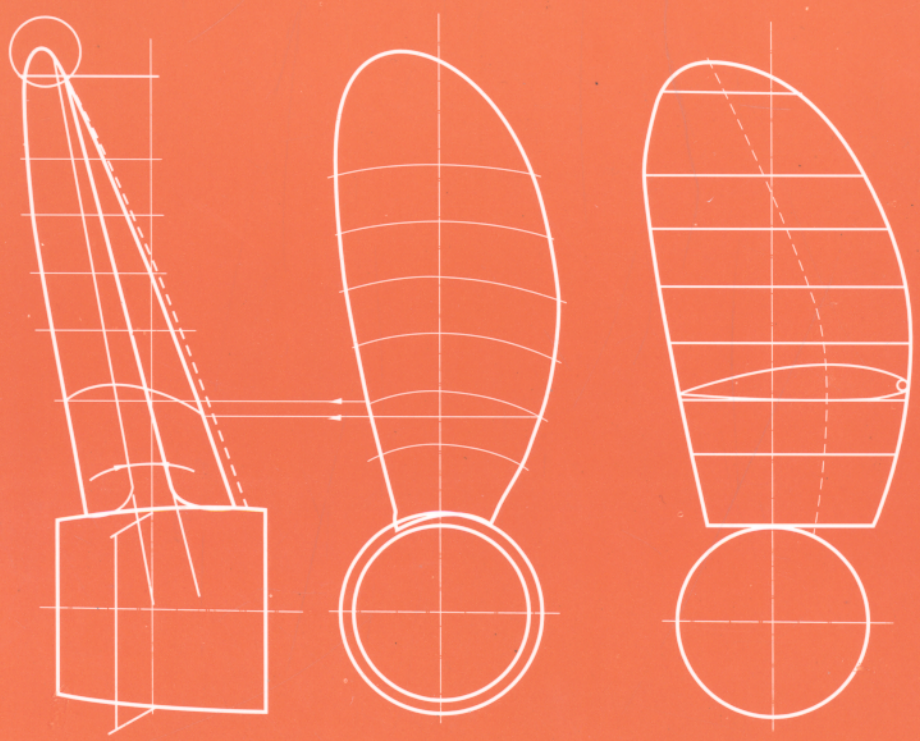
PGS.TS. NGUYỄN ĐỨC ÂN
KS. NGUYỄN BÂN

LÝ THUYẾT TÀU THỦY

TẬP 2



NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI

PGS.TS. **NGUYỄN ĐỨC ÂN** - KS. **NGUYỄN BÂN** (Chủ biên)

LÝ THUYẾT TÀU THỦY

Tập II

NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI
HÀ NỘI - 2005

MỤC LỤC

CÁC KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị đo	Giải thích
a	m	Khoảng cách từ tâm nổi đến trọng tâm tàu
a	m	Độ dịch chuyển thẳng đứng trọng lượng
a	m	Khoảng cách từ tâm áp suất đến mép đạp của tấm phẳng
b	m	Chiều rộng của cánh chong chóng
b	m	Chiều dài tấm phẳng
b	m/s^2	Gia tốc
B		Tâm nổi
B_{tk}	m	Chiều rộng thiết kế của tàu
B_{max}	m	Chiều rộng lớn nhất của tàu
B_w	m	Chiều rộng đường nước của tàu
B_p		Hệ số Taylor
B_u		Hệ số Taylor
c	m/s	Tốc độ dòng theo
C_c		Hệ số sức cản áp suất
C_S		Hệ số sức cản sóng
C_{ms}		Hệ số sức cản ma sát
C_{kk}		Hệ số sức cản không khí
C_A		Hệ số Ayre
C_P		Hệ số Papmiel
C_L		Hệ số lực nâng
C_M		Hệ số mômen
C_N		Hệ số lực pháp tuyến
C_d		Hệ số lực thuỷ động
C_R		Hệ số lực cản dư
C_S		Chỉ số khai thác
C_T		Hệ số lực tiếp tuyến
C_I		Hệ số của công thức hải quân
d	m	Chiều chìm tàu

d	m	Chiều dầy tấm phẳng
d_p	m	Đường kính ổ trục chong chóng
D, Δ	T	Lượng chiếm nước
D	m	Đường kính quay vòng
D	m	Đường kính chong chóng
D_0	T	Lượng chiếm nước của tàu không tải
ΔD	T	Gia số lượng chiếm nước
DW	T	Trọng tải
ΔDj	T/cm	Gia số lượng chiếm nước trên một 1cm chiều chìm
e	m	Độ dịch chuyển ngang trọng lượng
e	m	Chiều dầy cánh chong chóng
E	kGm	Động năng
ΔE	kGm	Gia số động năng
f	m^2	Diện tích tiết diện đường nước của khoang bị ngập
f		Hệ số bề mặt bánh lái
F		Trọng tâm tiết diện đường nước
F,A	m^2	Diện tích bề mặt
F		Chỉ số phân khoang
F_b	m	Mạn khô
F_n		Tâm nổi của tàu bị nạn không chúi
FM, BM	m	Bán kính tâm nghiêng
FM_L,BM_L	m	Bán kính tâm chúi
F_r		Số Froude
F_u, B_u		Tâm nổi của tàu bị nạn, tàu chúi
$F_{d/n}$	m^2	Diện tích đường nước khi tàu bị nạn
F_X, A_M	m^2	Diện tích sườn giữa
g	m/s^2	Gia tốc trọng trường
g		Trọng tâm của khối nước ngập trong khoang
G		Trọng tâm tàu
G_p		Trọng tâm biểu kiến
GH,GZ	m	Tay đòn hồi phục
GG_1	m	Độ dịch chuyển trọng tâm tàu
GM	m	Chiều cao tâm nghiêng (ban đầu)
GM_L	m	Chiều cao tâm chúi

G_pM	m	Chiều cao tâm nghiêng có để ý mặt thoáng chất lỏng
G_pM_L	m	Chiều cao tâm chúi có để ý mặt thoáng chất lỏng
G_nM_n	m	Chiều cao tâm nghiêng của tàu bị nạn, tàu chúi
G_uM_u	m	Chiều cao tâm nghiêng của tàu bị nạn, tàu không chúi
$G_{up}M_u$	m	Chiều cao tâm nghiêng của tàu bị nạn, tàu chúi, có để ý mặt thoáng chất lỏng.
h	m	Tay đòn mômen hồi phục
h	m	Chiều cao cột nước tính từ trục chong chóng
h	m	Độ sâu của vùng nước, tuyến đường thuỷ
h_p	m	Lượng tịnh tiến của chong chóng
h_s	m	Lượng trượt của chong chóng
h_0	m	Tay đòn mômen tĩnh của lực nổi so với đáy (tung độ pantokeren)
H, D	m	Chiều cao mạn
H	m	Chiều cao sóng
H, P	m	Bước chong chóng
H_1	m	Bước không có lực đẩy của chong chóng
H_2	m	Bước không có mômen của chong chóng
I	m^4	Mômen quán tính của bề mặt
i_b	m^4	Mômen quán tính mặt thoáng của chất lỏng đối với trục dọc đi qua trọng tâm bề mặt.
i_{bi}	m^4	Mômen quán tính tiết diện đường nước của khoang ngập so với trục dọc đi qua trọng tâm tiết diện
i_l	m^4	Mômen quán tính mặt thoáng đối với trục ngang đi qua trọng tâm bề mặt.
i_B	m^4	Bán kính quán tính ngang của tàu
i_L	m	Bán kính quán tính dọc của tàu
I_B	$T.s^2.m$	Mômen quán tính của tàu đối với trục dọc khi chòng chành
I_L	$T.s^2.m$	Mômen quán tính của tàu đối với trục ngang khi chòng chành
J		Hệ số tịnh tiến của chong chóng
J_B	m^4	Mômen quán tính tiết diện đường nước đối với trục đối xứng của tiết diện (trục X)
J_L	m^4	Mômen quán tính tiết diện đường nước đối với trục ngang (trục y) đi qua trọng tâm tiết diện
J_{PR}	m^4	Mômen quán tính tiết diện đường nước đối với trục ngang đi qua trục thẳng góc ở đuôi

J_0	m^4	Mômen quán tính tiết diện đường nước đối với trục ngang đi qua mặt phẳng sườn giữa.
k		Hệ số chòng chành
k_s	mm	Độ lồi lõm (độ nhám)
K		Vết đường đáy trong hệ trục cơ bản
K	kG	Lực vòng
K_Q		Hệ số mômen quay của chong chóng
K_T		Hệ số lực đẩy chong chóng
K_B, (Z_B)	m	Khoảng cách tâm nổi tính từ đáy
KG, Z_G	m	Khoảng cách trọng tâm tính từ đáy
KM, Z_M	m	Khoảng cách tâm nghiêng ban đầu tính từ đáy
KM_L, Z_{ML}	m	Khoảng cách tâm chúi ban đầu tính từ đáy
l, λ	m	Chiều dài sóng
l	m	Độ dịch chuyển dọc trọng lượng
l	m	Lượng khai triển của tấm
l	m	Chiều cao của bánh lái
l_s, l_t	m	Tay đòn ổn định tĩnh
l_d	m	Tay đòn ổn định động
l_{gh}, $l_{lật}$	m	Tay đòn mômen giới hạn
l_n	m	Tay đòn mômen nghiêng
L_{TK}	m	Chiều dài thiết kế của tàu
L	kG	Lực nâng
L_{max}	m	Chiều dài lớn nhất của tàu
L_d	Tm	Công mômen hồi phục (thước đo ổn định động)
L_f	m	Chiều dài tạo sóng
L_{pp}	m	Chiều dài giữa 2 đường vuông góc
L_{dn}	m	Chiều dài đường nước
m	kGs^2/m	Khối lượng
M		Tâm nghiêng ngang (ban đầu)
M	Tm	Mômen tĩnh
M	kGm	Mômen tổng các lực thuỷ động đối với mép đạp
M_L		Tâm chúi (ban đầu)
M_{gh}, $M_{lật}$	Tm	Mômen nghiêng giới hạn (mômen lật)
M_n	Tm	Mômen nghiêng tàu
M_{tl}	kGm	Mômen của trục lái

M_{hp}	Tm	Mômen hồi phục của tàu
M_j	Tm/m	Mômen chúi đơn vị
M_1^0	Tm/1^0	Mômen nghiêng đơn vị
n	vòng/phút	Số vòng quay của chong chóng
N	kG	Lực pháp tuyến
N_d, DHP	CV, HP	Công suất cung cấp
N_e, EHP	CV, HP	Công suất có ích của động cơ
N_i, IHP	CV, HP	Công suất chỉ thị của động cơ
N_n, THP	CV, HP	Công suất đẩy
N_t, SHP	CV, HP	Công suất trên trục chân vịt
N_0, EHP	CV, HP	Công suất kéo
p	T	Trọng lượng
p	kG/m^2	Áp suất
p_d	kG/m^2	Áp suất hơi nước bão hoà
p_0	kG/m^2	Áp suất dòng chảy không rối
Δp	kG/m^2	Gia số áp suất
P	T	Trọng lượng tàu
P	kG	Lực thuỷ động tổng hợp
ΔP	T	Gia số trọng lượng tàu
q	kG/m^2	Áp suất động
q	T/m	Tải trọng của đường trượt trong tiết diện ngang
Q	kGm	Mômen của chong chóng
r	m	Bán kính tâm nghiêng
r	m	Bán kính đường tròn của phân tử nước gây nên sóng
r	m	Bán kính bất kì của tiết diện cánh chong chóng
R	m	Bán kính tâm chúi
R	kG	Sức cản của tàu
R_c	kG	Sức cản áp suất
R_{hd}	kG	Sức cản hình dáng
R_I	kG	Sức cản cảm ứng
R_{KK}	kG	Sức cản không khí
R_{ms}	kG	Sức cản ma sát
R_s	kG	Sức cản sóng
R_e		Số Reynolds
s		Hệ số trượt của chong chóng

s	m	Chiều dài đường hạ thuỷ
S	m^2	Diện tích bề mặt ướt
S	m^2	Diện tích vòng tròn ngoại tiếp chong chóng
S_n, A_w, F_{wo}	m^2	Diện tích đường nước
S_S, A_S	m^2	Diện tích sườn
S_p, A_p	m^2	Diện tích bề mặt chiếu của cánh chong chóng
S_0, A_o	m^2	Diện tích bề mặt đuỗi của cánh chong chóng
S_r, A_E	m^2	Diện tích bề mặt trải của cánh chong chóng
t	s	Thời gian
t	m	Độ chúi của tàu
t		Hệ số lực hút
T	kG	Lực tiếp tuyến
T	kG	Lực đẩy của chong chóng
T	s	Chu kì lắc ngang tự do của tàu
T, d	m	Chiều chìm thiết kế của tàu
T_{max}	m	Chiều chìm lớn nhất của tàu
T_m, T_F	m	Chiều chìm mũi tàu
T_d, T_A	m	Chiều chìm đuôi tàu
T_{tb}	m	Chiều chìm trung bình của tàu
TT, FP		Trục vuông góc đường nước ở mũi tàu
TS, AP		Trục vuông góc đường nước ở đuôi tàu
T_Z	kG	Lực đẩy đạo lưu - chong chóng
T_L	s	Chu kỳ chòng chành dọc tự do của tàu
T_N	kG	Lực của thiết bị đẩy
ΔT	kG	Lực hút
ΔT	m	Gia số chiều chìm
ΔT_m	m	Gia số chiều chìm mũi
ΔT_d	m	Chiều chìm lái
v	m^3	Thể tích nước ngập trong khoang
v	m/s	Tốc độ tàu
v	m/s	Tốc độ sóng
v	m/s	Tốc độ dòng chảy không rối
v_a	m/s	Tốc độ kích thích trục
v_n	m/s	Tốc độ kích thích tổng hợp

v_p	m/s	Tốc độ tịnh tiến của chong chóng
v_c	m^3	Thể tích ngập từng phần của khoang kín nước
v_t	m^3	Thể tích lý thuyết của khoang
v_w	hải lí/h	Tốc độ của tàu
v_w	m/s	Tốc độ tổng hợp
v_z	m/s	Tốc độ tổ hợp đạo lưu- chong chóng
V	m^3	Thể tích ngâm nước của tàu
ΔV	m^3	Gia số thể tích ngâm nước
w		Hệ số dòng theo
W	T	Lực nổi của tàu
WL		Đường nước
WOK, DWL		Đường nước thiết kế
WR		Tiết diện sườn
ΔW	T	Gia số lực nổi
z		Số cánh chong chóng
Z	kG,T	Sức kéo
α, Cw		Hệ số béo đường nước
α	độ	Góc tấn của cánh
β, C_M		Hệ số sườn giữa
γ	kG/m^3, T/m^3	Trọng lượng riêng
δ, C_B		Hệ số béo thể tích
δ		Hệ số Taylor
ζ		Hệ số loãng
ζ		Hệ số tải trọng của thiết bị đẩy
ζ_p		Hệ số hoàn chỉnh thiết bị đẩy
η_i		Hiệu suất chỉ thị
η_m		Hiệu suất cơ khí
η_p		Hiệu suất chong chóng tự do
η_{za}		Hiệu suất giảm tốc
η_{it}		Hiệu suất thiết bị đẩy lí tưởng
η_t		Hiệu suất đường trục
ϑ		Góc vát của tàu chạy
x		Hệ số biến đổi khoảng cách tung độ

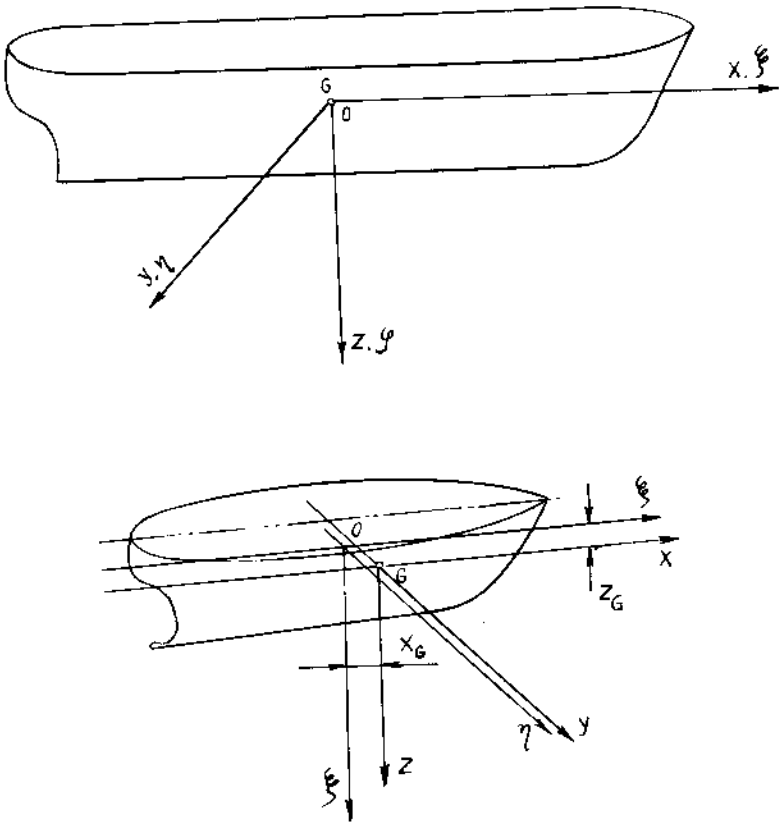
θ	độ	Góc nghiêng ngang của tàu
θ_d	độ	Góc nghiêng động
θ_{gh}	độ	Góc nghiêng động giới hạn
θ_{vn}	độ	Góc nước vào tàu qua lỗ không hoàn toàn đóng kín
μ		Hệ số ma sát máng trượt và đường trượt
μ		Hệ số ngập khoang
μ_f		Hệ số điền đầy bề mặt của khoang bị ngập
υ	m^2/s	Hệ số nhớt động
ζ_h		Hiệu suất vỏ
ζ_p		Hiệu suất chong chóng sau tàu
ζ_r		Hiệu suất quay
ζ_0		Hiệu suất đẩy
ρ		Mật độ
σ	$kG.s^2/m^4$	Số xâm thực
σ_0		Số xâm thực đối với tốc độ tịnh tiến
τ		Hệ số tải trọng của chong chóng
φ, C_p		Hệ số béo dọc
φ	độ	Góc bước chong chóng
ψ	độ	Góc chúi của tàu
ϖ	độ/s	Tốc độ góc
⊠		Sườn giữa tàu
φ_F, C_{FP}		Hệ số béo dọc phần trước của tàu
φ_S, C_{AP}		Hệ số béo dọc phần sau của tàu

Chương 9

TÍNH CHÒNG CHÀNH

9.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Chòng chành là chuyển động tuần hoàn của tàu, thực hiện khi tàu chạy trên sóng hoặc trong nước yên tĩnh. Chòng chành được xác định bằng sự dịch chuyển trọng tâm của tàu dọc theo ba trục vuông góc với nhau (0, ξ, η, ζ) trong không gian và sự quay của tàu xung quanh ba trục quán tính khối lượng của tàu (G, x, y, z). Trục Gx hướng về mũi, trục Gy sang mạn phải, trục Gz hướng thẳng đứng xuống dưới, tàu ở tư thế cân bằng hai hệ trục này trùng nhau: Trục Gx với 0ξ; trục Gy với 0η; trục Gz với 0ζ.



Hình 9.1

Phân biệt sáu dạng chuyển động chòng chành theo sáu bậc tự do của tàu (hình 9.1), ba dạng chòng chành dọc trục và ba dạng chòng chành quanh trục.

Các thuật ngữ liên quan đến tên gọi hiện nay vẫn chưa được thống nhất. Tên gọi chung bằng tiếng Việt dùng cho một số trường hợp cụ thể:

1. Chòng chành đứng: Chuyển động tịnh tiến dọc theo trục $O\zeta$ (Heaving)

2. Chòng chành ngang: Chuyển động tịnh tiến dọc theo trục $O\eta$ (Swaying)

3. Chòng chành dọc: Chuyển động tịnh tiến dọc theo $O\xi$ (Surging)

4. Chòng chành quanh trục Gx: (Rolling)

5. Chòng chành quanh trục Gy: (Pitching)

6. Chòng chành quanh trục Gz: (Yawing)

9.2. ẢNH HƯỞNG CỦA CHÒNG CHÀNH ĐỐI VỚI TÍNH HÀNG HẢI VÀ SỨC BỀN VỎ TÀU

Các chuyển động chòng chành ảnh hưởng xấu đến tính năng hàng hải và độ bền vỏ tàu, cụ thể là:

1. Biên độ chòng chành ngang lớn có thể gây ra lật tàu

2. Gia tốc lớn là nguồn gốc tải trọng động đối với kết cấu vỏ tàu và máy móc lắp trên tàu; hàng hoá bị dịch chuyển, hàng hoá hỏng, con người khó chịu, ốm.

3. Nước tràn lên boong trước mũi và sau lái.

4. Tốc độ của tàu bị giảm vì sức cản tăng, chế độ làm việc của chong chóng thay đổi.

5. Ổn định hướng của tàu bị kém, một phần do bánh lái bị nhô lên khỏi mặt nước theo chu kỳ.

6. Có khả năng làm hỏng máy chính và trục chong chóng, do chong chóng có thể nhô lên mặt nước.

7. Trên các tàu chiến, bắn không chính xác; trên tàu chở máy bay, máy bay hạ cánh khó khăn v.v...

Tất cả tàu thuỷ đều bị chòng chành. Vì vậy nhiệm vụ người thiết kế là phải lựa chọn các thông số của vỏ tàu cho hợp lý, sao cho biên độ chòng chành và gia tốc chòng chành nhỏ nhất.

9.3. CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CHO CHUYỂN ĐỘNG CHÒNG CHÀNH

Nội dung những chuyển động chòng chành của tàu là những chuyển động điều hoà hoặc kết quả trùng hợp của một và nhiều chuyển động điều hoà. Các thông số đặc trưng cho chuyển động chòng chành là:

a/ Biên độ chòng chành;

b/ Chu kỳ chòng chành hoặc tần số góc;

c/ Góc lệch pha so với sóng.

Chuyển động lắc được biểu diễn bằng công thức chung dưới đây:

$$S = S_m \sin(\omega_i t + \beta_i) \tag{9.1}$$

hoặc

$$S = S_m \cos(\omega_i t + \beta_i) \tag{9.2}$$

trong đó:

S: sự chênh lệch thời điểm của tàu từ vị trí cân bằng;

S_m: Biên độ chòng chành tức là độ chênh lệch lớn nhất của tàu so với vị trí cân bằng;

ω_i: Tần số góc liên quan đến chu kỳ theo công thức:

$$\omega_i = \frac{2\pi}{T_i} \tag{9.3}$$

β_i: Góc pha ở thời điểm t = 0. Nếu ở cùng một thời điểm, ví dụ t = 0, góc pha của sóng là β_1, góc pha của chòng chành ngang là β_2 thì góc lệch pha của chuyển động chòng chành so với sóng là $\beta_2 - \beta_1$.

9.4. LỰC TÁC DỤNG LÊN TÀU KHI CHÒNG CHÀNH

Cơ cấu của lực tác dụng lên tàu thuỷ khi chòng chành rất phức tạp so với lúc tàu chạy thăng bằng trên nước tĩnh. Áp suất tác dụng lên một đơn vị diện tích của vỏ tàu trong nước không những phụ thuộc vào mớn nước, mà còn phụ thuộc vào biên độ, vận tốc và gia tốc chòng chành của tàu. Trong khi chòng chành, xuất hiện các lực như lực quán tính, lực ma sát do độ nhớt của môi trường. Lực tác dụng trong lúc chòng chành có thể chia ra như sau:

1 - Lực hút của quả đất (trọng lực)

2 - Lực quán tính bản thân của con tàu

3 - Lực áp suất nước

4 - Lực ma sát

Ngoài ra còn xuất hiện lực do gió gây ra, nhưng từ trước tới nay khi tính toán đều bỏ qua lực này; gần đây lực này mới được đưa vào nghiên cứu ứng dụng để nâng cao tính năng hàng hải của tàu.

Khi nghiên cứu về chòng chành người ta còn dùng nguyên tắc phân loại lực khác, có lợi hơn về mặt lập phương trình chuyển động, cụ thể có thể chia ra như sau:

1 - Lực quán tính

2 - Lực tiêu lắc

3 - Lực phục hồi

4 - Lực cưỡng bức

Từ lý thuyết dao động trong cơ học chất rắn, công thức chuyển động của vật thể có dạng:

$$M\frac{d^2 s}{dt^2} + N\frac{ds}{dt} + B.s = F(t) \qquad (9.4)$$

trong đó:

M - Khối lượng tổng quát;

N - Hệ số cản tổng quát;

B - Hệ số mômen hồi phục tổng quát;

s - Độ dịch chuyển.

Khi tàu thực hiện chuyển động chòng chành trong nước, ngoài khối lượng thân tàu cùng hàng hoá tham gia chuyển động, còn có một phần nước nằm sát mặt ướt của thân tàu cũng tham gia vào thành phần lực quán tính. Khác với công thức trên, khi miêu tả các chuyển động của tàu, ngoài M còn phải kể đến lượng bổ sung δM từ phía nước gọi là khối nước kèm.

Công thức của chuyển động (9.4) có dạng:

$$(M + \delta M)\frac{d^2 s}{dt^2} + N\frac{ds}{dt} + B.s = F(t) \qquad (9.5)$$

Phân biệt bốn lực tham gia phương trình:

- Lực quán tính: $(M + \delta M)\dfrac{d^2 s}{dt^2}$

- Lực cản: $N\dfrac{ds}{dt}$

- Lực phục hồi: B.s

- Lực cưỡng bức: F(t)

Nếu F(t) = 0, chúng ta gặp trường hợp tàu chòng chành tự do trên nước. Tần số, chu kỳ chòng chành của tàu tính cho F(t) = 0 được gọi là tần số riêng, chu kỳ riêng.

9.5. TÀU CHÒNG CHÀNH TRONG NƯỚC TĨNH

9.5.1. Tàu chòng chành không để ý sức cản của nước

Phương trình vi phân của tàu chòng chành trong nước tĩnh khi không để ý đến sức cản của nước có dạng sau:

Từ công thức (9.5) ta có:

$$(M + \delta M)\ddot{\zeta}_G + \gamma S_n \zeta_G = 0$$

$$M = \frac{D}{g}$$

$$\delta M = K_2 . M$$

- Chòng chành đứng:

$$\frac{D}{g}(1+k_z)\ddot{\zeta}_G + \gamma S_n \zeta_G = 0 \qquad (9.6)$$

hoặc:

$$\ddot{\zeta}_G + \omega^2 \zeta_G = 0 \qquad (9.7)$$

trong đó:

$$\omega^2 = \frac{g\gamma S_n}{(1+k_n)D}$$

ζ_G: Tung độ trọng tâm (đo từ gốc của hệ trục O);

$\ddot{\zeta}_G$: Gia tốc trọng tâm;

S_n: Diện tích đường nước;

k_n: Hệ số khối lượng nước kèm;

ω: Tần số góc lắc đứng.

- Chòng chành quay ngang gọi tắt là chòng chành ngang:

Giống như cách phân tích ở trên, ta có:

$$I_x(1+k_{xx})\ddot{\varphi} + Dh_0\varphi = 0 \qquad (9.8)$$

hoặc:

$$\ddot{\varphi} + \omega^2_\varphi \,.\, \varphi = 0 \qquad (9.9)$$

trong đó:

$$\omega^2_\varphi = \frac{Dh_o}{(1+k_{xx})} I_x$$

φ: Góc nghiêng gia tốc;

$\ddot{\varphi}$: Gia tốc góc chòng chành;

I_x: Mô men quán tính khối lượng của tàu với trục Gx;

k_{xx}: Hệ số mô men quán tính khối lượng nước kèm đối với trục Gx;

h_0: Chiều cao tâm nghiêng ngang;

ω_φ: Tần số góc lắc ngang.

* *Lắc dọc:*

Phương trình lắc dọc có dạng:

$$I_y(1+k_{yy})\ddot{\psi} + DH_0\psi = 0 \qquad (9.10)$$

hoặc:

$$\ddot{\psi} + \omega_{\psi}^{2}\,\psi = 0 \qquad (9.11)$$

trong đó:

$$\omega^{2}\psi = \frac{DH_{0}}{(1+k_{xx})\,I_{y}}$$

ψ: Góc chúi;

$\ddot{\psi}$: Gia tốc góc chúi;

I_y: Mô men quán tính khối lượng của tàu đối với trục Gy;

k_{yy}: Hệ số mômen quán tính khối lượng nước kèm đối với trục Gy;

H_0: Chiều cao tâm chúi;

ω_{ψ}: Tần số góc chúi.

Tất cả ba dạng chuyển động được nêu trên là quan trọng nhất và được xác định cùng một kiểu phương trình. Đó không phải hoàn toàn là phương trình vi phân tuyến tính cùng bậc hai.

Nếu ở thời điểm t = 0, từ vị trí cân bằng tàu nghiêng thì điều kiện ban đầu: $\zeta_G = \zeta_{G_0}$; $\varphi = \varphi_0$; $\psi = \psi_0$.

Và tốc độ:

$$\dot{\zeta} = 0;\ \dot{\varphi} = 0;\ \dot{\psi} = 0$$

tích phân phương trình chuyển động có dạng:

$$\zeta = \zeta_{G_0}\cos\omega_z t \qquad (9.12)$$

$$\varphi = \varphi_0\cos\omega_z t \qquad (9.13)$$

$$\psi = \psi_0\cos\omega_z t \qquad (9.14)$$

Thời gian mà tàu thực hiện đủ một chu kỳ chuyển động tức là thời gian giữa hai góc nghiêng tối đa, gọi là chu kỳ chòng chành. Chu kỳ lắc biểu diễn bằng công thức được tính bằng giây (s):

$$T_i = \frac{2\pi}{\omega_i} \qquad (9.15)$$

$$\omega_i = \omega_{\varphi} + \omega_z + \omega_{\psi}$$

$$i = \varphi, z, \psi$$

Chòng chành đứng:

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{(1 + k_z)\, D}{g \cdot \gamma\, S_n}} \qquad (9.16)$$

Tính gần đúng có thể dùng công thức:

$$T_z = 2{,}8\sqrt{T_x} \qquad (9.17)$$

hoặc:

$$T_z = 2{,}4\sqrt{T} \qquad (9.18)$$

trong đó:

$\psi = \dfrac{\delta}{\alpha}$ - Hệ số béo đứng

T - Chiều chìm trung bình của tàu, m.

Chòng chành ngang:

$$T_\varphi = 2\pi \sqrt{\frac{(1 + k_{xx})\, I_x}{D \cdot h_o}} \qquad (9.19)$$

Có thể lấy gần đúng:

$$T_\varphi = \frac{cB}{\sqrt{h_o}} \qquad (9.20)$$

trong đó:

B - Chiều rộng của tàu;

c - Hệ số, cho ở bảng dưới đây, phụ thuộc vào loại tàu.

Nếu chiều cao tâm nghiêng đã biết, hệ số c đối với loại tàu nào có thể xác định sau khi đo chu kỳ chòng chành T_φ của tàu đó. Hệ số c tính theo công thức (9.20) cho các loại tàu:

Bảng 9.1

Số	Loại tàu	Hệ số chòng chành
01	Tàu chuyên tuyến	0,74
02	Tàu chiến	0,78
03	Tàu khách	0,77
04	Tàu hàng có hàng	0,78
05	Tàu hàng không có hàng	0,81
06	Tàu đánh cá	0,76
07	Tàu kéo	0,76
08	Tàu đánh cá loại nhỏ	0,80

Nếu chiều cao tâm nghiêng quá nhỏ, công thức (9.19) mất giá trị. Vì vậy khi $h_0 \leq 0{,}05$, phải áp dụng công thức:

$$T_\varphi = \frac{4\pi}{\varphi_o}\sqrt{\frac{I_x(1+k_{xx})}{D \cdot r_o}} \tag{9.21}$$

trong đó:

φ_0 - Biên độ lắc tính theo radian;

r_0 - Bán kính tâm nghiêng.

Nếu trị số h_0 dao động trong khoảng 0,05 ÷ 0,15m, bấy giờ lấy trị số trung bình tính từ các công thức (9.19); (9.20); (9.21).

Chòng chành dọc:

$$T_\psi = 2\pi\sqrt{\frac{(1+k_{xx})I_x}{D \cdot H_o}} \tag{9.22}$$

hoặc gần đúng:

$$T_\psi = 2{,}8\sqrt{T_x} \tag{9.23}$$

hoặc:

$$T_\psi = 2{,}4\sqrt{T} \tag{9.24}$$

So sánh công thức (9.18) và công thức (9.19) thấy rằng chu kỳ chòng chành đứng và chòng chành dọc bằng nhau. Trong thực tế có khác nhau, nhưng không đáng kể. Nếu nói về phương diện tính hàng hải tốt thì tàu phải có chu kỳ chòng cành lớn bởi vì bấy giờ tốc độ và gia tốc xuất hiện sẽ nhỏ. Trong trường hợp chòng chành ngang để T_φ lớn thì chiều cao tâm nghiêng sẽ nhỏ, tức là ổn định tàu kém. Điều đó mâu thuẫn với tiêu chuẩn ổn định, vì vậy khi chọn chiều cao tâm nghiêng phải lấy giá trị hợp lý đảm bảo tính ổn định của tàu mà không làm xấu tính chòng chành.

9.5.2. Tàu chòng chành có để ý sức cản của nước

Nếu giả thiết rằng, sức cản lắc tỉ lệ thuận với tốc độ, bấy giờ phương trình vi phân có dạng:

Chòng chành đứng:

$$\frac{D}{g}(1+k_z)\ddot{\zeta}_G + 2N_z\dot{\zeta}_G + \gamma S_n\zeta_G = 0 \tag{9.25}$$

Chòng chành ngang:

$$I_x(1+k_{xx})\ddot{\varphi} + 2N_\varphi\dot{\varphi} + Dh_0\varphi = 0 \tag{9.26}$$

Chòng chành dọc:

$$I_y(1+k_{yy})\ddot{\psi} + 2N_\psi\dot{\psi} + Dh_0\psi = 0 \tag{9.27}$$

trong đó;

N_z; N_φ ; N_ψ là những hệ số lực cản tổng quát.

Đặt những điều kiện ban đầu giống như trước, các tích phân của các phương trình (9.25), (9.26), (9.27) có dạng:

$$\zeta_G = \zeta_m \cdot e^{-h_z t}\cos(\omega_z t - \beta_z) \tag{9.28}$$

$$\varphi = \varphi_m \cdot e^{-h_\varphi t}\cos(\omega_\varphi - \beta_\varphi) \tag{9.29}$$

$$\psi = \psi_m \cdot e^{-h_\psi t}\cos(\omega_\psi - \beta_\psi) \tag{9.30}$$

Hệ số tắt dần h_i xác định bằng các công thức:

$$h_z = \frac{N_z g}{(1+k_z)D} \tag{9.31}$$

$$h_\varphi = \frac{N_\varphi}{(1+k_{xx})I_x} \tag{9.32}$$

$$h_\varphi = \frac{N_\psi}{(1+k_{yy})I_y} \tag{9.33}$$

Biên độ chòng chành ζ_m, φ_m, ψ_m được biểu thị bằng công thức chung:

$$s_m = s_o\sqrt{1+\left(\frac{h_i^2}{\omega_i^2}\right)} \tag{9.34}$$

trong đó:

s - Toạ độ chung;

ω_i - Tần số góc của chòng chành có để ý giảm chòng chành biểu thị dạng:

$$\omega_i = \sqrt{v_i^2 - h_i^2} \tag{9.35}$$

trong đó:

ω_i - Tần số góc của chòng chành chưa xét đến lực cản. Góc pha β_i có dạng chung

$$\cos\beta_i = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{h_i}{\omega_i}\right)^2}} \tag{9.36}$$

Phương trình (9.25), (9.26), (9.27) biểu diễn chuyển động tuần hoàn tắt dần với chu kỳ cố định T_i và biên độ giảm dần $s_m \cdot e^{-h_i t}$.

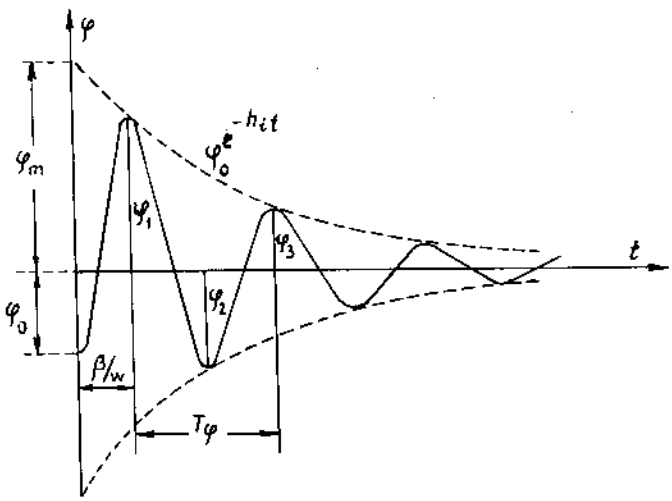
Chu kỳ chòng chành biểu diễn bằng công thức:

$$T_i = \frac{2\pi}{\omega_i} = \frac{2\pi}{\sqrt{v_i^2 - h_i^2}} = \frac{2\pi}{v_i} \times \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{h_i}{v_i}\right)^2}} = \frac{T_i}{\sqrt{1 - \mu_i^2}} \tag{9.37}$$

trong đó:

T_i - Được biểu diễn bằng công thức (9.15);

$\mu_i = \frac{h_i}{v_i}$ - Hệ số giảm lắc không thứ nguyên, đối với mỗi loại lắc có dạng như sau:



Hình 9.2. Đồ thị biên độ lắc tắt dần

$$\mu_z = \frac{h_z}{v_z} = \frac{N_z}{\sqrt{S_n \gamma \cdot \frac{(1 + k_z)}{g}}} \tag{9.38}$$

$$\mu_\varphi = \frac{h_\varphi}{v_\varphi} = \frac{N_\varphi}{\sqrt{(1 + k_{xx})\, I_x\, Dh_o}} \tag{9.39}$$

$$\mu_\psi = \frac{h_\psi}{v_\psi} = \frac{N_\psi}{\sqrt{(1 + k_{yy})\, I_y\, Dh_o}} \tag{9.40}$$

Bởi vì các hệ số này không thứ nguyên lấy gần đúng $\mu_z \approx \mu_\psi = 0{,}20$ và $\mu_\varphi = 0{,}10$, có thể bỏ qua ảnh hưởng giảm chòng chành ở chu kỳ.

$$T_i^* = T_i$$

Hệ số giảm chòng chành ngang có thể xác định khi thử tàu chòng chành, đo chu kỳ chòng chành và biên độ. Tỉ số giữa hai biên độ chòng chành bằng:

$$\frac{\varphi_m}{\varphi_{(m+1)}} = e^{\frac{h_\varphi T_\varphi}{2}} \tag{9.41}$$

Do đó:

$$h_\varphi = \frac{2}{T} \ln \frac{\varphi_m}{\varphi_{(m+1)}} \tag{9.42}$$

Nếu nói đến hệ số μ_φ - hệ số giảm chòng chành ngang muốn tăng thì:

1. Tăng hệ số lực cản N
2. Giảm mômen quán tính $(1 + k_{xx})\, I_x$
3. Giảm chiều cao tâm nghiêng h_0

Giảm mômen quán tính là không có lợi vì gây giảm chu kỳ chòng chành ngang bản thân của tàu, tăng hệ số μ_φ có thể có lợi nhất bằng cách giảm chiều cao tâm nghiêng h_0, đồng thời tăng được T_φ. Nhưng sự giảm h_0 phải nhớ đến vấn đề ổn định của tàu.

9.6. CÁC CÔNG THỨC GẦN ĐÚNG TÍNH MÔMEN QUÁN TÍNH KHỐI LƯỢNG CỦA TÀU

Trong các phương trình chuyển động xuất hiện các mômen quán tính khối lượng của tàu đối với trục Gx, Gy.

9.6.1. Xác định mômen quán tính khối lượng của tàu đối với trục dọc Gx

Mômen quán tính khối lượng của tàu đối với trục dọc Gx xác định với dạng tổng quát:

$$I_x = \int_M \left(y^2 + z^2\right) dM \tag{9.43}$$

trong đó y và z - Toạ độ của phần tử khối lượng dM

Bởi vì tính chính xác mômen quán tính là tốn rất nhiều công và đòi hỏi hồ sơ của tàu đó. Vậy để khái quát tính toán chòng chành chúng ta dùng các công thức gần đúng.

Công thức của J.A.Szymanski:

$$I_x = \frac{D}{g}\left(\frac{B^2 \alpha^2}{11{,}4\delta} + \frac{H^2}{12}\right) \quad [\text{Tmsec}^2] \tag{9.44}$$

trong đó: α - Hệ số béo đường nước, δ - Hệ số béo thể tích.

Công thức của G.J.Pavlenko:

$$I_x = \frac{D}{16g}\left(B^2 + H^2\right) \tag{9.45}$$

Công thức của Doyere:

$$I_x = \frac{D}{12g}\left(B^2 + 4Z_G^2\right) \tag{9.46}$$

Trong đó: Z_G: Chiều cao trọng tâm

$$I_x = \frac{D}{g}\left(0{,}38\,B\right)^2 \tag{9.47}$$

Có để ý đến khối lượng nước kèm:

$$I_x\left(1 + k_{xx}\right) = \frac{D}{g}\rho^2 \tag{9.48}$$

Bán kính quán tính ρ được tính theo công thức:

$$\rho = c\frac{B}{2} \tag{9.49}$$

Trị số của hệ số c ở bảng (9.1).

9.6.2. Xác định mômen quán tính khối lượng của tàu đối với trục ngang Gy

Mômen này đối với trục ngang đi qua trọng tâm tàu xác định bằng dạng tổng quát

$$I_y = \int\left(x^2 + z^2\right)dM \tag{9.50}$$

trong đó:

dM - Phần tử khối lượng của tàu;

x và z - Tọa độ dọc và thẳng đứng.

Bởi vì chiều cao của tàu ít khi vượt 0,1 chiều dài của tàu, có thể dùng công thức gần đúng:

$$I_y = 1{,}01\int_M x^2\,dM \tag{9.51}$$

Tích phân này dễ giải, nếu biết đường cong phân bố trọng lượng dọc theo chiều dài tàu. Thiếu đường cong này, có thể dùng đường cong diện tích sườn theo hàm chiều dài tàu, giả thiết rằng tung độ của nó tỷ lệ với tung độ đường cong phân bố trọng lượng. Bây giờ có thể dùng công thức của Krylov:

$$I_y \le I_o + \frac{1}{60}\frac{DL^2}{g} \tag{9.52}$$

trong đó:

I_o - Mômen quán tính được tính từ đường cong diện tích sườn theo công thức:

$$I_0 = \frac{\gamma}{g} \int_{-L/2}^{L/2} x^2 . S . dx \tag{9.53}$$

S - Diện tích sườn

Biểu thức $\frac{1}{60} DL^2$ là trị số hiệu chỉnh sai số tối đa khi thay đường cong phân bố trọng lượng sang đường cong diện tích sườn:

Tính sơ bộ I_y có thể dùng công thức:

$$I_y = 0{,}07 \frac{\alpha}{g} DL^2 \tag{9.54}$$

hoặc:

$$I_y = \frac{D}{g} (0{,}24 L)^2 \tag{9.55}$$

9.7. CÁC CÔNG THỨC GẦN ĐÚNG TÍNH KHỐI LƯỢNG VÀ MÔMEN KHỐI LƯỢNG NƯỚC KÈM

Xác định khối lượng nước kèm, cũng như mômen quán tính của nó đối với trục Gx và Gy, đến nay cũng chưa thể đạt được bằng phương pháp lí thuyết chặt chẽ. Tất cả đều dùng các công thức xác định ảnh hưởng nước kèm đến tính chòng chành bằng các công thức kinh nghiệm.

9.7.1. Xác định khối lượng nước kèm

Khối lượng nước kèm khi chòng chành đứng có thể xác định bằng công thức:

$$m_z = 0{,}160 \zeta_1 . \gamma . \int \zeta_2 y^2 dx \tag{9.56}$$

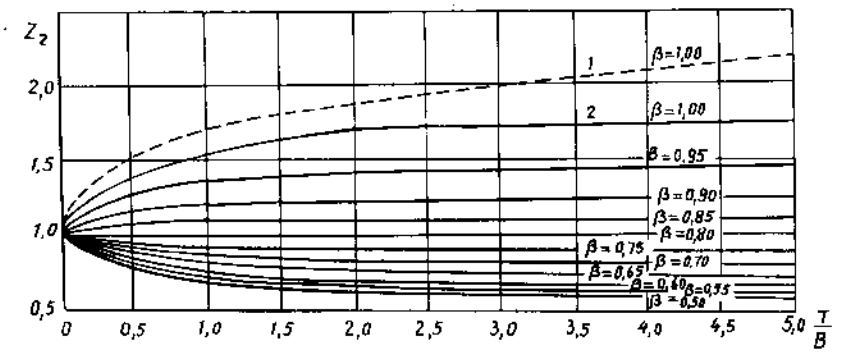
trong đó:

y - Tung độ đường nước

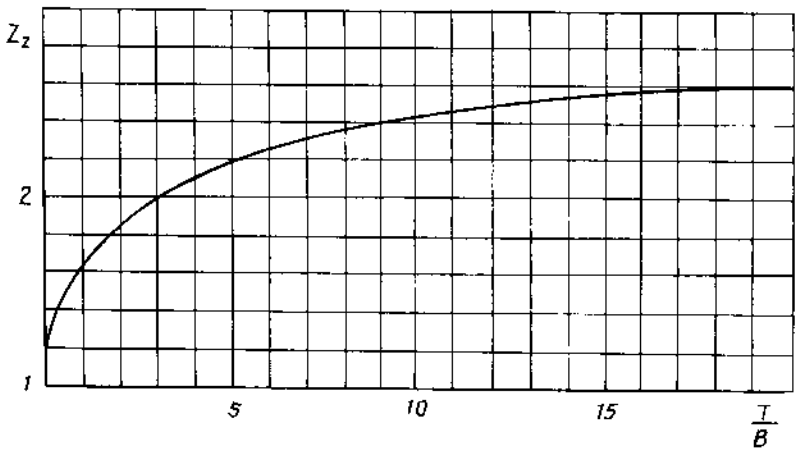
$$\zeta_2 = f\left(\frac{T}{B}, \beta\right)$$

Trị số ζ_2 cho trên hình (9.3)

$$\zeta_1 = \frac{1}{1 + 0{,}8 \frac{B}{L}} \tag{9.57}$$



Hình 9.3. Hệ số khối lượng nước kèm



Hình 9.4. Hệ số khối lượng nước kèm và mômen quán tính khối lượng nước kèm

Khi giả thiết mớn nước có dạng parabol thì công thức (9.56) có dạng:

$$m_z = 0{,}080\zeta_1 \gamma LB^2 \frac{\alpha^2}{1+\alpha} \tag{9.58}$$

Cũng có thể áp dụng công thức của Haskind:

$$m_z = \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 \frac{\gamma}{g}\frac{\pi}{4} LB^2 \frac{\alpha^2}{1+\alpha} \tag{9.59}$$

trong đó:

ζ_1 - Xác định theo công thức (9.57), $\zeta_2 = f\left(\frac{T}{B}\right)$ từ hình 9.4, ζ_3 - hệ số phụ thuộc góc vát đáy β.

$$\beta_3 = 1 - \frac{\beta^o}{180^o} \tag{9.60}$$

Cũng có thể dùng công thức Pavlenko:

$$m_z = 0{,}375\frac{B}{T}\frac{D}{g} \tag{9.61}$$

9.7.2. Xác định mômen quán tính nước kèm đối với trục dọc

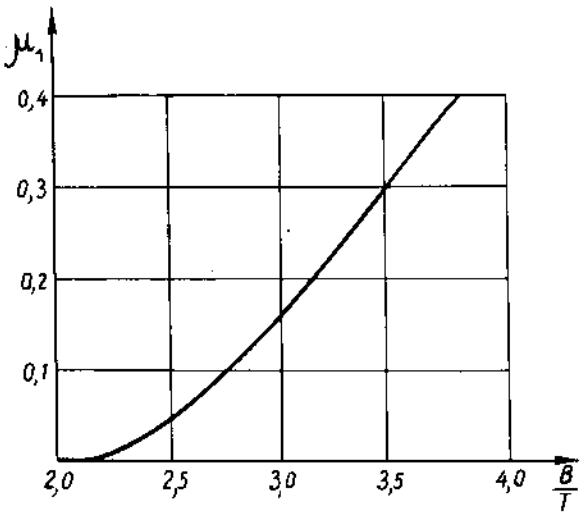
Mômen quán tính khối lượng nước kèm đối với trục Gx có thể xác định từ công thức:

$$I_{xx} = \frac{\mu_1}{38{,}2}\frac{\gamma}{g}LBT\left(B^2 + 4T^2\right) \tag{9.62}$$

trong đó:

L, B, T là các kích thước chính của tàu

$\mu_1 = f\left(\frac{B}{T}\right)$ xác định từ hình 9.5

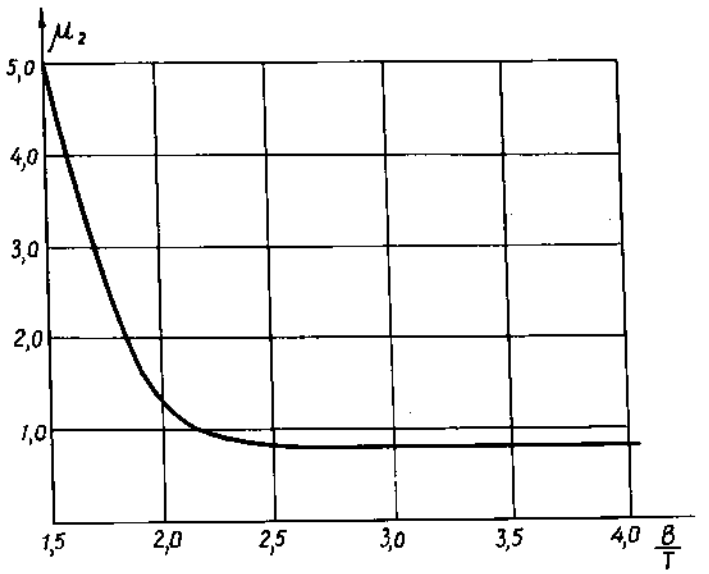


Hình 9.5. Hệ số mômen quán tính khối lượng nước kèm đối với khối quay hình elip

Công thức này có giá trị đối với khối quay hình e lip. Đối với khối hộp có thể dùng công thức:

$$I_{xx} = \frac{\mu_1}{81{,}5}\frac{\gamma}{g}LB^4$$

Trong đó trị số μ_2 xác định từ hình 9.6.



Hình 9.6. Hệ số mômen quán tính khối lượng nước kèm đối với khối hộp

Đối với tàu thực phải lấy trị số giữa hai công thức (9.62) và (9.63)

Có thể lấy $I_{xx} = (0,20 \div 0,40)\ I_x$

Đối với tàu không có vây giảm chòng chành có thể lấy trị số dưới, tàu có vây giảm chòng chành thì lấy trị số trên.

9.7.3. Xác định mômen quán tính khối lượng nước kèm đối với trục ngang

Khối lượng nước kèm:

$$m_z = 0,160\zeta_1\gamma \int_L \zeta_2 y^2\, dx \tag{9.63}$$

Mômen quán tính khối lượng nước kèm có thể xác định:

$$I_{yy} = 0,160\ \zeta_1\gamma \int_L \zeta_2 x^2 y^2\, dx \tag{9.64}$$

trong đó:

x - Hoành độ; y - Tung độ, còn các đại lượng khác như ở công thức (9.56)

Nếu đường nước có dạng đường cong parabol, có thể:

$$I_{yy} = 0,0066\zeta_1 \,.\, \gamma \,.\, B^2 \,.\, L^3 \times \frac{\alpha^2}{(3-2\alpha)(3-\alpha)} \tag{9.65}$$

Theo Haskind:

$$I_{yy} = \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 \cdot \frac{\pi}{48} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot B^2 \cdot L^3 \times \frac{\alpha^2}{(3 - 2\alpha)(3 - \alpha)} \quad (9.66)$$

Các ký hiệu như trong công thức (9.59)

Cũng có thể áp dụng công thức gần đúng của Pavlenko

$$I_{yy} = 0{,}325 \frac{B}{T} I_y \quad (9.67)$$

- **Ví dụ tính toán:**

Ví dụ 9.1. Vận dụng các công thức gần đúng để tính cho tàu vận tải có hàng, xác định chy kỳ: chòng chành ngang, chòng chành dọc, chòng chành đứng.

Cho biết:	$L = 100{,}0$ m	$\gamma = 1{,}025$ T/m^3
	$B = 13{,}5$ m	$Z_m = 6{,}70$m
	$T = 6{,}0$ m	$Z_g = 5{,}50$ m
	$\delta = 0{,}72$	$H_0 = 105$ m
	$\alpha = 0{,}80$	

Bài giải: Chúng ta tính chu kỳ chòng chành ngang theo công thức (9.20) hệ số c tra từ bảng 9.1 cho giá trị c = 0.78.

$$h_0 = Z_m - Z_g = 6{,}70 - 5{,}50 = 1{,}20\text{m}$$

$$T_\varphi = \frac{cB}{\sqrt{h_0}} = 0{,}78 \cdot \frac{13{,}5}{\sqrt{1{,}20}} = 9{,}6\text{s}$$

Chu kỳ lắc đứng và lắc dọc bằng nhau, dùng công thức (9.17):

$$T_z = T_\psi = 2{,}8\sqrt{T \cdot \psi} = 2{,}8\sqrt{\frac{T\delta}{\alpha}} = 2{,}8\sqrt{\frac{6 \cdot 0{,}72}{0{,}80}} = 6{,}5\,\text{sec}$$

Ví dụ 9.2: Đối với tàu ở bài 9.1, xác định chính xác chu kỳ chòng chành đứng.

Bài giải: Chu kỳ này thể hiện bằng công thức (9.16):

$$T_z = 2\pi\sqrt{\frac{(1 + k_z)D}{g\gamma S_n}} = 2\pi\sqrt{\frac{\frac{D}{g} + m_z}{\gamma S_n}}$$

Tính từ đại lượng trong công thức trên:

$$D = \gamma\delta LBT = 1{,}625 \cdot 0{,}72 \cdot 100 \cdot 13{,}5 \cdot 6 = 5980\ \text{T}.$$

Khối lượng nước kèm tính theo công thức (9.58):

$$m_z = 0{,}080 \,.\, \zeta_1 \gamma \, LB^2 \,.\, \frac{\alpha}{1+\alpha}$$

trong đó:

$$\zeta_1 = \frac{1}{1 + 0{,}8 \,.\, \frac{B}{L}} = \frac{1}{1 + 0{,}8 \,.\, \frac{13{,}8}{100}}$$

$$m_z = 0{,}080.0{,}904.1{,}025.100.13{,}5^2 \frac{0{,}80^2}{1+0{,}80} = 478\,ts^2/m$$

Diện tích đường nước: Sn = αL.B = 0,80 . 100 . 13,5 = 1080 m^2

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{5980/9{,}81 + 478}{1{,}025 \,.\, 1080}} = 6{,}23s$$

Ví dụ 9.3: Đối với tàu ở bài 9.1: xác định chính xác chu kỳ chòng chành ngang và chòng chành dọc:

Bài giải: Chu kỳ chòng chành ngang biểu diễn bằng công thức: (9.19):

$$T_\varphi = 2\pi \sqrt{\frac{(1 + k_{xx}) J_x}{D \,.\, h_o}}$$

Mômen quán tính khối lượng của tàu, chúng ta tính theo công thức (9.46)

$$I_x = \frac{D}{12g}\left(B^2 + 4Z_g^2\right) = \frac{5980}{12 \,.\, 9{,}81}\left(13{,}5^2 + 4 \,.\, 5{,}5^2\right) = 15350\,tms^2$$

Đối với khối quay hình elip, mômen quán tính khối lượng nước kèm biểu thị bằng công thức (9.62):

$$I_{xx} = \frac{\mu_1}{38{,}2} \,.\, \frac{\gamma}{g} \,.\, LBT\left(B^2 + 4T^2\right)$$

Hệ số $\mu_1 = f\left(\frac{B}{T}\right)$ đọc từ đồ thị ở hình 9.5:

Khi $\left(\frac{B}{T}\right) = \frac{13{,}5}{6} = 2{,}25$ thì $\mu_1 = 0{,}008$

$$I_{xx1} = \frac{0{,}008}{38{,}2} \,.\, \frac{1{,}025}{9{,}81} \,.\, 100 \,.\, 13{,}5 \,.\, 6(13{,}5^2 + 4 \,.\, 6^2) = 58\,tms^2$$

Đối với khối quay hình hộp, I_{xx} tính theo công thức (9.63):

$$I_{xx} = \frac{\mu_2}{81,5} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot LB^4$$

Từ đồ thị 9.6 khi B/T = 2,25 thì $\mu_2 = 1,05$

$$I_{xx2} = \frac{1,05}{81,5} \cdot \frac{1,025}{9,81} \cdot 100 \cdot 13,5^4 = 4450 \text{ tms}^2$$

Đối với tàu lấy giá trị trung bình:

$$I_{xx} = \frac{I_{xx1} + I_{xx2}}{2} = \frac{58 + 4454}{2} = 2254 \text{ tms}^2$$

Chu kỳ chòng chành ngang:

$$T_\varphi = 2\pi\sqrt{\frac{15350 + 2254}{5980 \cdot 1,20}} = 9,85\text{s}$$

Chu kỳ chòng chành dọc (công thức 9.22):

$$T_\psi = 2\pi\sqrt{\frac{(1 + k_{yy})\, I_y}{D \cdot H_o}}$$

Mômen quán tính khối lượng tàu I_y, chúng ta tính theo công thức (9.54)

$$I_y = 0,07\frac{\alpha}{g}DL^2 = 0,07\frac{0,80}{9,81} \cdot 5980 \cdot 100^2 = 341000 \text{ Tms}^2$$

Mômen quán tính khối lượng nước kèm có thể xác định bằng công thức (9.65)

$$I_{yy} = 0,0066\, \zeta_1 \gamma B^2 L^3 \cdot \frac{\alpha^2}{(3-2\alpha)(3-\alpha)} =$$

$$= 0,0066.0,904.1,025.13,5^2.100^3 \frac{0,80^2}{(3-2.0,80)(3-0,80)} = 232000 \text{ Tms}^2$$

Các kết quả đạt được khác nhau nhiều so với kết quả áp dụng các công thức (9.20) và (9.17)

$$T_\psi = 2\pi\sqrt{\frac{341000+232000}{5980.105}} = 6,0\text{s}$$

Ví dụ 9.4: Xác định tốc độ tối đa và gia tốc khi tàu chòng chành đứng trong nước tĩnh, không để ý sức cản nước, nếu biên độ ban đầu $\zeta_o = 0,4$m, chiều chìm tàu T = 6,5m, hệ số béo đứng $\psi = 0,85$.

Bài giải: Phương trình chòng chành đứng, không để ý sức cản nước có dạng (công thức 9.12)

$$\zeta = \zeta_{G0} \cos \omega_z t$$

Tốc độ lắc đứng: $\dot{\zeta} = -\omega_z \zeta_{G0} \sin \omega_z t$

Gia tốc lắc đứng: $\ddot{\zeta} = -\zeta_{g0} \omega_z^2 \cos \omega_z t$

Chu kỳ lắc đứng có thể xác định từ công thức (9.17)

$$T_z = 2{,}8\sqrt{T.\psi} = 2{,}8\sqrt{6{,}5.0{,}85} = 6{,}6\,s$$

Giữa tần số và chu kỳ có quan hệ (9.15)

$$\omega_z = \frac{2\pi}{T_z} = \frac{2\pi}{6{,}6} = 0{,}95\ 1/s$$

Tốc độ tối đa xuất hiện, khi:

$$\sin \omega_z t = \pm 1, \text{ nghĩa là } \omega_z t = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2}, \ldots$$

do đó tốc độ tối đa là:

$$\dot{\zeta}_{max} = \left|\zeta_{GO} . \omega_2\right| = 0{,}4\ .\ 0{,}95 = 0{,}38\ m/s$$

Gia tốc tối đa xuất hiện khi $\cos \omega_z t = \pm 1$, nghĩa là $\omega_z t = 0, \pi, 2\pi$ ... do đó gia tốc tối đa là:

$$\ddot{\zeta}_{max} = \left|\zeta_{GO} . \omega_z^2\right| = 0{,}4\ .\ 0{,}95^2 = 0{,}361\ m/s^2$$

Ví dụ 9.5: Xác định tốc độ tối đa và gia tốc góc của tàu khách chòng chành trong nước tĩnh với biên độ $\varphi_0 = 15^o$ (không để ý sức cản của nước). Chiều cao tâm nghiêng của tàu $h_o = 0{,}75m$, chiều rộng $B = 12{,}0m$. Thể hiện đồ thị biến đổi biên độ, tốc độ và gia tốc.

Bài giải: Phương trình lắc ngang (công thức (9.13), điều kiện ban đầu $t = 0$, $\varphi = \varphi_0$ và $\varphi = 0$ có dạng:

$$\varphi = \varphi_o \cos \omega_\varphi t$$

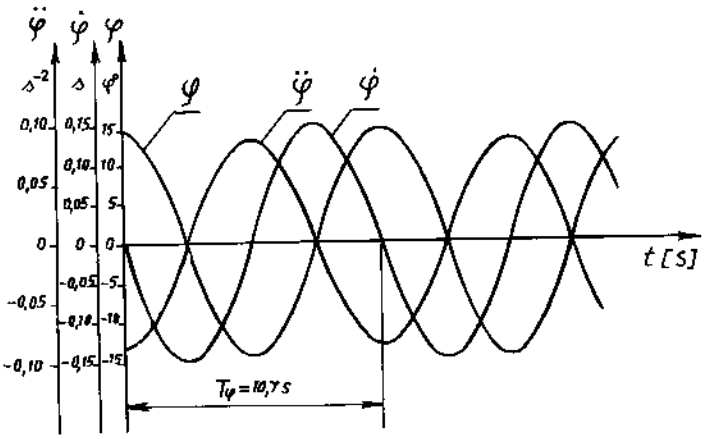
trong đó: $\omega_\varphi = \dfrac{2\pi}{T_\varphi}$

Tốc độ: $\dot{\varphi} = -\varphi_o \dfrac{2\pi}{T_\varphi} \sin \dfrac{2\pi}{T_\varphi} t$

Gia tốc: $\ddot{\varphi} = -\varphi_o \dfrac{4\pi^2}{T_\varphi^2} \cos \dfrac{2\pi}{T_\varphi} t$

Chu kỳ lắc: $$T_\varphi = \frac{cB}{\sqrt{h_o}} = \frac{0,77.12}{\sqrt{0,75}} = 10,7s$$

(Hệ số c lấy từ bảng 9.1) - Tốc độ tối đa xuất hiện, khi: $\sin \frac{2\pi}{T_\varphi} t = \pm 1$ tức là, khi $t = \frac{T_\varphi}{4}, \frac{3}{4} T_\varphi, \frac{5}{4} T_\varphi \ldots$



Hình 9.7. Đồ thị biến đổi biên độ, tốc độ và gia tốc

Bởi vì φ_o biểu thị bằng độ, phải đổi ra radian

$$15^o . 0,0175 = 0,262 \text{ radian}$$

$$\dot{\varphi}_{max} = \frac{2\pi}{10,7} . 0,262 = 0,154\ 1/s$$

Gia tốc tối đa xuất hiện, khi $\cos \frac{2\pi}{T_\varphi} = \pm 1$, tức là khi $t = 0, \frac{T_\varphi}{2}, T_\varphi, \frac{2}{3} T_\varphi \ldots$

$$\ddot{\varphi}_{max} = \frac{4\pi^2}{10,7^2} 0,262 = 0,0907\ 1/s^2$$

9.8. CÁC CÔNG THỨC GẦN ĐÚNG TÍNH SỨC CẢN LẮC

Để xác định chính xác ảnh hưởng tắt dần (giảm lắc) đối với mỗi chuyển động tuần hoàn của tàu, ta phải thí nghiệm mô hình đối với hình dáng thân tàu nào đó. Tất cả các phương pháp khác chỉ là những phương pháp gần đúng.

Sức cản này sẽ khác phụ thuộc vào loại chuyển động của tàu.

9.8.1. Xác định lực tắt dần khi chòng chành đứng

Nếu giả thiết rằng, lực cản trong chuyển động này là tỷ lệ với bình phương tốc độ thẳng đứng, vậy lực cản:

$$R_z = 0{,}03\, S_n \,.\, \overset{*}{\zeta}{}^2 \tag{9.68}$$

Ngược lại khi phụ thuộc tuyến tính:

$$R_z = k_z \,.\, S_n \,.\, \overset{*}{\zeta} \tag{9.69}$$

trong đó:

$$k_z = 0{,}025\, \overset{*}{\zeta}_o \tag{9.70}$$

$\overset{*}{\zeta}_o$ - Tốc độ tối đa của lắc đứng;

S_n - Diện tích đường nước.

Theo Bubnov:

$$k_z = 0{,}18 \text{ tsec/m}^3 \tag{9.71}$$

Theo Pavlenko:

$$k_z = 2 \,.\, \mu_o \sqrt{\frac{\gamma D}{g S_n}} \tag{9.72}$$

trong đó: μ_o - Hệ số tắt dần không thứ nguyên, khi biên độ nhỏ $\mu_o = 0{,}100$; khi biên độ lớn $\mu_o = 0{,}225$

Nếu tàu chạy với tốc độ v (m/sec), có thể lấy

$$k_z = 0{,}04\, v \tag{9.73}$$

9.8.2. Xác định lực tắt dần khi chòng chành ngang

Mômen lực cản đối với chòng chành có thể xác định gần đúng trên cơ sở kinh nghiệm của công thức Bertin với giả thiết rằng mômen tỉ lệ bình phương với tốc độ góc:

$$M_\varphi = k_\varphi \,.\, L \,.\, B^4 \,.\, \varphi^2 \tag{9.74}$$

trong đó:

k_φ - Hệ số kinh nghiệm có để ý hình dáng tàu;

k_φ - 0,001 đối với tàu có hình dáng gần vật thể quay với những phần nhô nhỏ;

k_φ - 0,002 đối với tàu có hình dáng bình thường có phần nhô;

k_φ - 0,003 đối với tàu có hông nhọn.

Nếu quan hệ tuyến tính giữa tốc độ và mômen lực cản thì:

$$M_\varphi = 0{,}85\, k_\varphi\, L \,.\, B^4 \,.\, \omega\omega_m \,.\, \varphi \tag{9.75}$$

trong đó: ω - Tần số lắc với biên độ φ_m

So sánh công thức này với phương trình (9.26), trong đó thành phần $2N_\varphi\varphi$ cũng thể hiện mômen lực cản, có thể viết thành hệ số tắt dần:

$$2N_\varphi = 0{,}85\, k_\varphi\, LB^4 \,.\, \omega\omega_\mu \tag{9.76}$$

Hệ số này cũng có thể xác định dựa vào công thức Pavlenko:

$$2N_\omega = 2\mu_\varphi \sqrt{Dh_o\,(1+k_{xx})\, I_x} \tag{9.77}$$

trong đó: $2\mu = 0{,}05 \div 0{,}10$ - tàu không có vây giảm lắc

$2\mu = 0{,}11 \div 0{,}14$ - tàu có vây giảm lắc

Cũng trên cơ sở công thức gần đúng, có thể xác định hệ số không thứ nguyên:

$\mu_\varphi = \dfrac{h_\varphi}{v_\varphi}$. Theo Nikolaijev:

$$2\mu_\varphi = \frac{2N_\varphi}{I_x(1+k_{xx})v_\varphi} = k\frac{LB^4}{D(B^2+H^2)}\,\varphi_m \tag{9.78}$$

trong đó: k - Hệ số đối với tàu biển bằng $0{,}055 \div 0{,}060$;

φ_m - Biên độ lắc tính bằng radian, có thể lấy bằng $0{,}5 \div 0{,}6$;

D, L, B, H - Lượng chiếm nước và kích thước của tàu.

Tính sơ bộ có thể dùng công thức:

$$N_{v\varphi} = N_{o\varphi}\,(1 + 6\,F_r) \tag{9.79}$$

Trong đó: $N_{v\varphi}$ - Hệ số lực cản chòng chành ngang khi có tốc độ v;

$N_{o\varphi}$ - Hệ số lực cản chòng chành ngang khi tốc độ v = 0;

$F_r = \dfrac{v}{\sqrt{gL}}$ - Số Froude

9.8.3. Xác định lực tắt dần khi chòng chành dọc

Mômen lực cản khi chòng chành đứng có thể xác định trên cơ sở công thức gần đúng:

$$M_\psi = \frac{3}{128}\,10^{-2} BL^4\,\dot{\psi}^2 \tag{9.80}$$

hoặc tuyến tính với tốc độ góc, theo công thức:

$$M_\psi = k_\psi \cdot I_{Gy} \cdot \psi \tag{9.81}$$

trong đó:

$$k_\psi = 0{,}002 \frac{BL^4}{I_{Gy}} \dot{\psi}_0 \tag{9.82}$$

I_{Gy} - Là mômen quán tính bề mặt đường nước đối với trục ngang đi qua trọng tâm đường nước;

ψ_0 - Tốc độ góc tối đa của lắc đứng.

Hệ số k_ψ mỗi tác giả cho một trị số khác nhau. Đến nay chưa khẳng định trị số nào cho kết quả tốt nhất. Chẳng hạn Szymansky cho biết:

$$k_\psi = 0{,}15 \ (t.s/m^3)$$

Ngược lại Bubnov:

$$k_\psi = k_z = 0{,}18 \ (t.s/m^3)$$

Nếu tàu chạy với tốc độ v (m/s) thì có thể lấy:

$$k_\psi = 0{,}03 \ v \tag{9.83}$$

Ví dụ 9.6: Tính mômen quán tính khối lượng của tàu đối với trục ngang, đi qua trọng tâm tàu, nếu biết diện tích sườn đến đường nước đã cho. Trị số diện tích cho ở bảng dưới đây. Các thông số của tàu: L = 120 m, B = 16,2 m, T = 7,0m = 0,779. X_G = - 2,46m.

Kết quả đã tính so với trị số được tính bằng các công thức gần đúng sau:

Bài giải:

Mômen quán tính khối lượng của tàu, tính theo công thức của Krylov.

$$I_y \le I_o + \frac{1}{60} \cdot \frac{DL^2}{g}$$

trong đó:

$$I_o = \frac{\gamma}{g} \int_i x^2 S dx$$

Chúng ta giải tích phân này bằng phương pháp Simpson gần đúng (bảng 9.2).

$$I'_o = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{2}{3} d^3 \Sigma_{II} = \frac{1{,}025}{9{,}81} \cdot \frac{2}{3} (12{,}0) \cdot 6575{,}2 = 793.000 \, tms^2$$

Trị số trên là mômen quán tính khối lượng của tàu đối với sườn giữa. Mômen này phải tính đối với trục đi qua trọng tâm của tàu theo công thức:

$$I_o = I'_o - \frac{D}{g} \cdot X_g^2$$

Bảng 9.2

Thứ tự sườn	Diện tích sườn S_o	C_s	Tích C_sS_s	Tay đòn x	x^2	Tích $x^2 . C_s . S_s$
0	0	0,313	0	-5,25	27,6	0,00
1/2	24,3	1,25	30,4	-4,625	21,4	650,56
1	50	0,813	40,65	-4	16	650,4
2	87,3	2	174,60	-3	9	1570
3	108,2	1	108,2	-2	4	432,8
4	110,1	2	220,2	-1	1	220,2
5	110,1	1	110,1	0	0	0,0
6	110,1	2	220,2	1	1	220,2
7	105,5	1	105,5	2	4	422,0
8	87,8	2	175,6	3	9	1580,0
9	39,5	0,75	29,6	4	16	474,0
$9\frac{1}{2}$	17,6	1	17,6	4,5	20,3	356
10	0	0,25	0	5	25	0,0

$\sum_I = 1232,65$ $\sum_{II} = 6575,2$

Lượng chiếm nước của tàu:

$$D = \gamma 2 . \frac{2}{3} d . \sum_I = 1,025.1005 . \frac{2}{3} . 12.1232,65 = 10200\,t$$

ε - là hệ số để ý tôn bao

$$I_o = 793000 - \frac{10200}{9,81}(2,46)^2 = 786.800\ tms^2$$

Để ý hiểu chỉnh sai số lớn nhất, chúng ta tính mômen quán tính khối lượng của tàu:

$$(*)\ I_y = I_o + \frac{1}{60} . \frac{DL^2}{g} = 786800 + \frac{1}{60} . \frac{10200.120^2}{9,81} = 1035800\ tms^2$$

Mômen quán tính theo các công thức khác:

$$I_y = 0,07\frac{\alpha}{g}DL^2 = \frac{0,07.0,779.10200.120^2}{9,81} = 815000\ tms^2$$

và $$I_y = \frac{D}{g}(0,24L)^2 = \frac{10200}{9,81}(0,24.120)^2 = 862000\ tms^2$$

So sánh kết quả của các công thức, thấy rằng công thức (*) cho trị số quá lớn so với các công thức khác, bởi vì công thức (*) có để ý hiệu chỉnh tập trung khối lượng ở hai đầu tàu.

Ví dụ 9.7: Cùng với tàu ở ví dụ trên, xác định khối lượng nước kèm và mômen quán tính của nó đối với trục ngang. Cho biết các trung độ đường nước. Kết quả thu được so sánh với các công thức gần đúng.

Bài giải:

Khối lượng nước kèm xác định từ công thức:

$$m_z = 0,160\ \zeta_1\gamma . \int \zeta_2 . y^2 dx$$

và mômen quán tính từ công thức:

$$I_{yy} = 0{,}160\zeta_1 . \gamma \int \zeta_2 . y^2 x^2 . dx$$

$$\zeta_1 = \frac{1}{1 + 0{,}8\frac{B}{L}} = \frac{1}{1 + 0{,}8\frac{16}{120}} = 0{,}903$$

do đó: $$m_z = 0{,}160 . 0{,}903 . 1{,}025 \int \zeta_2 y^2 dx = 0{,}148 \int_L \zeta_2 y^2 dx = 0{,}148 \int_L \zeta_2 y^2 dx$$

và $$I_{yy} = 0{,}148 \int_L \zeta_2 x^2 y^2 dx$$

Tích phân này, chúng ta giải theo phương pháp Simpson gần đúng ở bảng 9.3.

Đối với mỗi sườn chúng ta tính hệ số béo β và tỉ số $\frac{T}{2y}$ và nhờ các giá trị này tra đồ thị ở hình 9.3 có được hệ số ζ_2.

Chúng ta thu được các kết quả tiếp theo:

$$m_z = 1180 \text{ ts}^2/\text{m}$$

$$I_{yy} = 678860 \text{ tms}^2$$

Xác định m_z theo công thức:

$$m_z = 0{,}080\zeta_1\gamma . L . B^2 \frac{\alpha^2}{1+\alpha} =$$

$$= 0{,}080 . 0{,}903 . 1{,}025 . 120 . 16{,}2^2 . \frac{0{,}779^2}{1+0{,}779} = 795 \text{ ts}^2/\text{m}$$

và theo công thức:

$$m_z = 0{,}375 \frac{B}{T} . \frac{D}{g} = 0{,}375 . \frac{16{,}2}{7} . \frac{10200}{9{,}81} = 901 \text{ ts}^2/\text{m}$$

Chúng ta xác định I_{yy} theo công thức:

$$I_{yy} = 0{,}0066\zeta_1 . \gamma . B^2 L^3 \frac{\alpha^2}{(3-2\alpha)(3-\alpha)} =$$

$$= \frac{0{,}0066 . 0{,}903 . 1{,}025 (16{,}2)^2 (120)^3 (0{,}779)^2}{(3-2.0{,}779)(3-0{,}779)} = 525000 \text{ tms}^2$$

và theo công thức:

$$I_{yy} = 0{,}325 \frac{B}{T} . I_y$$

nếu $I_y = 862000$ tms^2 thì:

$$I_{yy} = 0{,}325 \frac{16{,}2}{7} 862000 = 648000 \text{ tms}^2$$

Bảng 9.3

Thứ tự sườn	Tung độ y	y^2	C_3	Tích $C_3.y^2$	Ch.chìm T	Diện tích sườn S_s	$\beta=\frac{S_5}{T.2y}$	$\frac{T}{2y}$	ζ_2	Tích $\zeta^2 . C_s . y^2$	x	x^2	Tích $\zeta_2 C_s x^2 y^2$
0	0	0	0,313	0,0	-	-	-	-	-	-	-5,25	27,6	-
1/2	2,96	8,76	1,25	10,9	7,0	24,3	0,587	0,85	0,75	8,17	-4,625	21,4	175
1	5,46	29,8	0,813	24,2	7,0	50	0,654	1,56	0,75	18,15	-4	16	290
2	7,54	56.8	2	113,6	7,0	87,3	0,830	2,15	1,05	119	-3	9	1070
3	7,98	63,7	1	63,7	7,0	108,2	0,969	2,28	1,55	98,7	-2	4	395
4	8,10	65,6	2	131,2	7,0	110,1	0,972	2,32	1,6	210	-1	1	210
5	8,10	65,6	1	65,6	7,0	110,1	0,972	2,32	1,6	105	0	0	0
6	8,10	65,6	2	131,2	7,0	110,1	0,972	2,32	1,6	210	1	1	210
7	7,86	61,8	1	61,8	7,0	105,5	0,960	2,25	1,55	95,9	2	4	384
8	6,72	45,2	2	90,4	7,0	87,8	0,934	1,92	1,35	122	3	9	1100
9	3,80	14,4	0,75	10,8	7,0	39,5	0,744	1,08	0,8	8,65	4	16	138
$9\frac{1}{2}$	1,90	3,6	1	3,6	6,7	17,6	0,691	0,57	0,8	2,88	4,5	20,3	58
10	0	0	0,25	0,0	-	-	-	-	-	-	5	25	0

$\sum_I = 998,45$ $\sum_{II} = 4030$

$$m_z = 0,160\zeta_1\gamma\int_{-1/2}^{+1/2}\zeta_2 y^2 dx = 0,160\zeta_1\gamma\frac{4}{3}d\sum_1 = 0,160.0,903.1,025.\frac{2}{3}12\sum_I = 1180\ ts^2/m$$

$$I'_{yy} = 0,160\zeta_1.y\int_{-1/2}^{+1/2}\zeta_2 y^2 x^2 dx = 0,160\zeta_1.\gamma\frac{4}{3}d^3\sum_{II} = 0,160.0,903.1,025.\frac{2}{3}(12)^3\sum_{II} = 170\sum_{II} = 686000\,tms^2$$

$$I_{yy} = I'_{yy} - m_z(x_G)^2 = 686000 - 1180(2,46)^2 = 678860\,tms^2$$

9.9. LÝ THUYẾT PHÁT SINH SÓNG BIỂN

9.9.1. Khái niệm mở đầu

Nguyên nhân chủ yếu tạo thành sóng biển là gió. Dưới tác dụng của gió các phân tử nước chuyển động chòng chành trong mặt phẳng thẳng đứng. Như khảo sát chỉ rõ quỹ đạo các phân tử nước gần như đường tròn. Chuyển động này gây cho các phân tử lân cận cũng dao động chòng chành nhưng khác pha. Trong thực tế sóng lan truyền bề mặt nước chỉ thay đổi chu kỳ hình dạng bề mặt theo hướng nhất định. Các phân tử nước chuyển động tịnh tiến, nhưng chúng tạo nên quỹ đạo đường tròn quanh tâm của chúng.

Lý thuyết phát sinh sóng trochoid như sau:

1 . Chuyển động của phân tử nước nằm trong mặt phẳng song song với hướng chuyển động của sóng và vuông góc với mặt biển.

2. Mỗi phân tử nước trong sóng chuyển động với quỹ đạo đường tròn tâm không đổi.

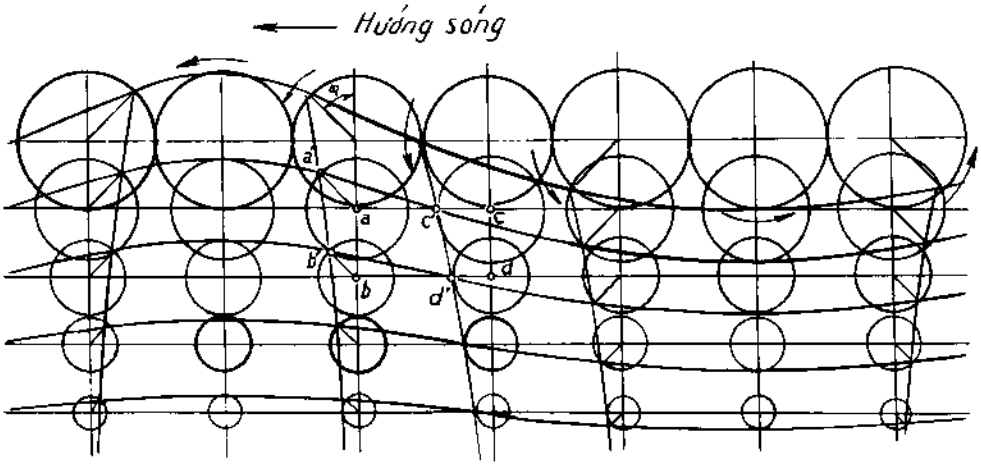
3. Tốc độ góc của chuyển động phân tử nước là không đổi (ω = const)

4. Bán kính đường tròn nằm trên đường thẳng nằm ngang đều nhau nhưng vị trí của các phân tử trên quỹ đạo khác nhau một góc không đổi là pha.

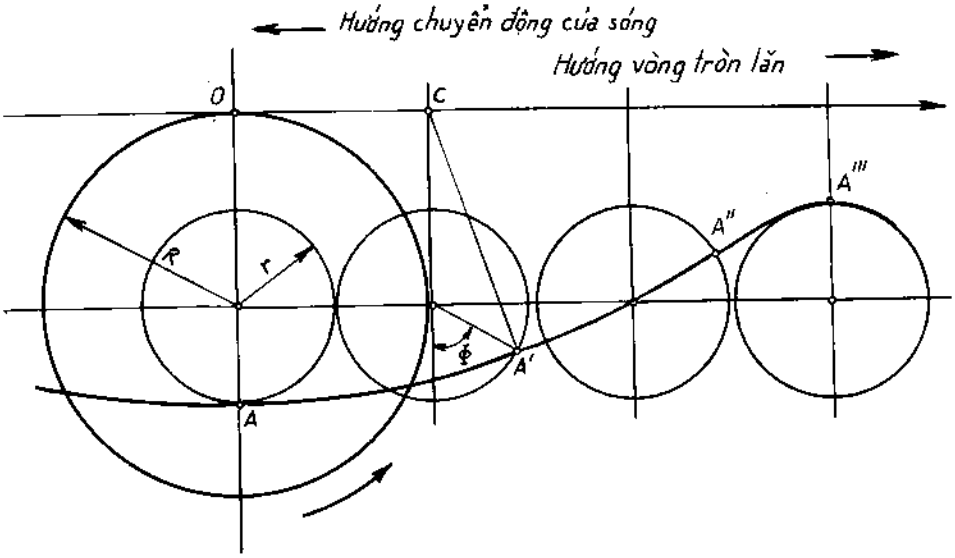
5. Bán kính quỹ đạo mà tâm nằm trên một đường thẳng đứng, bán kính giảm dần theo độ sâu và các phân tử trên các quỹ đạo này có cùng pha.

Nếu ở thời điểm nào đó khi phát sinh sóng chúng ta nối các phân tử thành đường cong mà khi ở trong trạng thái tĩnh chúng là những đường thẳng nằm ngang và thẳng đứng (như a, b, c, d). Chúng ta có (hình 9.8) thành ô vuông tương ứng bây giờ là các điểm a', b', c', d' bằng những đường cong.

Ban đầu là những đường nằm ngang bây giờ là những đường cong gọi là sóng trochoid (những đường cycloid rút ngắn). Chúng ta có những đường cong này bởi sự lăn tròn có bán kính R trên một đường thẳng (Hình 9.9).



Hình 9.8



Hình 9.9

Điểm A nằm trong đường tròn cách tâm lăn khoảng cách r bây giờ là đường trochoid, khoảng cách r bằng bán kính quỹ đạo của phân tử nước mà chúng ta đang quan sát; đặt các ký hiệu:

r - Bán kính quỹ đạo phân tử nước (m);

R - Bán kính vòng tròn lăn (m);

H - Chiều cao sóng (m);

l - Chiều dài sóng (khoảng cách giữa hai đỉnh hoặc hai đáy sóng) (m);

v - Vận tốc chuyển động của sóng (m/s);

ω - Tốc độ góc của chuyển động phân tử nước 1/s;

T_f - Chu kỳ sóng (thời gian cần thiết để hai đỉnh hoặc hai đáy sóng trùng một điểm);

g - Gia tốc trọng trường g = 9,81 (m/s).

Như trên hình 9.9 sau khi lăn một vòng tròn 360 độ điểm A lại nằm ở đáy sóng vì vậy:

Chiều dài sóng: $1 = 2\pi R$

Chiều cao sóng: $H = 2r$

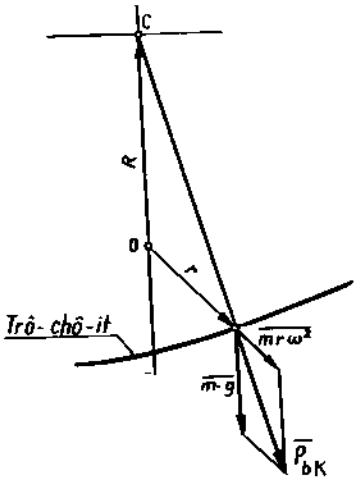
Chiều cao sóng thường trong khoảng 1/20 - 1/25 chiều dài sóng nhận hệ trục vuông góc Oxy ở hình 9.9. Đồng thời xem góc quay ϕ là thông số, chúng ta có thể biểu diễn phương trình trochoid ở dạng giải tích sau đây:

$$x = R\phi + r\sin\phi \tag{9.84a}$$

$$y = R + r\cos\phi \tag{9.84b}$$

Từ các phương trình trên có thể chứng minh rằng pháp tuyến với đường trochoid tại điểm A' bất kỳ đi qua C tiếp xúc với vòng tròn lăn với đường lăn (hình 9.9).

Khi xuất hiện sóng, mỗi phân tử nước chịu hai lực tác dụng: lực trọng trường mg và lực ly tâm $mr\omega^2$ (trong đó m là khối lượng của các phân tử, g là gia gốc trọng trường). Lực tổng của hai lực này phải vuông góc với trochoid tại các điểm tương ứng của các phân tử đã biết, bởi vì chỉ bây giờ điều kiện cân bằng tức thời mới giữ được. Hướng lực tổng hợp cùng chiều với pháp tuyến trochoid như chúng ta thấy trên hình 9.11.

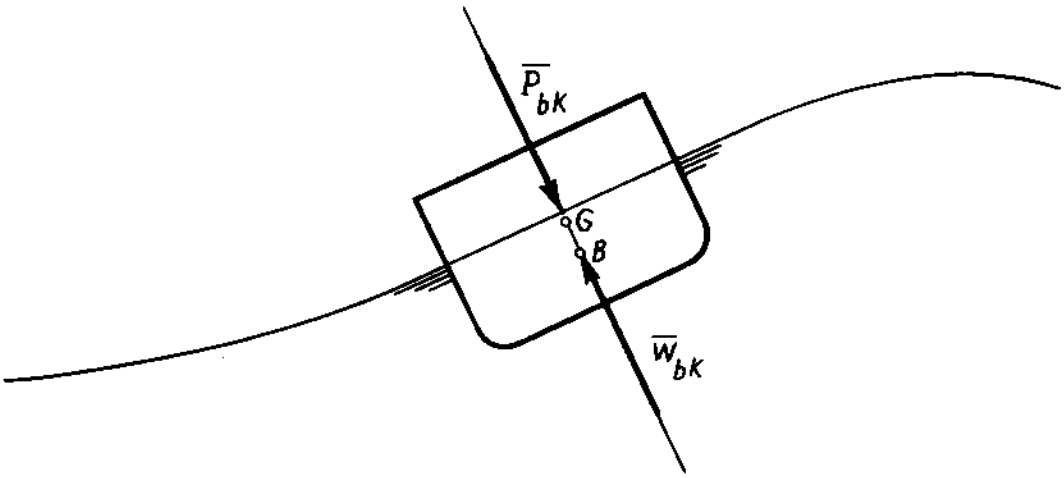


Hình 9.10

Tàu trên sóng cũng chịu tác động của hai lực này, lực trọng trường và lực ly tâm. Cả hai lực này tạo thành lực trọng lượng tàu biểu kiến. Tương ứng lực nổi của tàu bằng lực trọng lượng biểu kiến, bằng về trị số nhưng khác chiều tác dụng. Sự thay đổi hướng tác dụng của lực ly tâm phụ thuộc vào vị trí của các phân tử nước trên quỹ đạo của chúng kéo theo sự thay đổi hướng và trị số lực trọng lượng biểu kiến cũng như lực nổi biểu kiến của tàu. Sự thay đổi trị số trọng lượng biểu kiến xuất hiện tại đỉnh sóng mạnh nhất rồi đến đáy sóng. Tại đỉnh sóng hướng lực ly tâm ngược lại, nơi mà hai lực cùng chiều lực trọng lượng biểu kiến của tàu tăng.

Để ý sự thay đổi hướng cũng như sự thay đổi trị số, hiện tượng lực nổi biểu kiến có ảnh hưởng cơ bản đến sự giữ gìn con tàu trên sóng. Tàu chạy trong nước tĩnh không nghiêng luôn luôn cho ta khái niệm tàu trên sóng mà vị trí của tàu ở tư thế mặt phẳng đối xứng cùng

chiều với lực tác dụng của lực nổi biểu kiến, bởi vì chỉ thoả mãn điều kiện đó mới có trạng thái cân bằng tức thời (hình 9.11). Tàu sẽ nghiêng tức thời theo hướng tác dụng của lực nổi biểu kiến.



Hình 9.11

Hướng tác dụng của lực trọng lượng biểu kiến vuông góc với sóng trochoid cho phép tìm quan hệ xuất hiện giữa chu kì sóng T_f, chiều dài sóng l và tốc độ chuyển động v như hình 9.10, chúng ta thấy:

Từ hình 9.10 ta có:

$$\frac{R}{r} = \frac{mg}{rm\omega^2} = \frac{g}{r\omega^2}$$

Do đó tốc độ góc của chuyển động phân tử:

$$R = \frac{l}{2\pi}$$

Vậy
$$\omega = \sqrt{\frac{2g\pi}{l}} = \frac{7,85}{\sqrt{l}} \qquad (9.85)$$

Chu kỳ sóng phải bằng thời gian cần thiết để phân tử chuyển động đủ một vòng tương ứng với góc quay $360^o = 2\pi$ do đó:

$$T_f = \frac{2\pi}{\omega} = \sqrt{\frac{2l\pi}{g}} = 0,8\sqrt{L} \qquad (9.86)$$

Đồng thời chu kỳ sóng bằng tỉ số giữa chiều dài sóng và tốc độ:

$$T_f = \frac{l}{v}$$

Do đó:

$$v = \frac{l}{T_f} = \frac{l}{\sqrt{\frac{2\pi l}{g}}} = \sqrt{\frac{lg}{2\pi}} = 1{,}25\sqrt{l} \qquad (9.87)$$

Quan hệ giữa chiều dài sóng và tốc độ của nó thể hiện bằng công thức:

$$l = \frac{2\pi}{g} v^2 = 0{,}64\, v^2 \qquad (9.88)$$

Các yếu tố của sóng đã được quan sát trên một số biểu và đại lượng cho biết ở bảng 9.4.

Bảng 9.4. Trị số trung bình của các yếu tố sóng

Tên biểu hoặc đại lượng	Sóng trung bình					
	Chiều dài l (m)		Chiều cao H (cm)		Chu kỳ T_f (Δ)	
	M.hè	M.đông	M.hè	M.đông	M.hè	M.đông
Địa Trung Hải	74		4.5		7	
Biển Bắc	85		5		7.4	
Đại Tây Dương, Ấn Độ Dương, Thái Bình Dương	160	270	8	12	10	13

Từ những công thức trên, cho chúng ta thấy rằng tốc độ chuyển động của sóng và tốc độ góc chuyển động phân tử chỉ phụ thuộc chiều dài sóng, chiều cao không ảnh hưởng.

Chu kỳ sóng, đo từ tàu chuyển động tất nhiên sẽ không phù hợp với chu kỳ thực tế của sóng biển, do vec-tơ tổng tốc độ sóng và tốc độ tàu khi đo chu kỳ biểu kiến nhỏ hơn thực tế khi tàu chạy ngược sóng, khi tàu chạy cùng chiều với sóng thì ngược lại. Chu kỳ biểu kiến của sóng sẽ khác thực tế cũng trong trường hợp tàu chạy chéo sóng. Khi thay đổi hướng của tàu sự giữ gìn tàu trên sóng cũng ảnh hưởng bởi vì nó phụ thuộc vào chu kỳ biểu kiến của sóng.

Quan hệ giữa các đường kính quỹ đạo của các phần tử nước và các khoảng cách từ mặt nước của chúng biểu diễn bằng công thức:

$$r' = r \,.\, e^{-2\pi h/l}$$

trong đó: r' - Bán kính quỹ đạo của phân tử nước ở độ sâu h (m);

r - Bán kính quỹ đạo phân tử nước ở mặt biển;

h - Khoảng cách từ tâm quỹ đạo với bán kính r' đến mặt biển lặng;

e = 2,72 (cơ số logarit tự nhiên).

Bán kính quỹ đạo giảm khi tổng khoảng cách của các phân tử từ mặt nước đến độ sâu bằng chiều dài sóng (h = 1) bán kính quỹ đạo sẽ là: $r' = re^{-2\pi} \approx 0{,}0019r$.

Ở nước càng lặng chiều dài sóng của phân tử nước di chuyển không phải quỹ đạo tròn mà là quỹ đạo e lip do profil sóng có hình dạng hơi khác. Cũng như tốc độ di chuyển của sóng phụ thuộc vào chiều sâu của nước không phụ thuộc vào chiều dài sóng, trường hợp khi chiều sâu so với chiều dài không khác nhiều tốc độ sóng chỉ phụ thuộc vào chiều sâu và biểu diễn bằng công thức:

$$v = \sqrt{gh} \tag{9.89}$$

trong đó: h là độ sâu của nước

9.9.2. Tàu chòng chành trên sóng điều hoà

Tàu trên sóng chịu sự tác động biến đổi có tính chất chu kỳ, dưới ảnh hưởng lực đẩy của sóng tàu chuyển động lắc gọi là chòng chành cưỡng bức.

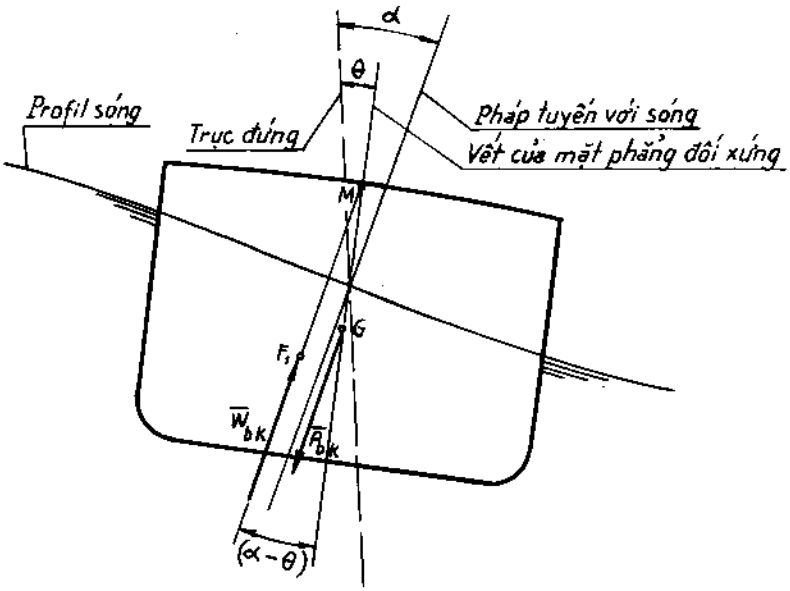
Để đơn giản việc phân tích chúng ta giả thiết rằng: kích thước của tàu (chiều rộng và chiều chìm) không có ý nghĩa so với kích thước của sóng (chiều cao và chiều dài của sóng) và giả thiết rằng mặt phẳng đối xứng của tàu vuông góc với hướng chuyển động của sóng. Tàu chuyển động cùng với chuyển động của phân tử nước theo quỹ đạo của chúng, vậy cũng chịu lực trọng trường và lực ly tâm; tổng hại lực này tác dụng ở mỗi vị trí của sóng pháp tuyến với bề mặt của nó, chúng ta gọi là trọng lượng biểu kiến của tàu. Hướng ngược lại với lực trọng lượng biểu kiến là lực nổi biểu kiến. Tác dụng của cả hai lực này không thay đổi về chiều tác dụng và trị số phụ thuộc vào vị trí của tàu trên sóng và tạo moment tác động tàu ở vị trí sao cho mặt phẳng đối xứng sẽ là pháp tuyến với profil của sóng.

Nếu tàu đã nghiêng góc θ như ở tư thế phần nghiêng của sóng vuông góc với profil sóng tạo với trục đứng một góc α, khi α > θ, xuất hiện moment nghiêng biểu diễn bằng công thức:

$$Mn = P\overline{GM}\sin(\alpha - \theta)$$

Ngược lại nếu góc nghiêng của tàu (α < θ) thì tác dụng của sóng sẽ tạo nên moment phục hồi, là hàm góc nghiêng so hướng pháp tuyến với profil sóng nhưng ngược lại so với trục đứng, như khi nước tĩnh.

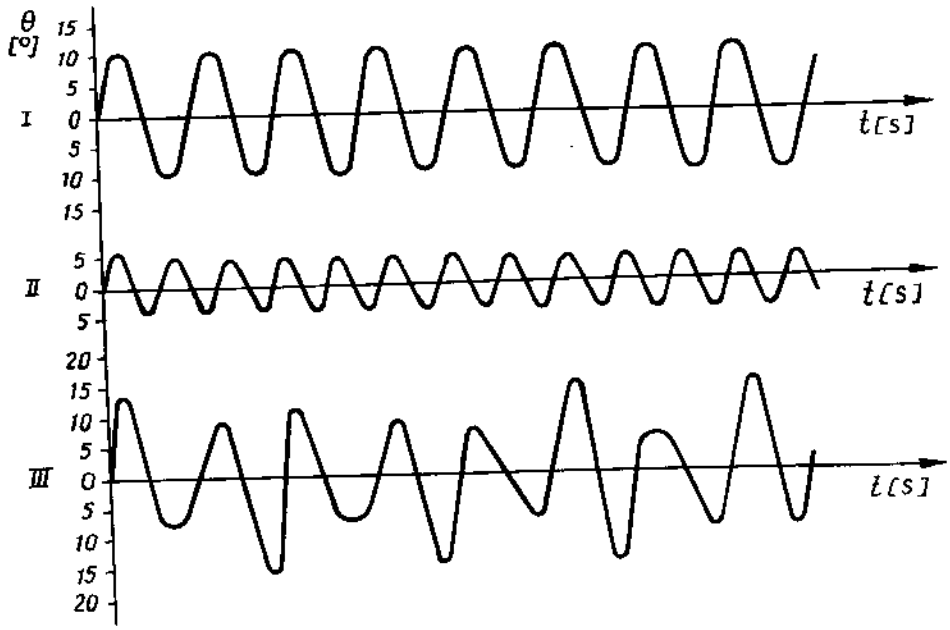
Sự thay đổi có tính chất chu kỳ hướng tác dụng của moment do lực đẩy của sóng vào tàu gây tàu chòng chành cưỡng bức mà chu kỳ của nó bằng chu kỳ của sóng T_f.



Hình 9.12

Dưới ảnh hưởng của các xung động tuần hoàn bên ngoài do tác dụng của lực đẩy của nước, tàu có xu hướng lắc mà chu kỳ lắc bằng chu kỳ lắc tự do trong nước lặng, ngược lại biên độ phụ thuộc vào trị số xung động bên ngoài.

Tàu trên sóng chịu tác động tổng hợp của hai loại lắc: Cưỡng bức và tự do. Tính chất của hiện tượng này được thấy rõ trên hình 9.13.



Hình 9.13

Người ta cho biểu diễn chòng chành không để ý ảnh hưởng sức cản của nước trên trục hoành, thời gian lắc t, trục tung, góc nghiêng do lắc tự do (đường cong I) và lắc cưỡng bức (đường cong II); đường cong III là sự biến đổi góc nghiêng theo hàm thời gian đối với lắc chung, tổng của hai dạng lắc. Hình 9.13 là kết quả đồng thời của lắc tự do và lắc cưỡng bức.

Chu kỳ sóng biển cũng như chu kỳ lắc tự do của tàu đều ảnh hưởng đến sự giữ gìn con tàu trên sóng. Đặc biệt trị số biên độ góc phụ thuộc trước hết phần nghiêng của sóng và tỷ số giữa chu kỳ lắc tự do của tàu và của sóng biển. Góc nghiêng lớn nhất của tàu θm không để ý lực tắt dần chúng ta có thể biểu diễn bằng công thức:

$$\theta_m = \alpha_m \frac{1}{1 - \left(\frac{T}{T_f}\right)^2} \qquad (9.90)$$

trong đó: $\alpha_m = \frac{H\pi}{l}$ góc lớn nhất tiếp tuyến với profil sóng;

T - Chu kỳ lắc tự do của tàu (s);

T_f - Chu kỳ của sóng biển (s).

Chúng ta khảo sát tính chất chòng chành ngang của tàu trên sóng phụ thuộc tỷ số T/T_f.

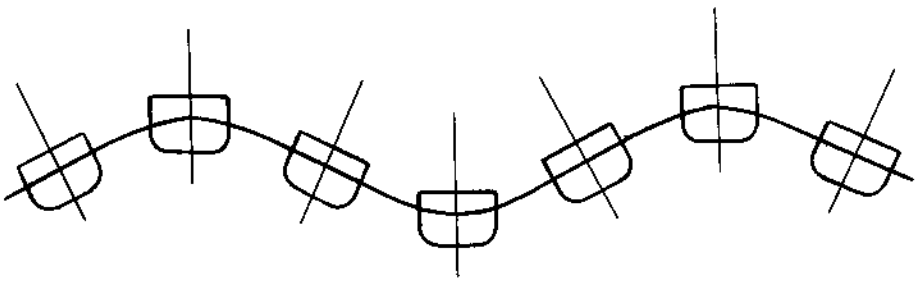
Khi so sánh chu kỳ sóng biển T_f và chu kỳ lắc tự do của tàu mà quá ngắn, có thể coi:

$$T/T_f \approx 0$$

Từ công thức 9.90 ta có:

$$\theta_m \equiv \alpha_m$$

Góc nghiêng lớn nhất của tàu sẽ gần bằng góc lớn nhất do độ nghiêng của sóng, từ góc nghiêng lớn nhất ở mạn bên này đến góc nghiêng lớn nhất ở mạn bên kia (đối diện) thời gian bằng 1/2 chu kỳ sóng biển. Trong trường hợp này tàu lắc như cái bè và cột sẽ luôn luôn vuông góc với mặt biển (hình 9.14).



Hình 9.14

Ở biển Atlantic, chiều dài sóng khi bão tố trung bình đến 200m, chu kỳ lắc của sóng từ 10 - 12 s ngược lại độ nghiêng lớn nhất của sóng khoảng 9° so với mặt phẳng nằm ngang. Tàu gặp sóng như thế có thể đạt biên độ chòng chành đến 18° trong thời gian từ 5 - 6 s. Trị số góc nghiêng cũng ảnh hưởng mạnh rất không lợi cho mối liên kết vỏ tàu và rất khó chịu với thuyền viên và hành khách.

Chu kỳ lắc tự do ngắn là kết quả nguy hiểm do tàu có chiều cao tâm nghiêng quá lớn.

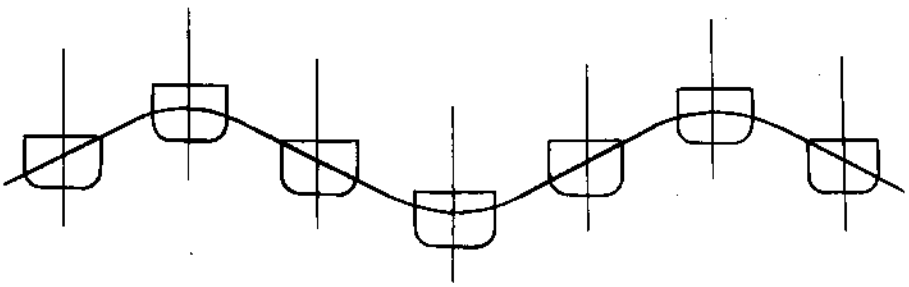
Tàu lớn mặc dù chiều cao tâm nghiêng lớn, nói chung có chu kỳ lắc ngang dài. Do bán kính quán tính của những tàu đó lớn, chiều rộng tàu lớn và những tàu có đặt hai bên mạn thùng tiêu lắc, cách trục lắc khoảng cách lớn.

Trường hợp thứ hai, chu kỳ chòng chành ngang tự do rất lớn so với chu kỳ sóng:

$$\frac{T}{T_f} \to \infty$$

Ngược lại, góc nghiêng lớn nhất của tàu $\theta_m \to 0$

Trong trường hợp này, khi tàu lớn mà chiều cao tâm nghiêng nhỏ, tàu trên sóng có chiều dài sóng rất ngắn. Trường hợp này sóng không gây lắc tàu, tàu hầu như chạy thẳng đứng (hình 9.15).



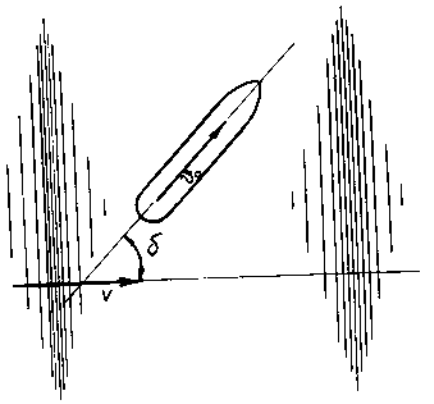
Hình 9.15

Trong thực tế tàu lắc với chu kỳ dài hơn chu kỳ của sóng rất nhiều, tàu nghiêng chậm dưới ảnh hưởng của moment nghiêng của sóng trước khi đạt đến góc nghiêng tương ứng, độ nghiêng lớn nhất của sóng ở phía bên kia của đỉnh sóng. Bây giờ xuất hiện moment làm nghiêng tàu về phía mạn đối diện sau đó góc nghiêng này đạt góc lớn nhất rồi lại tiếp tục đổi chiều tác dụng moment. Hướng tác dụng moment nghiêng thay đổi nhanh hơn bằng 1/2 chu kỳ lắc ngang của tàu, tức là thời gian từ mạn này sang mạn kia. Tàu nghiêng không nhiều và chậm phù hợp cho khách hàng và thuyền viên cũng như kết cấu thân tàu.

Chu kỳ lắc ngang của tàu dài thường lớn do chiều cao tâm nghiêng nhỏ nhưng nếu giảm chiều cao tâm nghiêng quá mức gây giảm moment hồi phục tất nhiên sẽ đe doạ sự an toàn của tàu.

Trong thực tế giữ tàu trên sóng giữa hai trường hợp trên.

Khi hướng tàu chạy không vuông góc với hướng chuyển động của sóng, sóng tác dụng không phụ thuộc chu kỳ thực tế mà phụ thuộc chu kỳ biểu kiến của sóng được đo so với chuyển động của tàu. Do vậy, sự giữ gìn tàu phụ thuộc vào tỷ số chu kỳ lắc ngang tự do của tàu với chu kỳ lắc biểu kiến của sóng. Chu kỳ biểu kiến của sóng phụ thuộc vào hướng và tốc độ của tàu. Tốc độ tương đối của sóng so với tàu là v_0, với góc δ so với hướng di chuyển của sóng biểu diễn bằng công thức:



Hình 9.16

$$v' = v - v_0 \cos\delta$$

Từ đó chu kỳ biểu kiến của sóng:

$$T'_f = \frac{1}{v'} = \frac{1}{v} \cdot \frac{v}{v'} = T_f \frac{v}{v'} = \frac{T_f}{\frac{v'}{v}}$$

Tức là:

$$T'_f = \frac{T_f}{1 - \frac{v_0 \cos\delta}{v}} \qquad (9.91)$$

Từ công thức 9.91 khi tàu chạy cùng sóng góc δ tăng hoặc giảm tốc độ của tàu v_0 gây giảm chu kỳ biểu kiến của sóng "đuổi" tàu nhanh hơn. Khi tàu chạy "dưới sóng" góc δ lớn hơn 90°. Vậy cos δ nhỏ hơn 0.

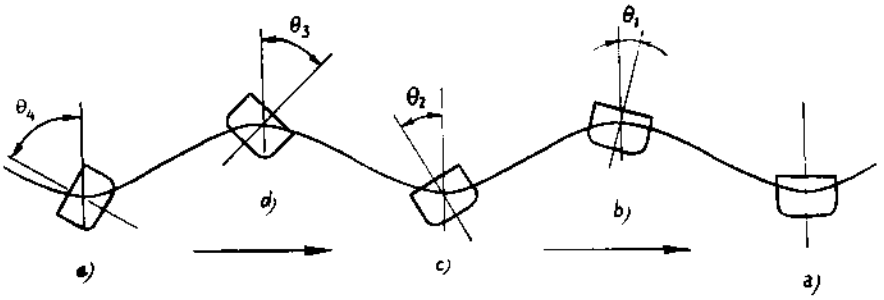
Vậy $$\frac{v_0}{v} \cos\delta > 1$$

Trong trường hợp này sự giảm chu kỳ biểu kiến của sóng có thể đạt được bởi sự tăng tốc độ v_0 hoặc hướng đi của tàu "thẳng" so với hướng chuyển động của sóng. Tính chất trên có thể đạt được chu kỳ biểu kiến của sóng T'_f thích hợp khi thay đổi hướng đi hoặc tốc độ của tàu.

Lắc ngang rất nguy hiểm cho tàu. Khi chu kỳ lắc ngang tự do của tàu bằng chu kỳ lắc biểu kiến của sóng.

$$\frac{T}{T'_f} = 1$$

Hiện tượng đó mang tên gọi là cộng hưởng của hai loại chòng chành. Như từ công thức (9.90) góc nghiêng lớn nhất của tàu (không để ý lực cản của nước) bây giờ tăng không giới hạn. Giữ gìn tàu trong trường hợp cộng hưởng, giả thiết rằng nước không nhớt, thể hiện ở hình 9.17.



Hình 9.17

Chúng ta giả thiết rằng tàu ở đáy sóng, vị trí a không có nghiêng khi tàu gần đỉnh sóng, moment nghiêng của sóng làm tàu nghiêng sang mạn. Sự nghiêng này khi chu kỳ lắc tự do của tàu và của sóng bằng nhau đạt trị số lớn nhất ở đỉnh sóng (vị trí b). Phía ngược lại của đỉnh sóng (vị trí c). Moment nghiêng tác dụng cùng chiều tàu nghiêng gây tăng tốc độ góc, do đó góc nghiêng ở vị trí c rất lớn, hơn vị trí b, tiếp theo tàu ở đỉnh sóng hướng tàu nghiêng cũng như hướng tác dụng moment nghiêng của sóng thay đổi. Sự phù hợp tác dụng làm cho tàu tiếp tục nghiêng một góc nghiêng lớn nhất (vị trí d).

Tàu tiếp tục lắc góc nghiêng sẽ lớn có thể đe doạ sự an toàn, thậm chí gây lật tàu.

Trong thực tế: sự mất an toàn lật tàu khi có cộng hưởng là rất ít, bởi vì do thay đổi chiều cao tâm nghiêng của tàu khi ở góc nghiêng lớn, thay đổi chu kỳ lắc tự do, cũng như tỷ số T/T_r cũng phải thay đổi. Góc nghiêng lớn nhất cũng sẽ không tăng mãi được vì nó có lực tiêu lắc do ảnh hưởng lực cản của nước. Mặc dù, sự cộng hưởng này xuất hiện trong vài chu kỳ ngắn nhưng làm tàu nghiêng nhiều, gây mất an toàn tàu.

Khi xuất hiện cộng hưởng chu kỳ lắc tự do lớn ít xảy ra; biên độ nói chung là nhỏ hơn khi chu kỳ lắc ngắn, bởi vì trong trường hợp này chiều dài sóng gây giảm góc tiếp tuyến so với bề mặt của sóng.

Biên độ chòng chành ngang có thể xác định từ các công thức đã cho trong Quy phạm cũng như trị số quy ước trong tính toán ổn định.

9.10. CHÒNG CHÀNH CỦA TÀU TÊN SÓNG ĐIỀU HOÀ

Ngoài những giả thiết để đơn giản hoá đã nói ở tiết 9.1 khi khảo sát chòng chành ngang và chòng chành đứng còn đưa thêm giả thiết rằng mặt phẳng dọc thân tàu là song song với đỉnh sóng. Trong trường hợp đó chỉ xuất hiện chòng chành đứng và chòng chành ngang,

ngược lại chòng chành dọc không có. Giả thiết thêm nữa là chòng chành ngang và chòng chành đứng không phụ thuộc lẫn nhau. Sự khác nhau giữa phương trình vi phân chòng chành ngang của tàu trên sóng với khi trong nước tĩnh là các lực tỉ lệ tương ứng với độ dịch chuyển tương đối của tàu so với mặt sóng, tốc độ tương đối và gia tốc của chúng.

9.10.1. Chòng chành ngang

Khi có để ý lực tắt dần của nước, phương trình vi phân chòng chành ngang của tàu trên sóng có dạng:

$$I_x\ddot{\varphi} + k_{xx} I_x (\ddot{\varphi} - \ddot{\alpha}) + N_\varphi (\dot{\varphi} - \dot{\alpha}) + Dh_o (\varphi - \alpha) = 0 \qquad (9.92)$$

Đặt: $\theta = \varphi - \alpha$ và $\alpha = \mathcal{H}_\varphi \alpha_0 \sin\sigma t = \alpha_m \sin\sigma t$ (9.93)

Trong đó: α - Góc nghiêng tức thời của sóng;

$\mathcal{H}_\varphi$ - Hệ số điều chỉnh;

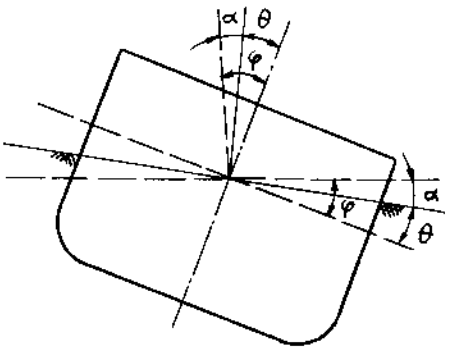
α_m - Góc nghiêng hữu hiệu của sóng.

Sau khi thay và biến đổi phương trình (9.92) đưa đến phương trình:

$$\ddot{\theta} + 2h_\varphi\dot{\theta} + v_\varphi^2\theta = (1 - q_\varphi)\,\alpha_m\delta^2 \sin\sigma t \qquad (9.94)$$

trong đó:

$$q_\varphi = \frac{I_{xx}}{I_x + I_{xx}} = \frac{k_{xx}}{1 + k_{xx}} \qquad (9.95)$$



Hình 9.18

Các đại lượng còn lại như trong phương trình chòng chành ngang trong nước tĩnh. Giải phương trình này có dạng:

$$\theta = e^{-h_\varphi t}(C_1 \cos\omega_\varphi t + C_2 \sin\omega_\varphi t) + \theta_m \sin(\sigma t - \delta_\varphi) \qquad (9.96)$$

Như từ cách giải, chòng chành ngang của tàu trên sóng gồm có hai loại chuyển động:

Chòng chành tự do và chòng chành cưỡng bức:

$$\theta = \theta_m \,.\, \sin(\sigma_t - \delta_\varphi) \qquad (9.97)$$

Từ kết quả đó tàu lắc trên sóng điều hoà với tần số góc của sóng.

Biên độ chòng chành ngang cưỡng bức biểu thị bằng công thức:

$$\theta_m = \frac{\alpha_m (1 - q_\varphi) x_\varphi^2}{\sqrt{(1 - x_\varphi^2) + 4\mu_\varphi^2 . x_\varphi^2}} \qquad (9.98)$$

Trong đó: $x_\varphi = \dfrac{6}{v_\varphi} = \dfrac{T_\varphi}{T}$ và $\mu_\varphi = h_\varphi / v_\varphi$ - Hệ số tắt dần không thứ nguyên.

Độ dịch chuyển pha δ_φ đối với góc nghiêng θ từ lực cưỡng bức biểu thị bằng công thức:

$$tg\delta_\varphi = \frac{2\mu_\varphi . x_\varphi}{1-x_\varphi^2} \tag{9.99}$$

Phương trình chòng chành ngang của tàu trên sóng cũng có thể biểu diễn trong hệ tuyệt đối. Bây giờ phương trình có dạng:

$$\ddot{\varphi}+2h_\varphi\dot{\varphi}+v_\varphi^2.\varphi=\alpha_m.v_\varphi^2\sqrt{(1-q_\varphi.x_\varphi^2)^2+4\mu_\varphi^2.x_\varphi^2.\sin(\sigma t-\beta_\varphi)} \tag{9.100}$$

Trong đó: β_φ - độ lệch pha của tất cả các lực cưỡng bức xác định bằng công thức:

$$tg\beta_\varphi = \frac{2\mu_\varphi . x_\varphi}{1-q_\varphi x_\varphi^2} \tag{9.101}$$

Cách giải phương trình này giống như trường hợp trước, gồm có chòng chành tự do và chòng chành cưỡng bức. Bởi vì chòng chành tự do tắt chỉ còn chòng chành cưỡng bức được biểu diễn bằng biểu thức:

$$\varphi = \varphi_m \sin(\sigma t + \beta_\varphi - \delta_\varphi) \tag{9.102}$$

trong đó:

φ_m - Biên độ chòng chành cưỡng bức tính bằng biểu thức:

$$\varphi_m = \alpha_m\sqrt{\frac{(1-q_\varphi x_\varphi^2)^2+4\mu_\varphi^2.x_\varphi^2}{(1+x_\varphi^2)^2+4\mu_\varphi^2.x_\varphi^2}} \tag{9.103}$$

Khảo sát chòng chành ngang của tàu theo hệ tuyệt đối dùng để tính những tải trọng động cơ khí ở trên tàu, ngược lại khảo sát theo hệ tương đối khi xem xét an toàn của tàu và các điều kiện hắt nước lên boong.

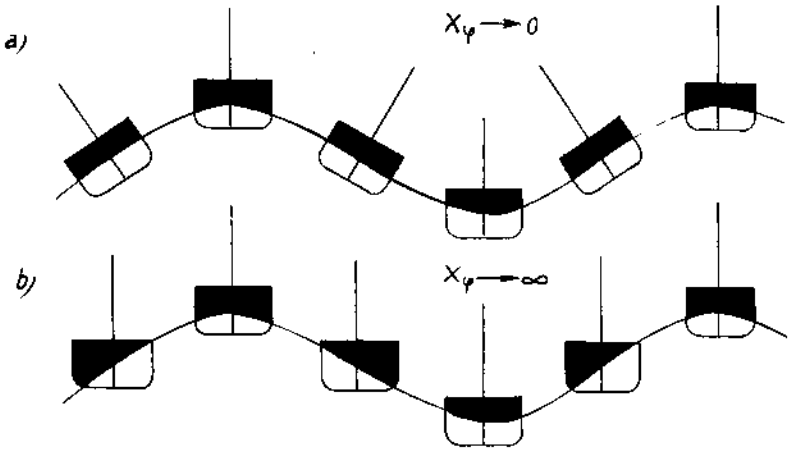
Nếu không để ý lực cản nước, tức là: $\mu_\varphi = 0$, bây giờ công thức (9.103) có dạng:

$$\varphi_m = \alpha_m \frac{1-q_\varphi . x_\varphi^2}{1-x_\varphi^2} \tag{9.104}$$

Có thể phân biệt ở đây ba đặc tính

1/ Nếu $x_\varphi \rightarrow 0$. Trường hợp này khi $\lambda \rightarrow \infty$, tức là sóng rất dài hoặc $T\varphi \rightarrow 0$ tương ứng chiều cao tâm nghiêng rất lớn. Bây giờ biên độ lắc ngang:

$$\varphi_m = \alpha_m$$



Hình 9.19. Các trường hợp chòng chành ngang của tàu trên sóng

Nghĩa là tàu ở tư thế vuông góc với lưng sóng.

2/ Nếu $x_\varphi \to \infty$. Nghĩa là $\lambda \to 0$, chiều dài sóng rất nhỏ, hoặc $T_\varphi \to \infty$, tương ứng với chiều cao tâm nghiêng rất nhỏ. Nếu bỏ qua ảnh hưởng của moment quán tính khối lượng nước kèm, trong trường hợp này biên độ lắc ngang sẽ là: $\varphi_m = 0$.

3/ Nếu: $x_\varphi = 1$. Trường hợp này chu kỳ chòng chành ngang của tàu bằng chu kỳ sóng, tức là: $T_\varphi = \tau$. Đó là hiện tượng cộng hưởng khi biên độ chòng chành ngang $\varphi_m \to \infty$.

Tất nhiên trường hợp đó không để ý đến lực cản của nước. Để ý lực cản của nước, biên độ chòng chành khi cộng hưởng xác định theo biểu thức:

$$\varphi_{max} = \frac{\sqrt{(1-q_\varphi)^2 + 4\mu_\varphi^2}}{2\mu_\varphi} \tag{9.105}$$

Hoặc gần đúng:

$$\varphi_{max} = \alpha_m \frac{(1-q_\varphi)}{2\mu_\varphi} \tag{9.106}$$

Sóng biển không điều hoà, độ nghiêng của tàu thực tế luôn luôn nhỏ hơn độ nghiêng tính toán theo các công thức (9.105) và (9.106).

9.10.2. Chòng chành đứng

Phương trình vi phân chòng chành đứng của tàu trên sóng có dạng:

$$\frac{D}{g}.\ddot{\zeta}_G + m_z(\ddot{\zeta}_G - \ddot{\zeta}) + 2N_z(\dot{\zeta}_G - \dot{\zeta}) + \gamma S_n(\zeta_G - \zeta) = 0 \tag{9.107}$$

Đặt: $z = \zeta_G - \zeta$ và

$$\zeta = \mathcal{H}_\zeta \,.\, H_\zeta/2 \cos \sigma t = r_m \cos \sigma t \tag{9.108}$$

trong đó:

ζ - Tung độ tức thì của profil sóng

$\mathcal{H}_\zeta$ - Hệ số điều chỉnh ảnh hưởng kích thước của tàu:

r_m - Bán kính quỹ đạo hữu hiệu, sau khi biến đổi để đưa đến phương trình trong hệ tương đối.

$$\ddot{Z} + 2h_z \,.\, \dot{Z} + v_z^2 \,.\, Z = r_m (1-q_z)\sigma^2 \cos\sigma t \tag{9.109}$$

trong đó:

$$q_z = \frac{m_z}{\frac{D}{g} + m_z} = \frac{k_z}{1 + k_z} \tag{9.110}$$

Chòng chành cưỡng bức được xác định bằng công thức:

$$Z = Z_m \cos(\sigma t - \delta_z) \tag{9.111}$$

trong đó biên độ:

$$Z_m = \frac{(1-q_z)m.x_z^2}{\sqrt{(1-x_z^2)^2 + 4\mu_z^2 \,.\, x_z^2}} \tag{9.112}$$

độ lệch pha:

$$tg\delta_z = \frac{2\mu_z . x_z}{1 - x_z^2} \tag{9.113}$$

Thể hiện chòng chành đứng của tàu trên sóng trong hệ tuyệt đối, dẫn đến các công thức sau đây:

Phương trình chuyển động:

$$\ddot{\zeta}_G + 2h_z \,.\, \dot{\zeta}_G + v_z^2 \zeta_G = r_m v_z^2 \,.\, \sqrt{(1 - q_z x_z^2)^2 + 4\mu_z^2 x_z^2} \cos(\sigma t + \beta_z) \tag{9.114}$$

Chòng chành đứng cưỡng bức:

$$\zeta_G = \zeta_m \cos(\sigma t + \beta_z - \delta_z) \tag{9.115}$$

Biên độ lắc đứng cưỡng bức:

$$\zeta_m = r_m \sqrt{\frac{(1-q_z x_z^2)^2 + 4\mu_z^2 x_z^2}{(1-x_z^2)^2 + 4\mu_z^2 x_z^2}} \tag{9.116}$$

Độ lệch pha:

$$tg\beta_z = \frac{2\mu_z x_z}{1-q_z x_z^2} \tag{9.117}$$

9.11. ẢNH HƯỞNG CÁC KÍCH THƯỚC CỦA TÀU ĐẾN CHÒNG CHÀNH NGANG

Công thức (9.93) và (9.108) người ta đã đưa hệ số hiệu chỉnh để ý đến các kích thước của tàu. Khi chòng chành ngang hệ số $\mathcal{H}_{\varphi}$ biểu diễn bằng công thức:

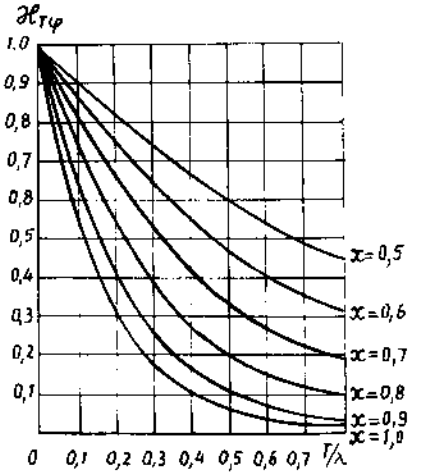
$$\mathcal{H}_{\varphi} = \mathcal{H}_{T\varphi} \cdot \mathcal{H}_{B\varphi}$$

trong đó: - Hệ số $\mathcal{H}_{T\varphi}$ để ý ảnh hưởng chiều chìm của tàu nghĩa là sự thay đổi phân bố áp suất thuỷ động học trên sóng. Xác định nó phụ thuộc vào tỉ số T/λ và hệ số béo tương ứng $\mathcal{H}$.

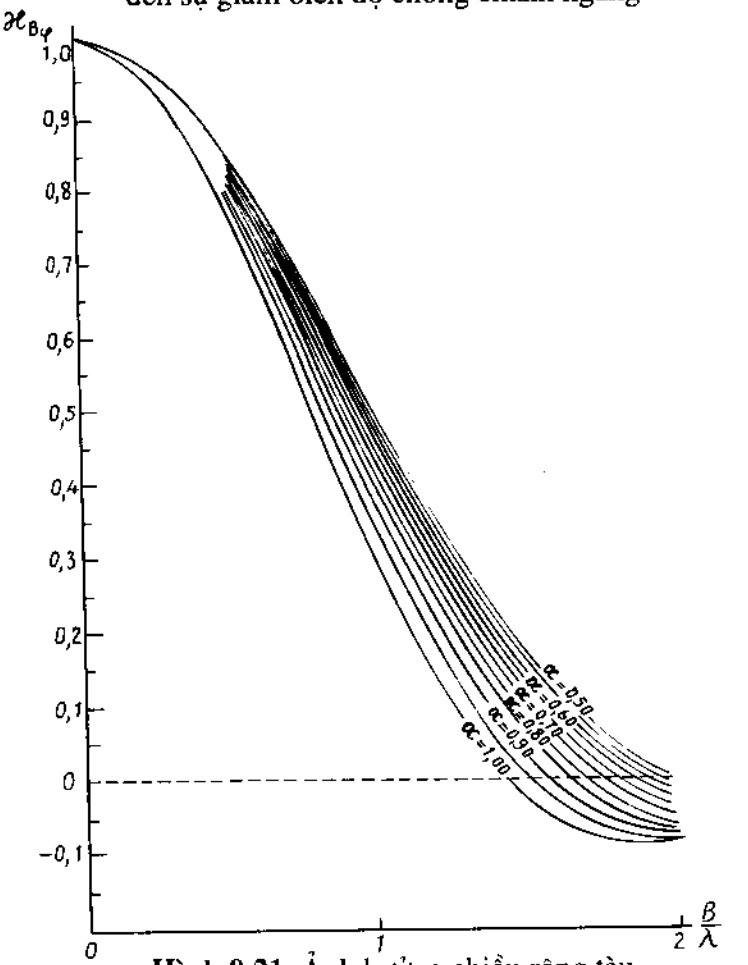
Hệ số hiệu chỉnh $\mathcal{H}_{B\varphi}$ để ý ảnh hưởng chiều rộng tàu tức là sự thay đổi đường cong bề mặt của sóng. Xác định nó trên hình (9.21) phụ thuộc tỷ số B/λ và hệ số béo đường nước α.

Khi chòng chành dọc hệ số điều chỉnh $\mathcal{H}_{\varphi}$ xác định theo công thức:

$$\mathcal{H}_{\zeta} = \mathcal{H}_{T\zeta} \cdot \mathcal{H}_{B\varphi}$$



Hình 9.20. Ảnh hưởng chiều chìm của tàu đến sự giảm biên độ chòng chành ngang

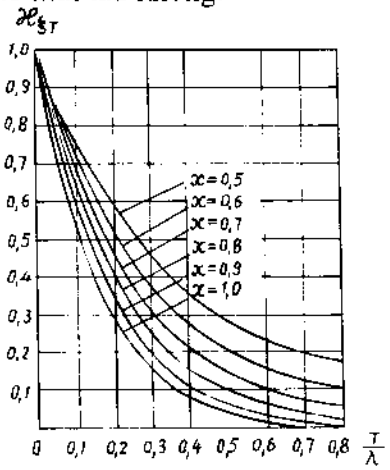


Hình 9.21. Ảnh hưởng chiều rộng tàu đến sự giảm biên độ chòng chành ngang

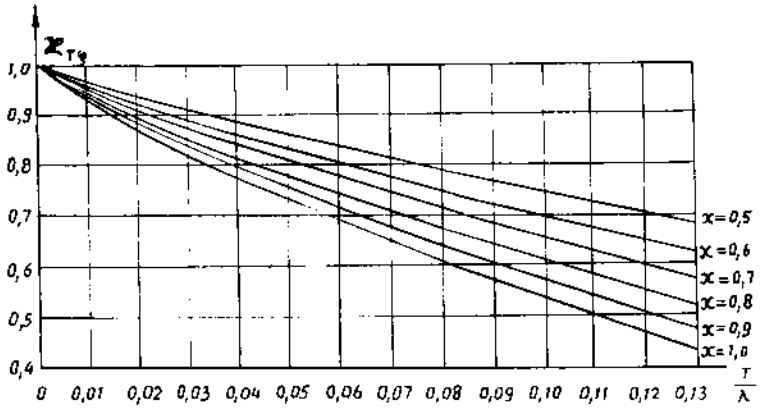
9.12. ĐƯỜNG NƯỚC TRÀO LÊN BOONG

Đường nước trào lên boong gọi là đồ thị của các biên độ chuyển động các phần tử nước đối với vỏ tàu khi tàu chòng chành dọc. Đường ấy tính và vẽ trên hình chiếu đứng của tàu với mục đích đánh giá tính năng hàng hải của nó, tức là xem mặt boong hoặc kiến trúc

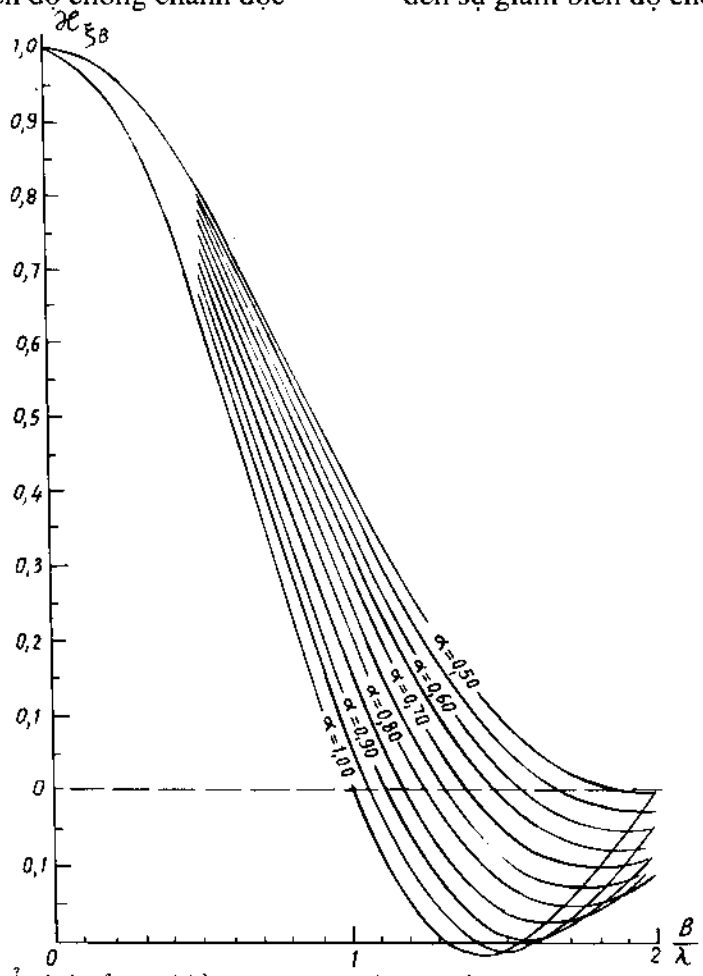
thượng tầng trong quá trình chòng chành dọc có bị nước trào phủ lên không, chong chóng và bánh lái có nhô lên khỏi mặt nước không, và cuối cùng có thể xảy ra nguy cơ va đập của sóng vào mũi tàu không.



Hình 9.22. Ảnh hưởng chiều chìm của tàu đến sự giảm biên độ chòng chành dọc



Hình 9.23. Ảnh hưởng chiều chìm của tàu đến sự giảm biên độ chòng chành dọc

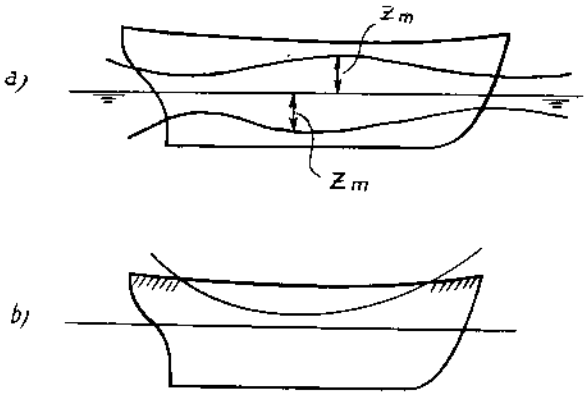


Hình 9.24. Ảnh hưởng chiều rộng tàu đến sự giảm biên độ chòng chành dọc

Tung độ của đường nước trào lên boong tính theo công thức:

$$z_m(x) = \pm\sqrt{\left(A + \alpha x - r\cos\frac{2\pi x}{\lambda}\right)^2 + \left(B + \beta_x \mp r\sin\frac{2\pi x}{\lambda}\right)^2} \qquad (9.120)$$

ở đây dấu "+" ở biểu thức thứ hai dưới căn được dùng cho sóng đi ngược chiều, và dấu "-" cho sóng cùng chiều với tàu. Trên hình 9.25 biểu diễn hai trường hợp của tàu trên sóng dọc, trường hợp a/ là tốt và trường hợp b/ là xấu.



Hình 9.25. Đường nước trào lên boong

9.13. ẢNH HƯỞNG TỐC ĐỘ VÀ HƯỚNG ĐI CỦA TÀU SO VỚI SÓNG KHI CHÒNG CHÀNH NGANG

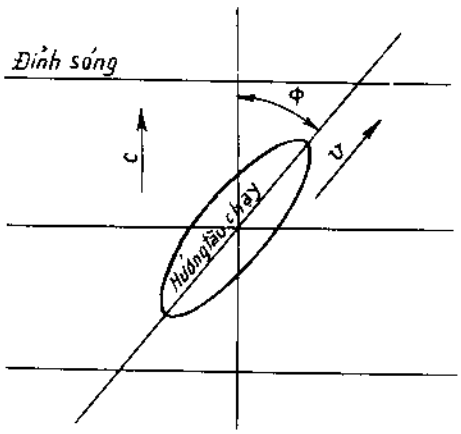
Nếu tàu chạy với tốc độ v và so với sóng một góc Φ, tốc độ của tàu so với sóng biểu diễn bằng công thức:

$$v_{t/d} = c \pm v\cos\Phi \qquad (9.121)$$

Dấu "+" khi tàu chạy ngược với phương truyền sóng. Dấu "-" khi tàu chạy cùng chiều với phương truyền sóng.

Chu kỳ hữu hiệu của sóng là thời gian sóng đi dọc tàu, xác định bởi người quan sát ở trên tàu, biểu diễn bằng công thức:

$$T_e = \frac{\lambda}{v_{t/d}} = \frac{\lambda}{c + v\cos\phi} \qquad (9.122)$$



Hình 9.26

Chu kỳ lực cưỡng bức phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ tàu và góc tàu chạy so với sóng. Biên độ chòng chành ngang có trị số khác biệt trong khoảng gọi là cộng hưởng, nghĩa là khi chu kỳ biểu hiện của sóng bằng chu kỳ chòng chành ngang của tàu trong nước tĩnh.

Cộng hưởng chòng chành ngang khi góc hướng tàu chạy $\Phi \neq 0$ và $\neq 180^o$ xuất hiện, khi $T_e \cong T_\varphi$ và cộng hưởng chòng chành dọc và chòng chành đứng xuất hiện khi $T_e \cong T_z \cong T_\varphi$.

Trong thực tế biên độ tăng trong giới hạn rộng. Khoảng không có lợi khi:

$$0,7 < \frac{T_e}{T} < 1,3 \tag{9.123}$$

Góc nghiêng biểu hiện của sóng có thể xác định gần đúng theo công thức

$$\alpha_m = \mathcal{H}_\varphi \cdot \alpha_0 \sin\phi \tag{9.124}$$

Hệ số $\mathcal{H}_\varphi$ biểu diễn bằng công thức (9.119). Khi xác định hệ số $\mathcal{H}_{T\varphi}$ để ý chiều dài thực của sóng λ, và khi xác định hệ số $\mathcal{H}_{B\varphi}$ phải lấy chiều dài hữu hiệu của sóng:

$$\lambda_e = \frac{\lambda}{\sin\phi} \tag{9.125}$$

Ví dụ tính toán:

Ví dụ 9.8: Xác định tốc độ của tàu hàng khi có cộng hưởng chòng chành ngang nếu chiều dài sóng $\lambda = 60$ m, hướng tàu chạy $\Phi_1 = 150^o$. Sóng đi về hướng tây ($\Phi_2 = 90^o$) chiều rộng tàu $B = 12,0$ m, chiều cao tâm nghiêng $h_0 = 1,0$ m.

Bài giải: Để xuất hiện cộng hưởng chu kỳ chòng chành ngang của tàu trong nước tĩnh phải bằng chu kỳ hữu hiệu của sóng: $T_\varphi = T_e$ chu kỳ chòng chành tự do của tàu:

$$T_\varphi = \frac{cB}{\sqrt{h_o}} = 0,78\frac{12}{\sqrt{1.0}} = 9,35\,s$$

Chu kỳ hữu hiệu của sóng:

$$T_e = \frac{\lambda}{v_{t/d}}$$

trong đó:

$$v_{t/d} = c - v\cos\phi$$

Tốc độ truyền sóng:

$$C = 1,25\sqrt{\lambda} = 1,25\sqrt{60} = 9,67\,m/s$$

Góc tàu chạy so với sóng:

$$\phi = \phi_1 - \phi_2 = 150 - 90 = 60^o$$

Do đó tốc độ của tàu so với sóng:

$$v_{t/d} = c - v\cos\phi = c - v\cos 60^o = 9,76 - v/2$$

Thay vào công thức (9.122) có thể tính tốc độ tàu v:

$$9{,}35 = \frac{60}{9{,}67 - \frac{v}{2}} \qquad v = 2\left(9{,}67 - \frac{60}{9{,}35}\right) = 6{,}5\,m/s$$

Tức là khi tốc độ v = 6,5 m/s tàu cộng hưởng chòng chành ngang.

Thí dụ 9.9: Xác định biên độ chòng chành ngang của tàu (không để ý lực cản của nước) tàu chạy với góc $\Phi = 30^o$ so với sóng ở tốc độ tối đa v = 10 hl/h. Chu kỳ chòng chành ngang ở nước tĩnh $T_\varphi = 12{,}5$ s, chiều dài sóng $\lambda = 100$m, chiều cao sóng $H_f = 5{,}3$ m, hệ số moment quán tính khối lượng nước kèm $k_{xx} = 0{,}2$. Chiều chìm T = 6,5m, chiều rộng B = 13,5m, hệ số béo đường nước $\alpha = 0{,}790$, hệ số béo đứng $\delta/\alpha = 0{,}85$.

Bài giải:

Chúng ta xác định biên độ từ công thức (9.104), các yếu tố trong công thức chu kỳ hữu hiệu của sóng (công thức 9.122) được tính:

$$T_e = \frac{\lambda}{c - v\cos\phi} = \frac{\lambda}{1{,}25\sqrt{\lambda} - v\cos\phi} = \frac{100}{1{,}25\sqrt{100} - 12\,.\,0{,}515\cos 30^o} = 14\,s$$

$$\frac{T_\varphi}{T_e} = \frac{12{,}5}{14} = 0{,}894$$

Hệ số có để ý khối lượng nước kèm (công thức 9.95)

$$q_\varphi = \frac{k_{xx}}{1 + k_{xx}} = \frac{0{,}2}{1 + 0{,}2} = 0{,}167$$

Góc nghiêng lớn nhất của sóng (công thức 9.89)

$$\alpha_0 = \frac{\pi H_f}{\lambda} = \frac{\pi 5{,}3}{100} = 0{,}166 \text{ radian}$$

Góc nghiêng hữu hiệu của sóng (công thức 9.124)

$$\alpha_m = \mathcal{H}_{T\varphi}\,.\,\mathcal{H}_{B\varphi}\,\alpha_0 \sin\phi$$

$$\mathcal{H}_{T\varphi} = f\left(\frac{T}{\lambda}, \frac{\delta}{\alpha}\right)$$

$$\frac{T}{\lambda} = \frac{6{,}5}{100} = 0{,}065\ ;\ \frac{\delta}{\alpha} = 0{,}85$$

Từ đồ thị (9.20) chúng ta có $\mathcal{H}_{T\varphi} = 0{,}8$

$$\mathcal{H}_{B\varphi} = f\left(\frac{B/\lambda}{\sin\phi}, \alpha\right)$$

Từ đồ thị (9.21)

$$\frac{B/\lambda}{\sin\phi} = \frac{13{,}5/100}{0{,}5} = 0{,}0675\alpha = 0{,}740$$

$$\mathcal{H}_{B\varphi} = 0{,}995$$

$$\alpha_m = 0{,}8 \times 0{,}995 \times 0{,}166 \times 0{,}5 = 0{,}066 \text{ radian}$$

Biên độ chòng chành ngang (công thức 9.104)

$$\varphi_m = \alpha_m \frac{1 - q_\varphi . x_\varphi^2}{1 - x^2} = 0{,}066 . \frac{1 - 0{,}167.0{,}894^2}{1 - 0{,}894^2} = 0{,}28 \text{ radian} = 16^0$$

9.14. CHÒNG CHÀNH TÀU TRÊN SÓNG TỰ NHIÊN

Sóng biển tự nhiên thực tế là hàm 3 chiều, nhưng việc nghiên cứu lý thuyết, thực nghiệm và ứng dụng vào tính toán hiện tại còn gặp nhiều khó khăn mà chỉ hạn chế ở sóng hai chiều. Thực thế cũng cho thấy sóng biển do gió gây ra khi đã phát triển đến mức độ ổn định thì có thể coi như những quá trình ngẫu nhiên dừng và ecgodic, có nghĩa là chỉ cần đo mực nước tại một điểm diễn biến theo thời gian sau một thời gian dài (ví dụ 1/2h, 1h v. v...) thì có thể cho phép ta tìm được các đặc trưng cơ bản của hàm ngẫu nhiên mà không cần xét đến yếu tố không gian. Trên hình 9.27 là biểu đồ ghi được mực nước biển (tung độ sóng) tại một điểm trên biển.

Tung độ của sóng tự nhiên hai chiều có thể biểu diễn dưới dạng tổng của nhiều con sóng điều hoà có các biên độ và tần số khác nhau:

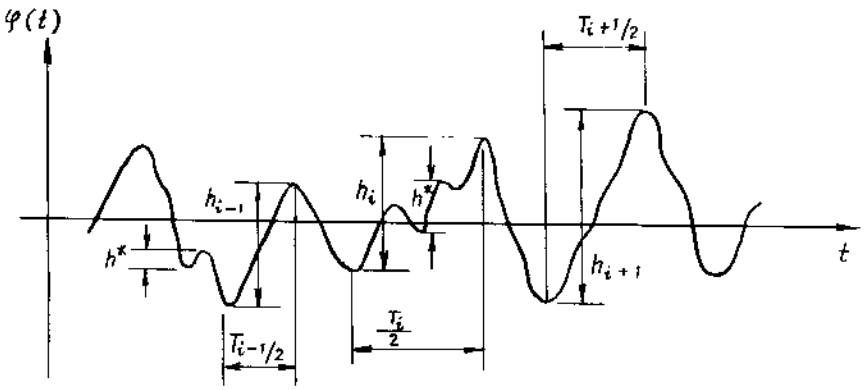
$$\zeta(\xi, t) = \sum_{i=1}^{n} r_i . \cos(K_i\xi - \omega_i t + \varepsilon_i) \qquad (9.126)$$

ở đây: ξ - Hoành độ;

r_i - Biên độ ngẫu nhiên của sóng ở tần số ω_i và giả thiết rằng chúng không liên quan với nhau.

Các thông số đặc trưng của sóng điều hoà đã được nêu ở phần trước.

Trên hình (9.27) cho ta thấy biểu đồ của mực nước tung độ sóng ghi được tại một điểm trên mặt biển.



Hình 9.27. Sơ đồ diễn biến mực nước biển tại một điểm

Ta có thể chứng minh bằng lý thuyết và thực nghiệm rằng:

a) toạ độ ξ_t của sóng biển (mặt nước) đảm bảo sự phân bố chuẩn;

b) biên độ của sóng r hoặc chiều cao sóng (hai lần biên độ (h. 9.27)) tuân theo phân phối Rayleigh.

Bảng 9.5

Cấp sóng	Cấp gió theo Bufort	Tốc độ gió m/s	Chiều cao sóng 3% $h_{3\%}$m		Chiều cao trung bình h,m	Chiều cao $h_{1/3}$ m	Tính chất sóng
			giới hạn dưới	Giới hạn trên			
I	I	0,6 - 0,7	0	0,25	0,12	0,19	Yếu
II	II-IV	1,8 - 7,4	0,25	0,75	0,36	0,57	Vừa
III	V	7,5 - 9,8	0,75	1,25	0,59	0,95	Mạnh
IV	VI	9,9 - 12,4	1,25	2	0,94	1,52	Mạnh
V	VII - VIII	12,5 - 15,5	2,00	3,5	1,66	2,65	Lớn
VI	VIII - IX	15,5 - 21,5	3,50	6	2,84	4,55	Lớn
VII	X	21,6 - 25,1	6,00	8,5	4,02	6,44	Rất lớn
VII	XI	25,2 - 29	8,50	11	5,2	8,33	Rất lớn
IX	XII	>29	11	>11	-	-	Ngoại lệ

Trong bảng 9.5 cho ta thấy mối quan hệ giữa mức độ gió và cấp sóng cũng như các loại chiều cao sóng ở một trạng thái sóng nhất định. Để dễ dàng cho việc trao đổi thông tin, tính toán người ta quy ước các đại lượng tương ứng với các xác suất nhất định như xác suất 1/3, 3%, 1% v.v... Chiều cao sóng (2 lần biên độ) với ký hiệu $h_{3\%}$ là chiều cao mà dưới nó hoặc trên nó, xác suất xuất hiện của các chiều cao nhỏ hơn hoặc lớn hơn chỉ còn 0,03 hay viết cách khác:

$$P(h > h_{3\%}) = 0{,}03$$

$$P(h < h_{3\%}) = 0{,}03$$

hoặc chiều cao sóng với ký hiệu $h_{1/3}$ là giá trị trung bình của 1/3 các chiều cao lớn nhất của sóng hay nói cách khác:

$$h_{1/3} = \int_{h_o}^{\infty} P(h)hdh \qquad \text{ở đây} \qquad \int_{h_o}^{\infty} P(h)dh = 0{,}14$$

Đối với từng vùng biển việc thống kê xác suất xuất hiện của hướng sóng và các cấp sóng là điều rất cần thiết đối với tính năng hàng hải và cơ học kết cấu tàu, bởi vì biết được xác suất xuất hiện của chúng sẽ giúp ta quyết định một cách chắc chắn cho các chuyến vận tải đột xuất hoặc thiết kế hợp lý kết cấu và tính năng thân tàu, chọn hướng đi hợp lý cho tàu cũng như tiết kiệm nguyên vật liệu.

Năng lượng của mỗi sóng thành phần trong công thức (9.126) tỉ lệ với $\frac{1}{2}(\zeta_i)^2$. Tổng giá trị $\frac{1}{2}(\zeta_i)^2$ của tất cả các sóng nằm trong miền từ ω đến ω + Δω bằng tích số của Δω với một đại lượng được biểu thị bằng $S_\zeta(\omega)$ và được gọi là phổ năng lượng của sóng theo tần số ω.

$$E = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2}\rho g \zeta_i^2 = \frac{1}{2}\rho g \sum_{i=1}^{n} S_\zeta(\omega) \,.\, \Delta\omega \tag{9.127}$$

hoặc

$$E = \frac{1}{2}\rho g \int_{o}^{n} S_\zeta(\omega).d\omega \tag{9.128}$$

ở đây: E - năng lượng tổng thể của sóng.

Nếu số lượng sóng thành phần rất lớn, $n \to \infty$, công thức (9.128) có dạng

$$E = \frac{1}{2}\rho g \int_{o}^{\infty} S_\zeta(\omega).d\omega \tag{9.129}$$

Trong tính toán tàu thuỷ lý thuyết phổ sóng có một ý nghĩa thực tế hơn. Đối với quá trình ngẫu nhiên dừng như sóng biển, biên độ dao động là các đại lượng ngẫu nhiên. Phổ sóng sẽ biểu diễn sự phân phối phương sai của tung độ sóng ở các tần số khác nhau, tương ứng với năng lượng sóng và đôi khi người ta gọi là phổ năng lượng sóng.

Đường biểu diễn liên tục sự phân phối của phương sai tung độ sóng ở các tần số khác nhau gọi là hàm mật độ phổ sóng với ký hiệu $S_\zeta(\omega)$.

Tích phân đường cong mật độ phổ sóng cho ta phương sai của quá trình sóng.

$$D_\zeta = \int_{o}^{\infty} S_\zeta(\omega)d\omega \tag{9.130}$$

Mật độ phổ sóng liên quan trực tiếp với hàm tương quan $K_\zeta(\tau)$ thông qua biến đổi Fourier:

$$S_\zeta(\omega) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty K_\zeta(\tau)\cos\omega\tau d\tau \tag{9.131}$$

$$K_\zeta(\tau) = \int_0^\infty S_\zeta(\omega)\cos\omega\tau d\omega \tag{9.132}$$

ở đây: τ biểu thị thời gian.

Từ công thức trên ta thấy rằng với $\tau = 0$, ta có:

$$D_\zeta = K_\zeta(0) \tag{9.133}$$

Đối với sóng đã phát triển ổn định, thì lúc đó có thể xem như là quá trình ngẫu nhiên dừng, ecgodic và ta có thể tính được hàm $K_\zeta(\tau)$ từ một thực hiện (một đầu ghi) tại một điểm của mặt biển, sau một thời gian dài tương đối.

Mật độ phổ sóng hai chiều

Nhiều tác giả đã đưa ra nhiều công thức để xác định mật độ phổ của sóng hai chiều $\zeta(x,t)$. Trong công tác nghiên cứu, tính toán thiết kế người ta thường dùng phổ của sóng hai chiều, tức là phổ một chiều. Dưới đây nêu tên hai công thức phổ mà hiện nay thường dùng trong ngành đóng tàu.

a) Công thức phổ của Hội nghị quốc tế lần thứ II về bể thí nghiệm mô hình (1969 tại Rôm):

$$S_\zeta(\omega) = 8{,}10.10^{-3} g^2\omega^{-5}\exp\left(\frac{-3{,}11.10^4}{h_{1/3}^2}\omega^{-4}\right)^2 \tag{9.134}$$

ở đây: $g = 981\ cms^{-2}$

$S_\zeta(\omega)$, cm^2s

b) Công thức phổ của Hội nghị quốc tế lần thứ II về sức bền tàu.

$$S_\zeta(\omega) = h_{3\%}^2 T_{tb}\,\overline{S}_1.(\overline{\omega}) \tag{9.135}$$

ở đây

$$\overline{S}_1(\omega) = 0{,}01\left(\frac{\omega}{\omega_{tb}}\right)^{-5}\exp\left[-0{,}44\left(\frac{\omega}{\omega_{tb}}\right)^{-4}\right] \tag{9.136}$$

$T_{tb} = \dfrac{2\pi}{\omega_{tb}}$, được xác định trên hình 12 - 20, phụ thuộc vào chiều cao $h_{3\%}$;

ω_{tb} có thể tính theo công thức:

$$\omega_{tb} = \frac{3{,}92 + 0{,}383\,h_{3\%}}{h_{3\%} + 1{,}43} \quad \text{đối với } \omega > \omega_o \tag{9.137}$$

$S_\zeta(\omega) = 0$ khi $\omega = \omega_o$

$$\omega_o = \frac{0{,}1125\, h_{3\%} + 2{,}25}{h_{3\%} + 2{,}50} \tag{9.138}$$

Trong hàm phổ này, giá trị cực đại của phổ tương ứng với tần số:

$$\omega_{max} = 0{,}77\ \omega_{th} \tag{9.139}$$

Qua nhiều công trình nghiên cứu, lý thuyết và thực tế, đối với một trạng thái sóng, sự phân phối xác suất tung độ sóng thực tế là theo quy luật phân phối chuẩn hay là phân phối Gauss với trung bình toán học bằng không, tức là:

$$p(\zeta) = \frac{1}{\sigma_\zeta \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{\zeta^2}{2\sigma_\zeta^2}\right) \tag{9.140}$$

ở đây: $p(\zeta)$ - mật độ xác suất của ζ;

$\sigma_\zeta = \sqrt{D_\zeta}$ - độ lệch của tung độ sóng.

Biên độ của sóng (kể cả chiều cao) đối với một trạng thái biển có sự phân phối xác suất như quy luật Rayleigh với dạng:

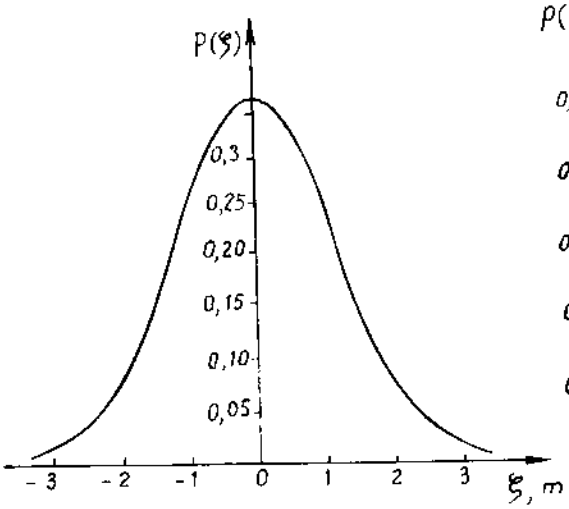
$$\underset{r>0}{p(r)} = \frac{r}{\sigma_\zeta^2} \exp\left(-\frac{r^2}{2\sigma_\zeta^2}\right) \tag{9.141}$$

$$p(h) = \frac{h}{4D_\zeta} \exp\left(-\frac{h^2}{8D_\zeta}\right) \tag{9.142}$$

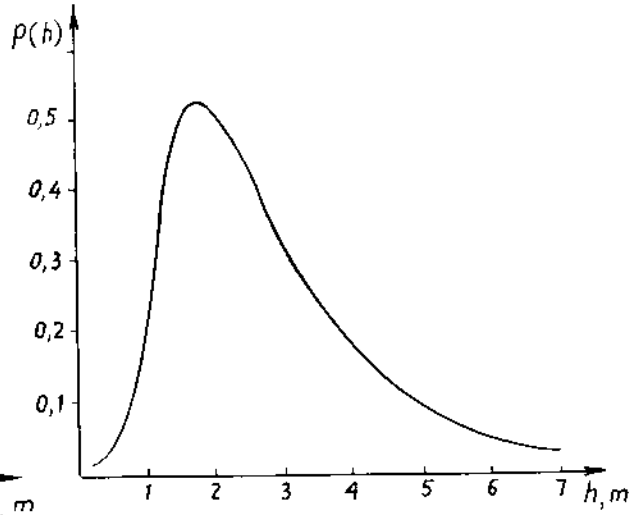
Với sự phân phối Rayleigh ta có các đặc trưng thông số sau đây:

Chiều cao trung bình toán học của sóng $\bar{h}$ (hai lần biên độ):

$$\left.\begin{aligned}
\bar{h} &= \overline{2r} = 2{,}5\sqrt{D_\zeta} \quad \text{(độ đảm bảo 46\%)} \\
D_\zeta &= 0{,}143\,(0{,}5\, h_{3\%})^2 \\
h_{0{,}5\%} &= 6{,}50\sqrt{D_\zeta} \\
h_{1\%} &= 6{,}08\sqrt{D_\zeta} \\
h_{3\%} &= 5{,}25\sqrt{D_\zeta} \\
h_{1/3} &= 4{,}00\sqrt{D_\zeta} \quad \text{(14\% đảm bảo)} \\
h_{3\%} &= 2{,}11\bar{h} = 1{,}32\, h_{1/3} \\
h_{1/3} &= h_{14\%}
\end{aligned}\right\} \tag{9.143}$$

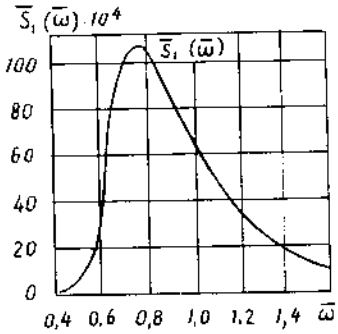


Hình 9.28. Phân bố chuẩn Gauss với giá trị trung bình $\zeta = 0$

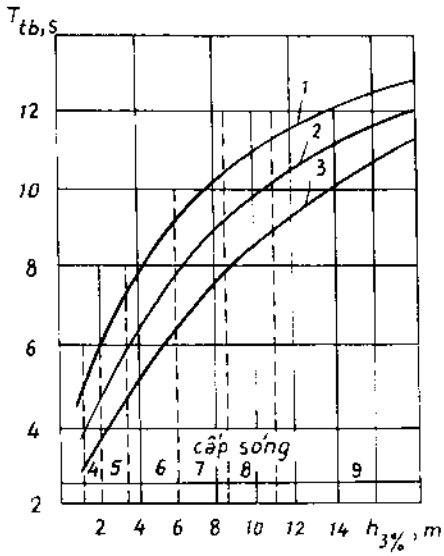


Hình 9.29. Phân bố Rayleigh

Trên hình 9.30 biểu diễn hàm phổ không thứ nguyên $\overline{S}_1(\omega)_0$



Hình 9.30. Hàm phổ sóng không thứ nguyên của Hội nghị quốc tế về sức bền tàu, lần thứ II

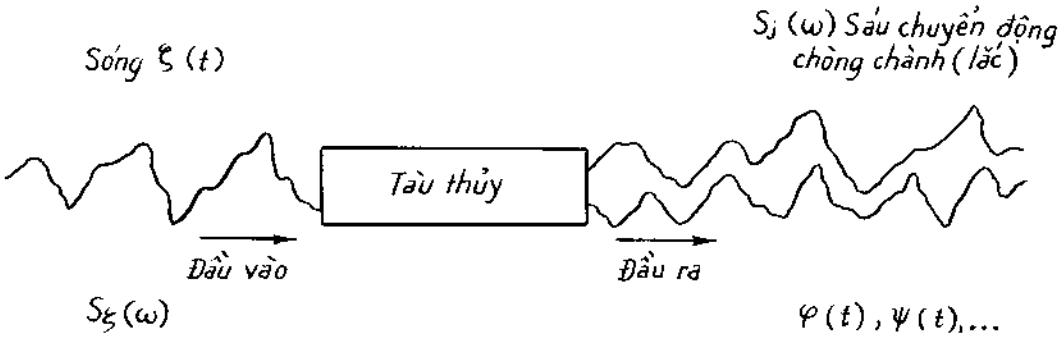


Hình 9.31. Quan hệ giữa chiều cao sóng 3% và chu kỳ trung bình

1. Sóng tắt dần; 2. Sóng đã phát triển
3. Sóng phát triển đã ổn định (sóng gió)

Xác định mật độ phổ của các chuyển động lắc và các thông số ngẫu nhiên của chúng.

Hàm ngẫu nhiên của các chuyển động lắc, ví dụ khi lắc ngang, φ (t) gắn liền với hàm ngẫu nhiên dừng của moment cưỡng bức lắc M (t) trong phương trình vi phân (9.94) với các hệ số không thay đổi. Trên hình 9.32 con tàu được xem là một hệ cơ học tuyến tính, đầu vào là sóng biển được biểu diễn bằng hàm phổ năng lượng $S_\zeta(\omega)$, còn đầu ra là các chuyển động chòng chành như góc lắc ngang, góc lắc dọc, chòng chành đứng v.v... chúng sẽ được biểu thị bằng các hàm phổ $S_j(\omega)$ (j - 6 dạng chòng chành) của các quá trình ngẫu nhiên dừng.



Hình 9.32

Dưới đây chúng ta chỉ xem xét quá trình chòng chành ngang φ (t) làm ví dụ.

Theo phương pháp giải tích phổ thì hàm phổ năng lượng của lắc ngang (qua trình ở đầu ra) được xác định theo công thức:

$$S_\varphi(\omega) = [a_\varphi(\omega)]^2 S_\zeta(\omega) \qquad (9.144)$$

trong đó: $a_\varphi(\omega)$ - được gọi là hàm chuyển của hệ thống tàu thuỷ, hay còn gọi là hàm biên độ tần số lắc ngang của vỏ tàu; nó được xác định theo công thức:

$$a_\varphi(\omega) = \frac{\varphi_o}{r} \qquad (9.145)$$

ở đây: φ_o, r là biên độ lắc ngang và biên độ sóng hình sin điều hoà tương ứng cho một ω nào đó;

$a_\varphi(\omega)$ - được xác định bằng thực nghiệm mô hình, đo đạc thực tế hoặc bằng tính toán lý thuyết;

$S_\zeta(\omega)$ - hàm phổ năng lượng của sóng biển ở một trạng thái nào đó.

Trong khi tính toán hàm chuyển $a_\varphi(\omega)$ chúng ta phải hết sức lưu ý đến ảnh hưởng của kích thước tàu, đặc biệt B, T cũng như áp lực động của sóng nhỏ dần theo chiều sâu theo luật $\bar{e}^{K\zeta}$.

Thông thường hàm $a_\varphi(\omega)$ có dạng như sau:

$$a_\varphi(\omega) = x_{T\varphi} \cdot x_{B\varphi} \cdot \sqrt{\frac{(1-q\varphi\Lambda_\varphi^2)^2 + 4\mu_\varphi^2}{(1-\Lambda_\varphi^2) + 4\mu_\varphi^2\Lambda_\varphi^2}} \tag{9.146}$$

ở đây: $x_{T\varphi}$ và $x_{B\varphi}$ - hệ số điều chỉnh chiều sâu và rộng của tàu;

$q_\varphi = \dfrac{J_{xx}}{J_x + J_{xx}}$ - hệ số tham gia vào moment quán tính con tàu của khối nước kèm J_{xx};

$\Lambda_\varphi = \dfrac{\omega}{\omega_\varphi}$ - tỉ số tần số góc của sóng so với tần số góc lắc ngang của tàu.

Kết quả thực nghiệm cho thấy, sự phân bổ của góc lắc ngang là theo quy luật Gauss và sự phân bổ của biên độ lắc φ_o (hoặc 2 lần biên độ lắc) theo quy luật Rayleigh:

$$p(\varphi_o) = \frac{\varphi_0}{D_\varphi} e^{-\frac{\varphi_o}{2D_\varphi}} \tag{9.147}$$

ở đây bình phương sai góc lắc D_φ.

$$D_\varphi = \int_0^\infty S_\varphi(\omega)d\omega \tag{9.148}$$

Những thông số thống kê của lắc ngang tàu được xác định bằng những công thức sau đây:

1- Giá trị tuyệt đối của góc lắc nghiêng trung bình

$$|\varphi| = \sqrt{\frac{2}{\pi} D_\varphi} \tag{9.149}$$

2- Phương sai của giá trị tuyệt đối góc lắc

$$D|\varphi| = D_\varphi\left(1 - \frac{2}{\pi}\right) \tag{9.150}$$

3- Biên độ trung bình của góc lắc

$$\overline{\varphi_o} = 1{,}25\sqrt{D_\varphi} \tag{9.151}$$

4- Bình phương sai của biên độ góc lắc ngang

$$D_{\overline{\varphi_o}} = D_\varphi\left(2 - \frac{\pi}{2}\right) \tag{9.152}$$

5- Hệ số thay đổi biên độ lắc ngang

$$\rho_{\varphi_0} = \frac{\sqrt{D_{\varphi_0}}}{\overline{\varphi}} = \frac{\sqrt{2 - \frac{\pi}{2}}}{1{,}25} = 0{,}25 \tag{9.153}$$

Tóm lại việc tính toán những thông số ngẫu nhiên của lắc trên sóng tự nhiên (trong đó hướng đi của sóng thẳng góc gới mạn tàu) tiến hành theo thứ tự sau:

1 - Xác định các trị số của các đại lượng μ_φ, ω_φ, $\chi_\varphi(\omega^2) = \chi_{\varphi\beta} \cdot \chi_{\varphi\Gamma}$ đối với các trị số ω ta chọn nhận;

2 - Tính hàm phổ năng lượng của sóng S_ζ theo công thức (9.134), (9.135) và bình phương sai của sóng D_ζ theo công thức (9.130). Trên cơ sở đó ta vẽ được hàm phổ năng lượng $S_\zeta(\omega)$;

3 - Xác định bình phương hàm chuyển $[a_\varphi(\omega)]^2$ theo công thức (9.145);

4 - Tính hàm phổ năng lượng của góc lắc $S_\varphi(\omega)$ theo công thức (9.144) và vẽ đường biểu diễn của hàm đó;

5 - Tính bình phương sai D_φ theo công thức (9.148) theo một trong những phương pháp đã biết;

6 - Những thông số thống kê góc nghiêng và biên độ lắc được tính theo các công thức (9.149) ÷ (9.152).

Trong tính toán chúng ta cũng quan tâm nhiều đến tần số lắc và chu kỳ lắc. Đây cũng là những đại lượng ngẫu nhiên đối với tàu chịu tác dụng của sóng tự nhiên. Tần số trung bình và chu kỳ trung bình được xác định theo công thức sau:

$$\overline{\omega_\varphi} = \sqrt{\frac{D_{\dot\varphi}}{D_\varphi}} \tag{9.154}$$

$$\overline{T_\varphi} = \frac{2\pi}{\omega_\varphi} \tag{9.155}$$

ở đây:

$$D_{\dot\varphi} = \int_0^\infty \omega^2 S_\varphi(\omega)\,d\omega \tag{9.156}$$

đối với lắc trên sóng tự nhiên ta thấy rằng cộng hưởng sẽ xuất hiện khi đỉnh cao nhất của hàm phổ năng lượng sóng trùng với đỉnh cao nhất của hàm chuyển, hay nói cách khác là hai đỉnh này tương ứng với cùng một tần số.

Đối với người thiết kế, phải làm sao tạo được một hình dáng thân tàu cũng như khi thiết kế những trang bị giảm lắc, để cho giá trị trung bình tuyệt đối của góc lắc (chu kỳ) và bình phương sai của chúng nhỏ nhất. Chu kỳ lắc thường được tính toán trong thiết kế. Do những điều kiện đặc biệt của sóng tự nhiên và đặc tính cơ học của tàu thuỷ những thí nghiệm thực tế trên biển cho thấy rằng chu kỳ lắc ngang trên sóng biến đổi xung quanh giá trị lắc nghiêng của tàu.

Ảnh hưởng của góc đi và tốc độ của tàu so với sóng

Khi tàu chạy với tốc độ v và tạo thành với hướng sóng một góc β_o thì tàu sẽ gặp sóng với tần số được xác định theo công thức:

$$\omega_k = \omega - \frac{\omega^2}{g} v\cos\beta_o \tag{9.157}$$

Lúc ấy hàm phổ năng lượng của sóng được biểu diễn dưới dạng:

$$S(\omega_k) = S(\omega)\sin^2\beta_o \tag{9.158}$$

và trong công thức xác định hàm chuyển $\phi(\omega_k)$ được tính cho tần số gặp ω_k

Kết hợp các công thức trên (9.157), (9.158) có thể viết như sau:

$$S_\varphi(\omega_k) = \frac{\omega_\varphi^4 .\varphi(\omega^2)\omega^4 \sin^2\beta_o}{g^2[(\omega_\varphi^2 - \omega_k^2) + 4\mu_\varphi\omega_k^2]} S_\zeta(\omega) \tag{9.159}$$

Lắc của tàu trên sóng đồng đều gồm có hai dạng lắc: bản thân và cưỡng bức. Lắc bản thân phụ thuộc vào điều kiện ban đầu và với thời gian nó sẽ tắt và chỉ còn lại là lắc điều hoà của tàu. Nhưng thực tế sóng biển rất khác xa với mô hình đã nhận là hình sin và tính chất lắc của tàu không còn đồng đều nữa. Trong thực tế lắc tự do bản thân của tàu không tắt và trong những thời điểm nhất định biên độ lắc tự do còn lớn hơn cưỡng bức. Nhưng điều đó xảy ra ở vùng xa cộng hưởng. Theo tính toán của Krulov thì trong vùng cộng hưởng tính chất không đồng đều của sóng làm nhỏ đi biên độ lắc so với trên sóng đồng đều. Và như đã đề cập ở trên, trên sóng tự nhiên chu kỳ lắc của tàu chênh lệch xung quanh chu kỳ lắc bản thân của nó. Mức độ giảm biên độ lắc bao nhiêu trên sóng tự nhiên không thể xác định bằng lý thuyết được.

9.15. GIẢM CHÒNG CHÀNH CỦA TÀU

9.15.1. Chọn thông số vỏ tàu

Việc lựa chọn hợp lý các thông số của vỏ tàu sẽ ngăn ngừa sự xuất hiện tính chòng chành xấu, người ta khẳng định rằng khi chiều dài hữu hiệu của sóng nhỏ hơn $\lambda/2$ chiều dài con tàu, thì lực cưỡng bức chòng chành nhỏ và khi $\lambda/L = 1$, lực này tương đối lớn. Khi $\lambda/L = \alpha$ (α - hệ số béo trong nước) thì lực cưỡng bức bằng không. Nhưng nếu $1{,}0 < \lambda/L < 1{,}5$ thì moment chúi M_c sẽ nhận giá trị lớn nhất.

Về phương diện chòng chành ngang, chiều cao tâm nghiêng kết hợp với mạn khô lớn là có lợi, tuy vậy cần tuyệt đối tránh giá trị GM âm. Để giảm biên độ chòng chành dọc, người ta thiết kế vỏ sao cho trọng tâm mặt đường nước ở đường nước thiết kế dịch về phía trước mũi một chút so với sườn giữa.

Để tránh va đập của nước vào vùng mũi tàu (slamming) nên vát mũi và thiết kế đường nước lồi. Sự va đập ấy ảnh hưởng không tốt đến sức bền vỏ tàu, cũng như điều kiện sinh hoạt của khách và thuyền viên, nhất là lúc sóng lớn. Vì vậy nên luôn luôn tránh đường nước lõm ở vùng đáy.

9.15.2. Ứng dụng bộ phận giảm chòng chành

Ứng dụng bộ phận giảm chòng chành nhằm giảm biên độ lắc và gia tốc tương ứng. Kinh nghiệm thực tế cho thấy nếu gia tốc tuyến tính chòng chành không lớn hơn 0,1 gia tốc trọng trường thì không xuất hiện những triệu chứng lớn về say sóng. Vì vậy góc nghiêng lớn nhất là:

$$\varphi_m \le 0{,}1g\left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 \frac{2}{B} \qquad (9.160)$$

trong đó:

g - Gia tốc trọng trường;

T - Chu kỳ lắc (gần bằng chu kỳ lắc tự do);

B - Chiều rộng của tàu.

Trong thực tế ứng dụng hiện nay bộ phận giảm chòng chành gồm có hai phần cơ bản: Bộ phận tạo moment giảm chòng chành và bộ phận kiểm tra độ lớn biên độ của momentt giảm chòng chành và góc lệch pha của nó so với lực cưỡng bức.

9.15.3. Các loại thiết bị giảm lắc

a) Ki hông:

Ki hông là bộ phận giảm lắc được ứng dụng rộng rãi nhất. Đối với sóng tự nhiên, ki kông luôn luôn làm giảm biên độ lắc. Moment giảm lắc của tàu biểu hiện bằng công thức:

$$M_\varphi = M_0 + M_S \qquad (9.161)$$

trong đó:

M_φ - Moment giảm lắc chung;

M_0 - Moment giảm lắc của tàu không có ki;

M_S - Moment giảm lắc của ki hông.

Sự hoạt động của ki phụ thuộc vào tỷ lệ:

$$\frac{M_\varphi}{M_0} = 1 + \frac{M_s}{M_0} \qquad (9.162)$$

Moment giảm lắc của ki được tính theo công thức:

$$M_s = C_D.S_s.d.\rho.\frac{\mu^2}{2} \qquad (9.163)$$

trong đó:

C_D - Hệ số cản không thứ nguyên của ki;

S_S - Diện tích ki, m^2;

d - Khoảng cách từ trọng tâm của ki đến trục lắc (có thể xem trục đi qua trọng tâm của tàu) m;

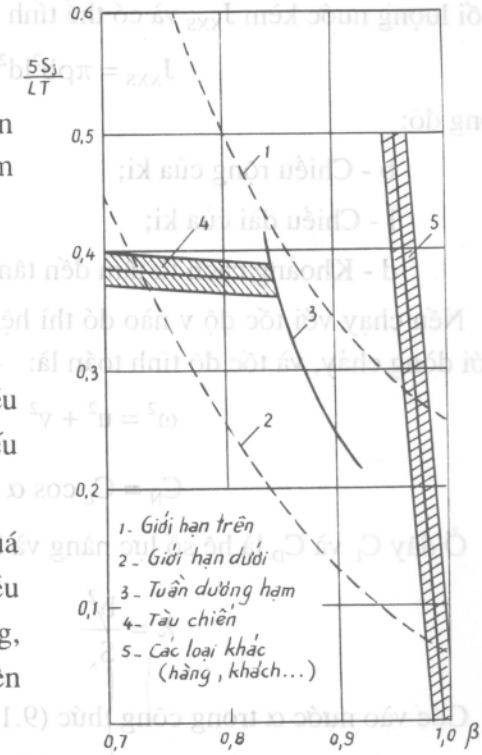
ρ - Khối lượng riêng của nước, $KGm^{-4}s$;

$\mu = d\dfrac{\partial\varphi}{\partial t}$, vận tốc tuyến tính của ki, m/s.

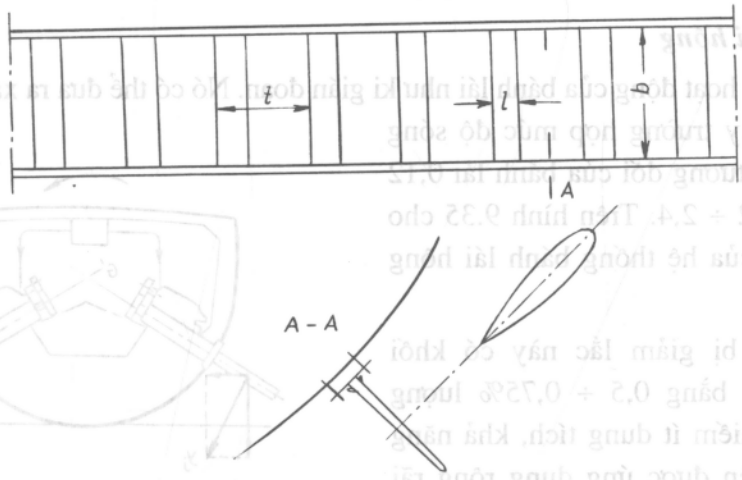
Hệ số cản C_D ở tốc độ v = 0, phụ thuộc vào chiều dài l và chiều rộng b của ki. Nếu l/b = l; C_D = 1,2; nếu l/b = 50; C_D = 1,9 và l/b = ∞ thì C_D = 2.

Cho đến nay, chiều rộng của ki chưa vượt quá 1,2 m và chiều dài lớn nhất vào khoảng 40% chiều dài tàu (trung bình 1/4 ÷ 1/3)L. Đối lới tàu hàng, nên thiết kế với chiều dài vừa phải để khỏi nhô lên mặt nước khi tàu chạy không tải.

Đường chạy của ki phải song song với đường dòng chảy để hạn chế sức cản gia tăng do ki trong phạm vi sức cản ma sát.



Hình 9.33. Diện tích ki giảm lắc phụ thuộc hệ số β



Hình 9.34. Kết cấu của ki không liên tục

Ki giảm lắc còn ảnh hưởng đến tính năng chòng chành thông qua việc gia tăng moment khối lượng nước kèm J_{XXS} và có thể tính theo công thức sau:

$$J_{XXS} = \pi\rho b^2 l d^2 \qquad (9.164)$$

trong đó:

b - Chiều rộng của ki;

l - Chiều dài của ki;

d - Khoảng cách từ tâm đến tâm trục lắc.

Nếu chạy với tốc độ v nào đó thì hệ số C_D có thể tính được trên cơ sở lí thuyết tấm đặt dưới dòng chảy, và tốc độ tính toán là:

$$\omega^2 = u^2 + v^2 \qquad (9.165)$$

và

$$C_N = C_L \cos\alpha + C_D \sin\alpha \qquad (9.166)$$

Ở đây C_L và C_D là hệ số lực nâng và lực cản của ki đối với:

$$\lambda = \frac{b^2}{S_s}$$

Góc vào nước α trong công thức (9.166) sẽ là:

$$\alpha = \text{artg } u/v \qquad (9.167)$$

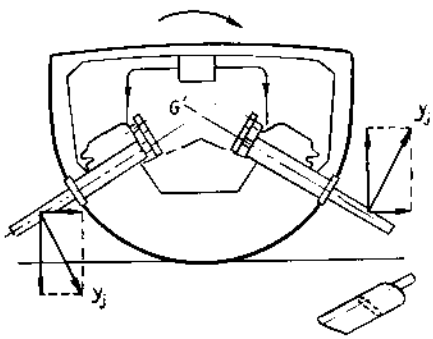
Độ giảm lắc được tăng nhiều trong trường hợp hệ số:

$$C_N > \frac{2{,}0}{1 + \left(\frac{v}{u}\right)^2} \qquad (9.168)$$

b) Bánh lái hông

Nguyên tắc hoạt động của bánh lái như ki gián đoạn. Nó có thể đưa ra xa hoặc đưa gần vào trong vỏ tàu tùy trường hợp mức độ sóng gió, chiều dày tương đối của bánh lái 0,12 ÷ 0,22; λ = 2,2 ÷ 2,4. Trên hình 9.35 cho ta thấy bố trí của hệ thống bánh lái hông giảm lắc.

Loại thiết bị giảm lắc này có khối lượng nhỏ gần bằng 0,5 ÷ 0,75% lượng chiếm nước, chiếm ít dung tích, khả năng giảm lắc tốt nên được ứng dụng rộng rãi trên tàu khách chạy nhanh và tàu chiến (hoạt động tốt với v ≥ 15 hải lí/h).

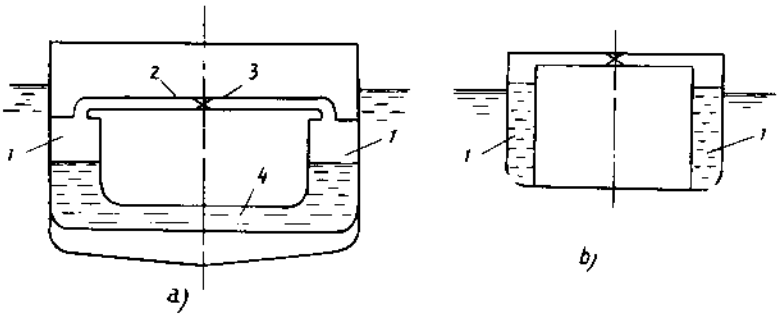


Hình 9.35. Bánh lái giảm lắc ở hông tàu

c) Thùng kín thụ động Frahm

Thùng kín thụ động Frahm, gồm có hai thùng mạn được chứa nước không đầy và một kênh nối thông với nhau phía dưới đáy, phía trên là kênh không khí được trang bị van, nhờ đó có thể thay đổi diện tích làm việc của đường ống, tức là thay đổi sức cản đối với dòng nước chảy từ bình nước này sang bình nước kia. Van đó cũng làm nhiệm vụ đóng hoàn toàn hệ thống (hình 9.36).

Để đảm bảo giảm lắc riêng cho tàu thuỷ, chu kỳ lắc của các bình phải thay bằng chu kỳ lắc của tàu. Lúc ấy với sự tác động của sóng đồng đều lên tàu, sẽ xuất hiện hiện tượng cộng hưởng kép có nghĩa là vừa xuất hiện cộng hưởng giữa sóng và vỏ tàu, đồng thời có sự cộng hưởng lắc giữa tàu và khối nước trong hai bình. Trong khi cộng hưởng chòng chành của tàu chậm đi so với mô men cưỡng bức của sóng một góc π/2 (không xét đến sức cản).



Hình 9.36. Thùng thụ động Frahm

a. kín; b. hở

1 - Các kênh mạn; 2 - Kênh không khí; 3- Van; 4 - Kênh đáy

Lắc của khối nước trong các bình cũng chậm đi so với lắc của tàu một góc π/2. Vì vậy góc lệch của chuyển động nước so với moment cưỡng bức chòng chành đối với tàu là π, tức là xuất hiện moment tác dụng ngược chiều moment cưỡng bức, nhờ đó, chòng chành của tàu được giảm đi.

Loại bình này chỉ giảm lắc cưỡng bức cho tàu, do đó nó chỉ hoạt động hữu hiệu trong vùng cộng hưởng và trên sóng đồng đều. Ở vùng khác xa cộng hưởng nó làm cho biên độ lắc lớn, do đó phải đóng hệ thống.

Nhược điểm của loại bình này là sự hữu hiệu phụ thuộc vào trạng thái chở hàng của tàu. Hơn nữa, không thể sử dụng nó khi tàu nghiêng về một phía.

d) Thùng hở thụ động Frahm: Thùng hở thụ động frahm khác với thùng kín frahm là không có đường ống nước thông nhau ở dưới mà nó nối liền nước ngoài mạn tàu (hình 9.29) không cần đường ống không khí.

Moment giảm lắc xuất hiện khi tàu lắc, nước ngoài mạn bình ở phía chìm và chảy ra ở phía nổi lên. Góc lệch pha chu kỳ lắc của nước trong bình và độ lớn của moment giảm lắc

có thể xác định phù hợp thông qua việc chọn các lỗ trong vỏ tàu và dung tích các bình, khối lượng nước trong các bình bằng khoảng 1,3 ÷ 1,5 % lượng chiếm nước của tàu.

Hiệu suất của loại bình này bằng loại thùng kín và ảnh hưởng đến ổn định của tàu ít hơn. Có thể sử dụng nó với chu kỳ lắc riêng của tàu tương đối nhỏ. Nhược điểm của nó là làm tăng thêm chút ít sức cản của vỏ tàu, có tiếng ồn do sự vận động của không khí và khi chòng chành với biên độ lớn, có khả năng va đập nước với thành trên của bình.

e) Thùng kín chủ động Frahm

Thùng kín chủ động Frahm khác với loại thụ động, nó có bộ phận kiểm tra, cho phép tự động điều chỉnh biên độ và độ lệch pha của moment giảm lắc được tạo ra trên nguyên tắc như trong thùng hở.

Sự hoạt động hữu hiệu của hệ thống này phụ thuộc rất nhiều vào bộ phận kiểm tra. So với loại thụ động thì loại này có nhiều ưu điểm hơn và có thể chọn hợp lý những tính chất của moment giảm lắc phù hợp với các tỷ số chu kỳ sóng và chu kỳ lắc riêng của tàu, nó có thể hoạt động tốt trên sóng tự nhiên cũng như khi tàu chạy nghiêng về một phía.

Nhược điểm cơ bản của nó là kết cấu phức tạp, giá thành cao và tiêu hao năng lượng.

Chương 10

TÍNH QUAY TRỞ VÀ ỔN ĐỊNH HƯỚNG

10.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Tính ăn lái của tàu là khả năng chuyển động của tàu theo ý muốn của người lái. Điều đó có nghĩa là con tàu phải có khả năng chuyển động theo hướng thẳng, cũng như phải có khả năng thực hiện các loại quay trở cần thiết. Vì vậy tính ăn lái bao gồm hai lĩnh vực chính, liên hệ mật thiết với nhau là tính ổn định hướng và tính quay trở.

Tính ổn định hướng là khả năng giữ hướng đi của tàu đã chọn, ngược với tác động của ngoại lực (như gió và sóng) có thể làm thay đổi hướng đi. Nói một cách khác tính ổn định hướng là khả năng giữ hướng đi của tàu trong mọi điều kiện thời tiết.

Đây là đặc tính của tất cả các tàu, thiếu ổn định hướng tàu tự lệch hướng đi và khó giữ hướng, gây tăng sức cản của tàu bởi bánh lái phải nghiêng, tốc độ trung bình giảm và tăng lượng tiêu thụ nhiên liệu.

Tính quay trở là khả năng thay đổi hướng đi về một phía bất kỳ của tàu.

Qua định nghĩa trên, ta thấy tính ổn định hướng và tính quay trở là hai khái niệm tương phản. Một con tàu có tính ổn định hướng tốt thì có tính quay trở tồi và ngược lại, tàu có tính quay trở tốt thì tính ổn định hướng sẽ kém đi. Do đó khi thiết kế phải biết dung hoà mâu thuẫn, phải ưu tiên đặc tính nào cần thiết hơn đối với con tàu cần thiết kế.

Tính ăn lái phụ thuộc rất nhiều vào hình dáng thân tàu nhất là phần đuôi; phụ thuộc rất nhiều vào những bộ phận ổn định cố định như ki hông, ki đuôi ..., vào độ lớn và số lượng chong chóng cũng như vị trí đặt chúng trên thân tàu. Tính ăn lái thể hiện trong quá trình thiết kế là sự xác định kích thước, số lượng và vị trí bánh lái sao cho phù hợp với hình dáng con tàu để đạt được những tính năng hàng hải.

10.1.1. Tính quay trở

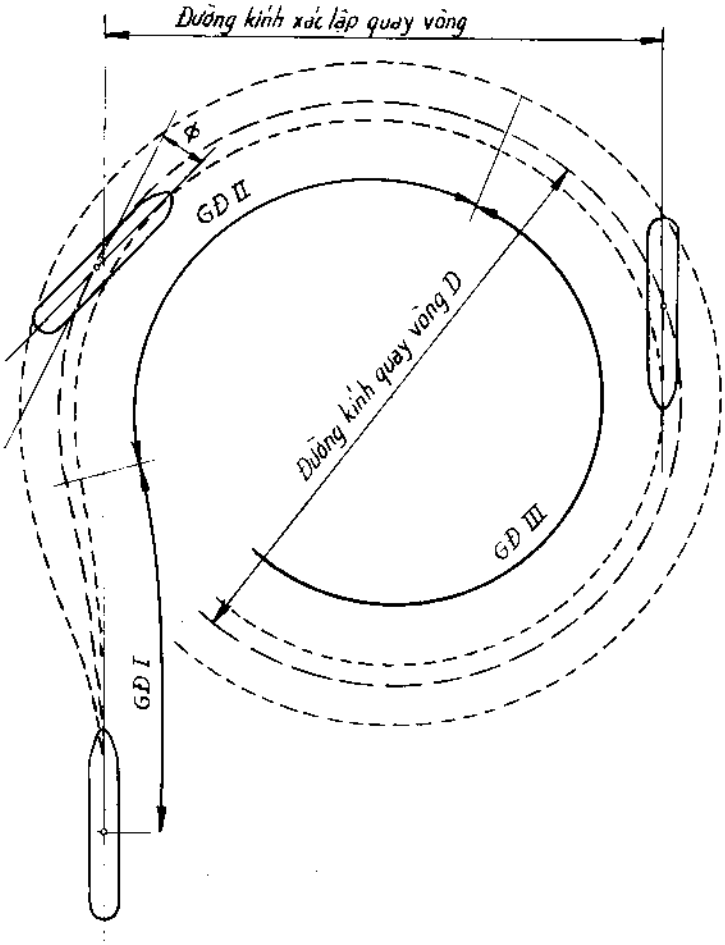
Giả thiết rằng con tàu đang chuyển động tịnh tiến theo đường thẳng, bánh lái đặt ở mặt phẳng đối xứng được quay về mạn phải của tàu một góc nào đó và được giữ tại vị trí đó. Dưới tác dụng của các lực xuất hiện khi bánh lái nghiêng, tàu quay vòng, trọng tâm của tàu tạo nên đường cong, gọi là đường cong lượn vòng. Nói một cách khác, quỹ đạo chuyển động của trọng tâm tàu, khi quay bánh lái đi một góc α và giữ nguyên bánh lái ở vị trí đó gọi là đường quay vòng của tàu.

Thước đo tính lượn vòng của tàu là trị số đường kính lượn vòng khi bánh lái ở góc nghiêng lớn nhất, khi tốc độ tàu lớn nhất.

Thước đo thứ hai là khoảng cách giữa hướng đi của tàu ban đầu và vị trí trọng tâm của nó, khi tàu đã thay đổi 180°, khoảng cách này chúng ta gọi là đường kính quay vòng đã xác lập.

Khi tàu lượn vòng, mặt phẳng đối xứng của tàu không còn tiếp tuyến với đường cong lượn vòng, nhưng tạo với nó một góc gọi là góc dạt của tàu ϕ. Góc này thường từ 5 đến lớn hơn 10°. Mũi tàu khi lượn vòng luôn luôn hướng vào bên trong đường cong lượn vòng, ngược lại đuôi tàu nằm ngoài đường cong đó.

Tốc độ của tàu khi lượn vòng thay đổi, phụ thuộc vào vị trí của tàu trên đường cong lượn vòng. Tốc độ này bắt đầu giảm khi mặt phẳng đối xứng của tàu tiếp tuyến với đường cong lượn vòng, giảm tốc độ nhiều trước khi vào giai đoạn II và ở giai đoạn II, tốc độ giảm ít hơn. Tốc độ ổn định khi vào giai đoạn III. Nói chung sự giảm tốc độ phụ thuộc vào vào đường kính lượn vòng với chiều dài tàu, trị số của tỉ số này càng nhỏ thì độ giảm tốc độ càng lớn.



Hình 10.1

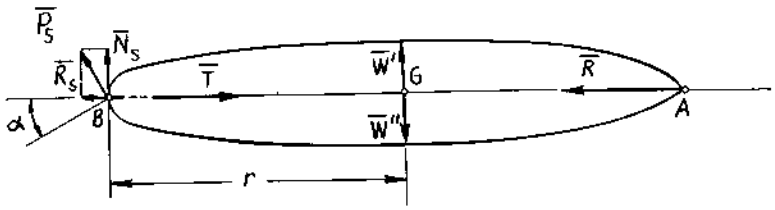
Chia đường cong quay vòng ra làm ba giai đoạn không phải vì hình dáng đường cong nhưng vì sự phân bố và biến đổi các lực tác dụng lên tàu ở mỗi giai đoạn khác nhau. Lực tác dụng lên tàu chúng ta có thể phân tích như sau: Trong giai đoạn thứ nhất sau khi bánh lái nghiêng sự phân bố các lực tác dụng lên tàu và bánh lái, gây giảm tốc độ và tàu dạt ngang, ngược với chiều quay lái.

Trong giai đoạn thứ hai đặc biệt xuất hiện các lực mới cùng chiều và ngược chiều chuyển động, những lực này gây giảm tiếp tốc độ và tàu quay vòng theo chiều bánh lái.

Giai đoạn thứ 3 các lực phân bố như thế nào để cân bằng, tốc độ tàu bây giờ mới ổn định.

Chúng ta khảo sát các lực xuất hiện ở mỗi giai đoạn chuyển động của tàu như sau:

Giai đoạn 1: Từ vị trí ở giữa (mặt phẳng đối xứng) bánh lái nghiêng một góc α, các lực tác dụng lên tàu như sau: Lực đẩy của chong chóng, lực cản của tàu, lực nén của nước lên bánh lái. (Hình 10.2).



Hình 10.2

Để đơn giản việc phân tích, chúng ta giả thiết điểm lực nén của nước lên bánh lái trùng với tâm trục lái tại điểm B và hướng của lực này P_S pháp tuyến với mặt phẳng bánh lái.

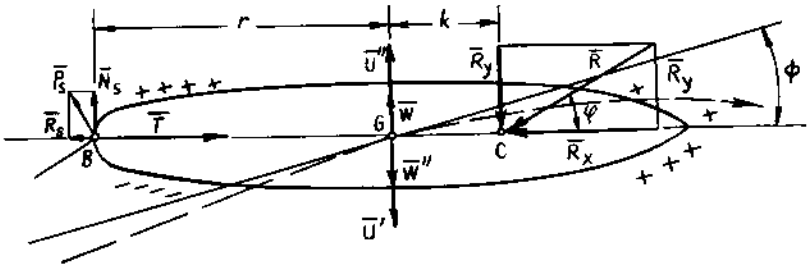
Lực P_S có hai thành phần: Lực nâng N_S tác dụng vuông góc với mặt phẳng đối xứng của tàu và lực cản R_S nằm trong mặt phẳng đối xứng. Lực cản của bánh lái cùng với lực cản của tàu R làm giảm tốc độ của tàu. Lực nâng N_S làm nghiêng mặt phẳng đối xứng của tàu so với hướng chuyển động ban đầu của tàu.

Ở vị trí trọng tâm có hai lực W' và W" cùng trị số nhưng ngược chiều tác dụng và bằng trị số lực nâng N_S vuông góc mặt phẳng đối xứng của tàu.

Dưới ảnh hưởng tác dụng của lực nâng N_S giữ tàu sao cho khi tác dụng đồng thời lực W" và N_S (chúng ta kí hiệu r là khoảng cách từ trọng tâm G đến lực nâng N_S), ngẫu lực W" và N_S tạo ra mô men N_S.r quay tàu quanh trục thẳng đứng và đi qua gần đúng trọng tâm tàu. Lực W' có chiều hướng làm tàu dịch chuyển ngang ngược với chiều nghiêng của bánh lái, do đó có lực cản ngang của nước. Tác dụng của lực P_S và W' cũng như mô men N_S.r làm giảm tốc độ tàu.

Giai đoạn 2: Tàu quay quanh trục thẳng đứng và đi qua trọng tâm tàu G bởi tác dụng của mô men $N_S.r$ và làm thay đổi sự phân bố áp suất của nước lên thân tàu. Do quay, áp suất phía trong mũi tàu tăng, ngược lại áp suất phía trong đuôi tàu giảm. Đồng thời do tàu tiến và sang ngang do lực đẩy T và W', áp suất nước phía ngoài thân tàu từ mũi về lái tăng. Vùng tăng áp suất mang dấu (+) vùng giảm mang dấu (-), (Hình 10.3).

Tổng hợp lực nước tác dụng lên tàu, kí hiệu R nghiêng so với mặt phẳng đối xứng của tàu một góc φ, chúng ta có thể coi điểm tác dụng của R là C.



Hình 10.3

Chúng ta phân tích lực R thành hai thành phần: lực R_x nằm trong mặt phẳng đối xứng và lực R_y vuông góc với mặt phẳng đối xứng. Lực R_x coi như lực cản ngược với lực T còn lực R_y là lực cản ngang.

Lực R_x sẽ lớn hơn lực cản trước khi quay (lực này kí hiệu R trên hình giai đoạn I hình 10.2), lực này cùng với lực cản bánh lái R_s gây tốc độ tàu tiếp tục giảm.

Tại trọng tâm tàu G có hai lực: U' và U'' ngược chiều tác dụng và có trị số bằng lực R_y. Bây giờ có thể thay R_y là U' và ngẫu lực R_y và U'' tạo moment $R_y.k$ có tay đòn k. Lực U' tác dụng ngược với lực W' có xu hướng làm tàu dịch chuyển ngang vào tâm của đường cong lượn vòng. Góc dạt ϕ tăng và lực R_y tăng bằng với lực U'; lực này thắng lực W' đến khi đường quay vòng dần dần thành hình xoắn ốc.

Tác dụng của hai lực R_y và U'' được biểu thị bằng moment $R_y.k$, phụ thuộc vào vị trí điểm C, cùng chiều hoặc ngược chiều với sự quay của tàu.

Điểm C càng dịch về phía mũi so với trọng tâm tàu G, bây giờ moment $R_y.k$ cùng tác dụng với moment $N_s.r$ làm cho tàu quay nhanh quanh trục thẳng đứng. Trường hợp này ta nói tàu ăn lái tốt. Nếu điểm C xa trọng tâm về phía đuôi, cùng phía moment $R_y.k$ ngược với chiều quay làm cho tàu khó quay vòng.

Khi thiết kế tàu không thể biết thực tế điểm C nằm ở đâu, tuy nhiên trong thực hành chỉ rõ rằng phần lớn ở các tàu điểm này khi bắt đầu thời kỳ II của lượn vòng, nằm giữa mũi và

trọng tâm tàu G. Càng tăng góc ϕ trong khi lượn vòng, điểm C càng dịch về đuôi sau trọng tâm, điểm C ổn định trong chốc lát, tàu đi vào giai đoạn III của lượn vòng.

Vậy những lực tác dụng trong giai đoạn II là: lực nước tác dụng lên bánh lái P_s, lực cản R và lực đẩy T, trong mỗi thời điểm chuyển động cân bằng với các lực quán tính khối lượng của tàu (định luật d' Alambert). Những lực quán tính có thể được biểu diễn dưới ba dạng lực sau đây:

1./ Những lực ngược tác dụng làm giảm tốc độ của tàu, tác dụng theo đường tiếp tuyến với đường cong lượn vòng của tàu.

2./ Lực ly tâm, tác dụng ngược với bán kính gia tốc, tác dụng theo phương pháp tuyến với đường cong lượn vòng của tàu.

3./ Moment tác dụng ngược làm nhanh hoặc chậm góc quay của tàu quanh trục thẳng đứng đi qua trọng tâm G của tàu.

Giai đoạn 3: Lực đẩy của chong chóng thực tế không thay đổi trong quá trình lượn vòng. Lực cản R_x bắt đầu tăng đến thời điểm bắt đầu lượn vòng, gây giảm dần tốc độ tàu đến lúc mà lực $R_x + R_s$ lại cân bằng lực đẩy T.

Như chúng ta đã biết, ở thời điểm, điểm C điểm đặt của lực cản R dịch về đuôi, do moment $R_y.k$ (xem hình 10.3) ngược tác dụng với moment $N_s.r$. Khi trị số hai moment bằng nhau, điểm C ngừng dịch về đuôi và đồng thời xác định được góc đạt ϕ. Thời điểm đó các lực cũng như các moment tác dụng lên tàu bằng nhau, tàu bắt đầu chuyển động vòng tròn với vận tốc không đổi.

10.1.2. Lý thuyết bánh lái

Chúng ta khảo sát hiện tượng dòng nước chảy vào bánh lái mà bánh lái được chế tạo ở dạng tấm có profil đối xứng như ở hình 10.4.

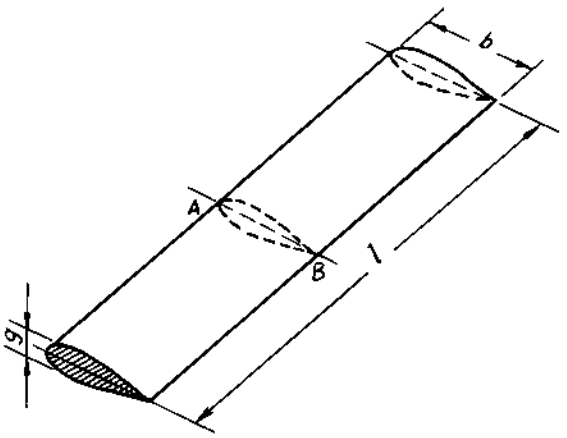
Kí hiệu trong hình vẽ:

l - Tấm khai triển = chiều cao bánh lái;

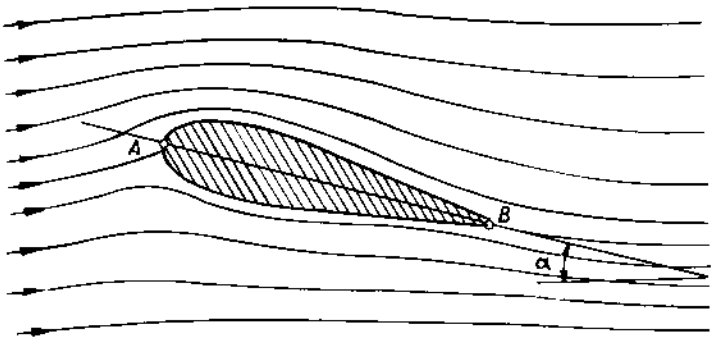
b - Chiều dài tấm = chiều dài bánh lái;

g - Chiều dầy tấm = chiều dầy bánh lái.

Nếu tấm được kéo dài thật xa (không giới hạn tấm khai triển l), đặt dưới một góc α so với hướng dòng chảy của chất lỏng lí tưởng, hình dạng dòng chảy như hình 10.5. Góc α giữa hướng tốc độ dòng chất lỏng chảy vào với trục đối xứng của tấm, được gọi là góc tấn, mép A - mép đạp; mép B - mép thoát.



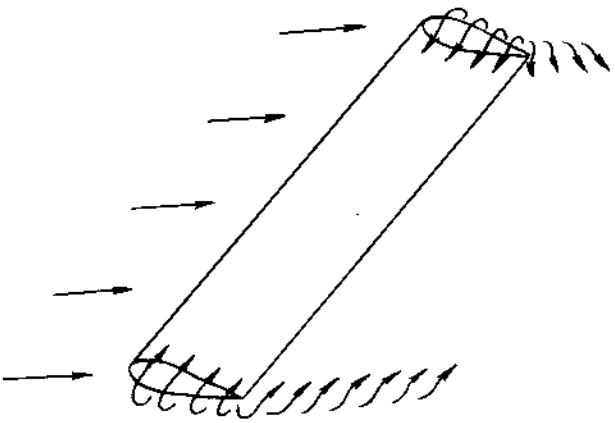
Hình 10.4



Hình 10.5

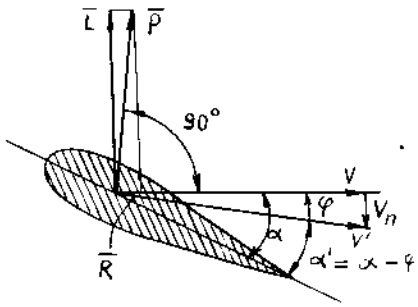
Do đoạn đường mà các phân tử nước chảy qua tấm từ đầu trên là dài hơn đoạn đường mà các phân tử nước chảy qua tấm từ đầu dưới, nên tốc độ dòng đầu trên lớn hơn tốc độ dòng đầu dưới. Vì nguyên nhân đó, phần trên xuất hiện vùng áp suất cao, phần dưới xuất hiện vùng áp suất thấp. Hiệu số áp suất gây ra lực gọi là lực nâng tấm, lực này vuông góc với hướng tốc độ của dòng chảy đến.

Trường hợp tấm khai triển có giới hạn với trị số 1, hiện tượng đó xuất hiện ở dạng hơi khác. Do hiệu số áp suất của mặt hút và mặt đạp tấm, chất lỏng chảy từ vùng áp suất cao sang vùng áp suất thấp, gây dòng xoáy chất lỏng ở đầu và cuối tấm (hình 10.6).



Hình 10.6

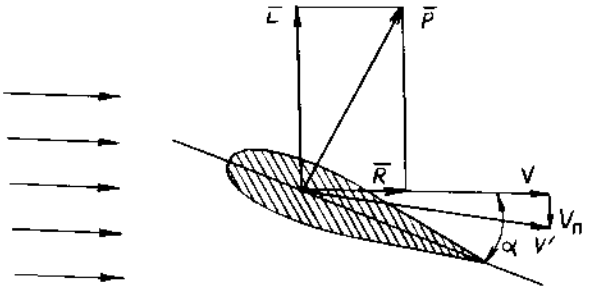
Dòng chất lỏng xung quanh đầu tấm làm cân bằng áp suất cũng như làm giảm lực nâng trên một đơn vị chiều dài so với tấm không giới hạn. Đồng thời, dòng chảy ở đầu tấm gây xuất hiện tốc độ vuông góc với tốc độ dòng chảy vào. Tốc độ tổng hợp của dòng chảy qua tấm có giới hạn, gồm tốc độ dòng chảy không rối V và tốc độ vuông góc với nó là tốc độ cảm ứng V_n. Tốc độ tổng hợp V' nghiêng so với tốc độ V một góc φ, ngược lại lực thuỷ động tổng hợp P sẽ vuông góc với tốc độ tổng hợp (Hình 10.7).



Hình 10.7

Tổng hợp lực P có thể chia thành 2 lực thành phần: lực nâng và lực cản R_1, gọi là lực cảm ứng.

Thực tế lực P, tác động lên tấm trong chất lỏng thực, không vuông góc với hướng tốc độ, nhưng nghiêng do ảnh hưởng lực nhớt của chất lỏng. Sau khi phân lực này thành hai lực thành phần: vuông góc với hướng tốc độ dòng chảy qua không rối và song song với nó, chúng ta có lực nâng $\overline{L}$ và lực cản thực $\overline{R}$ (hình 10.8). Trường hợp tấm giới hạn, lực cản này sẽ bằng tổng lực cản cảm ứng và lực cản profil do sức cản ma sát và sức cản áp suất, do sự tách lớp giới hạn và do hiệu áp suất phần trước và sau của profil.



Hình 10.8

Lực thuỷ động P cũng có thể phân ra hai hướng khác: Pháp tuyến và tiếp tuyến với trục đối xứng của profil.

Bây giờ chúng ta có lực thành phần: lực pháp tuyến N và tiếp tuyến T (hình 10.9), trị số lực T thường không lớn so với lực N.

Giữa trị số lực thuỷ động P và trị số các lực thành phần có hệ thức sau đây:

$$\overline{P} = \sqrt{L^2 + R^2} = \sqrt{N^2 + T^2} \qquad (10.1)$$

và

$$N = L\cos\alpha + R\sin\alpha \qquad (10.2)$$

$$T = -L\sin\alpha + R\cos\alpha \qquad (10.3)$$

Trị số lực thuỷ động P phụ thuộc vào kích thước tấm, góc tấn α, hình dáng tấm, tốc độ dòng chảy đến V và đặc tính chất lỏng, lực nâng cũng giống như lực thành phần của nó, chúng ta thường biểu diễn ở dạng không thứ nguyên, chia nó cho áp suất động $\frac{\rho}{2}V^2$ và diện tích bề mặt F (diện tích hình chiếu tấm vào mặt phẳng đối xứng). Với cách đó, chúng ta có hàng loạt các hệ số không thứ nguyên, được gọi là các hệ số tương ứng các lực và biểu diễn bằng các công thức

1 - Hệ số lực thuỷ động:

$$C_P = \frac{P}{\frac{\rho}{2}.V^2F} \qquad (10.4)$$

2 - Hệ số lực nâng:

$$C_L = \frac{L}{\frac{\rho}{2}.V^2F} \tag{10.5}$$

3 - Hệ số lực cản:

$$C_R = \frac{R}{\frac{\rho}{2}.V^2F} \tag{10.6}$$

4 - Hệ số lực pháp tuyến:

$$C_N = \frac{N}{\frac{\rho}{2}.V^2F} \tag{10.7}$$

5 - Hệ số lực tiếp tuyến:

$$C_T = \frac{T}{\frac{\rho}{2}.V^2F} \tag{10.8}$$

Chúng ta tính moment của lực thuỷ động đối với mép đạp, moment này sau khi phân tích lực $\overline{P}$ thành hai lực $\overline{N}$ và $\overline{T}$, được biểu diễn bằng công thức:

$$M = Na = N\frac{a}{b}b \tag{10.9}$$

Công thức (10.9) thay lực pháp tuyến $\overline{N}$ từ công thức (10.7) và đặt:

$$C_M = C_N\frac{a}{b} \tag{10.10}$$

Chúng ta có hệ số moment C_M

$$C_M = \frac{M}{\frac{\rho}{2}.V^2Fb} \tag{10.11}$$

Giữa các hệ số cũng xuất hiện những hệ thức tương ứng với các lực:

$$C_P = \sqrt{C_L^2 + C_R^2} = \sqrt{C_N^2 + C_T^2} \tag{10.12}$$

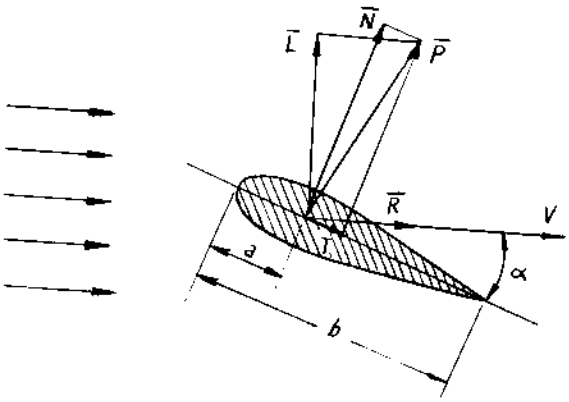
$$C_N = C_L\cos\alpha + C_R\sin\alpha \tag{10.13}$$

$$C_T = -C_L\sin\alpha + C_R\cos\alpha \tag{10.14}$$

Để đạt được đầy đủ các tính chất của tấm, cần phải biết ba hệ số, thường là C_L, C_R, C_M. Trị số các hệ số phụ thuộc vào profil tấm, l và góc tấn α.

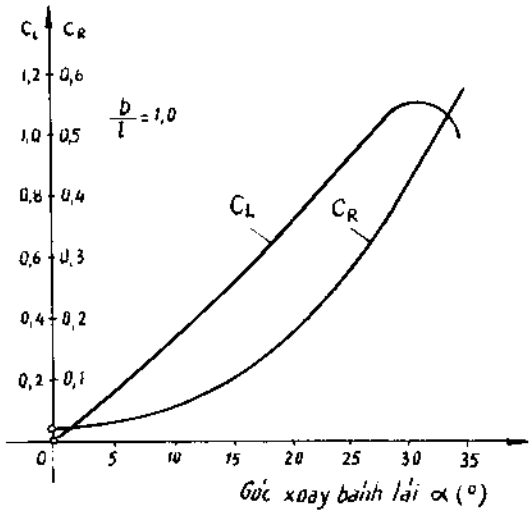
Trường hợp bánh lái thoát nước làm với dạng tấm, bắt buộc tính theo các công thức, cách giải như đã cho. Góc nghiêng bánh lái bằng với góc tới của tấm, diện tích bánh lái bằng diện tích tấm. Tổng hợp lực thuỷ động P gọi là lực nén lên bánh lái và ký hiệu là P_s; Lực nâng L đôi khi gọi là lực nổi thuỷ động của bánh lái.

Trường hợp bánh lái dạng thoát nước, luôn luôn chúng ta có thể nhận được lực nâng lớn nhất L.



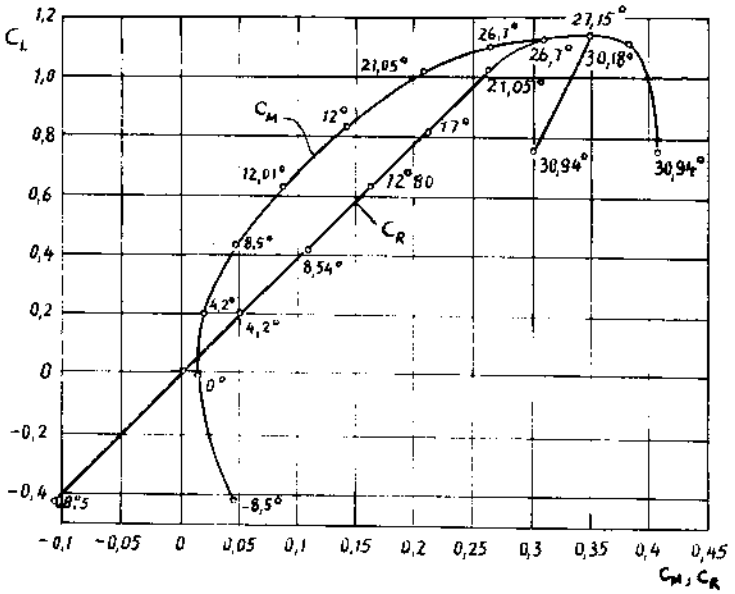
Hình 10.9

Khi sức cản R nhỏ nhất, trị số lực nâng quyết định đến tính quay trở của tàu, ngược lại lực cản bánh lái làm tăng sức cản của tàu. Các hệ số C_L và C_R phụ thuộc vào profil bánh lái, góc nghiêng và chiều cao bánh lái.



Hình 10.10

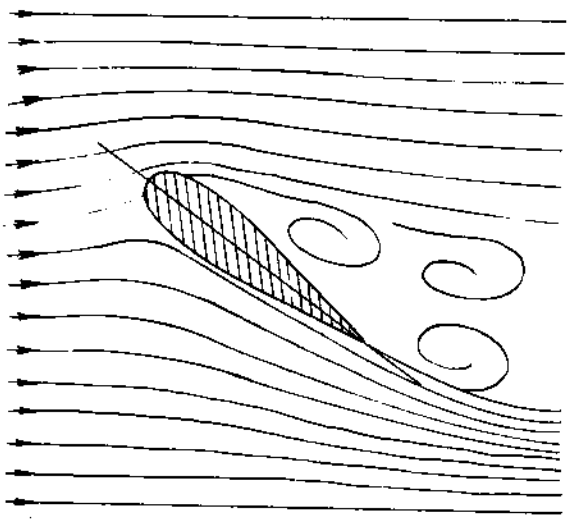
Đối với profil bánh lái đã chọn với chiều cao đã xác định, những hệ số đó thay đổi theo góc nghiêng bánh lái. Ví dụ đường biểu diễn sự thay đổi hệ số C_L và C_R đối với profil bánh lái nào đó có tỷ số b/l = 1 như hình 10.10.



Hình 10.11

Một cách thể hiện đặc tính profil như hình 10.11. Ở hình này hệ số C_R và C_M là hàm của hệ số C_L, góc nghiêng bánh lái tương ứng với trị số đã đánh dấu trên đường cong. Đồ thị này mang tên là đồ thị độc cực.

Góc nghiêng bánh lái tăng, hệ số C_R tăng, sức cản của tàu tăng, ngược lại hệ số C_L tăng đến tối đa và sau đó giảm. Đồ thị biến đổi hệ số C_L như thế là do dòng rối xuất hiện sau khi vượt qua góc tấn nào đó (góc nghiêng bánh lái) dẫn đến sự tách dòng nước khỏi profil và xuất hiện dòng xoáy (hình 10.12).



Hình 10.12

Các hệ số C_L, C_R, C_M là những đại lượng không thứ nguyên cho phép ta tính các lực và moment thích hợp đối với tốc độ nước bất kỳ và các trị số bánh lái theo điều kiện duy nhất là giữ đồng dạng hình dáng tấm và tỷ số $\frac{b}{l}$.

Trường hợp khi tỷ số $\frac{b_2}{l_2}$ của bánh lái thiết kế khác so với tỷ số $\frac{b_1}{l_1}$. Chúng ta có thể có các hệ số theo bánh lái thiết kế với các công thức sau đây:

$$C_{R2} = C_{R1} + \frac{C_L}{\pi}\left(\frac{b_2}{l_2} - \frac{b_1}{l_1}\right) \tag{10.15}$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 + 57{,}3\,\frac{C_L}{\pi}\left(\frac{b_2}{l_2} - \frac{b_1}{l_1}\right) \tag{10.16}$$

$$C_{L2} = C_{L1} = C_L \tag{10.17}$$

$$C_{M2} = C_{M1} = C_M \tag{10.18}$$

Khi thay đổi chiều cao bánh lái gây thay đổi trị số sức cản cảm ứng và trị số tốc độ cảm ứng, tức là thay đổi tấm phẳng khai triển l.

Thí nghiệm một tỷ số $\frac{b}{l}$ khác nhau cho ta thấy rằng: ở góc nghiêng bánh lái nào đó mà tăng chiều cao bánh lái và giảm chiều dài bánh lái, tức là làm tăng hệ số C_L hay tăng lực nâng N, trong lúc diện tích bánh lái không thay đổi.

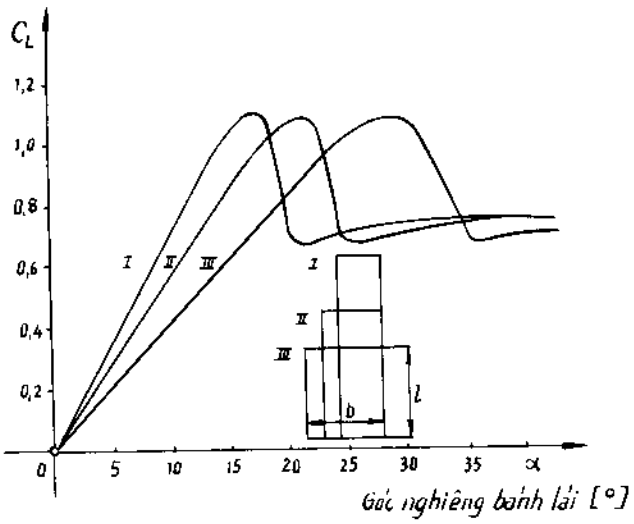
10.1.3. Tính toán bánh lái

a - Ảnh hưởng hình dáng bánh lái đến công quay

Hình bao tấm bánh lái có ảnh hưởng không nhiều đến hoạt động của bánh lái, đối với độ giang đã định. Khi góc tiến tới hạn thì hình dáng bánh lái ảnh hưởng đến tâm áp suất. Hình 10.13 thể hiện ảnh hưởng hình dáng tấm bánh lái đến trị số lực nâng C_L. Chúng ta gọi góc tới hạn α_{th} là góc khi xuất hiện sự tách dòng khỏi profil.

Có thể phân loại bánh lái theo:

- Hình dáng tấm tức là hình bao bánh lái;
- Tiết diện vuông góc với chiều cao tức là profil;
- Cách lắp đặt bánh lái với tàu và vị trí trục lái.



Hình 10.13

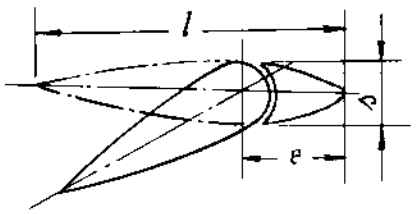
1 - Bánh lái một tấm có hình chữ nhật, thường thường là bánh lái treo không cân bằng, thường áp dụng với tàu sông (sà lan).

2 - Bánh lái treo thoát nước hoặc có gối tựa lắp vào sống đuôi hoặc thân tàu. Loại bánh lái này cân bằng 1/3 hoặc 1/4 chiều dài tấm hoặc có thể không cân bằng (hình 10.9).

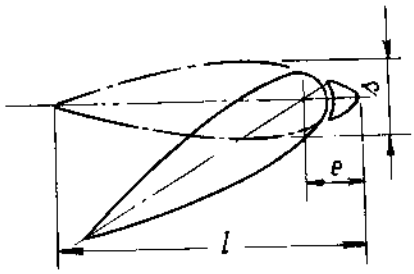
3 - Bánh lái có hai phần, dạng bánh lái thoát nước, gồm phần linh động và phần cố định, gọi là phần dẫn hướng.

Trong nhóm này chúng ta có thể kể các loại bánh lái như sau:

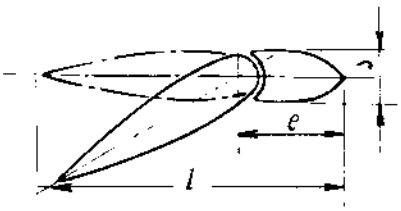
- Bánh lái Oertz (hình 10.14)
- Bánh lái Secbeck (hình 10.15)
- Bánh lái kết hợp Oertz - Secbeck (hình 10.16)
- Bánh lái Fletner (hình 10.17)



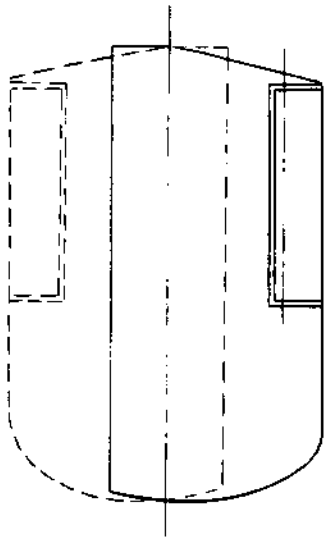
Hình 10.14



Hình 10.15



Hình 10.16



Hình 10.17

Bánh lái Fletner đặc biệt áp dụng cho các tàu ở vùng hay có bão. Tác dụng của sóng làm cho tấm ở bánh lái cử động như thiết bị tăng tính ổn định (stabilizator). Bánh lái Fletner có thể quay 180°, có lợi cho việc chạy lùi.

b - Chọn diện tích bánh lái

Trị số diện tích bánh lái là trị số đặc trưng cho bánh lái của một con tàu nào đó. Xác định diện tích bánh lái bằng cách so sánh với các tàu đồng dạng có tính quay trở tốt. Trị số diện tích lấy ở bảng 10.1, như là số phần trăm diện tích tiết diện dọc tàu của phần ngâm nước % LT đối với từng loại tàu.

Diện tích bánh lái tính % LT

Bảng 10.1

Tàu biển		Tàu sông	
Loại tàu	**% LT**	**Loại tàu**	**% LT**
Tàu một chong chóng	1,6 ÷ 1,9	Tàu khách	4,0 ÷ 8,0
Tàu hai chong chóng	1,5 ÷ 2,1	Tàu hàng	3,0 ÷ 7,0
Tàu hai chong chóng, hai bánh lái	2,1	Tàu kéo	6,5 ÷ 13,0
Tàu dầu	1,3 ÷ 1,9	Sà lan	4,5 ÷ 7,0
Tàu khách chạy nhanh (Viễn Dương)	1,2 ÷ 1,7	Ponton	8,0 hoặc hơn
Tàu khách chạy nhanh (nhỏ)	1,8 ÷ 2,0	Xuồng máy	4,0 ÷ 5,0
Tàu ven biển	2,3 ÷ 3,3	Tàu kéo	3,0 ÷ 6,0
Tàu có tính quay trở đặc biệt	2,0 ÷ 4,0	Thuyền buồm	2,0 ÷ 3,0
Tàu đánh cá	2,5 ÷ 5,5	Tàu hoa tiêu	2,5 ÷ 4,0

Trong bảng trên, trị số giới hạn dưới tương ứng với những tàu lớn chạy nhanh, giới hạn trên áp dụng cho những tàu nhỏ và chạy chậm hơn. Bánh lái có profil thoát nước có diện tích nhỏ hơn bánh lái tấm phẳng.

c - Chọn độ giang bánh lái $\lambda = h/l$ (h^2/A)

Trong tính toán bánh lái vấn đề thiết thực là chọn độ giang λ của bánh lái vì độ giang λ có ảnh hưởng đến hiệu quả hoạt động của bánh lái. Nói chung, bánh lái có thể cao và ngắn mà diện tích cũng như góc nghiêng không đổi.

Độ giang λ phụ thuộc vào lực nâng và đặc biệt là lực cản R nhưng không phụ thuộc vào vị trí tâm áp suất (khoảng cách từ mép trước bánh lái đến tâm áp suất e).

Khi tăng góc tấn α từ 0 đến α_{th}, lực nâng L tăng tỷ lệ, khi đạt α_{th} lực nâng giảm rất nhanh. Ngược lại, lực cản R, khi đến α_{th} tăng chậm và khi đạt α_{th} R tăng nhanh. Còn tâm áp suất sau khi đạt α_{th} dịch nhanh về phía sau, đến trị số e = 0,41 khi $\alpha = 90^0$, đối với profil NACA.

d - Chọn profil

Hiện nay dùng bánh lái có tỷ số $\frac{g}{l}$ trung bình (tỷ số giữa chiều rộng và chiều dầy bánh lái) là 0,012 - 0,018, thông thường nhất là profil đối xứng, sêri NACA hoặc Gottingen 539. Độ dầy trung bình của profil, trị số của hệ số lực nâng C_L và lực cản C_R là cao nhất (trong kí hiệu NACA 0012 - 0018, hai chữ số đầu bằng không là profil đối xứng $\frac{f}{l} = 0$ và $\frac{ef}{l} = 0$ nhưng $\frac{g}{l} = 06$ đến 18 biểu thị độ thoát nước của profil lực nâng bánh lái ở góc nghiêng nào đó càng lớn khi tỉ số chiều cao l và chiều rộng cũng lớn. Vì vậy chúng ta có thể dùng bánh lái có chiều cao cao và chiều rộng lớn.

Lực nâng thay đổi theo góc nghiêng bánh lái và tỉ lệ nghịch khi thay đổi đường kính lượn vòng. Lực nâng thường đạt trị số max khi bánh lái ở 30 ÷ 35°, phụ thuộc profil bánh lái, khi góc bánh lái lớn hơn trị số đó, lực nâng giảm, giảm trị số C_L. Vì vậy thường người ta coi góc lớn nhất là 35°.

Moment lái, thường được chọn sao cho sau 15" có thể đạt góc lái α_{max} hoặc trong thời gian 30" bánh lái quay từ mạn này sang mạn kia.

10.1.4. Tính lực và moment tác dụng của bánh lái

Để xác định công suất máy lái, chúng ta phải biết trị số moment cần thiết để quay bánh lái. Moment này, chúng ta tính đối với tâm trục lái, từ vị trí trục lái so với điểm đặt lực thuỷ động (tâm áp lực).

$$M_{trục\ lái} = M - Ne; \qquad (10.19)$$

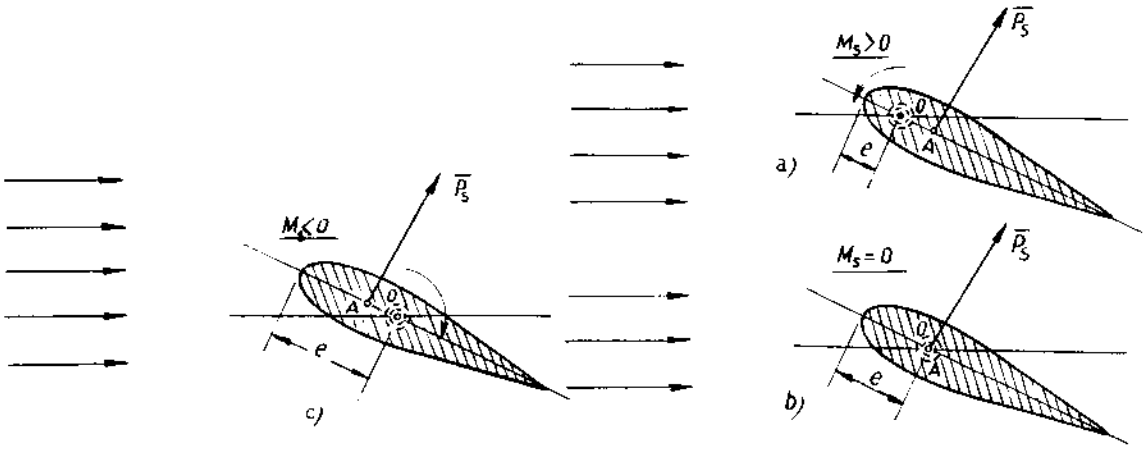
trong đó: M_{tl} - Moment trục lái (kGm);

M - Moment bánh lái đối với mép đạp (kGm)

N - Lực pháp tuyến lên bánh lái (kG);

e - Khoảng cách từ trục quay bánh lái đến mép đạp (m).

Để giảm trị số moment nơi trục lái, phải chọn khoảng cách l thích hợp. Phụ thuộc vào trục lái, người ta chia ra:



Hình 10.18

1 - Bánh lái không cân bằng hoặc cân bằng (hình 10.18a) khi trục lái ở giữa mép trước với tâm áp lực nước A trên bánh lái.

2 - Bánh lái cân bằng (hình 10. 18b) khi tâm áp lực nước A trùng tại trục lái, moment N.l trong trường hợp này bằng moment bánh lái M, vậy $M_{tl} = 0$.

3 - Bánh lái cân bằng (hình 10.18c) khi tâm áp lực nước A ở giữa trục quay 0 và mép trước, moment N_c sẽ lớn hơn moment bánh lái M, do đó moment trục lái $M_{tl} < 0$. Bây giờ bánh lái có xu hướng cướp lái (sự nghiêng) và phải giữ bánh lái ở giữa để có moment ngược lại, loại bánh lái (hình 19.18c) rất ít áp dụng.

Cần lưu ý, tâm áp lực nước không cố định, nó thay đổi, dịch về mép khi góc bánh lái lớn. Khoảng cách e từ trục đến mép trước thường không quá 25 - 30 % chiều cao bánh lái.

Tính toán bánh lái theo cách sau đây:

1. Diện tích bánh lái được chọn phụ thuộc vào các đại lượng của tàu, dùng hệ số cho ở bảng 10.1.

2. Chọn các kích thước bánh lái theo những điều kiện vùng tàu chạy, bánh lái cao và ngắn cho lực nâng lớn khi cùng góc nghiêng bánh lái.

3. Chọn profil bánh lái, dùng bảng profil mẫu Gotingen hoặc NACA.

4. Khi đã chọn profil, chúng ta được các hệ số C_L, C_R, C_M đối với từng góc nghiêng bánh lái.

5. Khi tỷ số $\frac{b}{l}$ của bánh lái thiết kế khác với tỷ số đã cho chúng ta tính chuyển trị số C_R và α theo các công thức (10.15) và (10.16) đối với mỗi góc nghiêng bánh lái.

6. Tính lực nén của nước lên bánh lái bằng công thức (10.4)

$$P_S = C_P \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot F$$

Trong đó phù hợp với công thức (10.12)

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

Thực hiện phép tính khi a = 0 đến góc α mà khi đó C_L đạt trị số tối đa.

7. Tính moment bánh lái đối với mép đạp theo công thức (10.11).

$$M = C_M \frac{\rho}{2} v^2 F.b$$

8. Moment đối với trục quay bánh lái được tính theo công thức ((10.19).

$$M_S = M - N \cdot e$$

Trong đó lực tiếp tuyến N đã có trong công thức (10.17).

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

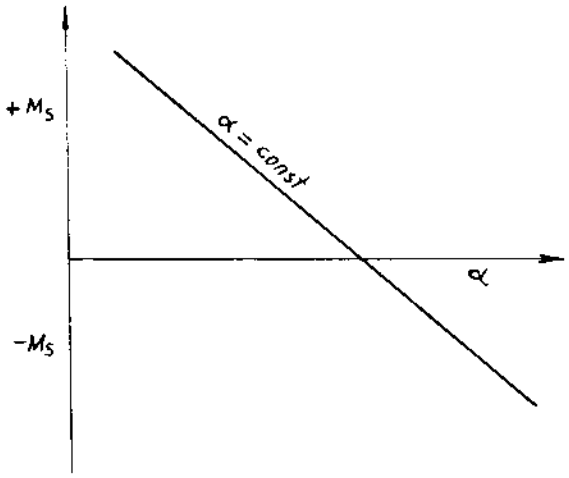
Ngược lại hệ số C_L tính từ công thức (10.13).

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

Tính moment M_S với những trị số e khác nhau $M_S = f(e)$ lấy trong giới hạn (0,25 - 0,3)l, chúng ta xác định vị trí trục lái phụ thuộc vào những điều kiện đặt ra:

a. Đạt moment bánh nhỏ nhất hoặc,

b. Đạt công quay bánh lái từ mạn này sang mạn kia nhỏ nhất.



Hình 10.19

Trường hợp b, chúng ta cần vẽ đồ thị moment M_S là hàm của góc nghiêng bánh lái $M_S = f(\alpha)$ lần lượt các trị số e, và tính được diện tích bề mặt giới hạn bởi đường cong, trục hoành và trục tung mà C_L đạt trị số tối đa (điểm bắt đầu tách dòng khỏi profil). Chúng ta xác định vị trí trục lái sao cho khoảng cách từ trục lái đến cho mép đạp diện tích tính toán có số nhỏ nhất.

10.1.5. Tính lái tay

Vấn đề tính toán lái tay ít thiết thực vì rất ít phương tiện thuỷ dùng lái tay. Khi tính lái tay, giả sử lực tay tác dụng lên vòng tay lái (vô lăng) thông thường nhất là 15 - 20 kg.

$$F_s = \frac{r_k F_r . \alpha}{180 . n . R_k} \qquad (10.20)$$

F_S - Lực tay (kG);

r_k - Bán kính secteur lái;

F_r - Lực kéo dây lái (kG);

n - Số vòng quay vô lăng lái;

R_k - Bán kính vô lăng lái.

Nếu nói cả hệ lái, chuyển động giữa vòng tay lái (vô lăng lái) với vòng cuộn xích thì hiệu suất h = 0,95 trên mỗi cặp bánh răng. Số vòng quay vòng tay lái để bánh lái từ vị trí không sang mạn thì phải 8 - 12 vòng.

10.1.6. Tính đường kính trục lái

Tính đường kính trục lái phụ thuộc vào những yêu cầu của Đăng kiểm, nói chung đã có trong Quy phạm. Đối với tàu biển chúng ta có thể tính đường kính theo công thức:

$$d_l = 0.46\sqrt[3]{S.i.v_s} \quad (10.21)$$

trong đó: S - Diện tích bánh lái (m^2);

i - Khoảng cách từ tâm áp lực nước đến tâm trục lái (e - a) (cm);

v_s - Tốc độ tính bằng hải lí/h;

d_l - Đường kính trục lái (cm).

Bảng 10.2

L	40	60	80	105	130	155
V_s	10	10,5	11	11,5	12	12,5

10.1.7. Ảnh hưởng ma sát trong các gối đối với moment máy lái

Moment máy lái phải thắng moment thuỷ động trên bánh lái và moment lực ma sát trong hệ bánh lái treo. Moment lực ma sát tỷ lệ với phản lực của gối cũng như bán kính trục lái, chúng ta có thể viết:

$$M_{ms} = \frac{f}{Q_i} \cdot r_i \quad (10.22)$$

f - Hệ số ma sát = 0,15;

r_i - Bán kính trục lái trong các gối, (m);

Q_i - Phản lực của gối (kG).

Có thể tính phản lực theo sơ đồ hệ lái, có thể xem trục lái như thanh cứng hoặc đàn hồi. Lực tác dụng lên thanh (trục lái) là tổng hợp lực

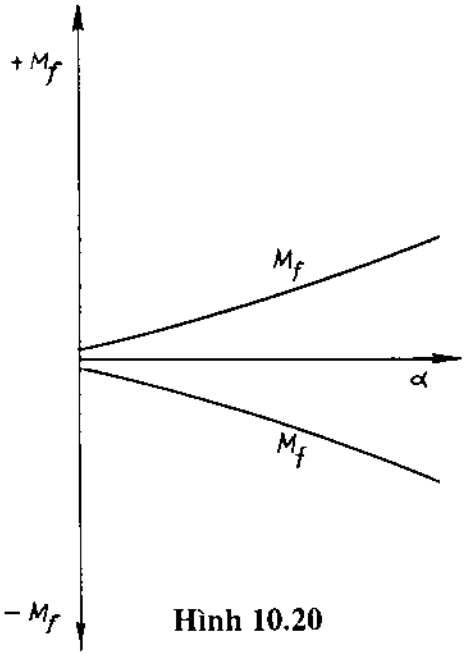
$$P = \frac{\rho}{2} v^2 S \cdot \sqrt{C_L^2 + C_R^2} \quad (10.23)$$

Vậy trong thực tế máy lái phải thắng moment:

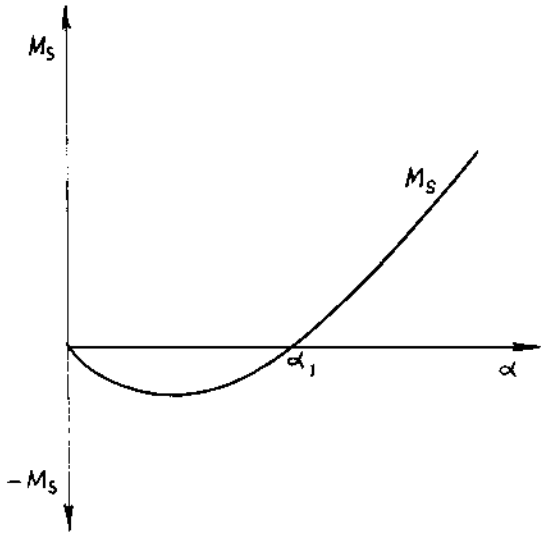
$$M_{máy} = M_s + M_{ms} \quad (10.24)$$

Dấu của moment M_{ms} lấy dấu (+) khi quay từ mặt phẳng đối xứng sang mạn, và dấu (-) khi quay từ mạn về mặt phẳng đối xứng (hình 10.19).

Đối với bánh lái cân bằng, với góc nghiêng bánh lái α nhỏ, tâm áp lực đặt trước trục lái (hình 10.18).



Hình 10.20



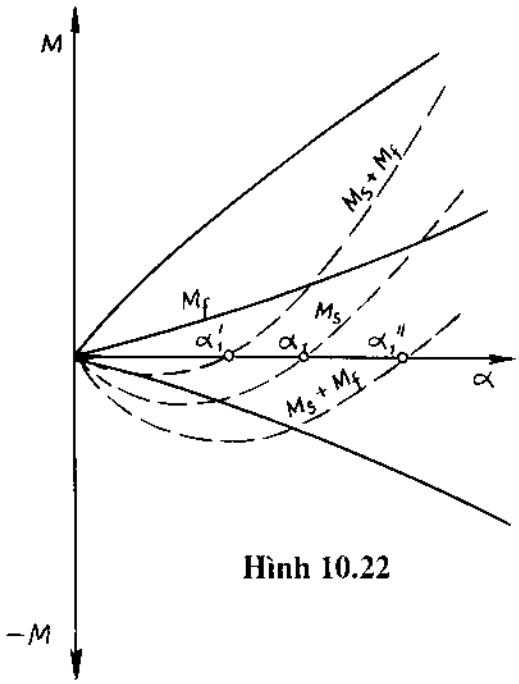
Hình 20.21

Khi α tăng đến α_1 thì $M_s = 0$ và sau đó khi $\alpha > \alpha_1$ thì $M_s > 0$. Khi không có ma sát nghĩa là bánh lái tự do đặt trong dòng chảy góc α_1. Vì có ma sát trong các gối do vậy góc này sẽ trong giới hạn α'_1 đến α''_1 (Hình 10.22).

Đối với chuyển động lùi trong tính toán giảm tốc độ

$$(M_s + M_{ms})_{\text{max lùi}} < (M_s + M_{ms})_{\text{max tiến}} \qquad (10.25)$$

Có những công thức kinh nghiệm để xác định moment máy lái nhưng độ chính xác kém.



Hình 10.22

Ví dụ tính toán:

Ví dụ 10.1.

Tính lực pháp tuyến và moment bánh lái đối với diện tích bánh lái F = 5,67 m và chiều cao bánh lái h = 3,24m. Profil bánh lái NACA 0015 góc nghiêng bánh lái $\alpha = 16^o$. Tốc độ của tàu v = 9,87 7 m/s.

Bài giải:

Độ giang của bánh lái:

$$\lambda_2 = \frac{h^2}{F} = \frac{10,50}{5,67} = 1,86$$

$$\lambda = \frac{b}{l}$$

trong đó: b - Chiều rộng bánh lái,

l - Chiều cao bánh lái

Khi $\alpha = 16^o$, hệ số lực nâng $C_L = 1,19$

Chúng ta tính chuyển α và C_R theo điều kiện thực tế theo công thức (10.115) và (10.16).

$$\alpha_2 = \alpha = 16^o$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 + 57,3\frac{C_L}{\pi}\left(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1}\right)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 + 57,3\frac{C_L}{\pi}\left(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1}\right)$$

$$\alpha_1 = 16 - 57,3\frac{1,19}{\pi}\left(\frac{1}{1,86} - \frac{1}{6}\right) = 7,96^o$$

$\alpha_1 = 8^o$ khi độ giang $\lambda_1 = 6$

do đó: $C_{L2} = 0,61$; $C_{M2} = 0,15$; $C_{R1} = 0,037$

$C_{R2} = 0,081$

Theo công thức (10.13) chúng ta tính hệ số không thứ nguyên lực pháp tuyến:

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

$$\Rightarrow \quad C_N = 0,61 \,.\, 0,91 + 0,081 \,.\, 0,276$$

$$\Rightarrow \quad C_N = 0,6084$$

Lực pháp tuyến theo công thức (10.17)

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

$$\rho = 104\ kGs^2/m^4$$

$$N = 0{,}6084 \,.\, 97{,}5 \,.\, 52 \,.\, 5{,}67 = 17500\ kG.$$

Moment bánh lái theo công thức (10.11)

$$M = C_M \frac{\rho}{2} v^2 F.b$$

Chiều rộng bánh lái $b = \frac{F}{l} = \frac{5{,}67}{3{,}24} = 1{,}75\,m$

$$M = 0{,}15 \,.\, 97{,}5 \,.\, 52 \,.\, 5{,}67 \,.\, 1{,}75 = 7550\ kGm$$

Ví dụ 10.2

Tính moment bánh lái nhỏ nhất không để ý lực ma sát ở các gối đỡ. Độ giang $\lambda = \frac{h^2}{F} = 2{,}0$, diện tích bánh lái F = 2,6 m^2, profil NACA 0015, góc nghiêng bánh lái từ 0° đến 30°, tốc độ của tàu v = 5m/s.

Bài giải:

Diện tích bánh lái $F = 2{,}6\ m^2$

Ta có: $\lambda = \frac{h^2}{F} = 2{,}0 \rightarrow l^2 = 2S = 5{,}2\,m^2$

Vậy kích thước bánh lái:

$$l = 2{,}28\ m$$

$$b = 1{,}14\ m$$

Chúng ta tính lực pháp tuyến trong khoảng các góc α = 8° - 22,5° và độ giang λ = 2

Bảng 10.3

$\alpha°$	C_L	C_{R_1}	C_{R_2}	$\alpha_2°$	C_M	C_N	N	e/b
8°	0,61	0,037	0,076	11,70°	0,15	0,6124	2070	0,245
12°	0,91	0,059	0,147	17,51°	0,225	0,9142	3090	0,246
16°	1,19	0,098	0,248	23,22°	0,30	1,192	4030	0,251
20°	1,40	0,140	0,348	28,50°	0,36	1,402	4740	0,254
22,5°	1,53	0,200	0,448	31,78°	0,38	1,535	5180	0,2475

Theo công thức (10.13)

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

Lực pháp tuyến theo công thức (10.7)

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

Khoảng cách tính từ mép trước của bánh lái đến tâm áp lực nước:

$$\frac{e}{b} = \frac{C_M}{C_N}$$

Vị trí trục lái tính từ mép trước bánh lái

a/b chúng ta giả thiết lần lượt trong giới hạn từ 0 - 0,35 cách nhau 0,05

Moment trục lái theo công thức:

$$M_{tl} = N(e - a)$$

Bảng 10.4

M_{tl}	460	342	223,8	105,6	12,44	-130,5	-248,5	$\alpha_2°$
A	0,057	0,114	0,171	0,228	0,285	0,342	0,399	11,7°
e - a	0,222	0,165	0,108	0,051	-0,006	-0,063	-0,120	
M_{tl}	691	514	338	+162,5	-13,9	-190	-366	17,51°
e - a	0,2235	0,1665	0,1095	0,0525	-0,0045	-0,0615	-0,1185	
M_{tl}	924	693	463	233,5	40,3	-225,5	-456	23,22°
e - a	0,229	0,172	0,115	0,058	+0,001	-0,056	-0,113	
M_{tl}	1100	830	560	289	19	-251	-522	28,50°
e - a	0,232	0,175	0,118	0,061	0,004	-0,053	-0,110	
M_{tl}	1165	870	575	280	-15,15	311	606	31,78°
e - a	0,225	0,168	0,111	0,054	-0,003	-0,060	-0,117	

Kết quả đưa lên đồ thị hình (10.23). Từ đồ thị cho thấy các lực thuỷ động cân bằng hoàn toàn khi bánh lái có a = 0,25 l tính từ mép trước của bánh lái.

Ví dụ 10.3:

Tính công nhỏ nhất tác dụng lên bánh lái, dùng các số liệu ở ví dụ 10.2.

Bài giải:

Giả thiết a/b = 0,15 đến 0,30

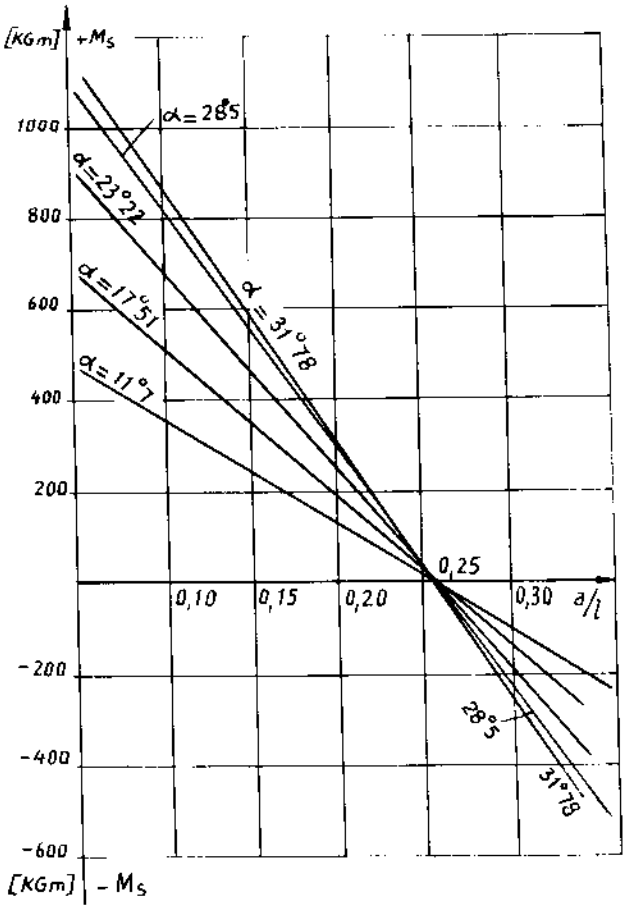
Tính moment trên bánh lái M_{tl}

Kết quả đưa lên đồ thị (hình 10.23) chúng ta đo diện tích mặt phẳng giới hạn bởi đường cong moment, trục hoành và trục tung tại điểm α tới hạn.

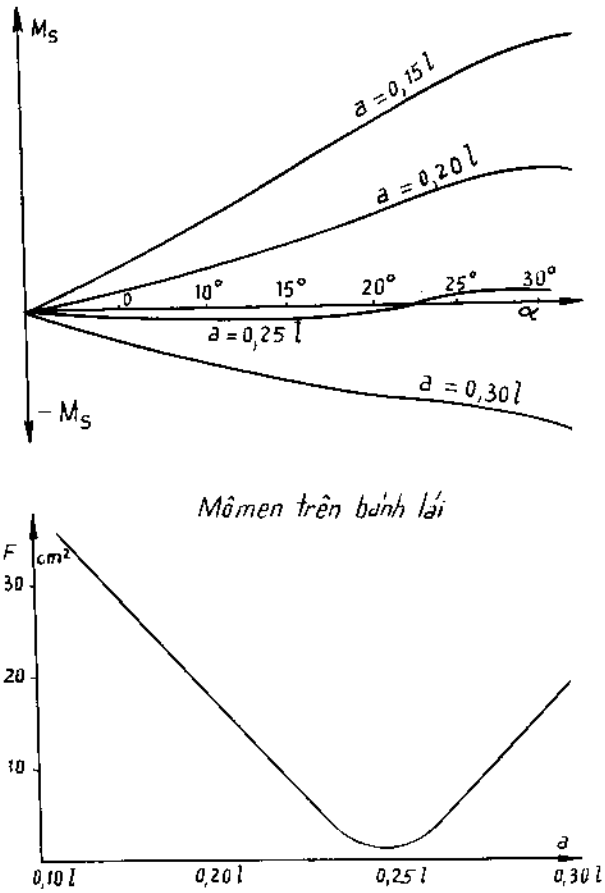
Trị số diện tích đưa lên đồ thị hàm của a (hình 10.24). Cực tiểu của đường cong xác định vị trí trục lái mà tại đó có giá trị công nhỏ nhất.

Bảng 10.5

α°	N	M	Na	M_u	Na	M_u	Na	M_u	Na	M_u
11,7°	2070	578	354	224	472	106	590	-12	708	-130
27,51°	3090	866	528	338	705	101	680	-14	1057	-191
23,22°	4030	1162	690	472	920	242	1150	12	1380	-218
28,50°	4740	1370	810	560	1080	290	1350	20	1620	-250
31,78°	5180	1464	886	578	1182	282	1470	-14	1770	-306
			a = 0,171		a = 0,228		a = 0,285		a = 0,342	



Hình 10.23



Hình 10.24

Ví dụ 10.4

Trên cơ sở những thông số đã cho và cách lắp ráp bánh lái vào tàu như ở (hình 10.22) xác định phản lực tại các gối và công suất máy lái.

Cho biết: Chiều dài giữa hai đường vuông góc L_{PP} = 92,65 m, chiều rộng B = 14,25m, chiều chìm T = 6,12 m, hệ số béo thể tích δ = 0,713, lượng chiếm nước D = 5980 T, tốc độ tàu v = 15,8 hải lí/giờ, v = 8,14 m/s, công suất N_e = 1750 cv, đường kính chong chóng D_{cc} = 4,35 m, lực đẩy của chong chóng T = 15200 kG.

Bài giải

1. Chúng ta chọn một bánh lái có đường bao là hình chữ nhật

2. Diện tích bánh lái lấy theo bảng 10.1: (1,6 - 1,9)% LT

Chúng ta lấy: $S = 1.8\ LT = 10,25\ m^2$

$$S = l.b = 5.2,05$$

Độ giang bánh lái $\lambda = \frac{l^2}{S} = \frac{l}{b} = 2,44$

3. Profil bánh lái NACA 0015, chiều dầy tối đa:

$$g = 0,15b = 307\ mm$$

4. Hệ số lực thuỷ động tính chuyển nhờ các công thức (10.15) và (10.16)

Bảng 10.6

α^o	C_L	C_{R1}	C_{R2}	α_2^o	C_M	C_N
8°	0,61	0,037	0,0658	10,70°	0,15	0,612
12°	0,91	0,059	0,1231	16,04°	0,225	0,913
16°	1,19	0,098	0,2076	21,28°	0,30	1,192
20°	1,40	0,140	0,2915	26,22°	0,36	1,402
22,5°	1,53	0,200	0,3810	29,28°	0,38	1,534
24°	1,2	0,279	0,3904	29,32°	0,36	1,237

5. Vị trí trục lái (bánh lái cân bằng). Moment lái có thể nhỏ nhất

Bảng 10.7

α^o	8°	12°	16°	20°	22.5°	29°
e/b	0,245	0,247	0,252	0,257	0,248	0,292
a/b	0,25	0,20	0,25	0,25	0,25	0,25

Do tâm áp suất xoay quanh mặc dù không ảnh hưởng nhiều đến $\alpha_{th} = 22,5^o$, trong điều kiện thực tế $\alpha_{th} = 29,22^o$, vì vậy chúng ta thừa nhận a<e, a = 0,25b = 0,512m

6. Moment trục lái, tốc độ dòng nước qua bánh lái hơi khác hơn tốc độ tàu.

a) Hệ số dòng theo:

$$w = 0,165.\delta.\sqrt{\frac{\sqrt[3]{v}}{D}} = 0,24$$

b) Tốc độ dòng nước đến chong chóng

$$v_p = v(1 - w) = 15,8 \,.\, 0,515 \,.\, 0,76 = 6,18 \text{ m/s}$$

c) Hệ số tải trọng của chong chóng:

$$\rho = \frac{4T}{\frac{\rho}{2} v_p^2 \pi D_{cc}^2} = \frac{2.4.15200}{104.38,2.18,9} = 0,975$$

d) Tốc độ dòng theo sau chong chóng:

$$v_0 = v_p \sqrt{1+\rho} - v_p$$

$$v_0 = 6,18.\sqrt{1+0,975} - 6,18 = 2,52 \text{ m/s}$$

e) Tốc độ tổng hợp của dòng nước qua bánh lái:

$$v_w = v_p + v_o$$

$$v_w = v_p \sqrt{1+\rho} = 6,18 \,.\, 1,406 = 8,7 \text{ m/s}$$

Moment trục lái đối với $\alpha = 24^o$

Moment đối với mép trước của bánh lái:

$$M = C_M \frac{\rho}{2} v^2 F.b$$

Moment trục lái từ công thức (10.19):

$$M_{tl} = N(e - a)$$

$$N = C_N \frac{\rho}{2} v_w^2 F.b$$

Lực pháp tuyến: $N = C_N \,.\, 5275,6 \,.\, 10,25 = C_N \,.\, 40302 = 4980$ kG

$M = C_M \,.\, 4030 \,.\, 2,05 = C_M \,.\, 8250 = 2970$ kGm

$M_{tl} = N \,.\, 0,086 = 428$ kGm

7. Phản lực gối đỡ lắp bánh lái như ở hình 10. 25.

a) Khoảng cách tâm áp suất nơi bánh lái tính từ mép trên bánh lái, chúng ta coi như trọng tâm của bề mặt.

$$m = 2,5 \text{ m}$$

Giả thiết rằng tại đây lực pháp tuyến N tập trung, chúng ta tính phản lực gối.

b) Phản lực gối đỡ:

$$Q_1 = N \cdot \frac{3,15}{3,5} = 4480 \text{ kG}$$

$$Q_2 = N \cdot \frac{6,75}{3,5} = 9600 \text{ kG}$$

c) Moment của lực ma sát theo công thức (10.22):

$$M_{ms} = f(Q_i, r_i)$$

trong đó: $r_i = d/2$

Bán kính trục lái ở gốc theo công thức (10.21)

$$d = 0,2 \cdot \sqrt[3]{S.i.v^2}$$

$$d = 0,2 \cdot \sqrt[3]{10,25.8,6.860} = 0,2 \cdot 42,2$$

$$d = 8,44 \text{ cm}$$

$$M_{ms} = 0,15 \cdot 14080 \cdot 0,0422 = 892 \text{ kGm}$$

$$M_{ms} = 892 \text{ kGm}$$

8. Moment máy lái có để ý lực ma sát:

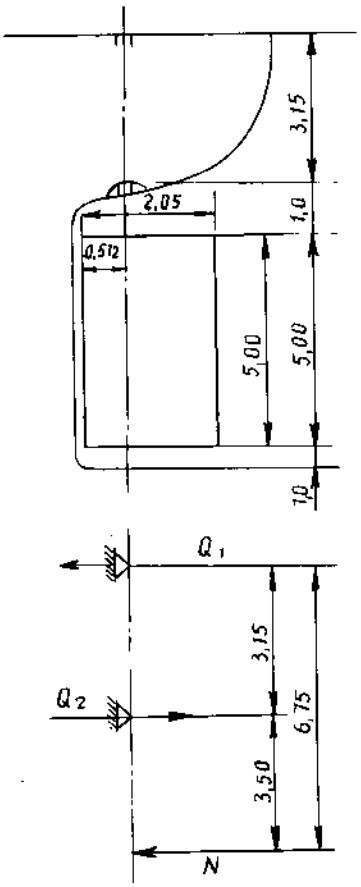
$$M_{máy} = M_{tl} + M_{ms}$$

$$M_{máy} = 428 + 892 = 1320 \text{ kGm}$$

9. Công suất máy lái:

$$N_{máylái} = \frac{M_{ml}\alpha_{max}\pi}{75.180.\eta_{ml}b}$$

$$M_{máylái} = \frac{1320.30.\pi}{75.180.0,46.2,05} = 9,76 \text{ cv}$$



Hình 10.25

η - Hiệu suất chung của máy lái liên kết cả hệ lái

$$\eta = 0,46 \div 0,50$$

Ví dụ 10.5

Tính moment trục lái có để ý đến phản lực các gối; Bánh lái có profil NACA 0015, góc nghiêng bánh lái $\alpha = 41°$, tốc độ tàu $v_s = 30$ hải lí/giờ, kích thước bánh lái ở hình 10.26.

Bài giải:

Diện tích bánh lái: $F = (b_1 + b_2) . 1 = 9,825\ m^2$

Hệ số cân bằng $k = \dfrac{F_1}{F} = 0,246$

Độ giang khí động học $\lambda = 1,21$

Moment bánh lái:

$$M = C_M \frac{\rho}{2} v^2 . F . b$$

$C_M = 0,38$

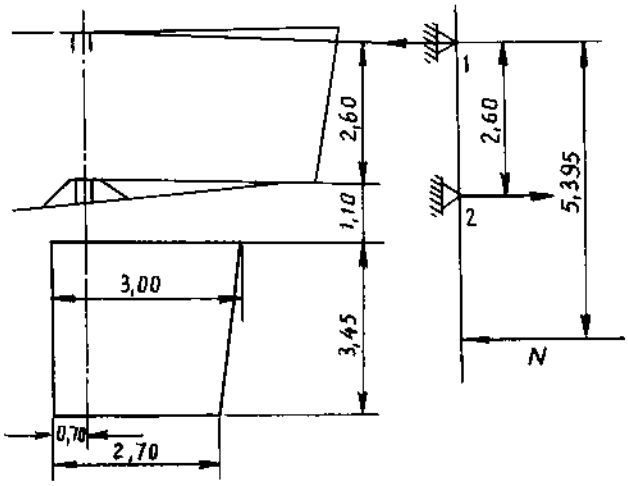
$M = C_M . 52 . 237,77 . 9,825 . 2,85$

$= C_M . 346217,85$

$M = 131562$ kGm

Khoảng cách từ tâm áp suất nước đến mép trước của bánh lái

$$e = \frac{C_M}{C_L} . b = 0,708\,m$$



Hình 10.26

Lực pháp tuyến $N = 186500$ kG

Moment trục lái $M = N(e - a)$

$M = N.0,008 = 1494$ kGm

Phản lực tại các gối: Khoảng cách từ tâm áp lực nước đến mép trên của bánh lái m. Chúng ta lấy trọng tâm của bề mặt bánh lái.

$$m = \frac{1}{3}\frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} = \frac{3,45}{3} . \frac{8,4}{5,7} = 1,695\,m$$

$$n = 2,6 + 1,1 + m = 5,395\ m$$

Giả thiết rằng, ở điểm đó tập trung lực pháp tuyến N, tính phản lực các gối:

$$Q_1 = N.\frac{n-(1,1+m)}{1,1+m} = 186500.2,795\,kG$$

$$Q_2 = N.\frac{n}{1,1+m} = 360000\,kG$$

Moment lực ma sát $M_{ms} = f(Q_i, r_i)$

$$r_i = \frac{d}{2} = 0,1\ .\ S\ .\ i\ .\ v^2 = 10,3\ cm$$

$$r_i = 0,103\ m$$

$$M_{ms} = 0,15\ .\ (173500 + 360000)\ .\ 0,103 = 8240\ kGm$$

Toàn bộ moment tác dụng lên bánh lái

$$M_{máy\ lái} = M_t + M_{ms}$$

$$M_{máy\ lái} = 1494 + 8240 = 9734\ kGm$$

Nếu muốn biết moment trong khoảng góc nghiêng α, chúng ta tính moment cho từng góc nghiêng và mang kết quả lên đồ thị như ở mục 9.3.8.

10.1.8. Các yếu tố ảnh hưởng đến tính quay vòng

Các yếu tố quan trọng nhất ảnh hưởng đến tính quay vòng của tàu là:

- Thời gian bánh lái quay từ vị trí giữa sang mạn;
- Tỷ số áp lực nước lên bánh lái;
- Hình dáng phần ngâm nước của thân tàu;
- Moment quán tính của tàu đối với trục quay thẳng đứng đi qua trọng tâm tàu.

Lần lượt phân tích các yếu tố đó:

1. Khi tính toán công suất máy lái, thường chúng ta đặt: Thời gian quay lái từ mạn này qua mạn kia là 30". Bánh lái từ giữa quay sang mạn 15" và tức thì tàu bắt đầu quay. Bánh lái từ giữa quay sang mạn chậm là máy lái tay, ảnh hưởng đến đường kính quay vòng xác lập lớn.

2. Áp lực nước lên bánh lái phụ thuộc vào bề mặt và hình dáng bánh lái, góc nghiêng bánh lái so với vị trí 0, cả tốc độ dòng nước chảy trên bánh lái.

3. Hình dáng phần dưới nước của tàu ảnh hưởng đến sự phân bố áp lực nước lên vỏ tàu tức là vị trí điểm C (hình 10.3). Hình dáng có ảnh hưởng cơ bản đến khả năng quay trở của tàu. Đuôi vát và sườn đuôi lượn tròn, đồng thời mũi nhọn làm điểm C dịch về mũi. Dạng tàu này như tàu chiến và tàu phóng ngư lôi.

4. Trị số momet quán tính của vật thể quyết định khả năng chuyển động quay của vật thể.

Tàu có moment quán tính lớn đối với trục đứng đi qua trọng tâm G rất khó quay quanh trục hơn là moment quán tính nhỏ. Vì vậy khi thiết kế tàu không nên đặt trọng lượng nặng ra 2 đầu, bởi vì luôn luôn gây tăng thời gian quay trở. Tàu quay trở nhanh có moment quán tính nhỏ như tàu kéo.

10.1.9. Tính đường kính quay vòng tàu

Tính toán lượn vòng dựa trên sự xác định trị số đường kính quay vòng. Có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến trị số đường kính quay vòng, không thể phân tích, tính toán chính xác được. Do đó khi tàu được đóng xong, đường kính lượn vòng được xác định thông qua việc thử tàu.

Dùng công thức sau đây để xác định gần đúng đường kính lượn vòng tàu vận tải:

$$D = 2 \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{V}{F} \qquad (10.26)$$

D - Đường kính lượn vòng (m);

V - Thể tích ngâm nước (m^3);

F - Diện tích bánh lái (m^2);

k_1 - Hệ số lấy từ đồ thị trên hình 10.6;

k_2 - Hệ số lấy từ đồ thị trên hình 10.7.

Hệ số k_1 là hàm của $V/\sigma L$.

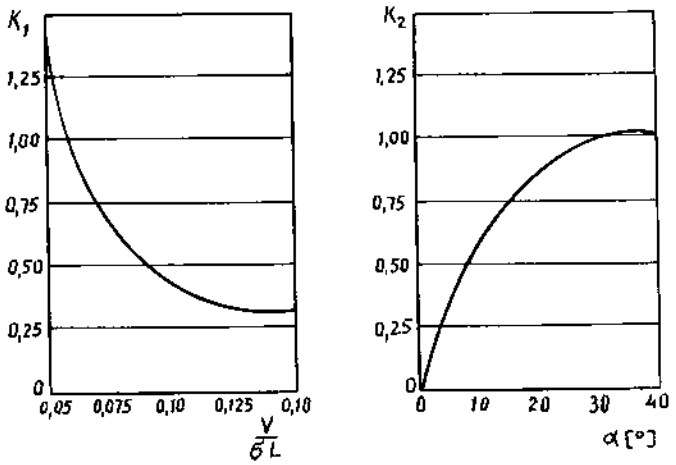
σ - Diện tích ngâm trong nước của mặt phẳng đối xứng. Hệ số k_2 là hàm của góc nghiêng bánh lái α, khoảng biến đổi và trị số của 2 hệ số được xác định trên cơ sở các tàu đã thử.

Công thức trên chưa kể đến sự ảnh hưởng của tốc độ đến đường kính lượn vòng. Nhưng vì khi tốc độ tăng thì đường kính tăng ít, do đó đối với tàu chạy trị số đường kính tính theo công thức trên là hơi nhỏ.

Trị số góc đạt Φ gần đúng:

$$\frac{D}{2} \cdot \phi \approx \frac{L}{2} \qquad (10.27)$$

Do đó: $$\Phi \approx \frac{L}{D}$$



Hình 10.27

Ví dụ 10.6

Tính đường kính quay vòng của tàu hàng rời, cho biết thể tích ngâm nước V = 15500 m^3, chiều dài L = 142m, chiều chìm T = 8,34 m, diện tích bánh lái F = 24 m^2, góc nghiêng lớn nhất của bánh lái $\alpha = 35^o$.

Bài giải

Diện tích mặt ướt của phần mặt phẳng đối xứng

$$\sigma \approx 0,9\ LT = 0,9\ .\ 142\ .\ 8,34 = 1067\ m^2$$

Hệ số $V/\sigma.L = 15500/1067\ .\ 142 = 0,109$

Hệ số k_1 từ đồ thị ở (hình 9.27) $k_1 = 0,44$

Hệ số k_2 từ đồ thị ở (hình 9.27) $k_2 = 1,03$

Đường kính quay vòng $D = 2\ .\ k_1/k_2\ .\ V/F = 2\ .\ 0,44/1,03\ .\ 15500/24 = 553m$

Đường kính quay vòng thường gấp nhiều lần chiều dài tàu, thường thấy các trị số sau đây đối với một số tàu khác nhau:

Bảng 10.8

Số	Các loại tàu	D/L
1	Tàu khách chạy nhanh	5 ÷ 6,5
2	Tàu hàng	3,5 ÷ 6
3	Tàu dầu	3,5 ÷ 6
4	Tàu kéo	1,5 ÷ 3
5	Tàu chuyên tuyến	3 ÷ 4
6	Tàu chiến, khu trục hạm	3 ÷ 4
7	Tàu phóng ngư lôi	6 ÷ 7,5

10.1.10. Tàu nghiêng khi lượn vòng

Bánh lái từ mặt phẳng đối xứng mà nghiêng thì không những làm cho tàu quay vòng mà gây tàu nghiêng và chúi. Hiện tượng này xuất hiện làm cho điểm đặt lực nén lên bánh lái P_s cũng như lực cản R ở những mặt phẳng ngang khác nhau.

Tàu chúi khi quay vòng thường là nhỏ, đặc biệt đối với những tàu lớn, không có ý nghĩa thực tế. Ngược lại, tàu nghiêng khi lượn vòng có thể đạt đến trị số nguy hại, thậm chí không an toàn cho tàu.

Chúng ta phân tích lực nén lên bánh lái P_s ra 2 thành phần:

Lực cản R_s tác dụng trong mặt phẳng đối xứng của tàu và lực N_s vuông góc với mặt phẳng đó, lực nâng N_s làm dịch chuyển tàu sang ngang ngược với lực cản R của nước (Hình 10.3).

Trong nhiều trường hợp điểm đặt lực nén lên bánh lái P_s nằm dưới điểm đặt lực cản tổng hợp của nước R. Do đó sau khi bánh lái nghiêng, lập tức xuất hiện ngẫu lực N_s và R_g làm tàu nghiêng theo hướng bánh lái (Hình 10.3). Tàu nghiêng như vậy thường đối với những tàu chạy nhanh, tàu phóng ngư lôi, khu trục hạm loại nhẹ, nói chung là không lớn.

Khi tàu vào giai đoạn II, xuất hiện thêm lực ly tâm mà điểm đặt lực tại trọng tâm G, lực ly tâm gây nên moment nghiêng bằng moment hồi phục của tàu. Dưới ảnh hưởng của moment tàu nghiêng phía ngoài của đường cong lượn vòng (Hình 10.1).

Khi đường cong quay vòng gần đường tròn, lực ly tâm tăng lên, góc nghiêng tàu tăng, khi đạt trị số không đổi là thời điểm tàu vào giai đoạn III.

Moment do lực nâng của bánh lái tác dụng ngược với sự nghiêng của tàu ở giai đoạn lượn vòng II và III. Trường hợp bánh lái về không nhanh, moment này mất đột ngột, gây tăng góc nghiêng, cộng thêm tác động của sóng hoặc chòng chành, góc nghiêng này tăng đáng kể, tàu có thể bị lật, mất an toàn lật tàu càng nhiều khi tính ổn định của tàu càng nhỏ. Để giảm sự nghiêng quá mức đặc biệt đối với tàu nhanh, nên quay vòng từ từ.

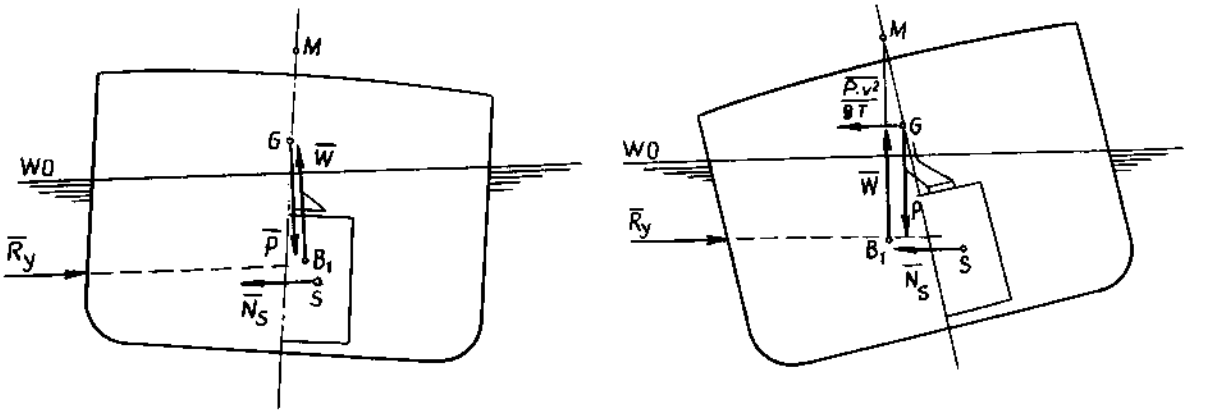
10.1.11. Thử quay vòng

Mục đích xem xét khả năng quay trở của tàu, chúng ta thử quay vòng trước khi tàu đi khai thác. Việc thử này cho phép vẽ đường cong lượn vòng và xác định trị số lượn vòng. Đối với tàu vận tải chúng ta thường thử khi tàu không có hàng (có nước dằn) và đầy tải với một số tốc độ và khi bánh lái ở vị trí góc nghiêng lớn nhất.

Trong nhiều cách tiến hành thử quay vòng, tìm hiểu 2 phương pháp sau đây:

Cách bờ biển thoáng chiếc tàu kéo hoặc phương tiện khác phụ trợ và neo ở nước sâu có cột cao để làm điểm ngắm (tiêu). Tàu thử lượn vòng tiến gần tàu neo với hướng di chuyển không đổi và cách tàu kéo một khoảng cách bằng đường kính lượn vòng cho phép. Ở mũi và lái có 2 người quan sát có thiết bị đo, ngắm, khoảng cách giữa 2 người phải được xác định và không thay đổi trong thời gian thử. Khi tàu tiến gần phương tiện neo, chúng ta cho bánh lái nghiêng với góc yêu cầu, do đó tàu quay quanh phương tiện neo (Hình 10.30). Trong những khoảng thời gian bằng nhau (chẳng hạn 30") các quan sát viên nhìn tiêu điểm ở cột của phương tiện neo, các tiêu điểm này cho phép xác định góc chót (đỉnh) của tam giác mà đáy của tam giác là đoạn thẳng nối vị trí của 2 người quan sát còn chót đỉnh là điểm cố định đồng thời giữa 2 người quan sát có người thứ 3 lấy tiêu điểm ở 1 điểm cố định ở xa ví dụ như hải đăng, sao, hoặc dấu trên đất liền.

Trên cơ sở quan sát và lần lượt ghi hướng đi của tàu, chúng ta có thể vẽ đường quay vòng cũng như xác định góc nghiêng của tàu, tốc độ và các đại lượng khác trong mỗi giai đoạn quay vòng.



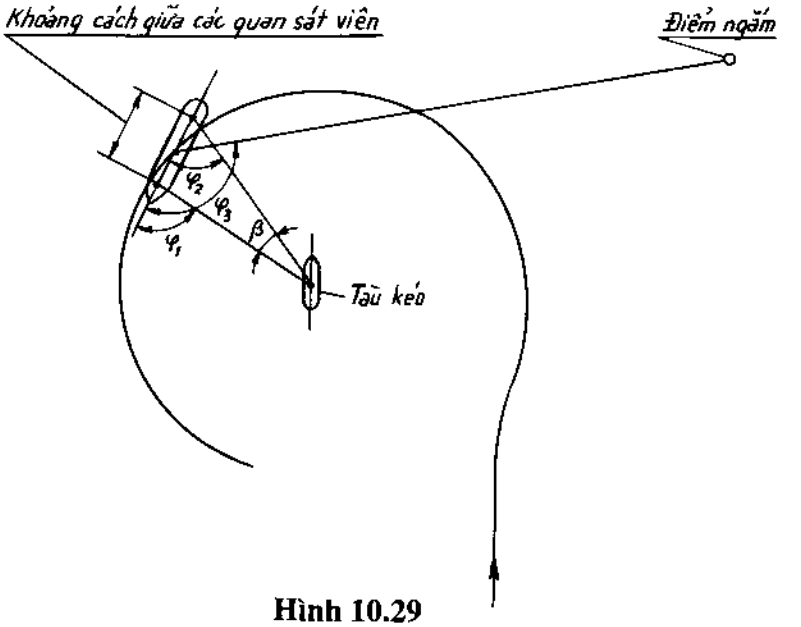
Hình 10.28

Cách khác, xác định đường kính quay vòng dựa vào các tiêu điểm hai điểm trên đất liền A và B (Hình 10.30) cách nhau 1 khoảng cách không đổi (ví dụ 1 hải lí).

Bắt mục tiêu khi người quan sát vuông góc với đoạn thẳng nối giữa 2 điểm A và B, mục tiêu này dùng xác định các góc α_1 và α_2. Đường kính quay vòng được tính theo công thức:

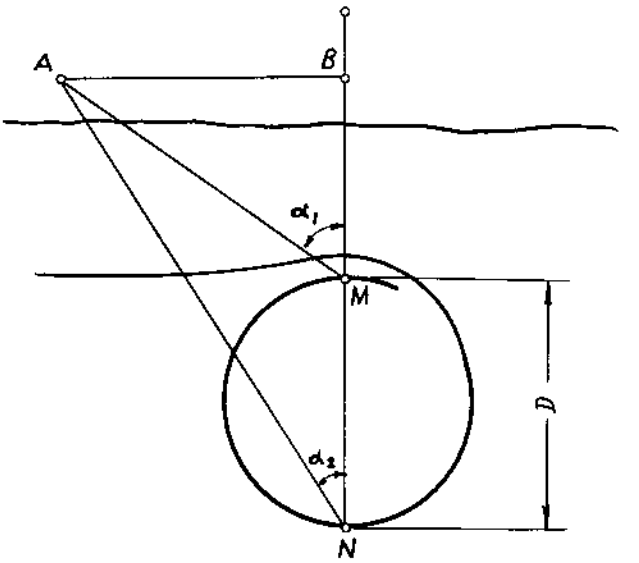
$$D = NB - MB = AB \cdot \cot g\alpha_2 - AB\cot g\alpha_1 = AB(\cot g\alpha_2 - \cot g\,\alpha_1)$$

Để có kết quả chính xác, khoảng cách NB từ bờ đến tàu không được quá lớn so với khoảng cách AB giữa 2 tiêu điểm.



Hình 10.29

Khi thực hiện thử quay vòng phải để ý rằng, đường cong quay vòng được xây dựng có thể bị ảnh hưởng bởi gió và dòng chảy tác dụng lên tàu. Để giảm sự ảnh hưởng đó phải thử tàu vào những ngày lặng gió, biển lặng sóng, dòng nước nơi yên lặng có đủ độ sâu.



Hình 10.30

Biên bản thử quay vòng phải bao gồm:

1. Tên tàu
2. Địa điểm tiến hành thử
3. Ngày và thời gian thử
4. Hướng và lực gió
5. Tình trạng của biển
6. Trọng lượng riêng của nước
7. Chiều chìm mũi, lái và chiều chìm trung bình
8. Lượng chiếm nước tương ứng chiều chìm khi thử (lấy trị số từ đường cong thuỷ lực)
9. Trạng thái có tải của tàu khi thử
10. Tóm tắt phương pháp áp dụng khi thử
11. Kết quả đo đạc
12. Kết quả tính toán
13. Đồ thị đường cong quay vòng
14. Các người thực hiện thử ký tên.

Ví dụ 10.6

Tính đường kính quay vòng của tàu nếu khi thử người ta đã đo góc $\gamma_1 = 32,5^o$ và $\gamma_2 = 21,6^o$. Sơ đồ đo thể hiện ở hình 10.30, khoảng cách giữa hai điểm A và B là: a = 321,0 m, chiều dài tàu L = 75,4 m.

Bài giải

Từ hàm lượng giác chúng ta tính khoảng cách BD = b và CD = d

Ta có: $$tg\gamma_1 = \frac{a}{d} \rightarrow d = \frac{a}{tg\gamma_1} \rightarrow d = \frac{312}{tg32,5^o} = \frac{312}{0,638} = 488,0\,m$$

$$tg\gamma_2 = \frac{a}{b} \rightarrow b = \frac{a}{tg\gamma_2} \rightarrow b = \frac{312}{tg21,6^o} = \frac{312}{0,396} = 788,0\,m$$

Đường kính quay vòng: $D_c = BD - BC = b - d$

$D_c = 300m$

$D_c = 3,89\ L$

Ví dụ 10.7

Xác định đường kính quay vòng tàu bằng bao nhiêu lần chiều dài tàu, nếu góc dạt tại trọng tâm tàu $\varphi_1 = 5^o$ và tại mặt phẳng đối xứng, cách tâm G về phía lái l = 25 m, góc dạt $\varphi_2 = 9^o$. Chiều dài tàu L = 82,75 m.

Bài giải:

Góc đạt như ở hình 10.31. Từ biểu thức lượng giác chúng ta xác định được OK và GK.

$$GK = OK \,.\, tg\varphi_1$$

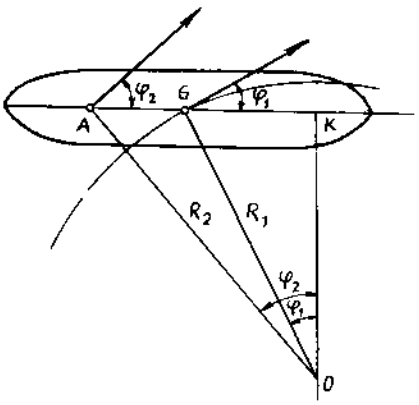
$$OKtg\varphi_2 = OK\ tg\varphi_1 + 1$$

$$OK(tg\varphi_2 - tg\varphi_1) = 1$$

$$OK\ (0{,}1585 - 0{,}873) = 25$$

$$OK = \frac{25}{0{,}0712} = 351 \text{ m}$$

$$GK = 351 \,.\, 0{,}0873 = 30{,}65 \text{ m}$$



Bán kính quay vòng: $R_1 = \dfrac{GK}{\sin\varphi_1} = \dfrac{30{,}65}{0{,}0873} = 351$ m

Đường kính quay vòng: $D_c = 2\,R_1 = 702$ m

$D_c = 8{,}48 \,.\, L$

10.2. TÍNH ỔN ĐỊNH HƯỚNG CỦA TÀU

Tàu chạy trên biển chịu lực tác dụng các ngoại lực gió và sóng, các lực này tăng rất nhanh, khi thời tiết xấu làm lệch hướng đi của tàu. Đặc tính chống lại các ngoại lực, giữ được hướng đi được gọi là tính ổn định hướng của tàu.

Những nguyên nhân làm tàu lệch hướng đi trong thời gian sóng gió lớn là:

- Áp lực gió lên phần trên đường nước vận hành, đặc biệt là phần thượng tầng và lầu.
- Áp lực nước lên mạn tàu có bản chất chu kì do sóng biển và dòng chảy.
- Áp lực không đều của chong chóng khi tàu chòng chành ngang và dọc.

Sau đây khảo sát hệ lực tác dụng lên tàu khi gió thổi vào mũi tàu, tàu chạy chệch hướng đi với góc ϕ.

Bánh lái được đặt ở vị trí giữa, tàu chịu tác dụng các lực (Hình 10.31):

Lực gió W có điểm đặt tại U và tạo với mặt phẳng đối xứng một góc α.

Lực cản nước R, có điểm đặt tại C và tạo với mặt phẳng đối xứng một góc β.

Lực đẩy của chong chóng T.

Phân tích ra các lực thành phần trong mặt phẳng đối xứng và mặt phẳng mà chúng tác dụng vuông góc với nó, chúng ta có (Hình 10.31):

Moment làm lệch hướng đi của tàu đã chọn:

$$M = R\sin\beta \,.\, UC \tag{10. 28}$$

Lực tác dụng theo hướng chuyển động làm tàu dịch chuyển

$$P_x = T - (W\cos\alpha + R\cos\beta) \tag{10. 29}$$

Lực ngang làm dạt tàu

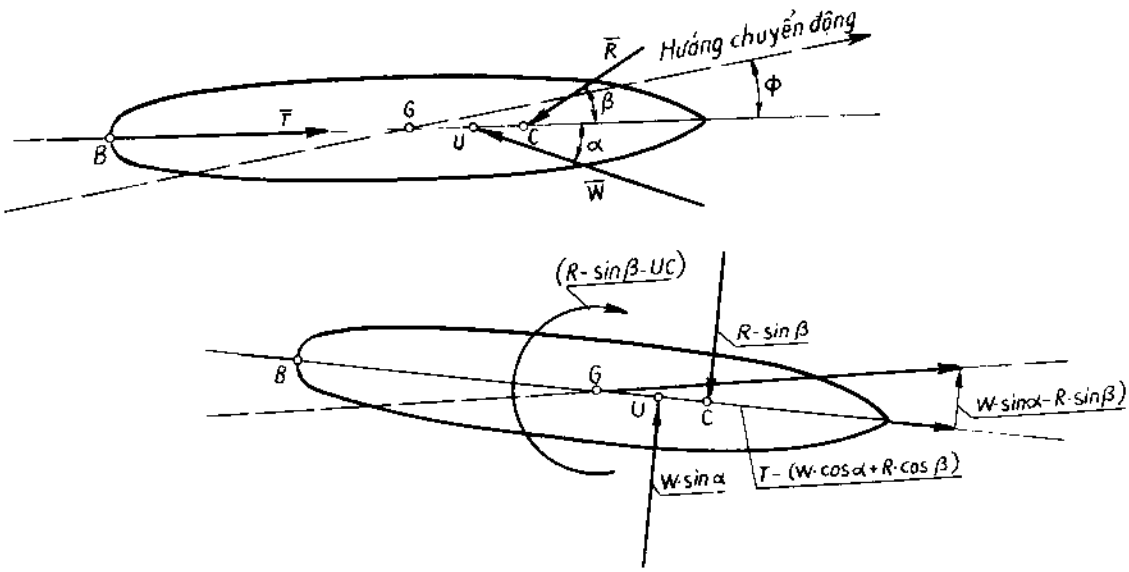
$$P_y = W\sin\alpha - R\sin\beta \tag{10. 30}$$

So với mặt phẳng dọc tâm một góc ϕ:

$$tg\phi = \frac{W.\sin\alpha - R.\sin\beta}{T - (W.\cos\alpha + R.\cos\beta)} \tag{10. 31}$$

Để cân bằng moment M cần thiết bánh lái tạo nên moment ngược lại. Khi tâm gió U và tâm sức cản ngang C trùng nhau thì moment M = 0, tàu không đi lệch hướng; khi điểm C trước điểm U (về phía mũi) bây giờ tàu có khuynh hướng quay theo gió và bánh lái phải nghiêng ngược gió. Nếu điểm C sau điểm U (về phía lái) tàu có khuynh hướng xẻ gió và bánh lái nghiêng sang phía gió.

Tâm U thường di chuyển về lái, khi hướng gió thổi từ mũi sự thay đổi này không lớn. Tâm cản ngang C thay đổi trong giới hạn rộng phụ thuộc góc dạt. Hình dáng phần dưới nước có ảnh hưởng nhiều đến tính ổn định hướng hơn là phần trên đường nước. Để làm tốt tính ổn định hướng, tâm gió U và tâm sức cản ngang C ở gần với nhau.



Hình 10.31

Thượng tầng mũi cao và thượng tầng đuôi thấp, điểm U ở gần mũi, để có tính ổn định hướng tốt phải làm mất độ chúi đuôi và mũi tàu nên vát nhiều. Khó giữ ổn định hướng đối với tàu dầu, khi không hàng, khi thời tiết xấu, cũng như tàu đánh cá khi chạy ra ngư trường. Tàu đánh cá có buồm thì nên để buồm lái, để tâm U dịch về lái.

Những tàu dài và thuôn có tính ổn định tốt. Trường hợp tính ổn định hướng xấu nếu tăng diện tích bánh lái thường không đem lại hiệu quả mà nên điều chỉnh tâm gió U bằng cách để buồm lái (nếu tàu buồm) hoặc tăng diện tích của phần thượng tầng đuôi.

Chương 11

SỨC CẢN CỦA TÀU

Khi chuyển động tàu gặp hai dòng gây cản cho tàu là: nước và không khí. Sức cản do nước tạo nên là rất lớn, lớn hơn rất nhiều so với sức cản của không khí, do vậy người thiết kế tàu thuỷ phải đặc biệt quan tâm đến vấn đề này.

Khi nghiên cứu về sức cản trong lĩnh vực tàu thuỷ, người ta thường dựa trên những thí nghiệm, kinh nghiệm và lý thuyết làm cơ sở cho việc nghiên cứu.

11.1. NHỮNG MÔ HÌNH THỰC NGHIỆM

Năm 1721, nhà triết học Swenddborg đã có những đề nghị quan trọng về việc thử mô hình tàu. Ông dùng một cái máng, một đầu đặt một cái ròng rọc có dây chạy qua. Một đầu dây buộc vào cột của mô hình còn đầu kia buộc một trọng lượng, nhờ trọng lực làm mô hình chạy dọc theo bể thử. Tốc độ của mô hình chạy trong nước sẽ bằng khoảng cách đã xác định chia cho thời gian mà mô hình đã chạy. Từ đó có thể so sánh các mô hình khác với cùng trọng lượng.

Phần lớn các mô hình thực nghiệm xuất hiện từ Pháp. Một trong những người thực nghiệm đầu tiên là Bouger-cha đề của ngành tàu thuỷ. Công trình của Bouger được ghi lại trong phần bổ sung của cuốn sách in lần thứ hai (năm 1765) của Mungo Murray, nhà đóng tàu của Deptfrd.

Vào những thập niên cuối của thế kỷ 18, Federic Chapman (người Thuỵ Điển) đã tìm ra phương pháp tính sức cản của tàu từ tuyến hình và tìm những phương pháp thực nghiệm nhằm củng cố phần lý thuyết của ông và phương pháp trọng lực để mô hình chạy đã được áp dụng. Dây chạy qua ròng rọc dài 100 ft và dây được buộc vào mô hình đằng mũi và lái để đảm bảo cho mô hình chạy theo một đường thẳng. Hai cờ đỏ treo vào dây kéo cách nhau 74 ft. Những mô hình dài 28 inches (1,0112 m) làm bằng gỗ và có dần. Từ thực nghiệm, Chapman kết luận rằng: Để cho sức cản tối thiểu thì vị trí thực tế của tiết diện ngang lớn nhất phụ thuộc vào tốc độ chuyển động.

Ở Anh, Hội Mỹ thuật của nhà vua, năm 1758 đặt giải thưởng cho những mô hình thử để tìm ra một tàu có đặc tính tốt nhất. Trong thử nghiệm, với việc thực hiện 6 mô hình ở Peerless Pool, Luân Đôn, năm 1761, người ta đặc biệt để ý đến sức cản của nước và sức cản khi chòng chành. Ba mươi năm sau, vào năm 1791, Hội hoàn thiện kiến trúc tàu được thành lập ở Luân Đôn và Hội này đã đặt giải thưởng cho seri nào tốt nhất trong thí nghiệm, đúng luật về sức cản. Phần lớn công trình do Mark Beaufroy hoàn chỉnh phương pháp trọng lượng rơi với thiết bị là đồng hồ tự động ghi tốc độ của mô hình. Thiết bị này được đặt ở Greenland Dock (Luân Đôn) và có thể thử những mô hình chạy dài 400 ft. Tuy nhiên Hội

này sớm bị giải tán vì thiếu sự đầu tư. Cũng trong thời gian này, những công trình lý thuyết cùng những công trình thực nghiệm đều chịu chung số phận bị nghi ngờ và bỏ dở. Tình trạng ấy kéo dài cho đến giữa thế kỷ thứ 19.

Vào năm 1870, Bộ Hải Quân Anh tin tưởng và ủng hộ những thử nghiệm mô hình của William Froude. Dựa vào số tiền 2.000 dollars của Bộ Hải Quân cấp, Froude bắt đầu thử nghiệm để xác định sức cản của tàu, đo sức cản của mô hình chạy trong bể thử. Công trình của Froude có tính chất khoa học đã vang dội trên cả thế giới và giá trị của nó ở chỗ những nguyên tắc do ông đề ra đến nay vẫn còn được công nhận.

Bể thử của Froude đặt gần Torquay. Chiều dài bể là 250 ft, chiều sâu 10 ft, chiều rộng trên mặt 26 ft, chiều rộng đáy là 6 ft.

Trong tờ báo ở Brighton của Hội những người Anh vì sự tiến bộ của khoa học trong năm 1872, Froude đã mô tả một số thực nghiệm của mình về bề mặt ma sát (surface friction). Ông chia công trình ra ba phần:

1 - Luật của sự biến đổi sức cản theo tốc độ.

2 - Sự khác nhau về sức cản do sự khác nhau về tính chất bề mặt.

3 - Sự khác nhau về sức cản trên một đơn vị diện tích, do sự khác nhau về chiều dài bề mặt.

Bể thử của Froude là bể thử đầu tiên được trang bị máy kéo mô hình trên bề mặt nước.

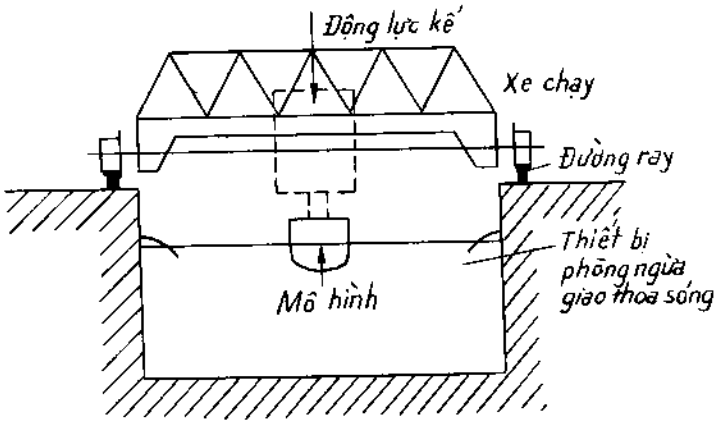
Từ đó tên William Froude và người con trai của ông là R.E.Froude được gắn chặt với công trình nghiên cứu trên.

Sau bể thử của Froude có nhiều bể thử khác trên thế giới xuất hiện với chiều dài từ 80 ft đến 3.000 ft như ở Caderock Marylaand, USA. Bể thử rộng nhất Châu Âu là 1.300 ft ở Felthan (Anh). Đây là bể thử lớn có thiết bị tạo các loại sóng bất kỳ liên tục.

Ông Felthan cũng có bể thử vuông, có vô tuyến kiểm tra mô hình khi quay trở và kiểm tra các tính năng của mô hình trên sóng. Bể thử dài, có nhiều phòng tạo gia tốc và chậm dần cho mô hình, có thể cho phép thử mô hình dài trên 40 ft.

Bảng 11.1. Kích thước những bể thử thực nghiệm lớn

Bể thử các nước	Chiều dài (m)	Chiều rộng (m)	Chiều sâu (m)	V_{max} của xe chạy (m/s)
Wageningen - Hà Lan	160	10,5	5,50	8,5
Teddington - Anh	207	6,1	5,80	9,5
Haslar - Anh	259	12,1	5,50	12,0
Goteborg - Thuỵ Điển	260	10,0	5,00	14,0
Rzym - Ý	275	12,5	6,80	18,0
Hamburg -Liên bang Đức	449	16,0	7,25	16,0
Leningrad - Liên bang Nga	552	12,0	7,00	20,0
Caderock - Mỹ	845	15,5	6,70	21,0



Hình 11.1

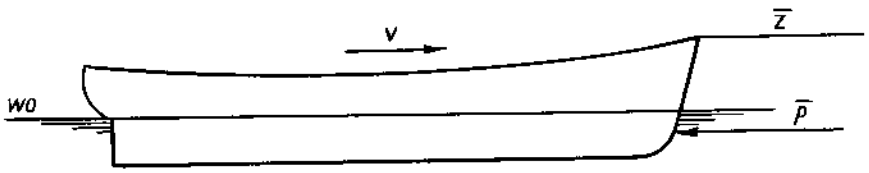
11.2. NHỮNG NGUYÊN NHÂN XUẤT HIỆN SỨC CẢN

Để xác định công suất máy phù hợp theo yêu cầu tốc độ của tàu, chúng ta phải biết sức cản khi tàu chạy. Nói chung sức cản của nước là thành phần sức cản chủ yếu. Sức cản này phụ thuộc vào trị số hình dáng và tốc độ của tàu.

Mặc dù đã bỏ nhiều công nghiên cứu, nhưng đến nay vấn đề sức cản của nước vẫn chưa giải thích một cách rõ ràng và chặt chẽ, vì quá trình diễn biến của hiện tượng quá phức tạp. Đã có những công thức kinh nghiệm dựa trên hàng loạt lần thử và khảo sát cho phép xác định sức cản này nhưng độ chính xác chưa cao. Vì vậy hiện nay, khi xác định sức cản thường có sự so sánh giữa những tàu đã đóng với những mô hình thân tàu thí nghiệm được kéo trong các bể thử.

Trên cơ sở những thí nghiệm này, không chỉ xác định sức cản thân tàu với độ chính xác lớn hơn mà còn có thể hiệu chỉnh hình dáng với cách nào đó để sức cản này nhỏ nhất.

Trên hình 11.2 ta kéo thân tàu không có thiết bị đẩy với tốc độ v trong nước tĩnh mà chiều rộng và chiều sâu không hạn chế. Lực Z, lực căng dây sẽ bằng toàn bộ sức cản thân tàu R khi kéo với tốc độ cho trước.

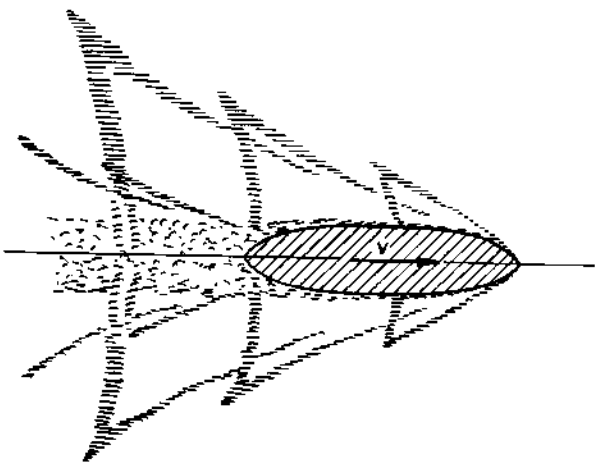


Hình 11.2

Sức cản của nước cản tàu khi tàu chuyển động là do sự nhiễu của khối nước. Có 3 loại nhiễu:

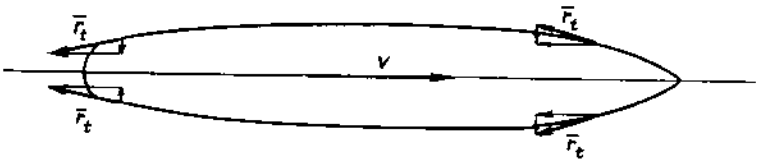
1. Tàu chuyển động làm xuất hiện sự chênh lệch áp suất giữa hai đầu (mũi và lái) và ở giữa tàu. Sự chênh lệch áp suất này là nguyên nhân xuất hiện trên bề mặt nước hệ thống sóng trải từ mũi về đuôi.

Để tạo ra hệ sóng không đổi, cần thiết cho bổ sung năng lượng không đổi khi tàu chạy. Năng lượng tiêu hao để tạo sóng tương ứng với công của lực cản sóng. Lực cản tỉ lệ với năng lượng này, chúng ta gọi là sức cản sóng R_S.



Hình 11.3

2. Do độ nhớt của nước, các phân tử nước ở gần thân tàu nhất chuyển động cùng thân tàu, xuất hiện lực ma sát của phân tử nước với vỏ cũng như lực ma sát giữa các phân tử nước, xuất hiện lực ma sát r_t tiếp tuyến với vỏ và ngược chiều chuyển động của tàu. Tổng hình chiếu của các lực ma sát (tác dụng lên cả phần tàu trong nước) lên phương chuyển động của tàu, chúng ta gọi là sức cản ma sát. Kí hiệu R_{ms}.



Hình 11.4

3. Dòng nước tách khỏi thân tàu là nguyên nhân xuất hiện vùng áp suất thấp phía sau đuôi tàu và tạo xoáy sau đuôi tàu. Xuất hiện vùng áp suất thấp là nguyên nhân xuất hiện sức cản được gọi là sức cản áp suất và kí hiệu R_c. Vì có xoáy nên sức cản này cũng được gọi là sức cản xoáy.

Ngoài nước, không khí cũng cản sự chuyển động của tàu, chúng ta gọi là sức cản không khí, kí hiệu R_{kk}.

Sức cản toàn bộ của tàu bao gồm:

$$R = R_s + R_{ms} + R_c + R_{kk} \qquad (11.1)$$

Sức cản sóng và sức cản áp suất thường trong tính toán, được gọi là sức cản hình dáng hoặc sức cản dư, kí hiệu R_r (Residuary resistance).

Các thành phần sức cản và tỉ lệ giữa chúng thay đổi theo tốc độ tương đối Fr của tàu. Fr tăng $\left(Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}\right)$ sức cản ma sát giảm, nhưng sức cản sóng R_s tăng.

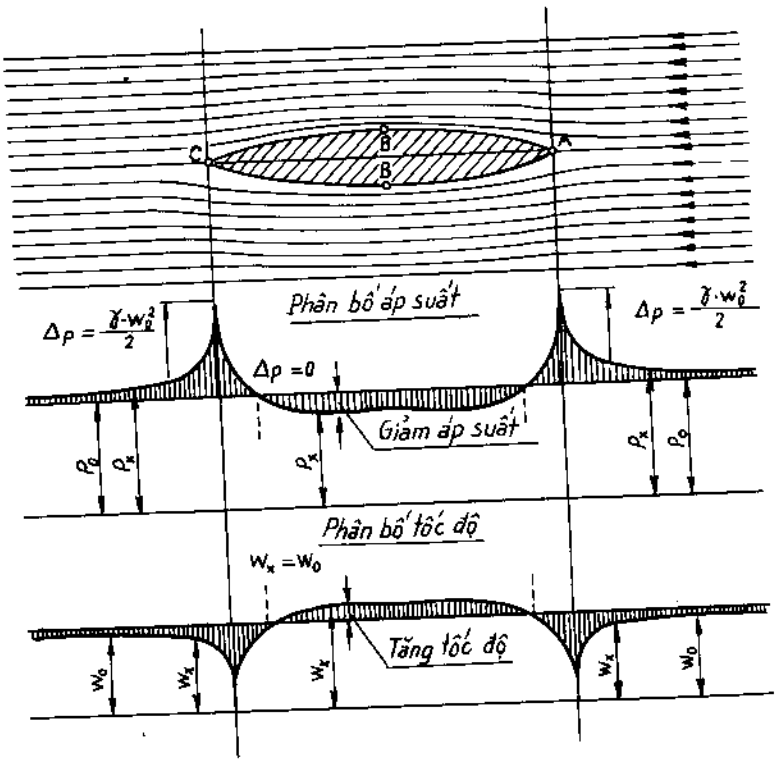
11.3. SỨC CẢN SÓNG

11.3.1. Hệ sóng sơ cấp

Nguyên nhân xuất hiện sóng, khi tàu chạy gây hiệu số áp suất nước ở quanh vùng mũi và lái cũng như ở giữa tàu.

Để khảo sát hiện tượng đó, ta coi tàu đang nổi, chạy tại nơi đậu, nước tĩnh, không giới hạn chiều rộng, chiều sâu với tốc độ v so với nước. Khi tàu đứng yên không chuyển động, nước chuyển động so với tàu với tốc độ W = - v (ngược chiều, cùng trị số tốc độ tuyệt đối); thừa nhận giả thiết như vậy cho phép ta dễ phân tích hiện tượng. Loại bỏ ảnh hưởng lực ma sát giữa các phần tử nước, chúng ta giả thiết rằng chất lỏng chảy qua là chất lỏng lý tưởng (không nhớt).

Chúng ta khảo sát sự phân bố áp suất và tốc độ của dòng chất lỏng lí tưởng chảy qua với tốc độ W. Hình bao tấm có dạng đường nước của tàu (hình 11.5); để loại bỏ ảnh hưởng ngang, chúng ta thừa nhận độ sâu và chiều rộng chất lỏng không giới hạn và xem xét các điều kiện dòng chảy qua tấm trong lớp, tương đối xa bề mặt chất lỏng. Luồng nước tạo từ các phân tử nước chuyển động gọi là những đường dòng chảy, một số những đường này thể hiện ở hình 11.5. Chùm đường chảy tạo các tia chất lỏng.



Hình 11.5

Mỗi đường của dòng cách tấm một khoảng nào đó, chảy song song gần đến điểm A bắt đầu rẽ, khoảng cách giữa chúng bắt đầu tăng. Khi chảy qua tấm, những đường dòng gần nhau (điểm B); khi qua cuối tấm, giữa chúng cách xa (điểm C). Cách sau tấm một khoảng cách nào đó, dòng rối không còn nữa và đường dòng tiếp tục chạy song song. Hiện tượng trên xuất hiện rõ nhất ở gần tấm (tầu) và giảm khi xa tấm.

Đối với tia nước bất kỳ, phương trình liên tục của tia nước, qua mỗi tiết diện của tia cùng một lượng nước chảy qua trong một đơn vị thời gian (ví dụ: liên tục một giây). Đối với chất lỏng lí tưởng (γ = const) phương trình có dạng sau đây:

$$G = f_0 \cdot W_0 = f_x \cdot W_x = \text{const}.$$

trong đó: G - Lượng chất lỏng chảy qua (kg/s);

f_0 - Diện tích tiết diện của tia trong vùng dòng không rối (m^2);

f_x - Diện tích tiết diện nào đó (m^2);

W_0 - Tốc độ của dòng chất lỏng trong vùng không rối (m/s);

W_x - Tốc độ của dòng chất lỏng ở tiết diện cho trước (m/s).

Do đó, nếu diện tích của tiết diện tia f_x giảm liên quan khoảng gần nhau của các đường dòng, nó gây tăng tốc độ dòng chảy ở vị trí đã biết. Tăng khoảng cách giữa các đường dòng gây giảm tốc độ dòng chảy. Quá trình biến đổi tốc độ của các tia giữa trong lớp chất lỏng, nằm sâu dưới bề mặt của nó thể hiện ở hình 11.5, tốc độ của các tia này đi qua điểm A và C tất nhiên phải bằng không.

Thay đổi tốc độ chất lỏng dẫn đến thay đổi áp suất tĩnh của chất lỏng. Hệ thức giữa tốc độ dòng chảy và áp suất tĩnh trong sự chuyển động của chất lỏng lí tưởng, gọi là phương trình Bernouilli, đối với lớp chất lỏng đặt ở độ sâu Z = const, chúng ta có thể biểu diễn bằng công thức:

$$P_0 + \gamma \frac{W_0^2}{2g} = P_x + \gamma \frac{W_x^2}{2g} = \text{const}$$

trong đó:

P_0 - Áp suất tĩnh của chất lỏng trong vùng dòng không rối (kG/m^2);

p_x - Áp suất tĩnh của chất lỏng ở tiết diện bất kỳ của tia (kG/m^2);

W_0 - Tốc độ của dòng chất lỏng trong vùng không rối (m/s);

W_x - Tốc độ của dòng chất lỏng ở tiết diện cho trước (m/s);

γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng (kg/m^3);

g - Gia tốc trọng trường = 9,81 (m/s^2).

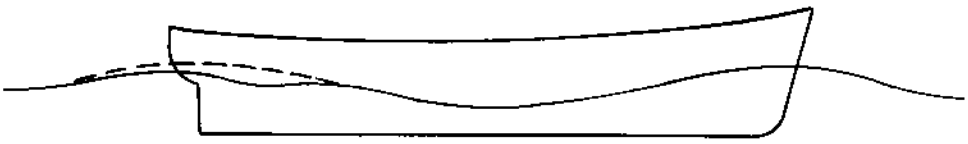
Từ phương trình trên, tăng tốc độ dòng chảy gắn liền với giảm áp suất tĩnh, ngược lại giảm tốc độ gây tăng áp suất. Quá trình biến đổi áp suất tĩnh của những tia trung tâm thể hiện trên hình 11.5.

Từ những phân tích trên, chúng ta thấy rằng trong các tia trực tiếp trước hoặc sau tấm xuất hiện sự giảm tốc độ chất lỏng và sự tăng áp suất tĩnh, ở hai bên tấm có hiện tượng ngược lại; tăng tốc độ chất lỏng và giảm áp suất. Áp suất tĩnh lớn nhất tại A và C, bởi vì ở các điểm đó, tốc độ chất lỏng bằng không.

Sự thay đổi áp suất và tốc độ dòng chảy ở lớp sâu cũng phải như trên mặt chất lỏng, nhưng sự thay đổi này làm xuất hiện hiện tượng phụ đối với hai môi trường tiếp xúc đó là chất lỏng và không khí.

Bởi vì áp suất không khí tác dụng đều trên cả bề mặt chất lỏng, do đó tăng hoặc giảm áp suất chất lỏng dẫn đến sự nâng lên hoặc hạ xuống bề mặt của nó so với mức ngang khi ở trạng thái tĩnh. Đỉnh sóng xuất hiện ở vùng áp suất cao, ngược lại đáy sóng ở vùng áp suất thấp hơn.

Trong trường hợp tàu đang chuyển động, chúng ta quan sát hiện tượng dạng sóng di chuyển cùng với tàu mà đỉnh sóng ở mũi và đuôi tàu, đáy sóng ở mạn (hình 11.6). Hiện tượng này được xác định là sóng sơ cấp.



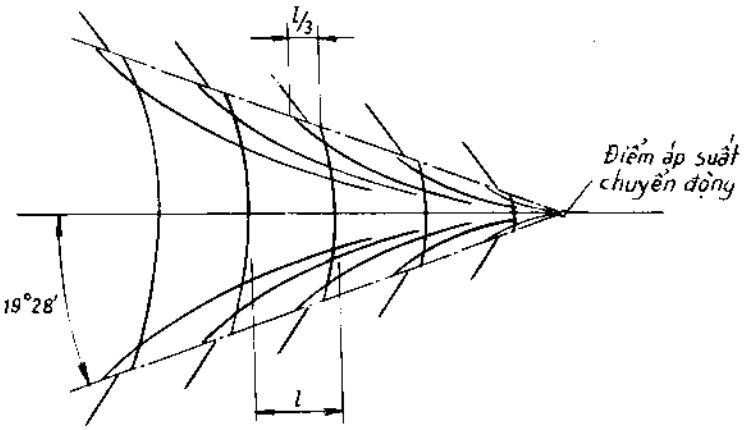
Hình 11.6

Đỉnh sóng ở mũi, mực nước thấp ở hai bên mạn tàu xuất hiện thường rất rõ; đỉnh sóng ở đuôi thường thấp hơn vì có ảnh hưởng phụ là nước xoáy sau đuôi tàu và do ảnh hưởng sự làm việc của chong chóng.

Hiệu số áp suất khi dòng chảy quanh tàu xuất hiện đặc biệt rõ ở vùng nước hạn chế chiều rộng hoặc chiều sâu. Như đã biết, hiện tượng khó điều động (ma-nơ) tàu trong kênh: do sụt áp xuất hiện, khi tăng tốc độ dòng nước làm co tiết diện dòng chảy giữa tàu và bờ, tàu bị kéo vào bờ, gần mạn của tàu giống như hiện tượng hút khi hai tàu chạy quá gần. Trong hai trường hợp, phải kịp thời quay bánh lái sang mạn đối diện để không cọ sát vào bờ hoặc va nhau.

11.3.2. Hệ sóng thứ cấp

Hệ sóng sơ cấp di chuyển cùng với tàu, tự nó không thể gây sức cản cho tàu. Tuy nhiên vùng áp suất cao ở mũi và đuôi tàu đều đồng thời là nguyên nhân xuất hiện sự lan truyền sóng mũi và đuôi, được gọi là sóng thứ cấp (hình 11.7). Để tạo hệ sóng thứ cấp, cần thiết cung cấp năng lượng không đổi mà tàu chuyển động nhận lấy. Sức cản tỉ lệ với năng lượng thu được, chúng ta gọi là sức cản sóng.



Hình 11.7

Để giải thích sự xuất hiện hệ sóng thứ cấp, chúng ta hình dung rằng, vùng áp suất cao có kích thước nhỏ, không giới hạn, tức là xuất hiện ở dạng điểm, di chuyển với tốc độ, như nhà vật lí Kelvin (Anh) đã chứng minh, chuyển động của điểm làm xuất hiện hệ sóng gồm hai nhóm sóng: sóng chéo và sóng ngang (hình 11.7). Sóng chéo lan truyền không phụ thuộc tốc độ v của điểm trong vùng, giới hạn bởi hai đường thẳng kéo dài dưới một góc 19°28' so với hướng chuyển động của điểm. Sóng ngang, hơi cong, xuất hiện trong những khoảng cách đều nhau; khoảng cách l giữa hai đỉnh sóng gọi là chiều dài sóng ngang.

Mặc dù, vùng áp suất cao di chuyển cùng với tàu, trong thực tế không phải các điểm nhưng sóng được tạo nên hầu như không giống như đã nói ở trên. Bởi vì nguyên nhân xuất hiện hệ sóng thứ cấp là vùng áp suất cao di chuyển với tốc độ của tàu; do đó tốc độ chuyển động của sóng ngang phải bằng tốc độ của tàu. Sóng tạo nên do tàu có dạng trochoid, giống như sóng do gió; đối với sóng như vậy quan hệ giữa chiều dài và tốc độ biểu thị bằng công thức (11.2), (xem mục 9.9).

$$l = \frac{2\pi}{g} v^2 = 0{,}64v^2 = 0{,}169v_w^2 \qquad (11.2)$$

trong đó:

l - Chiều dài sóng (m);

g - Gia tốc trọng trường = 9,81 (m/s^2);

v - Tốc độ di chuyển của sóng (m/s);

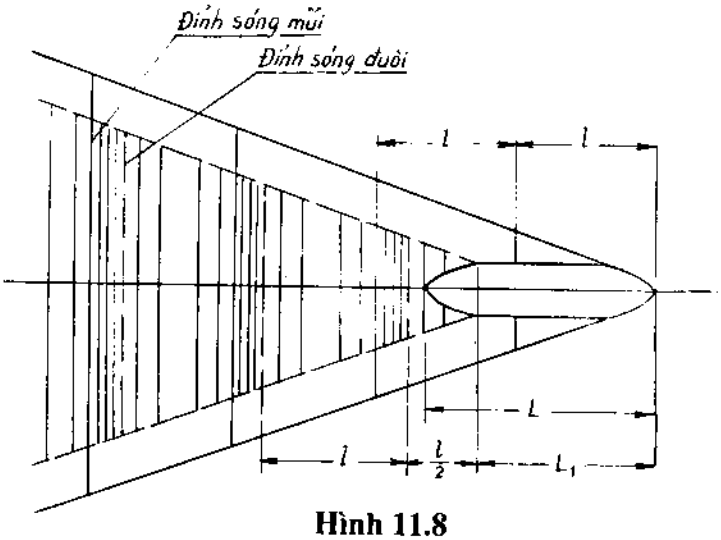
v_w - Tốc độ di chuyển của sóng (hải lý/h).

Từ công thức (11.2) chúng ta thấy rằng, chiều dài sóng ngang không phụ thuộc chiều dài tạo sóng của tàu, chỉ phụ thuộc tốc độ tương đối của nước.

Hai vùng áp suất cao, ở mũi và đuôi tàu xuất hiện hai hệ sóng có cùng cấu trúc, sóng mũi thường cao hơn. Khi tốc độ thấp, sóng chéo xuất hiện mạnh, đặc biệt ở mũi khi tốc độ cao hơn,

ngược lại - sóng ngang. Sóng đuôi thường thấp hơn sóng mũi và ảnh hưởng phụ của vùng áp suất thấp ở giữa tàu, nước xoáy gần đuôi tàu và do tác động lực hút của chong chóng.

Sóng ngang mũi và lái tác động lẫn nhau tạo hệ sóng ngang chung (hình 11.8). Đỉnh sóng ngang ở mũi thường ở sau sống mũi.



Hình 11.8

Sóng đuôi thường ở quanh vùng cong của vỏ tàu, nơi lái. Khoảng cách giữa tâm phát sóng từ mũi đến đuôi tàu gọi là chiều dài tạo sóng L_f. Chiều dài này thường khác nhiều chiều dài thiết kế của tàu.

Phụ thuộc vào tỉ số giữa chiều dài sóng l và chiều dài tạo sóng L_f, sóng mũi và đuôi hoặc có thể giao thoa, hoặc cộng hưởng, hoặc lệch pha nhau. Cộng hưởng xảy ra khi đỉnh sóng mũi trùng đỉnh sóng đuôi, giao thoa khi đáy sóng thứ nhất trùng với đáy sóng thứ hai. Trường hợp thứ nhất (cộng hưởng) sẽ gây sóng lớn, sức cản sóng của tàu tăng. Trường hợp giao thoa sóng nhỏ, sức cản cũng nhỏ.

Khi tăng tốc độ của tàu chiều dài sóng l tăng nhưng chiều dài tạo sóng L_f hầu như không đổi. Nếu chúng ta thừa nhận chiều dài sóng l là bội số nào đó của chiều dài tạo sóng L_f, biểu diễn bằng công thức:

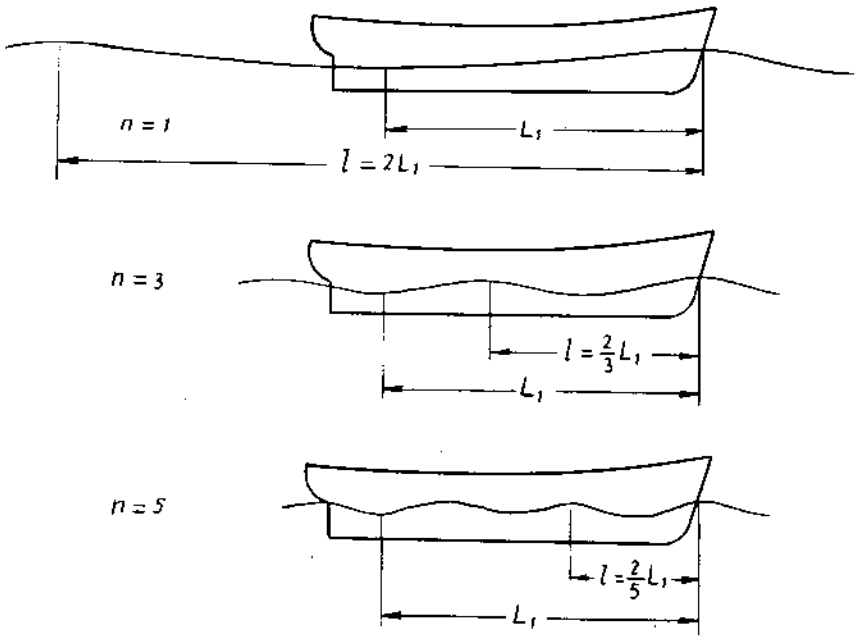
$$l = \frac{2L_f}{n} \qquad (11.3)$$

Khi n giảm chiều dài sóng tăng và tốc độ của tàu tăng, hiện tượng cộng hưởng xuất hiện đối với những số lẻ n.

Khi n = 1 thì $l = 2L_f$

Khi n = 3 thì $l = \frac{2}{3} L_f$

Khi n = 5 thì $l = \frac{2}{5} L_f$



Hình 11.9

Chiều dài tạo sóng L_f quan hệ với chiều dài tàu, chúng ta có thể viết:

$$L_f = mL$$

Thay công thức này vào $l = \frac{2L_f}{n}$, đồng thời trước đây chúng ta có:

$$l = \frac{2\pi}{g} v^2$$

Do đó: $$\frac{2\pi}{g} v^2 = \frac{2mL}{n}$$

Hoặc: $\frac{v^2}{gL} = \frac{m}{\pi n}$ lấy căn cả 2 vế của phương trình:

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = \sqrt{\frac{m}{\pi n}} \qquad (11.4)$$

Bên trái của phương trình chính là số Froude, kí hiệu Fr phụ thuộc vào tốc độ và chiều dài của tàu. Bên phải phương trình phụ thuộc trước hết vào trị số của hệ số n, trong khi hệ số biến đổi m không có ý nghĩa đối với tàu đã cho.

Ở những trị số Froude nào đó và n = 1, 3, 5... xuất hiện sóng cộng hưởng và sức cản sóng tăng.

Phương trình sức cản sóng biểu hiện ở dạng:

$$R_s = C_s \cdot \frac{\rho}{2} v^2 \cdot S \qquad (11.5)$$

trong đó:

R_s: Sức cản sóng (kG);

C_s: Hệ số sức cản sóng (không thứ nguyên);

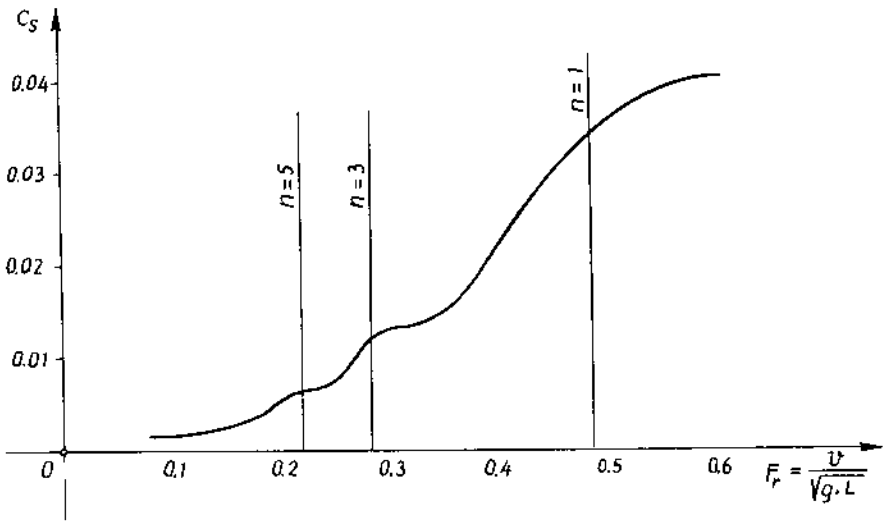
P: Mật độ của nước (kG. sec^2/m^4);

v: Tốc độ tương đối của tàu so với nước (m/sec).

S: Diện tích mặt ướt (diện tích bề mặt của phần ngâm nước của thân tàu), m^2.

Sự tăng sức cản sóng ở những trị số Froude nào đó, hệ số sức cản sóng là hàm của các Froude đó (hình vẽ 11.10). Sự thay đổi của C_s phụ thuộc vào Fr thể hiện trên hình. Hiện tượng cộng hượng và giao thoa sóng ảnh hưởng đến hệ số C_s. Hệ số C_s tăng không đều với trị số Froude tăng. Như ở hình 11.10 cho thấy khi thiết kế tàu phải chọn chiều dài tàu L, với tốc độ yêu cầu phải loại bỏ số Fr giữa 0,23 và 0,30; giữa 0,35 và 0,50; bởi vì trong khoảng này xuất hiện sự tăng mạnh sức cản sóng và cũng không tỷ lệ với tốc độ mà cần tăng công suất và tăng tiêu hao chất đốt.

Ở tốc độ thấp, sức cản sóng không nhiều từ 20 ÷ 30% sức cản toàn phần. Sức cản sóng tăng nhanh khi tăng tốc độ. Ở tốc độ cao sức cản sóng chiếm 60 ÷ 70% sức cản toàn phần. Đặc biệt đối với tàu chạy nhanh phải đặc biệt lưu ý đến việc chọn chiều dài tàu liên quan đến tốc độ của nó để loại bỏ sự cộng hưởng sóng ngang.



Hình 11.10

Ảnh hưởng nhiều đến trị số sức cản sóng là hình dáng thân tàu nhất là các hệ số δ, α, $L/\sqrt[3]{D}$ tỷ số B/T, vị trí tâm nổi B. Nhiều yếu tố ảnh hưởng đến việc tính sức cản sóng. Chúng ta không thể dùng trực tiếp công thức trên, bởi vì không thể xác định đơn giản hệ số

C_x theo Froude. Vì lý do đó nên sức cản này thường được tính theo những sức cản khác bằng phương pháp gần đúng hoặc chúng ta xác định trên cơ sở thí nghiệm mô hình cùng với sức cản áp suất ở dạng sức cản hình dáng.

Những chỗ lồi trên đường cong hệ số sức cản sóng (hình 11.10) xuất hiện khi đỉnh sóng mũi trùng với đỉnh sóng đuôi (cộng hưởng). Trong trường hợp đó, chúng ta có biểu thức:

$$mL + \frac{l}{2} = nl \tag{11.6}$$

trong đó:

m - Hệ số tỉ lệ giữa chiều dài tạo sóng L_f và chiều dài tàu L;

l - Chiều dài sóng (m);

n - Số tự nhiên (1, 2, 3...).

Những chỗ lõm của đường cong hệ số sức cản sóng xuất hiện khi đỉnh sóng mũi trùng với đáy sóng đuôi (giao thoa), trường hợp đó ta có:

$$mL = nl$$

Sau khi biến đổi chúng ta có:

Trường hợp lồi:

$$mL + \frac{l}{2} = nl$$

$$2mL = \left(nl - \frac{l}{2}\right)2$$

$$2mL = l(2n - 1)$$

$$\frac{2}{2n-1} = \frac{l}{mL} \tag{11.7}$$

Trường hợp lõm:

$$2mL = 2nl$$

$$\frac{2}{2n} = \frac{l}{mL} \tag{11.8}$$

Bởi vì chiều dài sóng ngoài hàm tốc độ của nó và có dạng:

$$l = \frac{2\pi}{g} v^2$$

Do đó công thức: (11.7), (11.8) có dạng:

$$\frac{m}{Fr^2} = \pi(2n-1) \tag{11.9}$$

$$\frac{m}{Fr^2} = \pi.2n \qquad (11.10)$$

Theo Horn lấy trị số m = 0,72

Ví dụ 11.1: Tính khoảng tốc độ có lợi và không có lợi đối với sức cản sóng, nếu chiều dài L = 63,2m

Bài giải: Nếu để ý chỉ sức cản sóng, chúng ta sử dụng các công thức sau:

a) Để xác định tốc độ có lợi (chỗ lõm của đường cong sức cản từ hình 11.10), công thức (11.10).

$$\frac{m}{Fr^2} = \pi.2n$$

b) Để xác định tốc độ không lợi (chỗ lồi của đường cong sức cản từ hình 11.10, công thức (11.9)).

$$\frac{m}{Fr^2} = \pi(2n-1)$$

Các công thức trên, số Froude được xác định:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$$

Tiếp theo chúng ta xác định số Froude từ các công thức ở mục a và b

* Điểm a: $$Fr = \sqrt{\frac{m}{\pi 2n}}$$

* Điểm b: $$Fr = \sqrt{\frac{m}{\pi(2n-1)}}$$

So sánh những công thức tính Froude từ định nghĩa với những số Froude có a và b, chúng ta xác định tốc độ. Vậy chúng ta có:

+ Đối với tốc độ có lợi:

$$v = \sqrt{\frac{mgL}{\pi 2n}} \qquad m/s$$

Tính tốc độ bằng hải lý/h:

$$v = \frac{1}{0,514}\sqrt{\frac{mgL}{\pi 2n}} = \frac{1}{0,514}\sqrt{\frac{mgL}{\pi}}.\frac{1}{\sqrt{2n}} \qquad \text{hải lý/h}$$

+ Đối với tốc độ không có lợi:

$$v = \sqrt{\frac{mgL}{\pi(2n-1)}} \qquad m/s$$

Tính tốc độ bằng hải lý:

$$v = \frac{1}{0,514}\sqrt{\frac{mgL}{\pi(2n-1)}} = \frac{1}{0,514}\sqrt{\frac{mgL}{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2n-1}} \quad \text{hải lý/h}$$

Theo Horn, m = 0,72. Sau khi tính các đại lượng không đổi

$$\frac{1}{0,514}\sqrt{\frac{mgL}{\pi}} = \frac{1}{0,514}\sqrt{\frac{0,72.9,81.63,2}{3,14}} = 23,2$$

* Đối với điểm a

$$v = \frac{23,2}{\sqrt{2n}}$$

* Đối với điểm b

$$v = \frac{23,2}{\sqrt{2n-1}}$$

Giả thiết số tự nhiên n = 1, 2, 3, 4, chúng ta lập bảng tính

Bảng 11.2

1	n	1	2	3	4
		Tốc độ có lợi			
2	2n	2	4	6	8
3	$\sqrt{2n}$	1,41	2,00	2,45	2,83
4	$v = \frac{23,2}{\sqrt{2n}}$	16,45	11,60	9,87	8,20
5	$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	0,340	0,239	0,204	0,169
		Tốc độ không lợi			
6	2n - 1	1	3	5	7
7	$\sqrt{2n-1}$	1,00	1,73	2,24	2,65
8	$v = \frac{23,2}{\sqrt{2n-1}}$	23,20	13,40	10,36	8,76
9	$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	0,478	0,276	0,214	0,181

Trị số Froude đạt được so sánh với đồ thị đường cong hệ số sức cản sóng.

Ví dụ 11.2: Tính chiều dài tối ưu của tàu hàng rời, có tốc độ v = 16 hải lý/h có để ý sức cản sóng nhỏ nhất.

Bài giải: Sức cản sóng nhỏ nhất (chỗ lõm của đường cong ở hình 11.10) xuất hiện khi thoả mãn biểu thức 11.10.

$$\frac{m}{Fr^2} = \pi 2n$$

Theo Horn, lấy m = 0,72, đồng thời thay số Froude: $\frac{v}{\sqrt{gL}}$ vào công thức trên, chúng ta có biểu thức xác định chiều dài tối ưu mà sức cản sóng là nhỏ nhất:

$$\frac{m}{\left(\frac{v}{\sqrt{gL}}\right)^2} = \pi 2n$$

từ đó:

$$L = \frac{\pi\ v^2}{mg} \times 2n$$

xác định tốc độ bằng m/s

$$v = 16 \text{ hlí/h} = 8{,}231 \text{ m/s}$$

và chúng ta có chiều dài tàu với giả thiết số tự nhiên

$$n = 1$$

$$L = \frac{\pi\ .\ 8{,}231^2}{0{,}72.9{,}81}\ .\ 2\ .\ 1 = 60{,}23\,\text{m}$$

$$n = 2$$

$$L = \frac{\pi . 8{,}231^2}{0{,}72.9{,}81}\ .\ 2.2 = 120{,}47\,\text{m}$$

11.3.3. Các biện pháp làm giảm sức cản sóng

Có thể làm giảm sức cản sóng bằng những biện pháp sau:

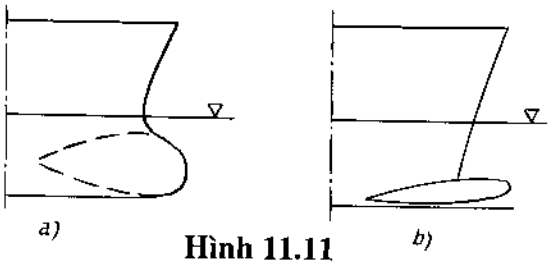
- Chọn đúng chiều dài và tốc độ của tàu để tàu chạy trong giới hạn số Froude phù hợp nhỏ (Fr < 0,10 ÷ 0,20) hoặc lớn (Fr > 0,50) hoặc đảm bảo các hệ sóng giao thoa có lợi khi

$$2\pi\left(\frac{L_f}{l} + \frac{1}{2}\right) = (2n+1)\pi\ ; \qquad (n = 1,2,3...).$$

- Chọn đúng các kích thước và hình dáng thân tàu:

- Áp dụng các thiết bị đặc biệt giảm chiều cao sóng như: mũi quả lê, hoặc tấm mũi (xem hình 11.11).

- Áp dụng các loại tàu như tàu hai thân, ba thân, tàu mũi chìm, tàu cánh ngầm, tàu đệm không khí.

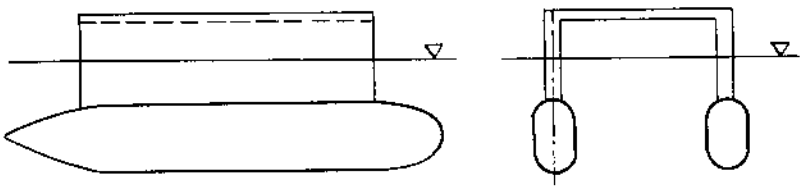


Hình 11.11

Để có lợi về sức cản sóng có thể thiết kế thân tàu thuôn nhưng trước hết phải lưu ý tính ổn định của tàu (bán kính tâm nghiêng tỉ lệ với bình phương chiều rộng của tàu).

Bên cạnh việc chọn đúng chiều dài và tốc độ cũng như hình dáng tàu còn có thể áp dụng các thiết bị giảm sức cản sóng như mũi quả lê. Trường hợp tàu chạy với tốc độ trung bình ($\delta = 0,55 \div 0,60$). ($Fr = 0,26 \div 0,32$) áp dụng mũi quả lê hoặc tấm mũi để tàu tạo hệ sóng ngược pha với hệ sóng mũi của tàu không quả lê. Thường phụ thuộc vào hình dáng, kích thước và vị trí quả lê để thu được mức độ giảm vài phần trăm sức cản toàn bộ. Quả lê ở mũi cũng áp dụng trong trường hợp tàu chạy chậm ($Fr < 0,20$) và $0,75 < \delta < 0,82$. Sự giảm sức cản không thể chỉ giải thích bằng sự giao thoa có lợi của hệ sóng mà còn bởi sự loại tâm áp suất ở phần mũi mà nó gây hiện tượng phân rẽ sóng mũi.

Sức cản sóng được hạn chế bằng cách áp dụng tàu hai thân, ba thân dựa trên sự tăng tỷ lệ của 1 thân và cấu tạo quan hệ giữa các thân để sau khi đạt đến tốc độ mà sự giao thoa sóng có lợi. Nhược điểm của giải pháp này là tăng bề mặt ướt tức là tăng sức cản ma sát.



Hình 11.12

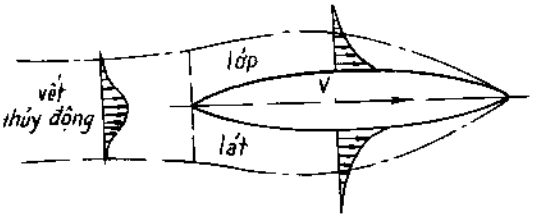
Ngoài ra còn có giải pháp khác giảm sức cản sóng là tàu nửa chìm (hình 11.12). Các tàu dựa trên các nguyên lý thuỷ khí động học như tàu cánh ngầm, tàu đệm không khí có sức cản sóng nhỏ nhất trong trạng thái thiết kế.

11.4. SỨC CẢN MA SÁT

Sức cản ma sát được tạo nên bởi tác dụng lực nhớt của nước. Nước là chất lỏng có độ nhớt tương đối nhỏ và nhiệt độ + 20°C, hệ số nhớt động của nước $\upsilon = 1.10^{-6}$ (m^2/s). Trong khi đó, hệ số nhớt động của glicerin $\upsilon = 6,8.10^{-4}$ (m^2/s). Vì vậy vùng nước cách xa thân tàu

có thể coi là chất lỏng lý tưởng. Khi tàu chuyển động trong nước, do độ nhớt của nước gây ra những thay đổi áp suất và tốc độ của nước bên thân tàu. Dòng chảy quanh thân tàu có thể phân ra ba vùng:

- Vùng lớp lát (layer):
- Vùng vết thuỷ động, kéo dài vùng lớp lát sau tàu;
- Vùng ngoài so với hai vùng trước, ở đó nước có thể xem như chất lỏng lý tưởng (hình 11.13).



Hình 11.13

11.4.1. Thí nghiệm của Froude

Người đầu tiên thí nghiệm và đưa ra lý thuyết khảo sát mô hình là William Froude.

Ông dựa vào những thí nghiệm cổ điển bằng những mô hình tàu, đưa ra quy luật đồng dạng và sau này mang tên ông (xem mục 11.1). Trên cơ sở thí nghiệm với Greyhound tàu chiến và những mô hình của ông, đầu tiên là những tấm phẳng mỏng có chiều dài khác nhau trên 50 ft, chiều rộng 19 in và được kéo dưới mặt nước 1,5 in để tránh tạo sóng. Qua những thí nghiệm đó, Froude kết luận rằng sức cản ma sát phụ thuộc:

1 - Diện tích của bề mặt;

2 - Tình trạng của bề mặt;

3 - Chiều dài của bề mặt;

4 - Tỉ trọng của nước,

5 - Số mũ của tốc độ.

Và sức cản ma sát biểu diễn ở dạng:

$$R_{ms} = C_{ms} \cdot S \cdot v^n \qquad (11.11)$$

Trong đó: R_{ms} - Tổng sức cản ma sát;

S - Diện tích mặt ướt (ft^2);

v - Tốc độ (hải lý/h);

C_{ms} - Hệ số phụ thuộc chiều dài bề mặt.

n - Phụ thuộc vào tình trạng bề mặt.

R.E.Froude - con trai của W.Froude xem xét lại kết quả và các thí nghiệm khác, đưa ra công thức:

$$R_{ms} = C_{ms} \cdot S \cdot v^{1,825} \qquad (11.12)$$

trong đó hệ số ma sát C_{ms} thay đổi từ 0,0092 khi L = 100 ft đến 0,0086 khi L = 900 ft.

Vì trong phương pháp của Froude, hệ số ma sát có khác so với đa số trị số sử dụng, để tránh sự khác biệt trong kết quả thử mô hình, năm 1935 tại cuộc họp của các người đứng

đầu các bể thử (Paris) đồng ý sử dụng hằng số chuẩn của Froude. Hệ số ma sát được tính theo công thức:

$$C_{ms} = 0{,}00871 + \frac{0{,}053}{88 + L} \quad \text{đối với nước mặn.}$$

Trị số C_{ms} của Froude đã xác định đối với tàu có độ nhẵn vỏ tàu bình thường và đối với mô hình cho ở bảng (11.3) phụ thuộc vào chiều dài và mô hình.

Hệ số sức cản ma sát C_{ms} của tàu theo Froude

Bảng 11.3

Chiều dài tàu (m)	Hệ số C_{ms}	Chiều dài tàu (m)	Hệ số C_{ms}	Chiều dài tàu (m)	Hệ số C_{ms}
10	0,1590	80	0,1430	170	0,1399
15	0,1537	90	0,1426	180	0,1396
20	0,1508	100	0,1422	190	0,1394
25	0,1488	110	0,1418	200	0,1391
30	0,1474	120	0,1415	220	0,1386
40	0,1457	130	0,1412	240	0,1381
50	0,1446	140	0,1408	260	0,1376
60	0,1439	150	0,1405	280	0,1372
70	0,1434	160	1,1402	300	0,1367

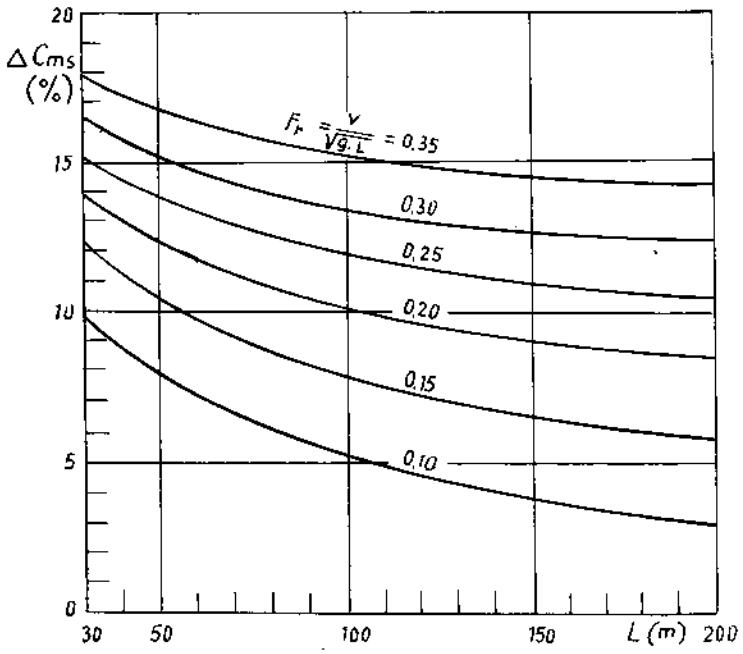
Hệ số sức cản ma sát của mô hình theo Froude được cho trong bảng 11.4.

Bảng 11.4

Chiều dài mô hình L_m (m)	Hệ số ma sát C_{ms}	Chiều dài mô hình L_m (m)	Hệ số ma sát C_{ms}	Chiều dài mô hình L_m (m)	Hệ số ma sát C_{ms}
0,5	0,2280	3,5	0,1817	6,5	0,1671
1,0	0,2132	4,0	0,1782	7,0	0,1658
1,5	0,2033	4,5	0,1757	7,5	0,1645
2,0	0,1960	5,0	0,1727	8,0	0,1634
2,5	0,1903	5,5	0,1706	8,5	0,1624
3,0	0,1856	6,0	0,1687	9,0	0,1615

Hệ số C_{ms} ở bảng 11.3 cho biết kết quả tính toán phù hợp khi tốc độ và chiều dài không vượt nhiều trị số ở bảng như sau thời kỳ Froude. Đối với tàu hiện đại mà số Froude (tỉ số tốc độ và chiều dài) vượt nhiều so với thời kỳ Froude thí nghiệm, công thức (11.12) cho trị số sức cản quá nhỏ. Nguyên nhân phải nói đến là dòng rối của nước tăng khi tăng tốc độ tương đối (Fr) và tăng sức cản ma sát. Vì lẽ đó, khi áp dụng công thức (11.12) để xác định

sức cản ma sát của những tàu hiện đại phải tăng tương ứng hệ số ma sát C_{ms} lấy từ bảng 11.3. Phần trăm tăng hệ số C_{ms} phụ thuộc chiều dài tàu và số Froude cho ở đồ thị 11.14 .



Hình 11.14

Diện tích mặt ướt xuất hiện trong phương trình (11.12) chúng ta có thể tính trực tiếp từ tuyến hình lý thuyết hoặc nhờ một trong những công thức gần đúng; coi trị số các tung độ là chiều dài của các mặt cắt sườn của phần ngâm nước, đo trực tiếp trên bản vẽ đường hình thân tàu.

Tính diện tích bề mặt ướt nhờ một trong những công thức gần đúng là nhanh hơn nhiều và cho kết quả đủ chính xác thiết kế.

Công thức Mumford

$$S = (1,7T + \delta B)\, L \qquad (11.13)$$

Công thức Muragin

$$S = (1,36T + 1,13\, \delta B)\, L \qquad (11.14)$$

Công thức Taylor

$$S = k\sqrt{VL} \qquad (11.15)$$

trong đó: S - Diện tích mặt ướt (m^2);

L - Chiều dài thiết kế của tàu (m);

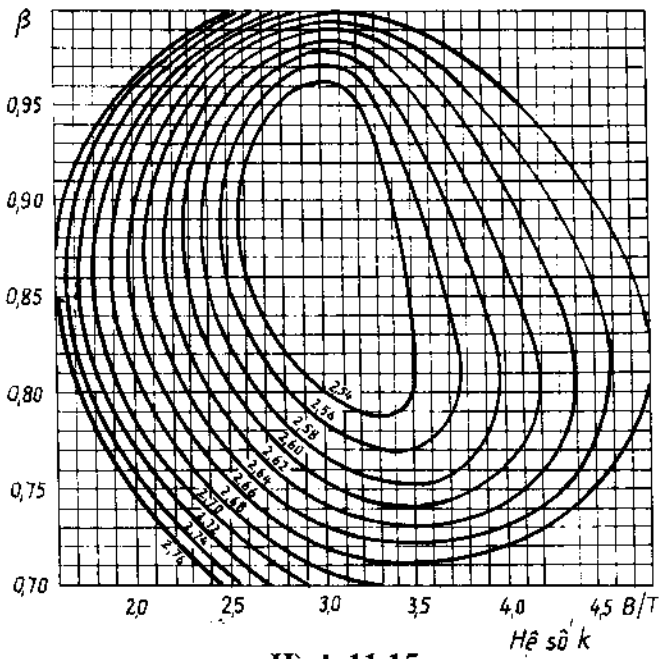
B - Chiều rộng thiết kế của tàu (m);

T - Chiều chìm thiết kế của tàu (m);

V - Thể tích ngâm nước (m^3);

δ - Hệ số béo thể tích;

k - Hệ số phụ thuộc β và B/T đọc từ đồ thị ở hình 11.15.



Hình 11.15

Để tính diện tích mặt ướt của tàu nội địa, chúng ta có thể dùng công thức của Riehm.

$$S = 0,9\ L\ (2T + \alpha\ B) \qquad (11.16)$$

trong đó: α - Hệ số béo đường nước thiết kế

Ví dụ 11.3: Tính sức cản ma sát của tàu hàng theo công thức Froude:

Cho biết L = 89,5m, B = 13,5, T = 5,56 m, δ = 0,73, β = 0,94, v = 12,5 hlí/h

Bài giải:

Sức cản ma sát của tàu xác định từ phương trình (11.12):

$$R_{ms} = C_{ms} \cdot \gamma \cdot S \cdot v^{1.825}$$

1 - Hệ số sức cản ma sát lấy từ bảng 11.3, đối với L = 89,5m, nội suy trị số ở bảng.

$$C_{ms} = 0,1430 - \frac{0,1430 - 0,1426}{10} \cdot 9,5 = 0,1430 - 0,00038 = 0,1426$$

Điều chỉnh hệ số C_{ms} theo đồ thị 11.14. Muốn vậy ta phải tính số Fr của tàu đã cho. Tốc độ tàu theo m/s:

$$v = 12,5\,\frac{1852}{3600} = 12,5\,.\,0,514 = 6,43\,m/s$$

Số Froude:

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = \frac{6,43}{\sqrt{9,81.89,5}} = \frac{6,43}{\sqrt{879}} = 0,217$$

Đọc số phần trăm tăng khi L = 89,5 m và Fr = 0,217

$$\Delta C_{ms} / C_{ms} = 11\%$$

Do đó trị số của hệ số đã điều chỉnh:

$$(C_{ms})_{đ/c} = 1,11\,.\,C_{ms} = 1,11\,.\,0,1426 = 0,1583$$

2 - Trọng lượng riêng của nước biển: $\gamma = 1,025\ kG/dm^3$

3 - Tính diện tích mặt ướt theo công thức Mumford.

$$S = (1,7T + \delta B)\,L = (1,7\,.\,5,56 + 0,73\,.\,13,5)\,89,5 = 1727\ m^2$$

4 - Tốc độ của tàu:

$$v^{1,825} = N\log\,[1,825\,\log v]$$

$$1,825\,\log v = 1,825\,\log 6,43 = 1,825\,.\,0,8082 = 1,474$$

$$v^{1,825} = 6,43\,.\,1,825 = N\log 1,4749 = 29,95$$

5 - Sức sản ma sát của tàu:

$$R_{ms} = C_{ms}\,.\,\gamma\,.\,S\,.\,v^{1,825} = 0,1583\,.\,1,025\,.\,1727\,.\,29,95$$

$$= 8393\ kG$$

11.4.2. Lý thuyết sức cản ma sát

Lý thuyết sức cản ma sát dựa trên những công trình của hai nhà nghiên cứu Reynolds và Prandtl.

Trên cơ sở khảo sát dòng chảy của chất lỏng trong ống, Reynolds xác định dòng chảy tầng không xuất hiện sự thay đổi các phần tử chất lỏng giữa từng đường chảy nhưng trong dòng chảy rối thì có sự thay đổi. Reynolds đã chứng minh tính chất dòng chảy trong ống để xác định những thông số không thứ nguyên được gọi là số Reynolds.

$$R_e = \frac{vd}{\upsilon} \qquad (11.17)$$

trong đó: v - Tốc độ trung bình của dòng chất lỏng (m/s);

d - Đường kính ống (m);

υ - Hệ số nhớt động của chất lỏng (m^2/s).

Tăng trị số Re đến một giá trị nào đó được gọi là trị số tới hạn thì dòng chảy tầng biến thành dòng chảy rối. Để xác định loại dòng chảy này phải so sánh trị số Re ở tốc độ dòng cho trước với trị số tới hạn. Nếu $Re < Re_{th}$ thì đó là dòng chảy tầng, nếu $Re > Re_{th}$ xuất hiện dòng chảy rối. Tốc độ tới hạn Re_{th} không phải trị số không đổi mà phụ thuộc vào tính chất lỏng và những điều kiện hình học của chuyển động và thường được xác định bằng thực nghiệm.

Trị số của hệ số nhớt động cho ở bảng 11.5.

Đối với nước ngọt: $\rho = 102{,}0\ kGs^2.m^4$.

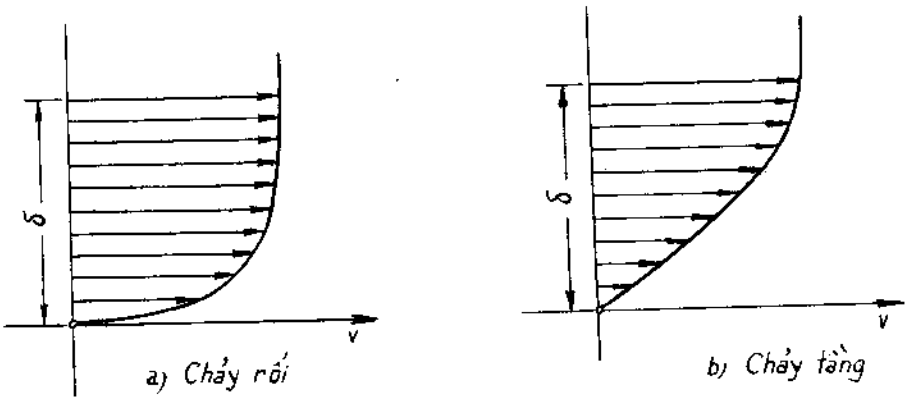
Đối với nước mặn: $\rho = 104{,}5\ kGs^2/m^4$ có $\gamma = 1025\ kG/m^3$.

Bảng 11.5

Nước ngọt $\upsilon . 10^{-6}$	Nhiệt độ C°	Nước mặn $\upsilon . 10^{-6}$	Nước ngọt $\upsilon . 10^{-6}$	Nhiệt độ C°	Nước mặn $\upsilon . 10^{-6}$
1,792	0		1,141	15	1,191
1,732	1		1,112	16	1,162
1,674	2		1,084	17	1,134
1,619	3		1,057	18	1,107
1,567	4		1,031	19	1,081
1,519	5	1,565	1,007	20	1,056
1,473	6	1,519	0,983	21	1,033
1,427	7.	1,476	0,960	22	1,010
1,386	8	1,434	0,938	23	0,988
1,346	9	1,394	0,917	24	0,967
1,308	10	1,356	0,896	25	0,946
1,272	11	1,230	0,876	26	0,926
1,237	12	1,286	0,858	27	0,906
1,204	13	1,253	0,839	28	0,889
1,171	14	1,220	0,821	29	0,870

Vật thể chuyển động trong chất lỏng là lí thuyết những lớp giới hạn được công bố năm 1904 của Prandtl, chứng minh rằng khi vật thể chuyển động trong chất lỏng thực trên thành của vật thể có một lớp mỏng của chất lỏng gọi là lớp giới hạn. Xuất hiện lớp giới hạn phải nghĩ đó là độ nhớt của chất lỏng trong dòng chảy tầng cũng như dòng chảy rối.

Đặc tính của dòng thể hiện trên sơ đồ vận tốc trong lớp giới hạn trong dòng chảy rối tăng mạnh hơn (hình 11.16a) trong dòng chảy tầng (Hình 11.16b).



Hình 11.16

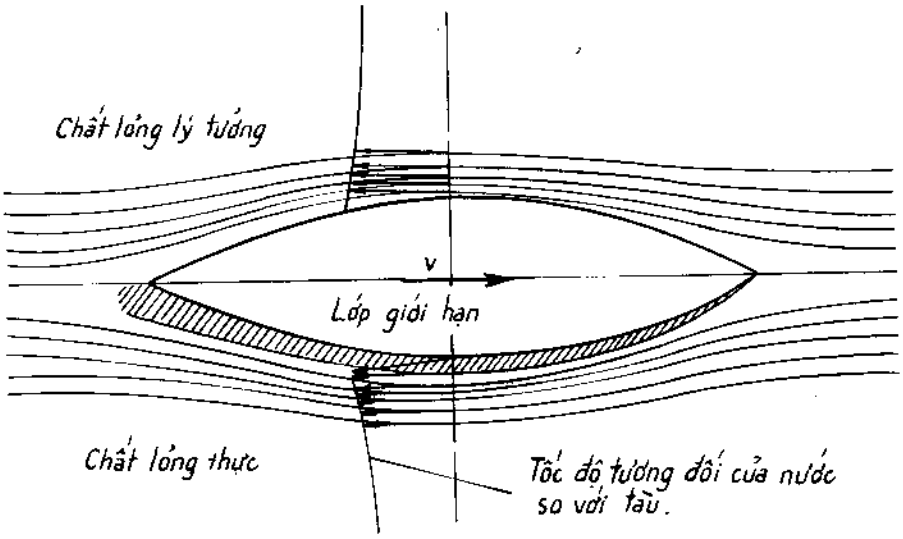
Sự biến đổi vận tốc bên thành của vật thể xuất hiện năng lực tiếp xúc tác động trên mỗi phần tử của bề mặt vật thể.

Tổng của các năng lực tiếp xúc trên cả bề mặt của vật thể chúng ta có sức cản ma sát.

11.4.3. Tính sức cản ma sát

Do độ nhớt của nước các phần tử ở gần vỏ tàu nhất bám vào bề mặt vỏ và cùng chuyển động theo tàu làm thành một lớp. Tốc độ của lớp nước ban đầu so với tàu bằng không, tốc độ của lớp sau tăng và khi tàu chạy được một quãng đường nào đó thì tốc độ $\omega = -v$ (hình dưới đây).

Sự tăng tốc độ của nước so với tàu từ 0 đến ω bấy giờ xuất hiện một lớp gọi là lớp giới hạn. Chiều dầy của lớp này tăng và kéo dài đến đuôi tàu. Khi vỏ tàu hoàn toàn nhẵn và ở trong chất lỏng lí tưởng không nhớt, bấy giờ không xuất hiện lớp giới hạn và sức cản ma sát sẽ bằng không, sự phân bổ tốc độ tương đối của nước so với tàu như hình vẽ dưới đây.



Hình 11.17

Để tính sức cản ma sát của tàu chúng ta dùng công thức:

$$R_{ms} = C_{ms} \frac{\rho}{2} v^2 S$$

Vì tôn bao vỏ tàu không nhẵn, phẳng lí tưởng cho nên khi xác định hệ số sức cản ma sát C_{ms} có để ý điều chỉnh độ nhẵn vỏ tàu; Độ dầy không đều của các tấm tôn, các đầu đinh tán các mối hàn, các phần nhô ngoài bề mặt tôn bao, độ lõm bề mặt... sẽ làm tăng sức cản ma sát từ 30 - 50% hoặc lớn hơn, do đó nên cố gắng làm sạch nhẵn bề mặt tôn bao.

Trong công thức tính sức cản ma sát trên:

R_{ms} - Sức cản ma sát (kG);

C_{ms} - Hệ số sức cản ma sát (không thứ nguyên);

ρ - Mật độ của nước (kGs^2/m^4);

Nước biển: $\rho = 104,8\ kGs^2/m^4$;

Nước ngọt: $\rho = 102,0\ kGs^2/m^4$;

v: Tốc độ của tàu (m/s);

S: Diện tích bề mặt ướt.

Hệ số sức cản ma sát phụ thuộc (hình 11.18)

1 - Số Reynolds:

$$R_e = \frac{vL}{\upsilon}$$

v: Vận tốc tàu (m/s)

L: Chiều dài tàu

ν: Độ nhớt động của nước (m/s^2) phụ thuộc theo nhiệt độ

$t = 0^oC$, $\nu = 1,78 . 10^{-6}$ (m^2/s);

$t = 10^oC$, $\nu = 1,31 . 10^{-6}$ (m^2/s);

$t = 30^oC$, $\nu = 1,01 . 10^{-6}$ (m^2/s).

2 - Độ nhẵn tương đối K_S/L:

- L: Chiều dài thiết kế;

- K_S: Độ nhẵn tuyệt đối, đối với

* Xuồng thể thao, ván trượt, tàu phóng ngư lôi: $K_S = 0,10\ 10^{-3}$ (m);

* Tàu trong kênh, thuyền buồm, tàu chuyên tuyến: $K_S = 0,15\ 10^{-3}$ (m);

* Tàu chở bưu kiện, tàu khách chuyên tuyến: $K_S = 0,20\ 10^{-3}$ (m).

Phần trăm sức cản ma sát trong sức cản toàn bộ của tàu là không cố định, mà thay đổi theo tốc độ, sự thay đổi có thể biểu diễn theo hàm Froude. Đối với tàu có Fr nhỏ (10-12 hải lý/h, khi L khoảng 100 m sức cản ma sát là thành phần sức cản chủ yếu chiếm 70 - 80% sức cản toàn phần, tốc độ tăng thì sức cản ma sát giảm đến khoảng 30%.

Ví dụ 11.4: Tính sức cản ma sát của tàu hàng, cho biết: L = 141,6m; B = 19,6m; T = 8,34m, δ = 0,68; B = 0,98; v = 18 hải lý.

Bài giải: Tính sức cản ma sát theo công thức:

$$R_{ms} = C_{ms} \frac{\rho}{2} v^2 S$$

1. Hệ số sức cản ma sát có được từ đồ thị 10.8

- Độ gồ ghề tuyệt đối $K_S = 0,2 . 10^{-3} = 2.10^{-4}$m.

- Độ nhớt động của nước ở nhiệt độ trung bình 10^oC: $\nu = 1 . 31 . 10^{-6}$ (m^2/s)

- Tốc độ v = 18.0,514 = 9,252 m/s.

Từ đó:

- Độ gồ ghề tương đối: $\frac{K_s}{L} = \frac{2.10^{-4}}{141,6} = 1,41.10^{-6}$

- Trị số Reynolds: $Re = \frac{vL}{\upsilon} = \frac{9,25.141,6}{1,31.10^{-6}} = 1.10^9$

Hệ số ma sát $C_{ms} = 2,3 . 10^{-3}$

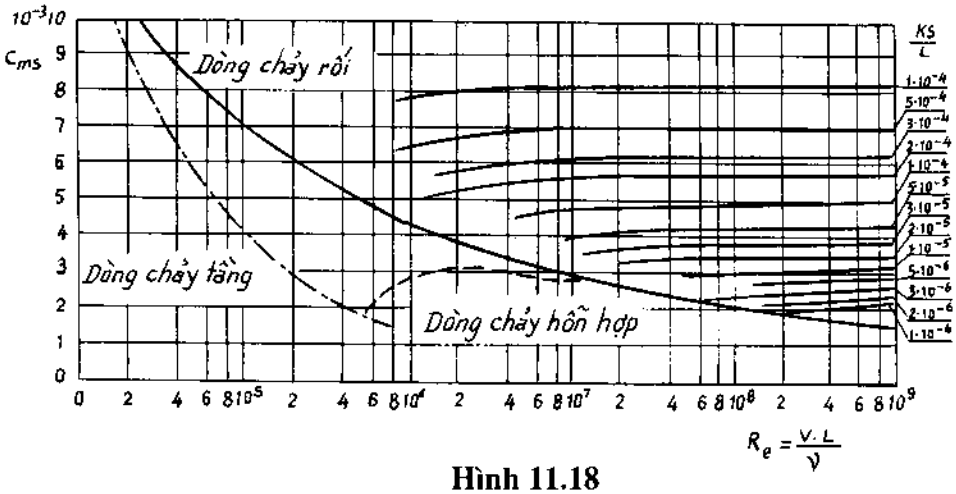
2. Mật độ nước biển $\rho = 104,8\ kGs^2/m^4$

3. Tốc độ tàu: v = 9,252 m/s.

4. Diện tích bề mặt ướt được tính theo công thức Taylor:

$$S = k\sqrt{vL}$$

Hệ số k đọc từ hình 11.18



Hình 11.18

Khi $B/T = \dfrac{19,4}{8,34} = 2,23$ và $\beta = 0,98$; $k = 2,72$

$$v = \delta LBT = 0,68 \,.\, 141,6 \,.\, 19,4 \,.\, 8,34 = 15580 m^3$$

Do đó: $S = 2,72\sqrt{15.585.141,6} = 2,72.1485 = 4040\,m^2$

5. Sức cản ma sát của tàu: $R_{ms} = 2,3.10^{-3} \,.\, \dfrac{104,8}{2} \,.\, 9,252^2 \,.\, 4040 = 41380\,kG$

11.4.4. Ảnh hưởng độ lồi lõm của bề mặt vỏ tàu đến sức cản ma sát

Độ nhám, lồi lõm bề mặt vỏ tàu ảnh hưởng đến sức cản. Có thể phân ra hai trạng thái: Độ lồi lõm chung và cục bộ. Trạng thái lồi lõm chung gần như bao gồm toàn bộ bề mặt phần ngâm nước do những nguyên nhân:

- Bề mặt tôn bao không phẳng và phủ lớp sơn không đều, do yếu tố vật liệu.
- Tôn bao gợn sóng do công nghệ đóng và sửa chữa tàu.

Trạng thái lồi lõm cục bộ như tính toán, đường hàn, lỗ khoét...

Các thông số đặc trưng cho độ lồi lõm chung.

- Căn cứ tổng bình phương trung bình độ cao của các phần không bằng phẳng:

$$k_s = \sqrt{\frac{n\sum_{i=1} k_{si}^2}{n}} \qquad (11.18)$$

- Chiều dài trung bình gợn sóng của tấm tôn:

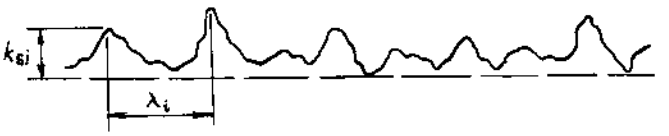
$$\bar{\lambda} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \lambda_i}{n} \qquad (11.19)$$

- Chiều cao và chiều dài lồi lõm thể hiện ở hình 11.19.

- Chiều dày lớp sơn ướt của tôn bao:

$$k_s = (30 \div 40) \,.\, 10^{-6} \text{ (m)}$$

$$\bar{\lambda} = (20 \div 40) \,.\, 10^{-3} \text{ (m)}$$



Hình 11.19

Ảnh hưởng của bề mặt sù sì dạng hạt đối với sức cản phụ thuộc tỉ số $\frac{k_s}{\delta_L}$ với trị số Re, trong đó δ_L là độ dày của lớp lát cơ bản. Nếu nói đến sự khác nhau nhiều $k_s < \delta_L$ và trị số Re nhỏ, thì độ sù sì đó không ảnh hưởng đến sức cản ma sát - bề mặt vật thể là nhẵn. Khi bắt đầu số Re tới hạn nào đó mà trị số đó nhỏ hơn cùng với tỉ số $\frac{k_s}{\delta_L}$ tăng thì hệ số sức cản ma sát bắt đầu tăng.

Đặc trưng của tôn bao gợn sóng là biên độ và chiều dài sóng λ. Gợn sóng gây tăng sức cản áp suất và cũng làm cho dòng chảy tách nhanh. Gia số của hệ số sức cản áp suất do tôn bao gợn sóng có thể tính theo công thức:

$$\Delta Cp \approx 0{,}2 \left(\frac{2a}{\lambda}\right)^2 \frac{S_\lambda}{S} \qquad (11.20)$$

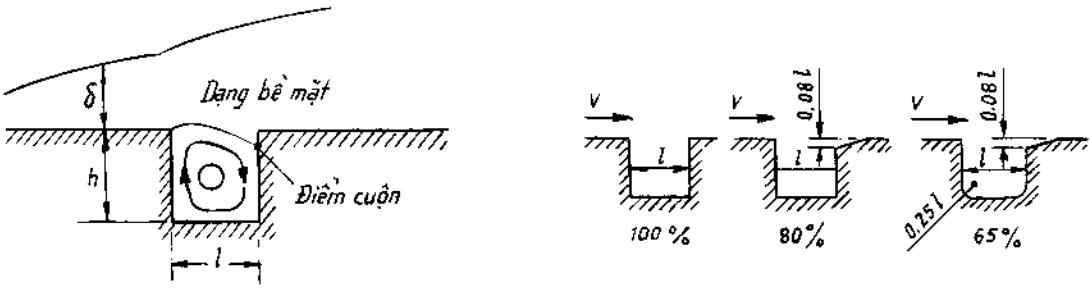
Trong đó: S_λ - Phần bề mặt bị gợn sóng của diện tích mặt ướt thân tàu S. Nếu thoả mãn điều kiện:

$$\frac{2a}{\lambda} \le \left(\frac{1}{200} \div \frac{1}{250}\right) \qquad (11.21)$$

thì sức cản phụ do gợn sóng là nhỏ, có thể bỏ qua.

Độ lồi lõm cục bộ được tạo nên, trước hết là đường hàn, các lỗ khoét, các chỗ hõm (vũng) của thân tàu.

Sức cản các đường hàn trước hết là sức cản áp suất. Trung bình đường hàn ngang tăng 3 ÷ 7%, đường hàn dọc 0,5 ÷ 2% sức cản tương đương với tấm phẳng. Sức cản của các vũng, các lỗ khoét gắn liền với đặc điểm của dòng chảy (hình 11.20).



Hình 11.20

Sức cản đó bao gồm:

- Sức cản do ma sát giữa nước với nước quanh vũng, cả gia tăng áp suất ở thành sau của vũng gần điểm xoáy (cuộn).
- Thay đổi sức cản ma sát ở vùng ngoài vũng gây giảm ảnh hưởng lớp giới hạn.
- Tăng sức cản áp suất do ảnh hưởng dòng chảy bên ngoài từ phía của hõm có xoáy.

Sức cản của vũng và các lỗ khoét có thể làm giảm bằng cách cấu tạo hình dáng mép sau của hõm (hình 11.20).

11.4.5. Các biện pháp làm giảm sức cản ma sát

Trong các cách giảm sức cản nhớt (ma sát) phân biệt như sau:

- Đảm bảo bề mặt nhẵn;
- Làm cho dòng chảy chảy tầng trong lớp lát;
- Làm tắt dao động của các phân tử chất lỏng trong lớp lát;
- Hút chất lỏng ra từ lớp biên;
- Dẫn khí vào lớp lát.

Ảnh hưởng độ gồ ghề đến sức cản nhớt có nghĩa là làm sao đạt được bề mặt thân tàu nhẵn bằng cách áp dụng công nghệ đóng tàu chính xác, sơn thích hợp và bảo vệ được lớp sơn đó. Giảm độ gồ ghề bề mặt tàu tức là định kỳ làm sạch và bảo dưỡng các phần dưới nước khi tàu lên đà hoặc ngay lúc tàu đang khai thác, nằm dưới nước.

Làm cho dòng chảy chảy tầng trong lớp lát là làm giảm sức cản nhớt. Để đạt điều đó phải tạo hình dáng thoát nước của tàu để grad áp suất âm ($dp/dx < 0$). Thực tế làm dòng chảy chảy tầng trong lớp lát thường áp dụng đối với tàu có số Reynolds cao.

Làm tắt dao động của các phân tử chất lỏng trong lớp lát với mục đích làm giảm xoáy dòng. Để đạt được mục đích, người ta phủ trên bề mặt thân tàu chất đàn hồi.

Sự hút ra chất lỏng từ lớp lát, trước hết là loại hiện tượng tách dòng. Trường hợp tàu có hình dáng đặc biệt (phức tạp) không áp dụng biện pháp này.

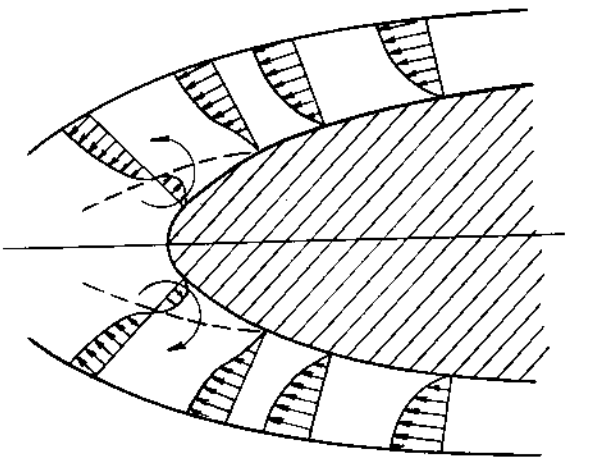
Dẫn khí vào lớp lát, giảm ứng suất tiếp trên bề mặt vỏ tàu, cũng như giảm sức cản ma sát của tàu. Thực tế áp dụng vào một số tàu chạy nhanh và tàu nhỏ như tàu quân sự, tuần tra, cho khí xả động cơ xuống dưới đáy tàu.

11.5. SỨC CẢN ÁP SUẤT

Sức cản áp suất là kết quả hiệu số áp suất phần mũi và đuôi tàu. Hiệu số này tồn tại là do sự giảm áp suất vùng đuôi tàu so vùng mũi. Sự giảm áp suất sau đuôi tàu là nguyên nhân trực tiếp của hiện tượng tách dòng chảy khỏi vỏ bao. Bề ngoài nhìn hiện tượng này ta thấy xuất hiện dòng xoáy mạnh và điểm tách nằm vào vị trí mà áp suất ở đó tăng rất nhanh và điều đó phụ thuộc vào bán kính lượn của vỏ bao theo chiều dọc tức là hình dáng con tàu. Vì vậy một vật hoàn toàn chìm trong môi trường chất lỏng, sức cản áp suất cũng được gọi là sức cản hình dáng hoặc sức cản xoáy.

Đối với những vật thể có hình dáng thuỷ động học như tàu thuỷ bình thường thì điểm tách dòng chảy nằm gần sau lái và sức cản áp suất không lớn lắm thường không vượt quá vài phần trăm sức cản toàn bộ. Đối với những vật không có hình dáng thuỷ động học như ponton, xàlan... Sức cản áp suất rất lớn có khi lên đến 50% hoặc cao hơn so với sức cản toàn bộ.

Việc xác định chính xác sức cản áp suất là một vấn đề rất khó và đến ngày nay chưa có lời giải. Khi khảo sát mô hình tàu, chúng ta chỉ có thể đo sức cản toàn bộ của mô hình, sau khi trừ sức cản ma sát được tính theo công thức ở trên, còn lại chúng ta có tổng sức cản sóng và sức cản áp suất, nhưng không xác định được chính xác sức cản áp suất là bao nhiêu. Hình dáng tàu quyết định hai loại sức cản đó, vì vậy gọi hai loại sức cản đó là sức cản hình dáng hoặc sức cản dư.



Hình 11.21

Trị số sức cản áp suất có thể tính gần đúng theo công thức:

$$R_c = C_c \cdot \rho / 2v^2 \cdot S \qquad (11.22)$$

trong đó:

R_c : Sức cản áp suất (kG);

C_c : Hệ số sức cản áp suất (không thứ nguyên);

ρ : Mật độ nước (kGs^2/m^4);

v : Tốc độ tàu (m/s);

S : Diện tích mặt ướt (m^2).

Hệ số sức cản áp suất có thể tính theo công thức kinh nghiệm của Papmel:

$$C_c = 0{,}09 \frac{F_x}{S} \sqrt{\frac{\sqrt{F_x}}{2r}} \qquad (11.23)$$

F_x : Diện tích sườn giữa;

S : Diện tích bề mặt ướt;

r : Chiều dài đoạn thon đuôi (Tính từ tiết diện cuối đoạn thân ống đến mút đuôi, trục sau).

11.6. SỨC CẢN KHÔNG KHÍ VÀ GIÓ

Tàu đi trên biển lặng và trong không khí tĩnh, phải chịu sức cản do chuyển động của phần trên nước đi vào không khí. Sức cản này phụ thuộc tốc độ tàu và diện tích, hình dáng của phần trên đường nước.

Khi gió thổi, sức cản cũng phụ thuộc tốc độ, hướng gió tương đối của nó cộng thêm gió gây nên sóng mà có thể làm tăng sức cản. Ảnh hưởng của sóng đã trình bày ở chương 9.

Thượng tầng có nhiều chức năng phải thoả mãn, chúng không đủ thoát khí và trường hợp nào đó, gió chỉ có ích là gió gần xuôi (không ngược - dead ahead). Sự giảm sức cản toàn bộ chỉ có thể thực hiện bằng biện pháp nào đó chỉ tương đối nhỏ. Phần nhiều sức cản của thượng tầng thay đổi theo bình phương tốc độ và ảnh hưởng số Reynolds thay đổi có thể bỏ qua. Tàu chuyển động trong không khí tĩnh, sức cản không khí có thể viết:

$$R_{kk} = \text{hệ số } \frac{1}{2} \rho A_T v^2 \qquad (11.24)$$

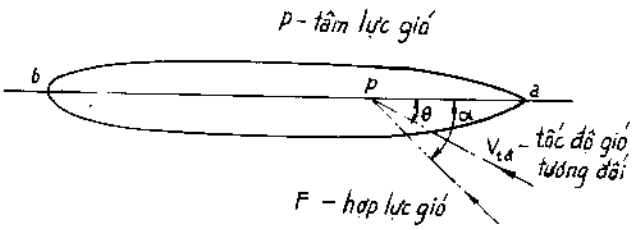
trong đó:

A_T: Diện tích phần trên đường nước chiếu vào mặt cắt ngang,

v - Tốc độ của tàu

và hệ số có trị số phụ thuộc hình dáng tàu và thượng tầng lầu.

Taylor đề nghị sức cản không khí của những tàu bình thường khi gió ngược có thể thừa nhận bằng tấm phẳng pháp tuyến với hướng chuyển động và có chiều rộng B bằng chiều rộng tàu và chiều cao bằng B/2. Từ những thí nghiệm trong không khí, ông đưa ra hệ số sức cản 1,28. Vậy:



Hình 11.22

$$R_{kk} = 1{,}28 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A_T \cdot v_{td}^2$$

$$= 1{,}28 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0{,}00238 \cdot \frac{1}{2} B^2 \cdot v_{td}^2$$

$$= 0{,}00152 \cdot \frac{1}{2} B^2 \cdot v_{td}^2$$

trong đó; v_{td} - Tốc độ gió "thực" hoặc tốc độ tương đối so với tàu tính bằng fps (feet per second), B tính bằng feet và R_{kk} tính bằng 1b (pounds), khi không khí tĩnh $v_{td} = v$

Với v tính bằng hải lý/h:

$$R_{kk} = 0{,}00435 \cdot \frac{1}{2} B^2 \cdot v_{td}^2 \qquad (11.25)$$

Taylor lấy tròn hệ số bằng 0,004.

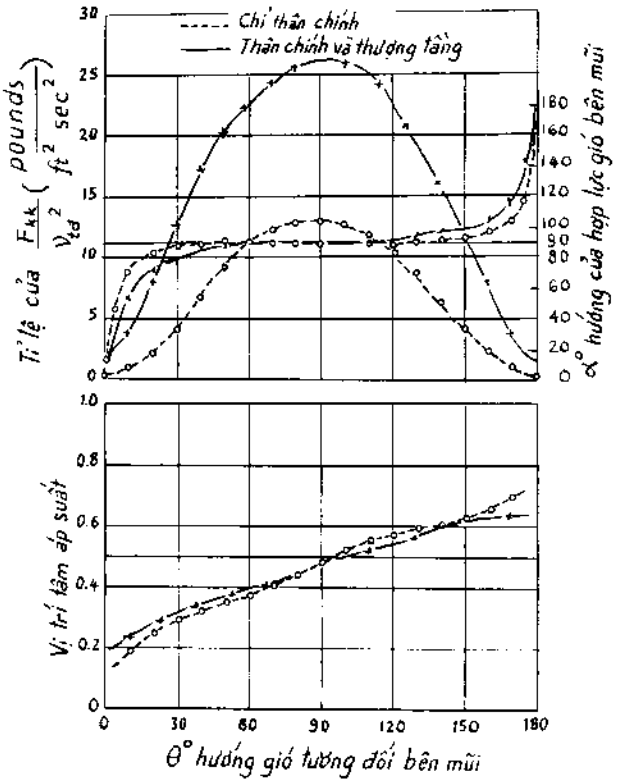
Nghiên cứu mở rộng về sức cản của thượng tầng do Hughes tiến hành, mô hình cấu tạo phần trên đường nước và thượng tầng lầu và cho kéo vừa xuôi vừa ngược nước ở nhiều tốc độ khác nhau, gió thổi ở những góc độ khác nhau, sức gió và hướng gió cũng khác nhau. Ba mô hình được sử dụng là tàu dầu, tàu hàng và tàu chuyên tuyến Atlantic, không để ý lan can, dây chằng...

Tốc độ tương đối của gió v_{td} được xác định (hình 11.22) và lực tổng F tác dụng lên mô hình được đo, cùng với hướng gió và tâm chịu gió. Ở góc θ không đổi của gió tương đối thổi bên mũi, trị số của F / v_{td}^2 được tìm ứng với các tốc độ.

Như đường cong F/v_{td}^2 và α được chỉ rõ trên hình 11.23, trong đó α là góc giữa đường tâm tàu và lực tổng hợp của gió. Trị số F/v_{td}^2 tối đa khi gió thổi ngang (on the beam) với diện tích chịu gió tối đa. Nó không tương ứng với sức cản gió tối đa khi tàu chuyển động ngược với gió. Sức cản gió tối đa xuất hiện khi gió thổi bên mũi 30°.

Tâm của lực gió gần sát mũi khi gió thổi gần đối diện tàu, tâm dịch chuyển về sau với θ tăng đến điểm gần lái khi gió thổi gần đằng lái.

Khi gió thổi ngang, diện tích chịu gió lớn nhất, cả thân chính và thượng tầng, pháp tuyến với gió và có cùng giá trị sức cản, như vậy diện tích hữu hiệu gần bằng diện tích hình chiếu dọc A_L (hình 11.24).



Hình 11.23. Lực tổng của gió và tâm áp suất

Đối với trường hợp ngược gió, thân chính tàu dưới boong thời tiết có sức cản riêng thấp nhiều hơn diện tích đối diện của thượng tầng. Hughes đã tìm ra tỉ số này 0,31; 0,27 và 0,26 đối với tàu dầu, tàu hàng và tàu chuyên tuyến tương ứng. Để áp dụng trong thực tế, diện tích tương đương có thể tìm bằng cách thêm vào 0,3 của diện tích hình chiếu thân chính cộng với diện tích hình chiếu thượng tầng cho ta diện tích hình chiếu ngang A_T (hình 11.24).

Hughes đưa thêm hệ số K, do vậy:

$$F = K\rho . v_{td}^2 \frac{(A_L \sin^2\theta + A_T \cos^2\theta)}{\cos(\alpha - \theta)} \qquad (11.26)$$

trong đó:

F - Tính bằng pounds;

v_{td} - Tính bằng feet/s;

ρ - Mật độ không khí $= \frac{0,077}{32,17} = 0,00238$

A_L và A_T tính bằng (ft^2)

K có trị số gần đúng 0,6 cho tất cả giá trị θ, thay đổi giữa 0,5 và 0,65.

Với v_{td} hải lý/h, biểu thức trên trở nên:

$$F = K.0{,}00238(1{,}689v_{td}^2)^2\,(A_L \sin^2\theta + A_T \cos^2\theta)/\cos(\alpha-\theta))$$

$$= K.0{,}0068v_{td}^2\,(A_L \sin^2\theta + A_T \cos^2\theta)/\cos(\alpha-\theta)$$

Khi ngược gió $\theta = \alpha = 0$ và sức cản gió sẽ là:

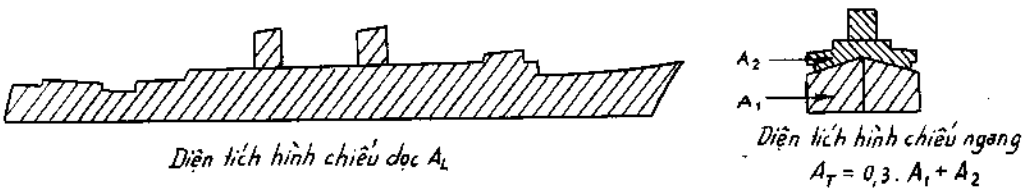
$$R_{KK} = F = K\rho A_T v_{td}^2 \;;\; v_{td} \text{ tính bằng feet/s} \qquad (11.27)$$

Vậy $\quad K = \dfrac{F}{\rho A_T v_{td}^2}$; K không thứ nguyên trong 1 đơn vị

Đặt $\quad K = 0{,}6;\; R_{KK} = 0{,}0041 A_T\, v_{td}^2$

Đối với góc nhỏ của gió bên mũi hoặc lái, lực gió trên đường chuyển động của tàu sẽ gần đúng Fcosα. Trị số của Fcosα $/\rho A_T / v_{td}^2$ hoặc Kcosα khi θ thay đổi như hình 11.25 chỉ rõ đối với tàu dầu, tàu hàng, tàu chuyên tuyến có thượng tầng bình thường. Những đường cong này chỉ rằng, dù cosα giảm khi tăng góc gió thực bên mũi hoặc đuôi, thí nghiệm đã xác định trị số F tăng cũng nhanh, vì sự tăng nhanh của diện tích chịu gió, θ bắt đầu từ 0° đến 180°.

Vậy tích Fcosα tăng cùng θ và sức cản tối đa khi tàu đi ngược gió xuất hiện trên cả 3 loại tàu, khi gió thổi khoảng 30° bên mũi.



Hình 11.24. Diện tích chịu gió trong sức cản không khí.

Sức cản ngược gió:

$$R_{KK} = F\cos\alpha = K\rho A_T v_{td}\cos\alpha \qquad (11.28)$$

Với R_{KK} tính bằng lb, v_{td} bằng hải lý/h và $\rho = 0{,}00238$

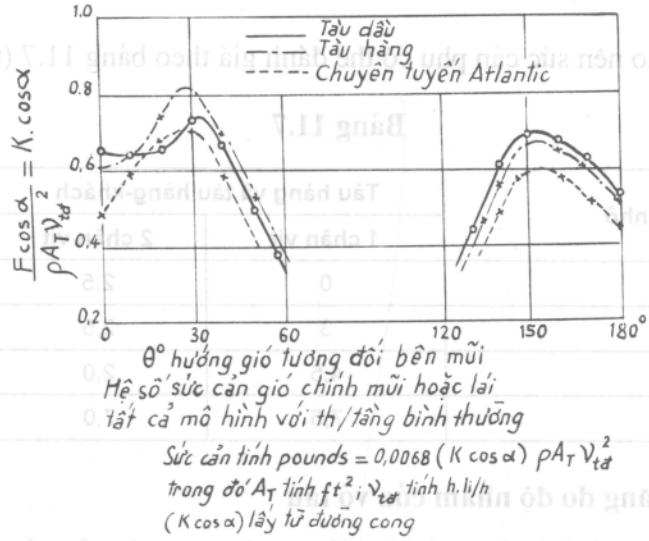
$$R_{KK} = 0{,}0068 A_T v_{td}^2 \,.\, K\cos\alpha \qquad (11.29)$$

Trong đó: Kcosα là tung độ trên hình ở giá trị tính toán.

Khi ngược gió $\alpha = 0$ và K từ hình 11.23 vào khoảng 0,6, vậy thì:

$$R_{KK} = 0{,}0068.A_T\,.\,0{,}6\,.\,v_{td}^2$$

$$= 0{,}0041\, A_T\, v_{td}^2$$



Hình 11.25

Đối với tấm phẳng có diện tích A_T pháp tuyến với gió, Stanton tìm giá trị $R / A_T v_{td}^2$ bằng 0,0040 phù hợp với trị số của Hughes đưa ra từ mô hình thử trong nước.

11.7. SỨC CẢN PHỤ

11.7.1. Sức cản những phần nhô

Các phần nhô có ảnh hưởng đáng kể đến sức cản toàn bộ của tàu. Đó là ki tàu, giá đỡ trục chân vịt, bánh lái, vây giảm lắc v.v... Sức cản phần nhô không xác định bằng khảo sát mô hình, bởi vì mô hình nhỏ, số Re của các phần nhô quá bé, do đó kết quả dễ sai. Vì vậy sức cản phần nhô coi như thành phần riêng và thêm vào sức cản toàn bộ. Nói chung, thành phần lực này không lớn, tuy nhiên trong một số trường hợp, đặc biệt tàu chạy nhanh và khi các phần nhô thiết kế không đúng, sức cản phần nhô có thể lên tới 25%. Ngược lại, có trường hợp phần nhô làm giảm sức cản như đặt bánh lái thoát nước của những tàu δ lớn, bánh lái coi như tăng chiều dài thân tàu, làm tốt dòng chảy và đẩy điểm rời dòng chảy hướng về đuôi tàu.

Sức cản phần nhô thông thường biểu thị bằng phần trăm sức cản toàn bộ. Để xác định loại sức cản đó, có thể sử dụng bảng 11.6. Sức cản phần nhô theo phần trăm sức cản toàn bộ.

Bảng 11.6

Loại tàu	$\upsilon_s / \sqrt{L}$		
	0,7	1,0	1,6
Tàu lớn, chạy nhanh, 4 chân vịt	10 ÷ 16	10 ÷ 16	
Tàu nhỏ, tàu chạy nhanh, 2 chân vịt	20 ÷ 30	17 ÷ 25	10 ÷ 15
Tàu nhỏ, 2 chân vịt, tốc độ trung bình	12 ÷ 30	10 ÷ 23	
Tàu lớn 2 chân vịt, tốc độ trung bình	8 ÷ 14	8 ÷ 14	
Tàu 1 chong chóng	2 ÷ 5	1 ÷ 5	

Từng phần nhô tạo nên sức cản phụ có thể đánh giá theo bảng 11.7 (theo Baker)

Bảng 11.7

Các phần nhô	Tàu hàng và tàu hàng-khách		Tàu chạy nhanh, tàu khách
	1 chân vịt	2 chân vịt	
Giá đỡ trục	0	2,5	4,0
Vây giảm lắc	3	2,5	2,5
Bánh lái	4,5	2,0	1,5
Tổng cộng	7,5	7,0	8,0

11.7.2. Sức cản tăng do độ nhám của vỏ tàu

Độ nhám của vỏ tàu ảnh hưởng rất lớn đến sự gia tăng sức cản của tàu. Sau khi tàu gõ rỉ, sơn, hạ thuỷ, cứ một ngày sức cản tăng 0,2 ÷ 0,5% sức cản toàn bộ của tàu.

11.7.3. Ảnh hưởng sóng biển và thời tiết đến sức cản của tàu

Xác định sức cản bằng thí nghiệm trong bể thử hoặc nhờ các phương pháp gần đúng với giả thiết bề mặt nước phẳng lý tưởng. Vì vậy, tốc độ của tàu được xác định nhờ các tính toán đó chỉ có thể trong những điều kiện thời tiết thuỷ văn thuận lợi, không gió, sóng.

Khi mặt biển có sóng, nếu tàu chạy theo hướng đường thẳng phải thực hiện thêm những chuyển động chu kỳ phức tạp gồm có chòng chành dọc, ngang và thẳng đứng. Các chuyển động phụ này làm tăng sức cản của tàu; khi chiều cao sóng và tốc độ tàu càng cao thì sức cản tăng càng nhiều.

Để thắng sức cản phụ do sóng biển và để giữ tốc độ không đổi phải tăng công suất máy tương ứng.

Tuy nhiên, đặc biệt trường hợp tàu nhanh đi hết tốc độ khi biển động mạnh, thậm chí có dự phòng công suất cũng không thể thoả mãn, vì hiện tượng quá phức tạp như nước tạt lên boong, sóng va đập, xuất hiện gia tốc lớn quá v.v.. Về phương diện kinh tế của tàu cũng không đạt được.

Qua nhiều năm khảo sát ảnh hưởng sóng đến sức cản của tàu và khảo sát đo sức cản mô hình với sóng nhân tạo trong bể thử cũng như khảo sát phân tích những tàu thực trên biển động một cách có hệ thống, cho thấy trong bể thử thí nghiệm, người ta chỉ có thể thực hiện sóng ở mũi hoặc ở đuôi tàu và không thể đo sức cản đối với những hướng đi của tàu khác nhau so với sóng. Ngoài ra, sóng tạo nên trong bể thử là sóng luôn luôn điều hoà không thay đổi profil, bởi vậy nó không giống sóng biển thường không điều hoà nhất là sóng của bão.

Kết quả khảo sát chỉ ra rằng, trong các chuyển động của tàu trên sóng, chòng chành dọc gây tăng sức cản nhiều nhất. Độ gia tăng này đạt cực đại khi mà chu kỳ sóng tàu gặp

phải trùng với chu kỳ chòng chành dọc của tàu, bấy giờ nước tạt lên boong mạnh hơn và gia tốc rất lớn, có thể xuất hiện tình huống không an toàn cho tàu. Chòng chành thẳng đứng có ảnh hưởng ít đến sự tăng sức cản, ảnh hưởng ít nhất là chòng chành ngang, kể cả khi biên độ của nó lớn.

Kết quả khảo sát mô hình một cách hệ thống cho phép rút ra kết luận quan trọng về trị số sức cản phụ R_Z do sóng biển, hoặc lượng giảm tốc độ.

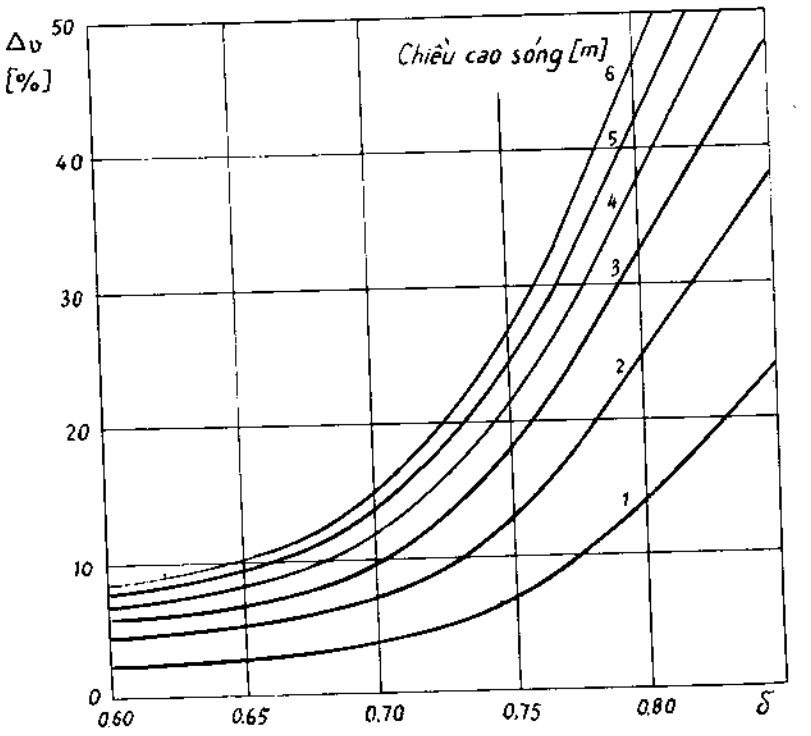
Đối với loại sức cản này, Havelock đưa ra công thức như sau:

$$R_Z = \frac{\rho}{2} g \cdot B \left(\frac{h}{2}\right)^2 \sin^2 i_E \qquad (11.30)$$

trong đó: h - Chiều cao sóng;

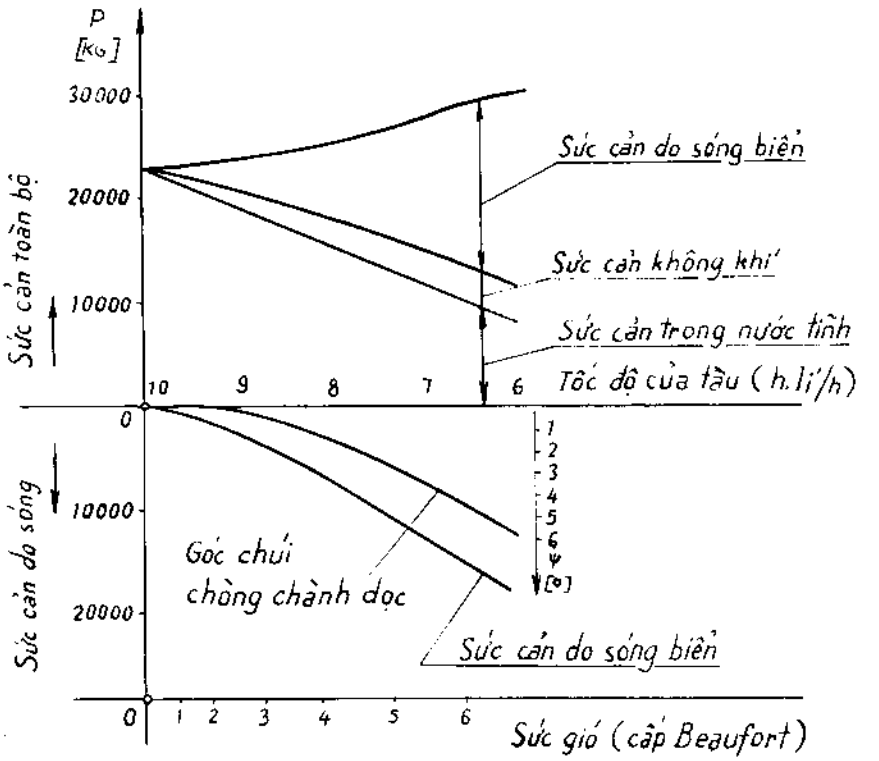
i_E - Nửa góc vào nước ở đường nước vận hành ở mũi.

Hình 11.26 cho biết kết quả khảo sát hệ thống mô hình có hệ số béo thể tích δ và chiều cao sóng khác nhau do Kempf nghiên cứu và xây dựng đồ thị.



Hình 11.26. Ảnh hưởng chiều cao sóng đến tốc độ

Hình 11.27 cho biết kết quả phân tích nhiều chuyến đi của tàu Haven-stein. Sự phân tích dựa vào việc đo tốc độ của tàu, trạng trái của biển, sức gió, vòng quay của máy v.v...; Kết luận sức cản phụ do sóng, gió phụ thuộc vào tốc độ của tàu và tình trạng thời tiết.



Hình 11.27. Sức cản phụ do sóng, gió phụ thuộc tốc độ tàu

Tốc độ của gió xác định theo công thức sau đây cho kết quả tốt:

$$v_w = 8\sqrt{h}$$

trong đó:

v_w - Tốc độ của gió tính bằng hải lý;

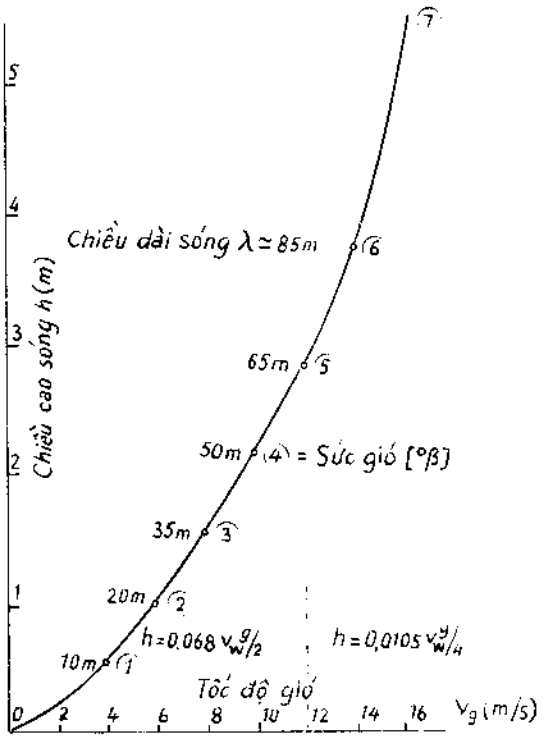
h - Chiều cao sóng tính bằng feet.

Hình 11.28 cho biết quan hệ giữa chiều cao sóng h, tốc độ gió v_w, chiều dài sóng cả sức gió theo cấp Beaufort. Đường cong trên hình được xây dựng đối với tốc độ gió trong khoảng 12m/s và chiều cao sóng:

$$h = 0{,}08\, v_w^{3/2}$$

Đối với tốc độ gió lớn hơn:

$$h = 0{,}0105\, v_w^{3/4}$$



Hình 11.28. Quan hệ giữa chiều cao, chiều dài sóng, tốc độ gió, sức gió Beaufort

Khi biển động sức cản tàu sẽ tăng làm giảm tốc độ tàu. Khi thiết kế tàu, sức cản của tàu được xác định trong nước tĩnh, do vậy phải tăng một số phần trăm nào đấy của sức cản, tức là phải tăng công suất máy thích hợp. Sự tăng công suất là cần thiết, nếu trong điều kiện thời tiết trung bình chiếm nhiều trong chuyến đi mà muốn đạt tốc độ như giả thiết thiết kế. Tăng sức cản với hệ số thích hợp gọi là hệ số thời tiết K_w phụ thuộc vào tuyến đường và mùa. Hệ số có thể lấy từ 1,15 đến 1,20, đôi khi có thể đến 1,30.

11.8. ẢNH HƯỞNG NƯỚC CẠN

11.8.1. Sức cản trong nước cạn

Sức cản của tàu thay đổi rất nhanh do ảnh hưởng của nước cạn, trong đó điểm đầu tiên là sự thay đổi đáng kể về dòng thế quanh thân tàu. Nếu tàu đang xem xét ở tư thế thẳng trong dòng chảy có chiều sâu giới hạn nhưng chiều rộng không giới hạn, nước chảy qua với tốc độ nhanh hơn trong nước sâu, do giảm áp suất nhiều và tàu tăng độ ngập, độ chúi và sức cản. Nếu thêm sự hạn chế chiều ngang như trong sông, kênh lạch, những ảnh hưởng này càng nhiều.

Ảnh hưởng thứ hai là sự thay đổi lớp sóng xuất hiện khi tàu đi qua từ nước sâu vào nước cạn. Sự thay đổi này được Havelock nghiên cứu điểm áp suất kích thích di chuyển trên mặt thoáng của nước.

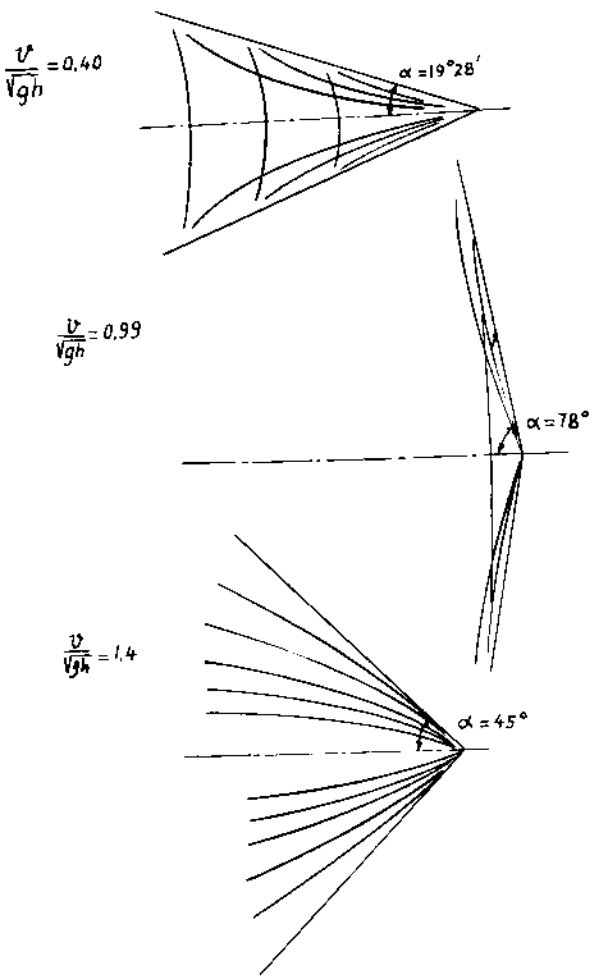
Khi nước rất sâu, dải sóng gồm sóng ngang và sóng chéo. Như đã nói ở tiết 11.3.2 chiều sâu nước h, tốc độ sóng bề mặt được biểu diễn bằng công thức:

$$v_s^2 = (gL_s / 2\pi) \tanh 2\pi h / L_s \quad (11.31)$$

trong đó: L_S - Chiều dài sóng tính từ đỉnh này đến đỉnh kia.

Khi h/L_S tăng, tanh $2\pi h/L_S$ gần bằng 1, đối với nước sâu, công thức thường dùng:

$$v_s^2 = gL_s / 2\pi$$



Hình 11.29. Ảnh hưởng nước cạn đến dải sóng

Chiều sâu h giảm, tỉ số h/L_S trở nên nhỏ, tanh $2\pi h/L_S$ gần bằng $2\pi h/L_S$ và nước cạn, tốc độ sóng gần bằng:

$$v_s^2 = gh \tag{11.33}$$

Khi tốc độ nhỏ hơn $v = \sqrt{gh}$ hệ sóng gồm có sóng ngang và sóng chéo như ở nước sâu.

Khi tốc độ $v = \sqrt{gh}$, hệ sóng không còn sóng chéo.

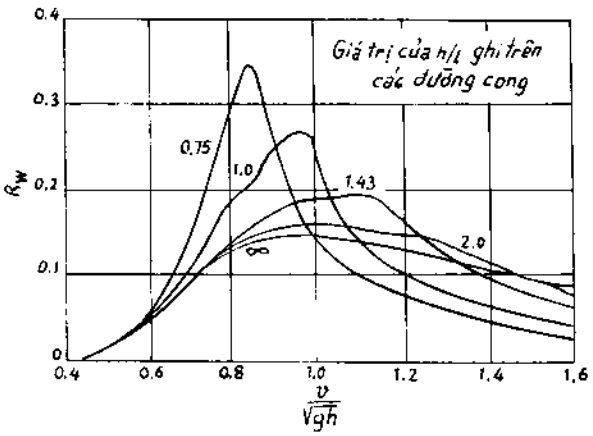
Khi tốc độ nhỏ hơn khoảng $0,4\sqrt{gh}$, hệ sóng được khép kín bởi đường thẳng làm thành góc $\alpha = 19°28'$ với đường tâm tàu như khi nước sâu.

Khi v tăng trên giá trị này, góc tăng và gần 90°, v gần bằng $\sqrt{gh}$ được gọi là tốc độ tới hạn (critical velocity).

Điểm áp suất bây giờ gây dòng rối và di chuyển cùng tốc độ như của nó và tất cả ảnh hưởng sóng tập trung trong một đỉnh qua điểm tại góc vuông, thẳng góc với hướng chuyển động của nó. Dạng sóng này phù hợp với sự quan sát mô hình và tàu khi chạy ở tốc độ tới hạn trong nước cạn. Toàn bộ năng lượng được chuyển qua sóng và sóng đó được gọi là sóng chuyển vị.

Khi tốc độ vượt quá $\sqrt{gh}$, góc giảm tiếp, hệ sóng chứa đường thẳng $\sin^2\alpha = gh/v^2$, hình 11.29. Bây giờ chỉ còn sóng chéo không có sóng ngang hoặc đỉnh.

Ảnh hưởng tác động đến sức cản do những thay đổi này trong dòng nước cạn được Havelock nghiên cứu, áp suất rối trên đoạn thẳng l và ở độ sâu h. Mỗi đường cong ghi giá trị của tỉ số chiều sâu nước h và chiều dài đặc trưng l đoạn rối, ký hiệu ∞ là ở nước sâu. Khi $h/\lambda = 0,75$ có chóp tương ứng tốc độ $v = \sqrt{gh} = 0,86$. Vậy $\sqrt{h/l} = 0,866$, tương ứng $v = \sqrt{gh} = 1$, chóp tương ứng tốc độ sóng chuyển vị đối với độ sâu riêng biệt, hoặc tốc độ tới hạn. Ở tốc độ đó, sức cản rất lớn hơn ở nước sâu nhưng cuối cùng tốc độ đủ cao, sức cản trở lại nhỏ hơn ở nước sâu tương đương. Độ sâu này có giá trị quan trọng ở các tốc độ thử và có thể gây sai kết quả trong quan hệ giữa công suất và tốc độ.



Hình 11.30. Ảnh hưởng nước cạn đến sức cản sóng.

Các tốc độ dưới và trên $v = \sqrt{gh}$ phù hợp dưới và trên tới hạn, tương ứng gần như các tàu khai thác ở vùng dưới tới hạn, trừ những tàu phóng ngư lôi, tàu qua kênh, các kiểu tàu tương tự. Từ phương trình 11.31 thấy rằng độ sâu của nước làm giảm tốc độ của sóng, đối với chiều dài sóng đã chọn cũng giảm. Tàu chạy trong nước cạn thấp hơn ở nước sâu, chỗ lồi và chỗ lõm trên đường cong sức cản xuất hiện ở tốc độ thấp hơn và nước cạn hơn.

Schlichting phân tích ảnh hưởng nước cạn năm 1934. Công trình chỉ rõ sự tăng sức cản trong nước cạn ở tốc độ dưới tới hạn (subcritical speeds), không giảm ở tốc độ trên tới hạn (supercritical speeds) và trong nước cạn không giới hạn chiều ngang. Sự phân tích được dựa trên sự xem xét lý thuyết và mô hình thí nghiệm ở bể thử Hamburg và Vienne.

Ví dụ đường cong sức cản ma sát và sức cản toàn bộ ở nước sâu chỉ rõ trên hình 11.31. Ở tốc độ riêng biệt nào đó v_∞ trong nước sâu tương ứng R_F và R_T. Ở tốc độ này, sóng được gây nên do tàu có chiều dài sóng L_S.

$$v_\infty^2 = gL_s / 2\pi$$

Trong nước sâu h cùng chiều dài sóng L_S được gây nên ở tốc độ thấp hơn hoặc tốc độ giữa υ_I.

$$v_I^2 = (gL_S / 2\pi)\tanh 2\pi h / L_S$$

và tỉ số giữa hai tốc độ là:

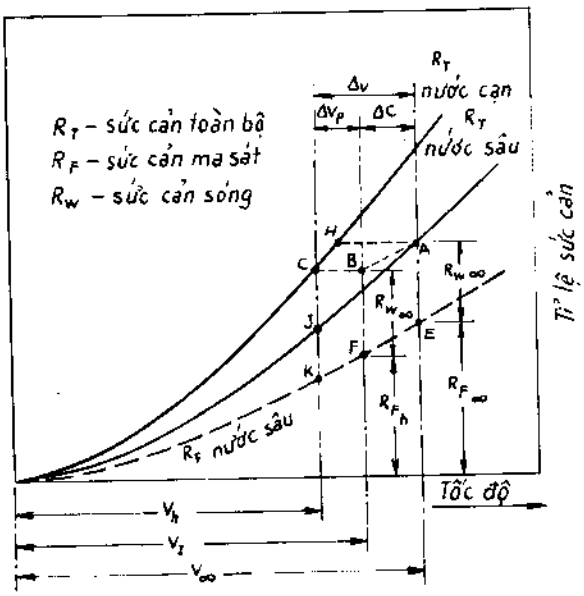
$$\frac{v_I}{v_\infty} = (\tanh 2\pi h / L_S)^{1/2}$$

$$= (\tanh . gh / v_\infty^2)^{1/2}$$

$$\frac{v_I}{v_\infty} = (\tanh . gh / v_\infty^2)^{1/2}$$

Đường cong v_I / v_∞ trên hình 11.32 là hàm của $v_\infty / \sqrt{gh}$. Lượng giảm tốc độ được tính:

$$v_\infty = v_I + \Delta C$$



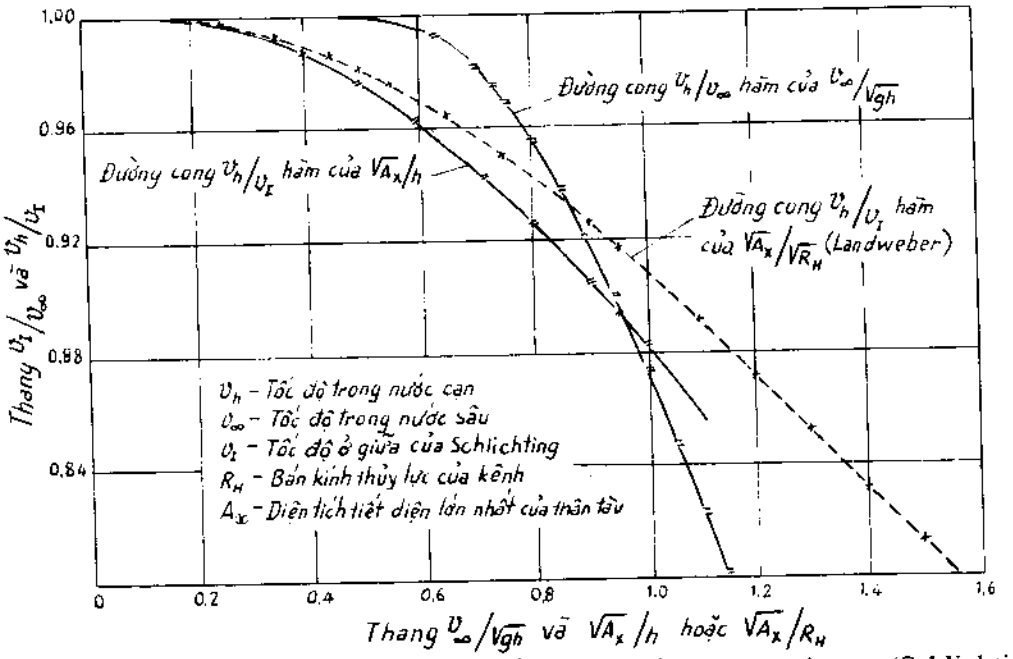
Hình 11.31. Xác định sức cản nước cạn bằng phương pháp Schlichting

Trong hình 11.31, Schlichting giả thiết rằng sức cản sóng trong nước cạn ở tốc độ v_I như tốc độ v_∞ nước sâu. Sức cản toàn bộ, tại tốc độ v_I bằng sức cản sóng R_∞ với sức cản ma sát nước cạn R_{Fh} đó là điểm B. Đoạn thẳng AB thực sự song song với EF.

Có sự mất tốc độ Δv_p vì sự tăng dịch chuyển dòng chảy quanh thân tàu, do sự hạn chế diện tích vùng gần đáy, cuối cùng tốc độ $v_h = v_I - \Delta v_p$. Schlichting xem xét lượng giảm tốc độ này bằng mô hình thử trong nước sâu và nước cạn. Ông đã tìm thông số chính kiểm tra Δv_p là tỉ số $\sqrt{A_x} / h$.

trong đó: A_x - Diện tích tiết diện ngang lớn nhất của thân tàu;

h - Độ sâu của nước.



Hình 11.32. Đường cong tỉ số tốc độ để tính sức cản trong nước cạn (Schlichting)

Hình 11.32 chỉ rõ đường cong v_h / v_I hàm của $\sqrt{A_x} / h$ do Schlichting thiết lập từ mô hình thử của ông cũng như quan hệ giữa v_I và v_∞ cho những độ sâu h khác nhau của nước. Nên chú ý rằng tỉ số v_I / v_∞ gần bằng 1 đối với giá trị $v_\infty / \sqrt{gh}$ nhỏ hơn 0,1, vì thế trong vùng này, ảnh hưởng sức cản sóng không quan trọng. Trong hình 11.31, nếu khoảng Δv_p đặt nằm ngang từ điểm B, cho ta BC, điểm C sẽ nằm trên đường cong sức cản toàn bộ trong nước cạn, tương ứng với tốc độ v_h. Cách xây dựng này cho ta một số điểm, nối các điểm đó lại chúng ta được đường cong.

Nên lưu ý rằng tại điểm C, tổng sức cản trong nước cạn ở tốc độ v_h là nhỏ hơn trong nước sâu tại tốc độ v_∞ - điểm A. Nếu muốn tìm tốc độ tàu trong nước cạn có cùng tổng sức cản, có thể tính gần đúng tại điểm H.

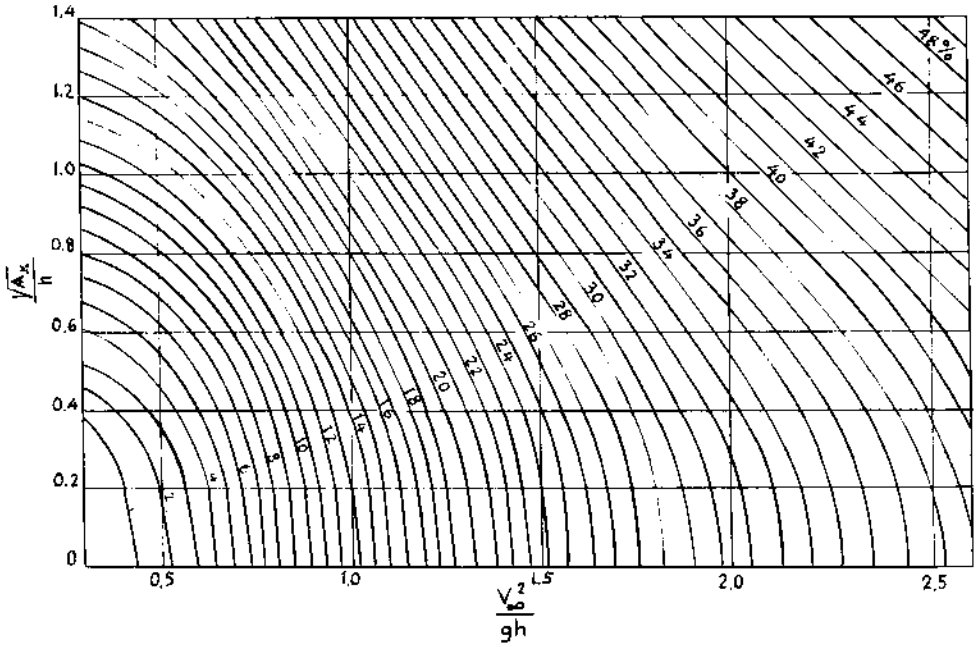
Lượng mất tốc độ toàn bộ là:

$$\Delta v = \Delta C + \Delta v_p$$

Có thể biểu diễn phần trăm như:

$$\Delta v/v_\infty \,.\, 100 = (v_\infty - v_h) / v_\infty \,.\, 100$$

Tính phần trăm này thể hiện dạng các đường cong trong hình 11.33.



Hình 11.33. Đồ thị Schlichting để tính độ giảm tốc độ trong nước cạn

Tổn thất chung tốc độ cho Δv theo các đường cong

tính phần trăm tốc độ Δv/v . 100

Ví dụ 11.5. Áp dụng những đường cong (hình 11.32). Tàu chở quặng có các kích thước 370 ft x 64ft x 17,5ft. Lượng chiếm nước 8850LT (Longtons). Tàu chạy nước sâu có tốc độ 13 hlí/h, khi chạy trong nước cạn h = 24 ft, không hạn chế chiều ngang. Cho biết:

$$A_x = 1111{,}3\,ft^2\ ;\ \sqrt{A_x} = 33{,}34$$

và $$\sqrt{A_x}/h = 33{,}34/24 = 1{,}389$$

$$v_\infty/\sqrt{gh} = (13.1{,}689)/(32{,}2.24)^{1/2} = 0{,}790$$

và $$v_\infty^2/gh = (0{,}79)^2 = 0{,}624$$

Từ các đường cong trong hình 11.33, lượng mất tốc độ $\Delta\upsilon/\upsilon_\infty$ = 20,3% và tốc độ của tàu bằng 10,35 hl/h.

Khi nước cạn có giới hạn chiều ngang như cửa sông, sông hoặc kệnh rạch sự tăng sức cản hoặc giảm tốc độ lại càng tăng. Năm 1939, Landweber công bố kết quả thí nghiệm sức cản của mô hình tàu vận tải trong một số kích thước khác nhau về kênh chữ nhật, ở các tốc độ dưới tốc độ tới hạn.

Phân tích các thống kê khảo sát của Landweber, đồng thời có mở rộng phương pháp của Landweber nói trên về sức cản nước cạn, trong trường hợp có giới hạn chiều ngang.

Trong nước cạn không giới hạn chiều ngang, sự giảm tốc độ là hàm của $\sqrt{A_x / h}$, và Landweber tìm kiếm một thông số tương tự khi đưa chiều rộng b của kênh. Ông gọi thông số này là "bán kính thuỷ lực" của kênh, R_H và được định nghĩa:

$$R_H = \frac{\text{diện tích tiết diện ngang của kênh}}{\text{chu vi ướt}} \qquad (11.34)$$

Đối với kênh hình chữ nhật có chiều rộng b và chiều sâu h:

$$R_H = bh / (b + 2h) \qquad (11.35)$$

Khi b rất lớn, $R_H = h$, điều này tương ứng trường hợp nước cạn không giới hạn chiều rộng.

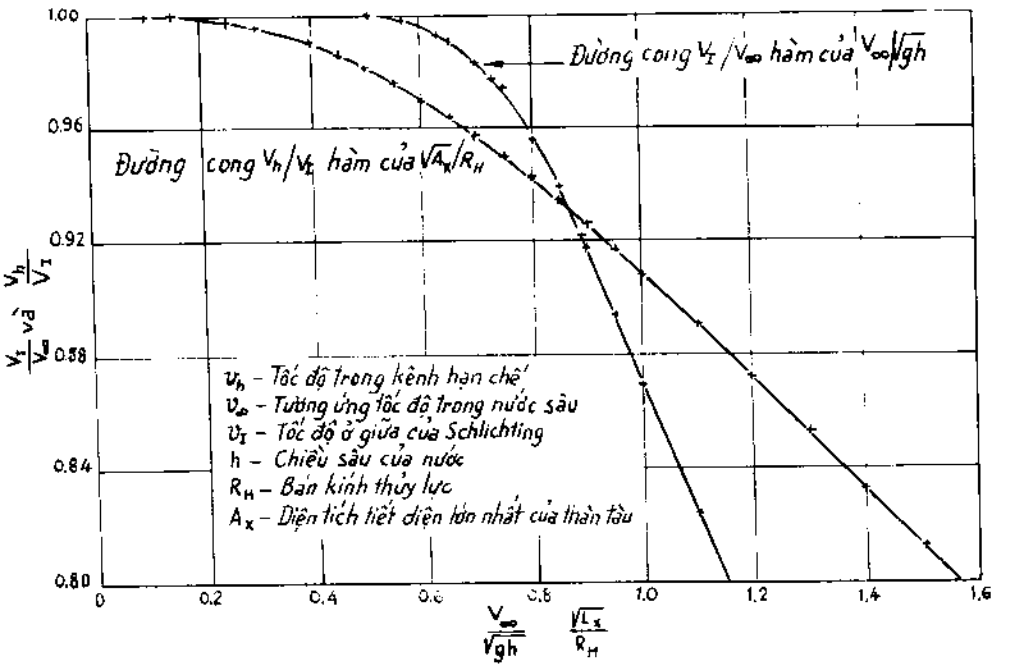
Khi tàu hoặc mô hình trong kênh hình chữ nhật, bán kính thuỷ lực:

$$R_H = (bh - Ax) / (b + 2h + p) \qquad (11.36)$$

trong đó: A_x: Diện tích tiết diện ngang lớn nhất của tàu

p - Chu vi ướt của tàu tại tiết diện đó.

Từ kết quả mô hình, Landweber có thể vạch lại một đường cong tỉ số υ_h/υ_I là hàm của $\sqrt{A_x / R_H}$ để dùng cho nước hạn chế trong kênh.



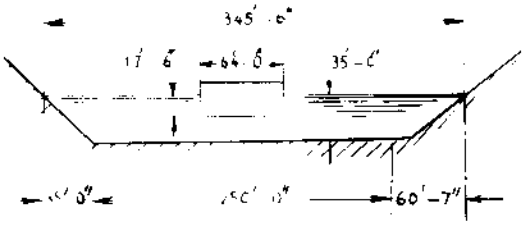
Hình 11.34. Đường cong tỉ số tốc độ để tính sức cản trong nước cạn (Landweber)

Đường cong đó chỉ rõ ở hình 11.34 cũng có dạng giống với đường cong ở hình 11.32 nhưng hoàn toàn khác bởi vì Schlichting bỏ qua ảnh hưởng chiều rộng trong thí nghiệm.

Saunders thích dùng đường cong của Landweber vì cả trong nước cạn và hạn chế như chính trị số $\sqrt{A_x}$ / h hoặc $\sqrt{A_x}$ / R_H càng cần thiết.

Để hoàn thiện và tiện lợi trong sử dụng, vì vậy v_1 / v_∞ hàm của $v_\infty / \sqrt{gh}$ được lặp lại trong hình 11.34.

Tính sức cản trong kênh cũng ví dụ trên tính cho trường hợp tàu chạy trong kênh hạn chế (hình 11.35).



Diện tích tiết diện ngang của kênh:
$A0 = [(250.35) + (35)^2/2 + (60,6 . 35/2)] = 10423\ ft^2$
Và chu vi ướt của kênh:
$= [250 + 35\cos45^o + 35\cos30^o] = 369,5ft$

Hình 11.35

Diện tích tiết diện ngang lớn nhất của tàu là 111,3 ft^2 và chu vi ướt của tàu 98 ft. Từ đây:

$$R_H = (10423 - 1111) / (369,5 + 98) = 9312 / 467,5 = 19,92 \text{ ft}$$

và tỉ số $\sqrt{A_x} / R_H = 33,34 / 19,92 = 1,67$

Chiều sâu tương đương của kênh đã tính tốc độ tới hạn của sóng:

$$\frac{\text{Diện tích tiết diện ngang}}{\text{Chiều rộng tại mặt nước}} = \frac{10423}{345,6} = 30,16 \text{ ft}$$

Tính tốc độ của tàu trong kênh, khi sức cản bằng ở nước sâu, v = 8 hlí/h

$$v_\infty = 8 \text{ hlí/h} = 13,51 \text{ fps (feet per second)}$$

và $v_\infty / \sqrt{gh} = 13,51 / (32,2 . 30,16)^{1/2} = 0,43$

Từ hình 11.32, tỉ số $v_l/v_\infty = 1$, $v_l = v_\infty$, như vậy không có ảnh hưởng sức cản sóng và tính cả sự giảm tốc độ là do thế dòng thay đổi.

Từ hình 11.34

$$\sqrt{A_x} / R_H = 1,67 , \quad v_l/v_\infty = 0,783$$

Từ $v_l = v_\infty$

$$v_h = 0,783 \,.\, v_\infty = 0,783 \,.\, 13,51 = 10,6 \text{ fps} = 6,28 \text{ hlí/h}$$

hoặc tốc độ giảm 22%

Ngẫu nhiên, nếu đường cong của Landweber được áp dụng khi nước cạn và hạn chế như Saunders đề nghị thay bằng Schlichting thì tốc độ giảm trong nước cạn 18,6% thay vì 20,3% đã tìm trước đây, tốc độ 10,50 hlí/h thay vì 10,35 hlí/h.

Ví dụ 11.6: Tính tốc độ tới hạn của tàu khách trong nước tĩnh có độ sâu h = 2,0m và trong kênh có tiết diện hình chữ nhật cùng độ sâu và chiều rộng b = 16,0m. Cho biết tàu dài L = 62,00m; B = 8,5m; T = 1,30m; bán kính hông tàu R_o = 0,30.

Bài giải:

Tốc tới hạn trong nước tĩnh, chúng ta tính từ công thức:

$$v_{t/h} = \sqrt{gh}$$

Sau khi thay những đại lượng đã biết, chúng ta có:

$$v_{t/h} = \sqrt{9,81.2,0} = 4,43\,m/s = 15,95\,km/h$$

Tốc độ tới hạn trong kênh:

$$v_{t/h} = \sqrt{g.\frac{A_o - A_x}{p}}$$

Trong đó diện tích tiết diện ngang của kênh:

$$A_o = bh = 16,0 \,.\, 2,0 = 32,0 \text{ m}^2$$

Diện tích tiết diện ngang lớn nhất của tàu mạn thẳng vuông góc với nước, biết chiều chìm, chiều rộng B, bán kính hông R_o.

$$A_x = B(T - R_o) + (B - 2R_o) \,.\, R_o + \frac{1}{2} \,.\, \frac{\pi(2R_o^2)}{4}$$

$$= 8,5\,(1,30 - 0,30) + (8,5 - 2 \,.\, 0,30)\,0,30 + \frac{1}{2} \,.\, \frac{\pi(2 \,.\, 0,30)^2}{4} = 11,01\,m^2$$

Chu vi của kênh và chu vi của sườn lớn nhất:

$$p = (b + 2h) + 2\,(T - R_o) + (B - 2R_o) + \pi R_o =$$

$$= (16,0 + 2 \,.\, 2,0) + (1,30 - 0,30) + (8,5 - 2 \,.\, 0,30) + \pi \,.\, 0,30 = 10,84m$$

Sau khi thay các số liệu đã tính vào công thức, tốc độ tới hạn trong kênh:

$$v_{t/h} = 9{,}81\sqrt{\frac{32{,}0-11{,}01}{10{,}84}} = 4{,}36\,m/s = 15{,}68\,km/h$$

$$v_{t/h} = 15{,}68 \text{ km/h}$$

11.8.2. Hiện tượng dòng chảy và sức cản của tàu khi chuyển động trong kênh

Hiện tượng xuất hiện khi tàu chuyển động trong kênh cơ bản không khác hiện tượng xuất hiện khi tàu chuyển động trong nước tĩnh, tuy nhiên tất cả đặc tính dòng chảy có độ sâu hạn chế, ảnh hưởng đến dạng dòng chảy và sức cản xuất hiện mạnh hơn.

Hiện tượng quan trọng nhất xuất hiện khi tàu chuyển động trong kênh là xuất hiện dòng chảy ngược và tạo ra sóng đơn giống như khi tàu chuyển động trong nước tĩnh. Cả hai hiện tượng và đặc biệt hiện tượng thứ nhất xuất hiện mạnh hơn khi tàu chạy trong kênh.

Dòng chảy ngược (lùi) xuất hiện trong kênh do tiết diện dòng nước nhỏ nơi có tàu. Nước trong kênh trước và sau tàu ở dạng tĩnh. Hai bên mạn tàu, nước bao quanh tàu. Do tốc độ nhỏ có tốc độ nhất định ngược hướng chuyển động của tàu. Chúng ta gọi đó là dòng chảy ngược.

Dòng chảy ngược xuất hiện gây hạ thấp mặt nước 2 bên mạn tàu, là kết quả hạ áp suất do tăng tốc độ dòng chảy. Bề mặt nước hạ thấp gây tiết diện dòng nước giảm, làm tăng tốc độ dòng ngược.

Tốc độ tới hạn trong kênh không chỉ phụ thuộc độ sâu của nước mà còn phụ thuộc chiều rộng của kênh:

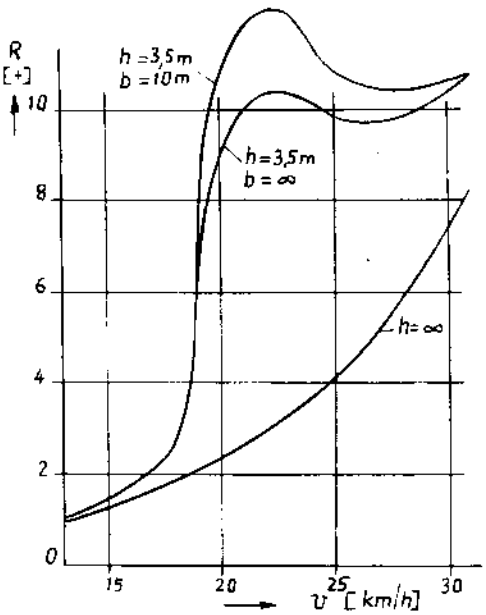
$$v_{t/h} = \sqrt{g\frac{S_r}{U_r}} = \sqrt{gR_H} \qquad (11.37)$$

trong đó: R_H - Bán kính thuỷ lực của kênh

S_r - Diện tích tiết diện của kênh tại vị trí có tàu, không tính diện tích sườn giữa của tàu.

U_r - Tổng đường bao ngập nước của kênh và của tàu.

Khi ở dưới tốc độ tới hạn, chiều cao sóng đơn trước mũi nâng mũi lên, đuôi và giữa tàu hạ thấp do mép nước thấp xuống và tàu chúi đuôi. Khi trên tốc độ tới hạn, độ chúi giảm rất nhiều.



Hình 11.36. Ảnh hưởng độ sâu và chiều rộng của kênh đến đường cong sức cản.

Hình 11.36 biểu diễn đường cong sức cản của tàu trong kênh và trong nước sâu.

Từ hình vẽ cho thấy sức cản tối đa cục bộ trên đường cong xuất hiện khi tốc độ gần tốc độ tới hạn. Sức cản tối đa càng lớn, kênh càng hẹp. Khi trên tốc độ tới hạn sức cản giảm nhanh như khi tàu chuyển động trong nước tĩnh, nhưng lượng giảm lớn hơn, thấp hơn sức cản trong nước sâu.

Ngoài ra có sự thay đổi cơ bản trong sức cản sóng, do kết quả thay đổi vùng sóng quanh tàu, khi tàu chuyển động trong kênh sức cản sóng lớn hơn nhiều sức cản ma sát, sức cản áp suất và cũng như xuất hiện thành phần sức cản phụ - sức cản đổ dốc.

Tăng sức cản ma sát của tàu dựa trên sự tăng tốc độ tương đối của dòng do có dòng ngược (lùi). Tốc độ trung bình của dòng gần đúng bằng tổng tốc độ dòng ngược và tốc độ tàu. Sự thay đổi sức cản áp suất do sóng chồng tầng tác động vào tàu. Tàu tác động tương tự piston trong xy lanh, gây tăng áp suất trước mũi, hạ thấp áp suất ở đuôi.

Khi tốc độ tàu trên tốc độ tới hạn, sức cản sóng giảm do giảm chiều cao sóng cũng như do san bằng mực nước, làm giảm hoặc mất đi sức cản dốc.

Trong thực tế của kênh, tàu đạt tốc độ trên tốc độ tới hạn, cần công suất lắp đặt lớn nhiều trong một số ít trường hợp tàu có chức năng đặc biệt. Tàu hàng thông thường, tàu khách hoặc tàu kéo do máy không đủ công suất nên không đạt được tốc độ trên tới hạn, về phương diện kinh tế vận tải cũng không phải mục đích, bởi vì tăng tốc độ trên tốc độ giới hạn nào đó, phụ thuộc hình dáng profil kênh, và kích thước của nó, yêu cầu tăng công suất lắp đặt do sức cản tăng quá nhanh.

Cũng phải chú ý rằng, khi tốc độ giảm dưới tốc độ tới hạn, do tạo sóng cao làm hỏng bờ kênh và quy định của cơ quan quản lý đường thuỷ nên không cho phép tàu chạy trong kênh với tốc độ lớn hơn $v \approx 0{,}55\ v_{t/h}$.

Thông số cơ bản đặc trưng cho chuyển động của tàu trong kênh là tốc độ dòng chảy ngược có thể dễ dàng tính trên cơ sở phương trình liên tục và định luật Bernouilli. Nếu chúng ta ký hiệu v - tốc độ tàu so với bờ, v_{pw} - tốc độ dòng chảy ngược, theo định luật Bernouilli, độ giảm bề mặt nước $\Delta h = h_2 - h_1$ có thể tính từ hệ thức:

$$h_1 + \frac{v^2}{2g} = h_2 + \frac{(v_{pw} + v)^2}{2g} \qquad (11.38)$$

Từ đó:

$$\Delta h = \frac{(v_{pm} + v)^2 - v^2}{2g} \qquad (11.39)$$

Sau khi đơn giản:

$$\frac{v_{pw}}{v} = -1 + \sqrt{1 + \frac{2g\Delta h}{v^2}} \qquad (11.40)$$

Nếu chúng ta ký hiệu A_o - Diện tích tiết diện nước trong kênh;

A_r - Diện tích tiết diện nước trong kênh nơi có tàu.

$$A_r = A_o - A_x\, b_{t/b} \cdot \Delta_h - A_x \qquad (11.41)$$

Bây giờ phù hợp phương pháp tính liên tục:

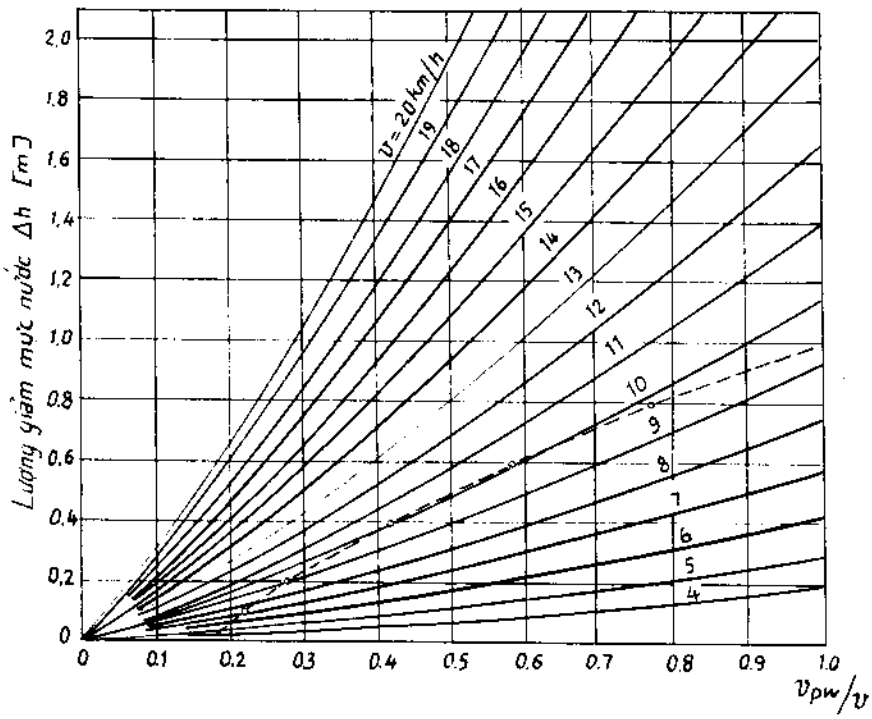
$$A_o\, v = A_r\, (v + v_{pw}) \qquad (11.42)$$

Và do đó:

$$\frac{v_{pw}}{v} = \frac{A_o - A_r}{A_r} = \frac{b_{t/b}\Delta h + A_x}{A_r} \qquad (11.43)$$

So sánh vế bên phải của phương trình (11.40) và (11.43) chúng ta có phương trình:

$$\frac{b_{t/b} \cdot \Delta h + A_x}{A_r} = -1 + \sqrt{1 + \frac{2g\Delta h}{v^2}}$$



Hình 11.37. Lượng giảm mực nước phụ thuộc vào tốc độ tàu và dòng chảy ngược

Từ đó có thể tính Δh và sau đó thay Δh vào phương trình (11.40) hoặc (11.43) tính v_{pw}. Để dễ tính, thiết lập đồ thị (hình 11.37) phụ thuộc Δh và v_{pw}/v với những tốc độ v khác nhau. Nếu từ phương trình (11.41) xác định Δh, chúng ta có:

$$\Delta h = \frac{2v_{pw}v + v_{pw}^2}{2g} \qquad (11.44)$$

hoặc
$$\Delta h = \frac{2\frac{v_{pw}}{v} + \left(\frac{v_{pw}}{v}\right)^2}{2g} v^2 = C_1 . v^2 \qquad (11.45)$$

Giá trị của hệ số C_1 ở bảng 11.8

Bảng 11.8

υ_{pw}/υ	C_1	υ_{pw}/υ	C_1
0.05	0,00522	0,40	0,04893
0.10	0,01070	0,50	0,06371
0.15	0,01644	0,60	0,07951
0.20	0,02243	0,70	0,09633
0.25	0,02867	0,80	0,11417
0.30	0,03517	0,90	0,13303

Sức cản dốc có thể tính từ công thức:

$$R_S = \gamma . V . J \qquad (11.46)$$

trong đó: J là độ dốc thuỷ lực. Độ dốc thuỷ lực J phụ thuộc vào tốc độ dòng chảy ngược và có thể xác định công thức kinh nghiệm của Hessla:

$$v_{pw} = C_2 \left(1 + 0,5\sqrt{R_H}\right)\sqrt{R_H J} \qquad (11.47)$$

trong đó C_2 là hệ số phụ thuộc vào loại đáy kênh và bán kính thuỷ lực R_H. Hệ số C_2 có thể xác định từ bảng 11.9.

Từ các công thức ở trên có thể tính tốc độ của dòng chảy ngược, gây nên mặt nước thấp và từ đó làm tăng sức cản ma sát và sức cản dốc. Đó là cơ sở để tính sức cản của tàu trong kênh. Phương pháp tính sẽ giới thiệu ở ví dụ dưới đây:

Trị số của hệ số C_2 trong công thức 11.47

Bảng 11.9

Loại đáy kênh	Bán kính thuỷ lực R_H (m)					
	0,10	0,30	0,60	1,0	3,0	6,0
Gỗ hoặc bê tông	71,6	77,9	79,7	80,4	81,2	81,4
Đá cục lớn	55,6	65,6	68,7	70,1	71,7	72,1
Đá dăm	34,5	47,7	54,2	57,7	62,0	63,2
Đất	16,3	26,3	34,0	29,5	50,2	54,4
Vôi gạch vỡ	11,6	19,1	25,3	30,2	39,7	44,6

Ví dụ 11.6: Tính tốc độ dòng chảy ngược và độ giảm mặt nước của xà lan tự hành chạy trong kênh với tốc độ v = 9,0 km/h. Cho biết, chiều dài xà lan L = 56,0m; chiều rộng B = 7,20m; chiều chìm T = 1,15m; δ = 0,873; β = 0,947. Các thông số cho biết của kênh: chiều rộng mặt nước của kênh b = 32,0m; độ sâu 2,8; độ nghiêng của bờ kênh 1:2,5; đáy kênh đá dăm.

Bài giải:

Đối với tốc độ đã cho biểu diễn bằng m/s:

$$v = 9{,}0 \text{ km/h} = 2{,}5 \text{ m/s}$$

Giả thiết lần lượt v_{pw}/v, vận dụng từ công thức (11.45):

$$\Delta h = C_1 \,.\, v^2$$

$$\Delta h = C_1 \,.\, 2{,}50^2 = 5{,}25 \,.\, C_1$$

Trị số C_1 được xác định từ bảng (11.8), chúng ta tính trị số Δh. Phép tính thể hiện ở bảng 11.10

Bảng 11.10

υ_{pw}/υ	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40
C_1	0,01070	0,01644	0,02243	0,02867	0,03517	0,04893
Δh(m)	0,0668	0,1028	0,1403	0,1793	0,2197	0,3060

Nhờ công thức:

$$\frac{v_{pw}}{v} = \frac{A_x + b_{t/b} \,.\, \Delta h}{A_r}$$

Trong đó: A_r - diện tích còn lại của kênh

Giả thiết lần lượt Δh, chúng ta tính v_{pw}/v, và lần lượt các yếu tố trong công thức trên:

$$A_x = \beta BT = 0{,}947 \,.\, 7{,}20 \,.\, 1{,}15 = 7{,}84 m^2$$

$$b_{t/b} = b - i \,.\, \Delta h$$

$$= 32{,}0 - 2{,}5 \,.\, \Delta h$$

Diện tích tiết diện còn lại của kênh:

$$A_r = A_o - A_x - b_{t/b} \,.\, \Delta h$$

$$A_o = (b + b - 2h.i)\frac{h}{2} = (32{,}0 + 32{,}0 - 2.2{,}8.2{,}5)\frac{2{,}8}{2} = 70{,}0 m^2$$

$$A_r = 70{,}0 - 7{,}84 - (32{,}0 - 2{,}5\,\Delta h)\,\Delta h =$$

$$= 62{,}16 - 32{,}0 \,.\, \Delta h + 2{,}5\,\Delta h^2$$

Cuối cùng hệ thức được biểu diễn bằng công thức có dạng:

$$\frac{v_{pw}}{v} = \frac{7,84+(32,0-2,5\Delta h)\Delta h}{62,16-32,0.\Delta h+2,5\Delta h^2} = \frac{7,84+32,0\Delta h-2,5\Delta h^2}{62,16-32,0\Delta h+2,5\Delta h^2}$$

Phép tính thể hiện bằng công thức cuối với giả thiết trị số Δh, chúng ta lập bảng 11.11.

Giá trị Δh phụ thuộc v_{pw}/v từ bảng 11.10 và 11.11 đưa lên đồ thị hình 11.38 dạng các đường cong. Điểm giao nhau giữa 2 đường cong, chúng ta đọc trị số cần trên, trong đó:

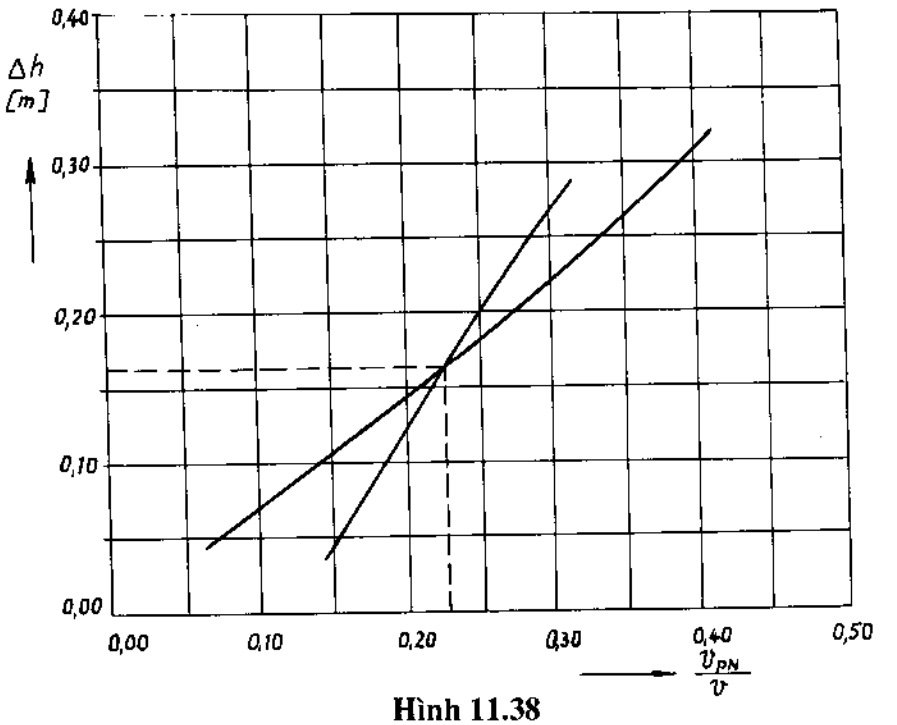
$$\frac{v_{pw}}{v} = 0,227$$

$$v_{pw} = 0,227 \,.\, v = 0,227 \,.\, 2,5 = 0,568 \text{ m/s}$$

$$\Delta h = 0,262 \text{ m}$$

Bảng 11.11

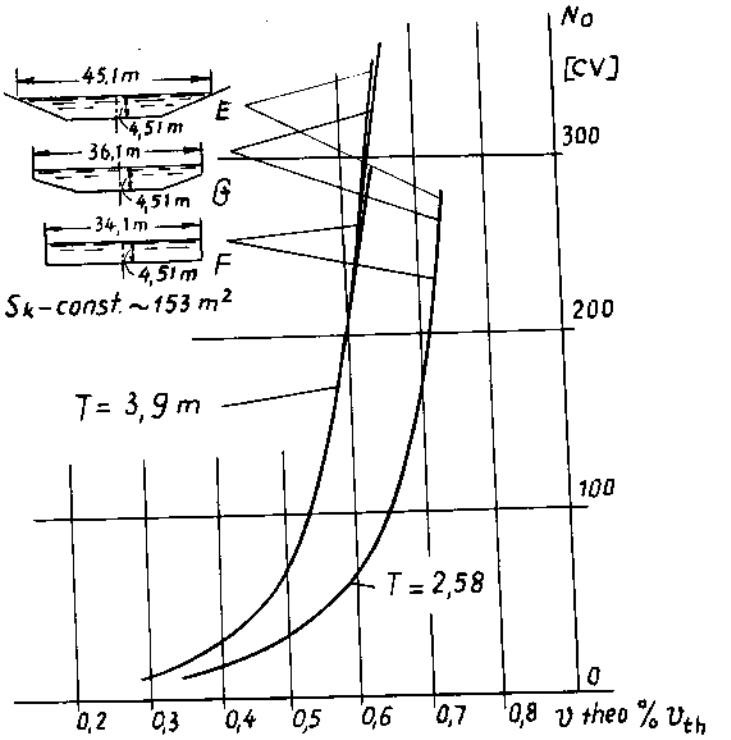
1	Δh	m	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
2	Δh^2	m^2	0,0025	0,0100	0,0225	0,0400	0,0600
3	32,0 . (1)	-	1,60	3,20	4,80	6,40	8,00
4	$2,5 \,.\, (2)^2$	-	0,00625	0,250	0,05625	0,10000	0,15000
5	7,84 - (3) - (4)	-	9,4341	11,015	12,584	14,140	15,690
6	62,16 - (3) + (4)	-	60,566	58,985	57,416	55,860	54,310
7	$\frac{v_{pw}}{v}$	-	0,1557	0,1868	0,2190	0,2530	0,2890



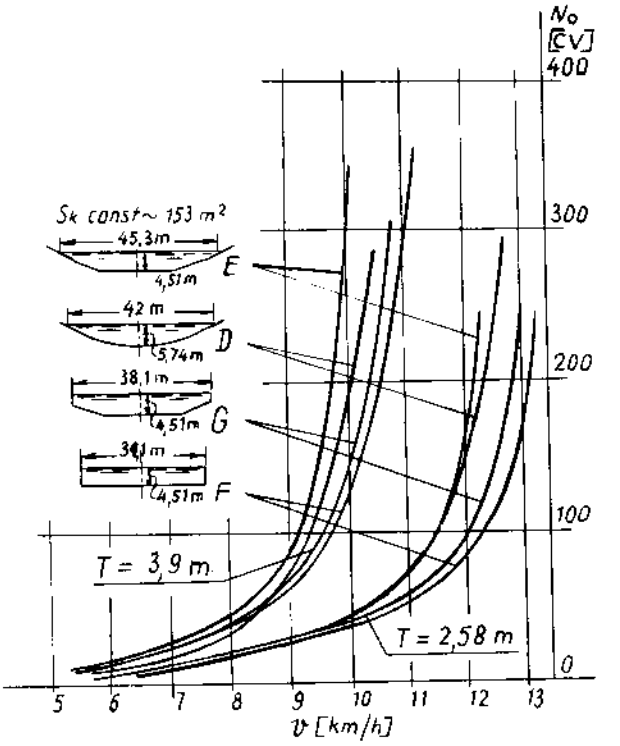
Hình 11.38

Hình 11.36 cho biết đường cong sức cản của tàu trong kênh có chiều rộng, chiều sâu khác nhau, tiết diện kênh hình chữ nhật. Từ hình vẽ thấy rằng, khi cùng độ sâu, sức cản trong kênh hẹp lớn hơn rất nhiều khi trong kênh rộng. Đường cong sức cản tốc độ xuất hiện trong kênh hẹp khi tốc độ hơi nhỏ hơn và xuất hiện sức cản nhỏ hơn nhiều khi tốc độ trên tới hạn.

Hình 11.39, 11.40 thể hiện ảnh hưởng hình dạng profil kênh đến công suất có ích. Hình này dựa trên kết quả hệ thống các lần khảo sát mô hình. Khi thử nghiệm 10 mô hình tàu ở hai chiều chìm 2,58m và 3,9. Khảo sát trong 4 dạng kênh khác nhau về hình dáng tiết diện kênh nhưng trị số diện tích tiết diện như nhau. Khảo sát giới hạn đến tốc độ trên tới hạn (supercritical speed). Kết quả chứng tỏ rằng, đường cong công suất có ích (kéo) hoặc sức cản của mô hình đều phụ thuộc hình dáng tiết diện kênh và có lợi nhất luôn luôn là kênh có bán kính thuỷ lực lớn nhất - profil chữ nhật chỉ rõ có lợi nhất.



Hình 11.39. Ảnh hưởng hình dáng profil kênh đến đường cong công suất kéo, phụ thuộc % tốc độ tới hạn V_{th}

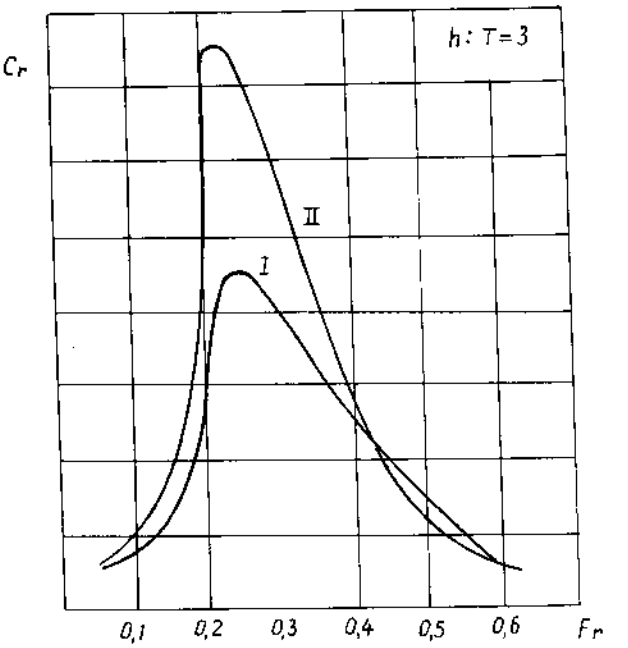


Hình 11.40. Ảnh hưởng hình dáng profil kênh đến đường cong công suất kéo

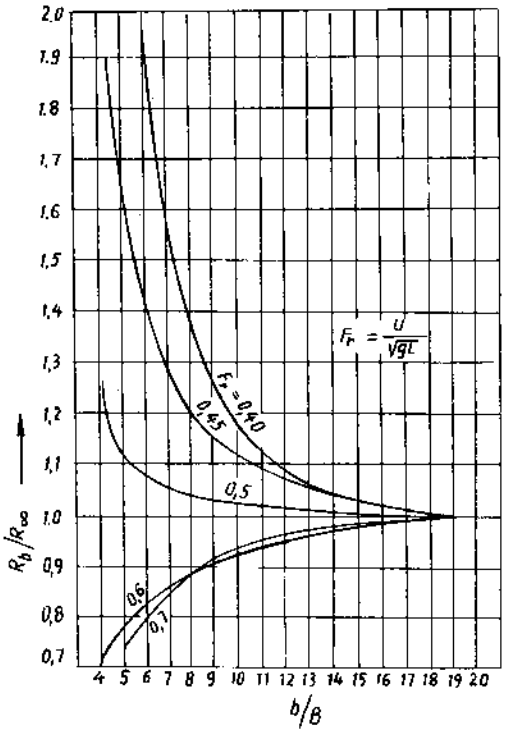
Hình 11.41 thể hiện kết quả đo sức cản khi tàu chạy lệch tâm của kênh. Đường cong I hệ số sức cản dư khi tàu chạy đúng tâm của kênh, đường cong II, hệ số sức cản dư khi tàu chạy gần một bên thân kênh. Trường hợp thứ hai, sức cản lớn rất nhiều.

Nếu tàu chuyển động trong nước rất sâu nhưng kênh hẹp, sức cản thay đổi do sự thay đổi sức cản sóng từ những thay đổi hệ sóng quanh tàu (sóng giao thoa do sóng đập vào thành kênh) cũng như sự thay đổi sức cản ma sát do tiết diện hẹp và xuất hiện dòng ngược khi chiều sâu của kênh khá lớn nhưng không xuất hiện sóng đơn và cũng không có tốc độ giới hạn. Tuy nhiên sự thay đổi sức cản có thể cộng hoặc trừ, nghĩa là sức cản của tàu trong kênh hẹp cũng có thể lớn hơn và cũng có thể nhỏ hơn sức cản ở nước không hạn chế.

Ảnh hưởng giới hạn chỉ chiều rộng kênh như hình 11.42. Ở đồ thị này, cho tỉ số sức cản R_b của tàu trong kênh có chiều rộng b với sức cản trong nước không hạn chế R_∞ phụ thuộc tỉ số b/B (B chiều rộng tàu), ở



Hình 11.41. Đường cong hệ sộ sức cản dư khi tàu chạy đúng và lệch tâm kênh



Hình 11.42. Ảnh hưởng giới hạn chiều rộng kênh đến sức cản khi độ sâu khá lớn

những số Fr khác nhau. Đồ thị được thiết lập với những tàu có tỉ số L/B > 9 khi độ sâu kênh lớn hơn 16T (T chiều chìm tàu).

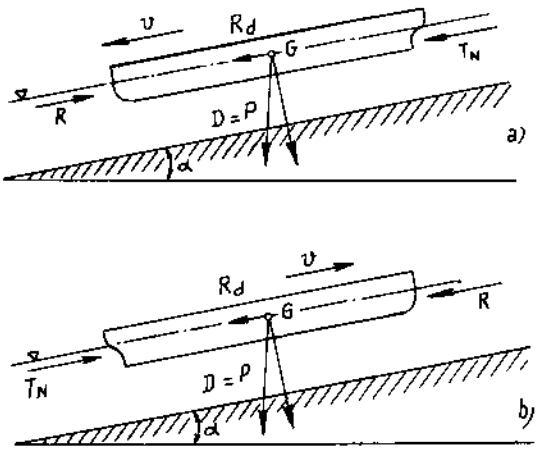
11.8.3. Sức cản của tàu trong sông

Hiện tượng sức cản xuất hiện khi tàu chuyển động trong nước chảy (sông) khác hơn khi chuyển động trong nước đứng yên. Sự khác nhau đầu tiên và cơ bản tất nhiên dựa trên tốc độ của tàu so với bờ là tổng đại số tốc độ của tàu so với nước và tốc độ dòng chảy, do đó:

$$v = v \mp v_{d/c} \tag{11.48}$$

Dấu (+) tương ứng tàu chạy xuôi dòng, dấu (-) tàu chạy ngược dòng.

Sức cản tàu sông, tàu chạy với tốc độ v, nước bao quanh nó không bằng sức cản của tàu đó trong nước đứng yên ở tốc độ v, cả khi để ý độ sâu và chiều rộng của sông. Kết quả từ điểm đó, bề mặt của nước chảy không phải nằm ngang mà luôn luôn có độ nghiêng so với mực ngang, về trị số phụ thuộc chính vào tốc độ của dòng chảy. Do đó khi tàu chạy trong sông, sức cản tàu phải cộng thêm sức cản dốc, R_d song song với bề mặt nước, bằng thành phần lực trọng lượng của tàu mà có thể âm hoặc dương, phụ thuộc khi tàu chạy xuôi dòng hay ngược dòng.



Hình 11.43. Lực tác dụng lên tàu khi chuyển động
a) Xuôi dòng sông; b) Ngược dòng sông

Sức cản dốc được tính theo công thức:

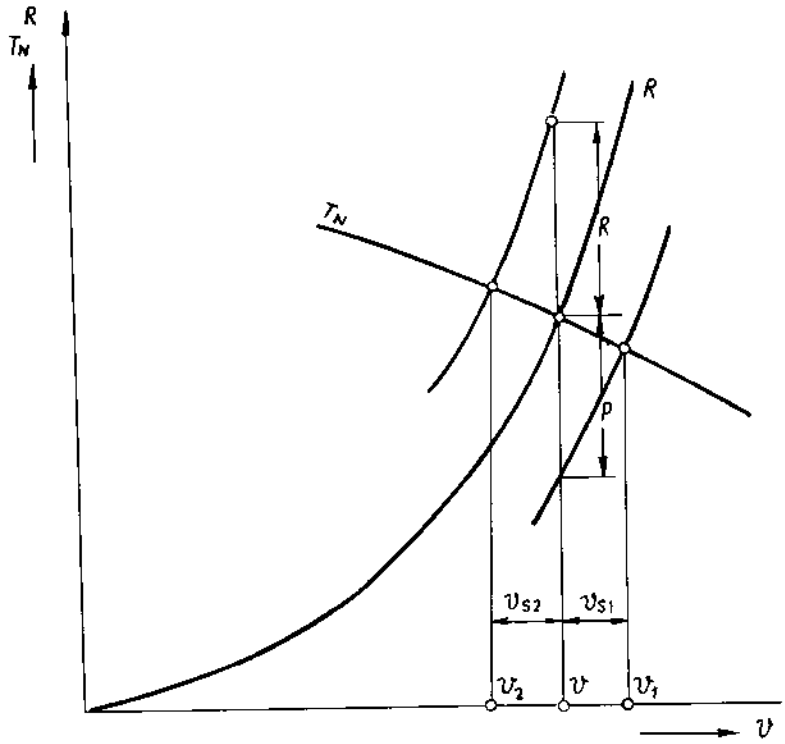
$$R_d = \gamma \Delta . J \tag{11.49}$$

trong đó:

J - Độ dốc thuỷ lực của sông;

$J = tg\alpha$.

Khi tàu chạy xuôi dòng có các lực tác dụng như sau: lực cản của nước R, lực cản dốc R_d và lực đẩy của thiết bị đẩy T_N. Các lực này phải cân bằng. Lực cản dốc R_d không phụ thuộc vào tốc độ của tàu, lực đẩy và lực cản R thay đổi phụ thuộc vào tốc độ. Đường cong sức cản của tàu trong sông khi tàu chuyển động xuôi dòng, có thể lấy tung độ của đường cong sức cản trong nước yên trừ đi tung độ sức cản dốc R_d. Khi tàu chạy ngược dòng, phải thêm tung độ sức cản dốc vào tung độ sức cản nước yên (Hình 11.44).



Hình 11.44. Xác định tốc độ của tàu khi chạy xuôi dòng và ngược dòng

Điểm giao nhau các đường cong này với đường cong lực đẩy, chúng ta có tốc độ của tàu so với nước khi tàu xuôi dòng hoặc ngược dòng. Tốc độ của tàu so với bờ có thể xác định:

$$v_b = v_{1,2} \mp v_{d/c} = v \mp v_{s1,2} \mp v_{d/c}$$

trong đó $v_{S1,2}$ gọi là tốc độ trượt. Khi tàu chạy xuôi dòng, tốc độ sẽ lớn hơn tổng của tàu trong nước yên cộng với tốc độ dòng chảy; khi tàu chạy ngược dòng, tốc độ sẽ nhỏ hơn hiệu số tốc độ nước yên trừ tốc độ dòng chảy.

$$v_b = v_s + v_{d/c} \tag{11.51}$$

Nếu đơn giản giả thiết rằng lực đẩy không phụ thuộc vào tốc độ (trường hợp tàu không tự hành, giả thiết đó chặt chẽ) vì bấy giờ động lực là sức cản dốc với dấu trừ, bây giờ tốc độ trượt có thể tính theo công thức:

$$R_d = C_R \frac{P}{2} v_{d/c}^2 . S \tag{11.52}$$

và từ đó:

$$v_s = \sqrt{2g \frac{J}{C_R}} \frac{D}{S} = 4{,}43 \sqrt{\frac{J}{C_R}} . \frac{D}{S} \tag{11.53}$$

Công thức trên cũng có thể viết ở dạng khác:

$$v_s = \sqrt{\frac{\gamma J D v_{d/c}^2}{R}} \qquad (11.54)$$

trong đó R là sức cản của tàu khi tốc độ bằng tốc độ dòng chảy.

$$R = C_R \frac{P}{2} v_s^2 S \qquad (11.55)$$

Công thức trên chỉ rõ rằng, tốc độ trượt tỉ lệ với độ dốc thuỷ lực J, tỉ lệ nghịch với hệ số sức cản và tỉ lệ với tỉ số D/S. Từ thực tế đã biết, giải thích hiện tượng đó là tàu chở càng nặng, tàu chạy xuôi dòng càng nhanh, tất nhiên khi đó làm tăng tỉ số D/S.

Có thể thừa nhận gần đúng rằng, tốc độ trượt của tàu khi xuôi dòng cũng như khi ngược dòng chỉ khác dấu. Tuy nhiên khi khảo sát chính xác hơn (xem hình 11.44) những tốc độ này không bằng nhau và cũng phụ thuộc trị số tuyệt đối của tốc độ tàu, chú ý hệ số sức cản thay đổi.

Về phương diện vật lý tàu không thiết bị đẩy chuyển động theo dòng chảy nhanh hơn dòng chảy, có thể giải thích theo cách sau đây:

Do có độ dốc đáy sông, mỗi thể tích nước trong sông tác động song song với bề mặt nước một lực nhất định, giống như khi tàu chịu thành phần trọng lực. Lực này gây chuyển động khối nước xuống phía thấp. Khi không xuất hiện lực cản chuyển động, sự chuyển động của nước xuống phía thấp là chuyển động nhanh dần đều. Nhưng lực cản xuất hiện ở các biên của vùng nước (bờ, đáy).

Nếu tại chỗ tàu đứng, thể tích nước nào đó bây giờ chịu sức căng tiếp và pháp giữa thân tàu và nước ít hơn sức căng xoáy giữa các phần tử nước bên trong thể tích của nó. Chính điều đó tạo khả năng tăng tốc độ tàu so với nước bao quanh nó.

Ví dụ 11.7: Tính tốc độ xà lan so với bờ sông, xà lan không tự hành. Cho biết D = 680t và sức cản khi tốc độ bằng tốc độ dòng chảy $v_{d/c}$ = 1,23m/s, sức cản R = 230kg. Độ dốc thuỷ lực của sông $I_h = 1,95 \cdot 10^{-4}$.

Bài giải:

Tốc độ của xà lan so với bờ:

$$v_b = v_{d/c} + v_s$$

trong đó tốc độ trượt của xà lan được ta xác định:

$$v_s = \sqrt{\frac{\pm J.\gamma.V.v_{d/c}^2}{R}}$$

Thể tích ngâm nước của tàu:

$$V = \frac{D}{\gamma} = \frac{680.000}{1000} = 683\,m^3$$

Chúng ta tính tốc độ trượt:

$$v_s = \sqrt{\frac{1,95.10^{-4}\,1000.680.1,23^2}{230}} = 0,932\,m/s$$

do đó tốc độ của xà lan so với bờ:

$$v_b = 1,23 + 0,932 = 2,162m/s = 7,80km/h$$

$$v_b = 7,80km/h$$

11.9. CÁC PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH SỨC CẢN CỦA TÀU

Sức cản của tàu có thể xác định bằng nhiều phương pháp khác nhau, độ chính xác cũng khác nhau và khả năng thực tế thực hiện của từng phương pháp khác nhau.

11.9.1. Xác định sức cản bằng cách phân tích

Phương pháp này dựa trên những lý thuyết động học và xác định thành phần sức cản riêng. Có nhiều phép tính sức cản ma sát với tốc độ chính xác cao, còn các thành phần sức cản khác việc tính toán đòi hỏi nhiều công sức. Trong thực tế phương pháp này chưa có khả năng áp dụng.

11.9.2. Xác định sức cản trên cơ sở khảo sát mô hình

Phương pháp này hiện nay cho kết quả chính xác nhất và áp dụng rộng rãi những kết quả đo được trong điều kiện thí nghiệm sức cản mô hình sau đó tính chuyển với tỷ lệ thực tế.

11.9.3. Xác định sức cản trên cơ sở khảo sát từ những tàu thực

Phương pháp này đặc biệt áp dụng với mục đích kiểm nghiệm và đánh giá hiệu quả các phương pháp khác nhau, nhất là phương pháp xác định sức cản ở mục 11.9.2. Phương pháp này đòi hỏi nhiều công sức và phí tổn và trong thực tế khó áp dụng.

11.9.4. Xác định sức cản nhờ các công thức gần đúng

Phương pháp này dựa trên kết quả khảo sát mô hình có thay đổi một cách hệ thống hình dáng và phân tích hiệu quả các tàu thực. Thiết lập đồ thị và các công thức kinh nghiệm cho phép xác định nhanh chóng sức cản gần đúng với sai số ít hoặc nhiều. Phương pháp này áp dụng rộng rãi, đặc biệt trong bước thiết kế ban đầu, trong những trường hợp khi mà không thể thực hiện thí nghiệm mô hình và trong nhiều trường hợp khi không phải xác định sức cản với độ chính xác lớn.

11.9.5. Xác định sức cản trên cơ sở phân tích các kế quả thử trên đoạn đường đo đạc

Trong phương pháp này mặc dù thu được kết quả không chính xác và có sự tác động tương hỗ giữa thân tàu và chong chóng, nhưng phân tích kết quả thử cho ta các số liệu để so sánh.

11.10. XÁC ĐỊNH SỨC CẢN NHỜ THÍ NGHIỆM MÔ HÌNH

Khi thiết kế tàu cần thiết đảm bảo tốc độ theo yêu cầu, người thiết kế phải xác định công suất máy cũng như sức cản của tàu trong giai đoạn thiết kế ban đầu. Trong số những phương pháp hiện được áp dụng để xác định sức cản sát nhất với thực tế là phương pháp dựa vào phương pháp đo sức cản của mô hình đồng dạng về hình học với tàu cần khảo sát rồi tính chuyển các trị số đạt được. Vì lẽ đó phương pháp này hiện nay thường dùng trong các trường hợp không phụ thuộc vào phương pháp thuần tuý tính toán vận dụng vào việc xác định sức cản ban đầu.

Thí nghiệm mô hình cũng được vận dụng vào các công trình nghiên cứu liên quan đến vấn đề sức cản và lực đẩy cũng như tính năng khác của con tàu trên biển.

11.10.1. Định luật đồng dạng cơ học

Nguyên tắc xác định sức cản của tàu nhờ khảo sát mô hình là dựa vào lý thuyết đồng dạng cơ học, xuất phát từ sự chuyển động của tàu và của mô hình. Để hiện tượng này diễn ra theo phương pháp đồng dạng cơ học phải thoả mãn các điều kiện sau đây:

1. Đồng dạng hình học giữa tàu và mô hình,
2. Đồng dạng động năng về dòng chảy của tàu và của mô hình,
3. Đồng dạng các lực động lực tác dụng lên tàu và mô hình.

Đồng dạng hình học giữa tàu và mô hình tức là khi tỉ số kích thước và hệ số béo giữa mô hình và tàu thực là như nhau. Nếu kích thước của yếu của tàu lớn hơn của mô hình là a lần:

$$\frac{L}{L'} = \frac{B}{B'} = \frac{T}{T'} = a \; ; \quad \frac{L}{B} = \frac{L'}{B'} \; ; \quad \frac{B}{T} = \frac{B'}{T'} \; ;$$

$$\frac{\alpha}{\alpha'} = \frac{\beta}{\beta'} = \frac{\delta}{\delta'} = 1$$

Tỷ số diện tích bề mặt của tàu và mô hình (diện tích bề mặt ướt).

$$\frac{S}{S'} = a^2$$

Tỷ số thể tích ngâm nước:

$$\frac{V}{V'} = a^3$$

Tỷ số L/L' = a - được gọi là tỷ lệ chiều dài của mô hình.

Đồng dạng động năng dòng chảy của tàu và của mô hình khi hình dạng dòng chảy của tàu đồng dạng với hình dạng dòng chảy của mô hình. Để điều kiện này được thoả mãn, tốc độ dòng chảy tương ứng giữa các điểm của tàu và của mô hình và tương ứng với khoảng thời gian song song, tỷ số giữa các tốc độ này phải là trị số không đổi.

Điều kiện này đưa đến việc cần thiết khảo sát mô hình trong các bể có cùng chiều rộng và chiều sâu, để hình dạng dòng chảy và hệ sóng được gây nên bởi sự chuyển động của mô hình không bị ảnh hưởng do thành bể và đáy bể thử.

Đồng dạng các lực động khi tỷ số các lực, các phần tử nước tác dụng lên tàu và mô hình không đổi. Điều kiện tổng quát đảm bảo đồng dạng động học phụ thuộc các loại lực sau:

1. Trọng lực nguyên nhân xuất hiện sức cản sóng,

2. Lực nhớt gây nên sức cản ma sát và sức cản áp suất.

Nếu trong khi thử mô hình, những điều kiện được thoả mãn thì bảo đảm đồng dạng động học của trọng lực. Vậy đồng dạng sóng do tàu chuyển động và mô hình chuyển động cũng đảm bảo. Bây giờ sức cản sóng của tàu và của mô hình không đổi. Đạt được đồng dạng động lực nhớt, đảm bảo tỉ số không đổi giữa sức cản ma sát và sức cản áp suất của tàu và của mô hình.

Quan hệ giữa tốc độ v tàu và chiều dài L có thể biểu diễn bằng công thức:

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = \sqrt{\frac{m}{\pi n}}$$

m: Tỉ số giữa chiều dài tạo sóng L_f và chiều dài tàu L,

n: Tỷ số giữa chiều dài tạo sóng L_f và chiều dài sóng l.

Khi cùng trị số m không đổi với tàu và mô hình, hình dạng sóng giống nhau, chúng ta có trị số n bằng nhau dẫn đến vế bên trái của phương trình của tàu bằng của mô hình:

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = \frac{v'}{\sqrt{g'L'}} = Fr = Const \qquad (11.56)$$

trong đó:

- g : Gia tốc trọng trường ở độ cao vượt mặt biển (m/s^2);
- g' : Gia tốc trọng trường ở độ cao mặt nước trong bể thử (m/s^2);
- v : Vận tốc của tàu (m/s);
- v' : Tốc độ của mô hình (m/s);
- L : Chiều dài tàu;
- L' : Chiều dài mô hình.

Phương trình trên gọi là luật đồng dạng Froude và $\frac{v}{\sqrt{gL}}$ gọi là số Froude, kí hiệu Fr.

Giữ cùng trị số Fr giữa tàu và mô hình thử, đảm bảo đồng dạng động học trọng lực và đồng dạng hình dạng sóng.

Từ điều kiện bằng nhau số Fr chúng ta có thể xác định tỉ số tốc độ tàu và mô hình tất nhiên sẽ đạt đồng dạng sức cản sóng.

Đặt g = g' chúng ta có từ phương trình 11.56

$$\frac{v}{v'} = \sqrt{\frac{L}{L'}} = \sqrt{\alpha} \qquad (11.57)$$

Biết được tốc độ mô hình đo khi kéo thử, trên cơ sở công thức trên, chúng ta có thể xác định tốc độ và tính sức cản sóng.

Tỉ số sức cản sóng giữa tàu và mô hình khi cùng chỉ số Fr

1. $\frac{R_s}{R'_s} = \frac{C_s}{C'_s}\frac{\rho}{\rho'}\frac{v^2}{v'^2}\frac{S}{S'}$ bởi vì: $\frac{\rho}{\rho'} = \frac{\gamma}{\gamma'}$

2. Đồng dạng hình học: $\frac{S}{S'} = a^2$ và $\frac{V}{V'} = a^3$

3. Cùng trị số Froude: $\frac{v^2}{v'^2} = a$ và $C_s = C'_s$

Do đó: $$\frac{R_s}{R'_s} = \frac{\gamma}{\gamma'}a^3 = \frac{\gamma}{\gamma'}\frac{V}{V'} \qquad (11.58)$$

Phương trình trên cho phép xác định sức cản sóng của tàu R_S khi đã biết sức cản sóng của mô hình R'_s trong kết quả thử mô hình.

Sức cản ma sát và sức cản áp suất không phụ thuộc định luật đồng dạng Froude bởi vì lực quyết định là lực nhớt. Hiện tượng do lực nhớt tác động là lực đồng dạng Reynolds. Do đó điều kiện đảm bảo đồng dạng cơ học về sức cản ma sát và áp suất của tàu và mô hình khi đồng dạng hình học và động năng của tàu và mô hình có cùng số Reynolds.

$$\frac{vL}{\nu} = \frac{v'L}{\nu'} = Re = Const$$

trong đó:

ν: Hệ số nhớt của nước biển (m^2/s^2),

ν' : Hệ số nhớt động của nước trong bể thử (m^2/s^2),

Từ điều kiện bằng nhau về số Re, chúng ta có thể xác định được tỉ số tốc độ tàu và mô hình cần để đạt đồng dạng sức cản ma sát và sức cản áp suất.

Đặt $\nu \approx \nu'$ chúng ta có:

$$\frac{v}{v'} = \frac{L'}{L} = \frac{1}{a}$$

Từ công thức điều kiện đảm bảo luật Reynolds là mô hình được kéo với tốc độ lớn hơn tốc độ a lần của tàu:

Điều kiện thoả mãn đồng thời luật đồng dạng Fr và Re là có thể đạt được chỉ một khi L = L' , tức là mô hình có trị số như tàu.

Mô hình thu nhỏ thoả mãn luật đồng dạng Re là rất khó vì muốn vậy tốc độ kéo mô hình phải lớn hơn tốc độ của tàu đúng bằng số lần mà kích thước tàu lớn hơn mô hình, trong lúc trị số các lực tác dụng lên mô hình cũng phải tương đương như so với tàu. Trong thực tế thí nghiệm mô hình không dựa vào luật đồng dạng Re mà chỉ dựa vào Fr.

11.10.2. Phương pháp khảo sát mô hình

Để đạt được đồng dạng hiện tượng sức cản sóng sức cản ma sát và sức cản áp suất của tàu với mô hình, cần thiết đồng thời thoả mãn luật đồng dạng Fr và Re, như đã nói ở tiết 11.10.1 là không thể được.

Phương pháp Rroude dựa trên việc chia sức cản kéo mô hình ra sức cản ma sát và sức cản dư (sức cản hình dáng) và giả thiết rằng toàn bộ sức cản dư dựa vào luật đồng dạng Froude.

Trong khi khảo sát mô hình theo luật đồng dạng Fr, mô hình được kéo với vận tốc tương ứng tốc độ của tàu:

$$\frac{v}{v'} = \sqrt{\frac{L}{L'}} = \sqrt{a}$$

Nhờ đó đạt được đồng dạng hình dạng sóng cũng như sức cản sóng mô hình và tàu. Vì các điều kiện bảo đảm luật đồng dạng Reynold không thoả mãn, do vậy chúng ta không thu được đồng dạng động học lực nhớt cũng như sức cản ma sát và sức cản áp suất. Sức cản ma sát mô hình xác định đủ chính xác theo kết quả khảo sát sức cản của tấm phẳng ở mục 11.4.2 và 11.4.3. Ngược lại sức cản áp suất không được xác định chính xác, bởi vì sức cản áp suất trong sức cản toàn bộ thường không lớn, trị số của nó phụ thuộc nhiều hình dáng thân tàu. Chúng ta coi sức cản áp suất cùng với sức cản sóng là sức cản dư hoặc sức cản hình dáng. Tính chuyển sức cản của mô hình vừa áp dụng luật đồng dạng Froulde.

$$\frac{R_\gamma}{R'_\gamma} = \frac{\gamma}{\gamma'} \cdot a^3 = \frac{\gamma V}{\gamma' V'}$$

Tính sức cản của tàu trên cơ sở đo sức cản kéo mô hình như sau:

Sức cản kéo mô hình R' trừ sức cản ma sát của mô hình R's tính từ công thức (11.11) đối với v'. Từ đó chúng ta có sức cản của mô hình $R'_r = R' - R'_{ms}$.

Và từ đó tính sức cản dư của tàu phù hợp với công thức (11.58)

$$R_r = R'_r \cdot \frac{\gamma}{\gamma'} \cdot a^3 = \frac{\gamma}{\gamma'} \cdot a^3 \cdot (R' - R'_{ms})$$

Để có sức cản toàn bộ của tàu, chúng ta phải tính sức cản dư từ công thức trên cộng với sức cản ma sát của tàu R_{ms} theo công thức (11.11) với tốc độ tương ứng:

$$v = \sqrt{a} \cdot v' \tag{11.59}$$

Cuối cùng sức cản của tàu biểu diễn bằng công thức:

$$R = \frac{\gamma}{\gamma'} \cdot a^3 \cdot (R' - R'_{ms}) + R_{ms} \tag{11.60}$$

Chúng ta viết lại công thức sức cản ma sát của mô hình:

$$R'_{ms} = C'_{ms} \cdot \frac{\zeta'}{2} v'^2 \cdot S'$$

Và sức cản ma sát của tàu:

$$R_{ms} = C_m \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot S$$

Bởi vì: $\rho = \zeta' \cdot \frac{\gamma}{\gamma'}$; $S = a^2 \cdot S'$; $v^2 = a \cdot v'^2$

Từ đó sức cản ma sát của tàu:

$$R_{ms} = \frac{\gamma}{\gamma'} \cdot a^3 \cdot C_{ms} \cdot \frac{\rho'}{2} \cdot v'^2 \cdot S'$$

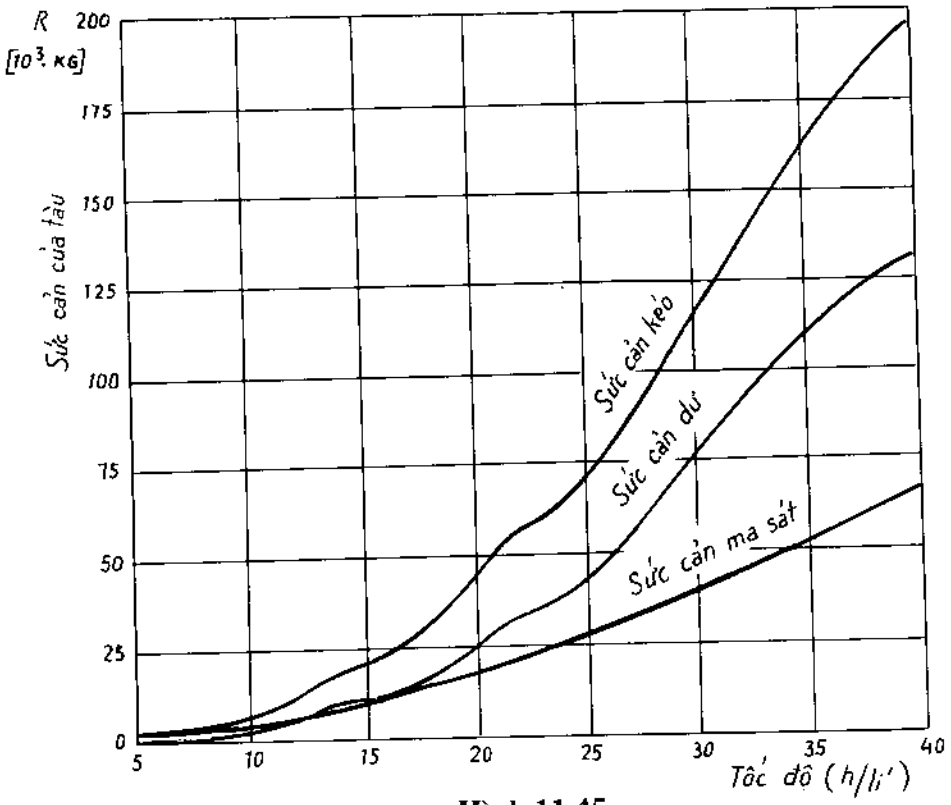
Chúng ta thay công thức (11.39) dạng khác bằng các công thức sức cản ma sát của mô hình và của tàu đồng thời đưa $\frac{\gamma}{\gamma'} \cdot a^3$ ra trước móc vuông, ta có:

$$R = \frac{\gamma}{\gamma'} a^3 \left[R' - (C'_{ms} - C_{ms}) \frac{\rho'}{2} v'^2 S' \right] \tag{11.61}$$

Công thức (11.61) cho phép trực tiếp tính chuyển sức cản kéo mô hình ra sức cản toàn bộ của tàu với vận tốc tính toán ở công thức (11.59) hệ số sức cản ma sát mô hình C'_{ms} và của tàu C_{ms} lấy ở mục 11.4.2.

Khảo sát mô hình sức cản đối với tàu vận tải thường thực hiện trong khoảng tốc độ gần với tốc độ khai thác. Đối với tàu quân sự và tàu hàng chạy nhanh thì lấy khoảng tốc độ lớn hơn để có thể xác định tốc độ kinh tế và tốc độ tối đa.

Kết quả khảo sát tính chuyển ra sức cản của tàu hoặc công suất kéo của nó xây dựng đồ thị theo hàm tốc độ tàu (hình 11.45). Trên đồ thị này, thường chúng ta vẽ riêng đường cong sức cản ma sát, sức cản dư và sức cản kéo toàn bộ. Nhìn đường cong sức cản dư có đoạn lồi do cộng hưởng sóng mũi và đuôi làm tăng nhanh sức cản hình dáng.



Hình 11.45

Ví dụ 11.8: Tìm quan hệ giữa các số Reynolds của mô hình và tàu để thoả mãn luật đồng dạng Froude. Tỉ lệ mô hình là a.

Bài giải: Số Reynolds của tàu được biểu diễn:

$$Re = \frac{vL}{\nu'}$$

và của mô hình: $$Re' = \frac{v'L'}{\nu'}$$

quan hệ tốc độ giữa tàu và mô hình phù hợp luật đồng dạng Froude được biểu diễn bằng công thức: $$v = v'\sqrt{a}$$

Từ luật đồng dạng hình học của tàu và mô hình chúng ta có hệ thức giữa chiều dài của chúng:

$$L = L' . a$$

Cuối cùng thay hai hệ thức vào công thức tính Re của tàu, chúng ta có:

$$Re = \frac{v'\sqrt{a.L'a}}{\nu} = \frac{v'L'a\sqrt{a}}{\nu}$$

Từ công thức tính Re của mô hình chúng ta có tích:

$$v' . L' = Re' . \nu'$$

Và sau khi thay vào công thức tính Re của tàu, chúng ta có hệ thức cần tìm:

$$Re = \frac{Re'.v'a\sqrt{a}}{\nu}$$

biến cải ở dạng: $$\frac{Re}{Re'} = \frac{v'}{\nu} a^{3/2}$$

Nếu tỉ trọng và nhiệt độ nước trong bể thử và môi trường như nhau nghĩa là $\nu = \nu'$, thì hệ thức:

$$\frac{Re}{Re'} = a^{3/2}$$

Ví dụ 11.9: Cho biết các kích thước của tàu chở hàng rời L = 125,0m; B =16,2m; T = 7,9m; δ = 0,680; diện tích mặt ướt S = 3850m^2. Tính phải thêm bao nhiêu trọng lượng dằn vào mô hình để thoả mãn điều kiện đồng dạng hình học với tàu, nếu trọng lượng của mô hình p' = 16,48 kG và diện tích mặt ướt mô hình S' = 0,648 m^2.

Bài giải:

Trọng lượng mô hình theo tiết 11.10 sẽ là:

$$p = \frac{V.\gamma}{a^3} = p' + \Delta p$$

trong đó Δp là trọng lượng dằn cần tìm, γ = 1000 kG/m^3 đối với nước ngọt.

Thể tích ngâm nước của tàu: $V = \delta . L . B. T$

Tỉ lệ đồng dạng theo diện tích mặt ướt giữa tàu và mô hình:

$$a^2 = \frac{S}{S'} \qquad \text{do đó:} \quad a = \sqrt{\frac{S}{S'}}$$

Sau khi thay vào phương trình đầu, trọng lượng dằn:

$$\Delta p = \frac{V.\gamma}{a^3} - p' = \frac{\delta LBT.\gamma}{\left(\sqrt{\frac{S}{S'}}\right)} - p' = \frac{125,0.16,2.7,9.0,680.1000}{\left(\frac{3850}{0,684}\right)^{3/2}} = 8,32\,kG$$

Ví dụ 11.10: Tính số Reynolds của mô hình và tàu, nếu số Froude = 0,28 tương ứng tốc độ tàu v = 14,8 hlý/h. Tỉ lệ mô hình a = 35, nhiệt độ nước trong bể thử t'=18°C, nhiệt độ nước mặn t = 15°C.

Bài giải:

Tốc độ tàu tính bằng m/s

$$v = 14{,}8 \text{ hlí/h} = 7{,}614 \text{ m/s}$$

Tốc độ mô hình: $v = v'\sqrt{a}$

Do đó: $$v' = \frac{v}{\sqrt{a}} = \frac{7{,}614}{\sqrt{35}} = 1{,}287 \text{ m/s}$$

Số Reynold của mô hình:

$$Re' = \frac{v'L'}{\nu'}$$

trong đó: $\nu' = 1{,}057 \,.\, 10^{-6}$ m²/s theo bảng 11.5

L' được tính từ công thức: $Fr' = \dfrac{v'}{\sqrt{gL'}}$

tức là: $$L' = \frac{v'^2}{g.Fr'^2}$$

Do đó: $$Re' = \frac{v'^3}{\nu'.g.Fr^2} = \frac{1{,}287^3}{1{,}057.9{,}81.0{,}28^2}.10^6 = 2{,}16 \,.\, 10^6$$

$$Re = 2{,}16 \,.\, 10^6$$

Số Reynold của tàu, chúng ta tính cũng với cách đó, có để ý trị số $\nu = 1{,}191 \,.\, 10^{-6}$ m²/s theo bảng 11.5.

$$Re = \frac{v^3}{\nu.g.Rr^2} = \frac{7{,}614^3}{1{,}191.9{,}81.0{,}28^2} \,.\, 10^6 = 4{,}82.10^8$$

Ví dụ 11.11: Cho biết các thông số của tàu mẫu: L = 400 ft, B = 50 ft, T = 23 ft, D = 9550t, v = 14 hlý/h, diện tích mặt ướt S = 29600 ft², Z_F = 12,15 ft; Z_M = 20,85 ft.

Tàu đồng dạng có chiều dài L = 450 ft. Tính các yếu tố tương ứng.

Bài giải:

Các yếu tố tính toán được thể hiện ở bảng dưới đây:

Tàu mẫu		Tàu đồng dạng hình học
Chiều dài	L = 400 ft	L_1 = 450 ft. Hệ số đồng dạng L_1/L = 450/400 = 1,125
Chiều rộng	B = 50 ft	B_1 = 50x1,125 = 56,25 ft
Chiều chìm	T = 23 ft	T_1 = 23x1,125 = 25,9 ft
Lượng chiếm nước	D = 9550t	D_1 = 9550x $(1,125)^3$ = 13570t
Tốc độ	v = 14 hlí/h	$v_1 = 14x\sqrt{1,125}$ = 14,85 hlí/h
Diện tích mặt ướt	S = 29600 ft^2	S'_1 = 29600x $1,125^2$ = 37470 ft^2
Chiều cao tâm nổi	Z_F = 12,15 ft	Z_{F1} = 12,15x (25,9/23) = 13,7 ft
Bán kính tâm nghiêng	r = 8,70 ft	γ_1 = 8,7x 1,125 = 9,78 ft
Cao độ tâm nghiêng	Z_M = 20,85 ft	Z_{M1} = 23,48 ft

Ví dụ 11.12: Cho biết chiều dài của mô hình L' = 17 ft, chiều dài tàu L = 430 ft. Sức cản của mô hình R' = 15lb, mô hình được kéo trong nước ngọt với tốc độ v' = 3,5 hlí/h. Diện tích mặt ướt của mô hình S' = 46 ft^2. Xác định sức cản của tàu dạng hình học với tốc độ tương ứng.

Bài giải:

Tính hệ số sức cản ma sát theo công thức:

$$C_{ms} = 0,00871 + \frac{0,053}{8,8 + L} \text{ đối với nước mặn}$$

C_{ms} của mô hình 0,01076 ; C_{ms} của tàu = 0,00883

$$R'_{ms} = C'_{ms}\, S.v^{1,825} = 0,01076 \,.\, 46 \,.\, 3,5^{1,825} \,.\, \frac{62,4}{64} = 4,75\,\text{lb}$$

Thừa số 62,4/64 là điều chỉnh tỉ trọng của nước.

Sức cản dư của mô hình:

$$R'_r = R'_{Ts} - R'_{ms} = 15,0 - 4,75 = 10,25 \text{ lb}$$

- Đối với tàu: tốc độ

$$v = 3,5\sqrt{\left(\frac{430}{17}\right)} = 17,6\,\text{hlí/h}$$

- Diện tích mặt ướt của tàu: $46\left(\frac{430}{17}\right)^2 = 29440\,ft^2$

- Sức cản ma sát của tàu:

$$R_T = 0{,}00883 \,.\, 29440 \,.\, 17{,}6^{1{,}825} = 48770 \text{ lb}$$

- Sức cản dư của tàu:

$$R_r = 10{,}25 \,.\, \left(\frac{430}{17}\right)^3 \,.\, \frac{64}{62{,}4} = 170200 \text{ lb}$$

- Tổng sức cản của tàu:

$$R_T = 48770 + 170200 = 218970 \text{ lb}$$

11.11. CÁC PHƯƠNG PHÁP GẦN ĐÚNG XÁC ĐỊNH SỨC CẢN

Các phương pháp gần đúng xác định sức cản thông thường nhất thể hiện quan hệ giữa hệ số sức cản dư hoặc sức cản đơn vị R_r/D hoặc sức cản toàn tàu R_T/D với tốc độ. Các thông số đó biểu thị hàm của các kích thước, hình dáng thân tàu và tốc độ tương đối hoặc số Froude. Các hàm số này cho ở dạng tập hợp các đồ thị tương ứng hoặc tập hợp các biểu thức giải tích tương ứng (thường nhiều biến số). Nếu phương pháp xác định sức cản dư, các công thức phù hợp với nó, xác định hệ số sức cản ma sát (Schoenher, ITTC) cả hệ số phụ thêm sức cản ma sát để ý đến độ gồ ghề bề mặt.

Nguồn cung cấp cho các phương pháp gần đúng, trước hết là các kết quả khảo sát mô hình sức cản của hàng loạt mô hình của loại tàu đã xác định, thay đổi có hệ thống các thông số hình dáng, nói chung phù hợp với từng phương pháp. Một số phương pháp gần đúng có được từ kết quả khảo sát mô hình riêng biệt, mô hình có kích thước và hình dáng khác nhau, khảo sát nhiều giai đoạn khác nhau, thậm chí ở những bể thử mô hình khác nhau.

Phương pháp gần đúng thường đề cập chặt chẽ loại hình dáng đã xác định, kết quả khảo sát hình dáng mô hình rút ra từ đó, loại hình ít hơn, độ chính xác của phương pháp càng tăng, nhưng khoảng áp dụng của nó cũng hẹp. Độ chính xác lớn nhất thu được từ phương pháp dựa vào hàng loạt mô hình bể thử, mặc dù khoảng áp dụng của chúng thường hẹp. Sự chính xác ở đây là độ chính xác chuẩn - phương pháp khảo sát mô hình sức cản. Nếu phương pháp nào đó áp dụng đối với hình dáng không hoàn toàn phù hợp với loại hình khảo sát (ví dụ: phù hợp kích thước chính nhưng hình dáng mũi hoặc đuôi khác) độ chính xác của phương pháp giảm. Phương pháp gần đúng dựa trên kết quả khảo sát mô hình có hình dáng khác nhau được chọn không nhiều, ít chính xác, đặc biệt nếu dựa vào sự khảo sát được thực hiện trong những bể thử mô hình khác nhau, bởi vì trong trường hợp đó thiếu sót của phương pháp cộng với thiếu sót từ kỹ thuật đo khác nhau. Nói chung phương pháp khó áp dụng hơn nếu thiếu sự thay đổi hệ thống các thông số hình dáng và phải áp dụng các phương pháp toán thống kê. Thường hệ số sức cản phụ thuộc vào các thông số hình dáng đã chọn và tốc độ biểu diễn ở dạng hàm mũ mà các hệ số xác định bằng phương pháp hồi quy. Việc chọn hàm mũ phù hợp là rất khó. Tính sức cản bằng phương pháp này phụ thuộc nhiều thông số hình dáng.

Se-ri có hệ thống được biết nhiều nhất dùng xác định sức cản gần đúng:

- Sê-ri Taylor-Gertler
- Sê-ri 60 Tood
- Sê-ri BSRA (British Shipbuilding Research association)
- Sê-ri Nhật
- Sê-ri SSPA (Statens Skeppsprovning Sanstalt) - Thụy Điển

Các sê-ri này có trong các bảng 11.6.

Có rất nhiều phương pháp gần đúng khác nhau xác định sức cản từ trước hoặc gần đây đều dựa vào kết quả khảo sát mô hình và kết quả đo ở các tàu thực. Các phương pháp này giống như các phương pháp dựa vào kết quả khảo sát các sê-ri và hệ thống cho phép xác định hệ số sức cản dư hoặc sức cản toàn bộ, hoặc sức cản dư đơn vị hoặc toàn bộ (R_r/D, R_T/D). Các phương pháp cũ thể hiện các thông số được xác định ở dạng hàm của các thông số hình dáng và tốc độ, ở dạng chọn đồ thị tương ứng. Các phương pháp mới hơn thể hiện ở dạng các công thức, thường nhất là hàm mũ hoặc tổ hợp hàm mũ và hàm cơ bản mà các hệ số được xác định bằng phương pháp hồi quy.

Các phương pháp được biết nhiều nhất:

- Papmiel, Ayre, Lapa-Keller, Kabaczynski, Holtrop - Mennen cho tàu vận tải 1 hoặc 2 chong chóng.
- Doust và Oertsmersen - tàu đánh cá;
- Taggart - tàu kéo;
- Kafali và Henschke - tàu vận tải cỡ nhỏ;
- De Groot - canô chạy nhanh;
- Sawitzki - canô lướt;
- Grafa - Schlichiting - Landweler, Karpov, Apuchtin - tàu chạy trong nước lặng.
- Riêng biến dạng của các phương pháp gần đúng tính sức cản tàu là trên cơ sở đã biết sức cản của tàu mẫu khác ít so với tàu thiết kế. Trong phương pháp này tính hệ số sức cản dư theo công thức:

$$C_R = C_{R_o} \frac{C_{s_o}}{C_s} \Pi k_p = C_{R_o} \frac{C_{s_o}}{C_s} k_{t/B} \cdot k_{B/T} \cdot k_\delta \ldots \qquad (11.62)$$

trong đó: C_{R_o} - Hệ số sức cản dư của tàu mẫu,

k_p - Hệ số hiệu chỉnh có để ý ảnh hưởng sự thay đổi các thông số hình dáng p của tàu thiết kế so với tàu mẫu.

$k_p = \frac{x_p}{x_{p0}}, x_p = x_p\left(\frac{L}{B}, \frac{B}{T}, \delta, \frac{L}{D^{2/3}}, Fr\right)$ được thể hiện dưới dạng các đồ thị.

C_S - hệ số bề mặt ướt của tàu: $C_s = \frac{S}{V^{2/3}}$

Phương pháp tính sức cản của tàu trên cơ sở biết sức cản của tàu mẫu áp dụng cho mỗi loại như tàu vận tải, tàu đánh cá, tàu kéo, tàu nội địa.

Bảng 11.12. Hình dáng và cách thể hiện sức cản theo hệ thống sêri

Tên sêri Năm công bố	Các thông số của sêri		Các chú ý về hình dáng thân tàu	Cách thể hiện sức cản	Ghi chú
	Thông số	Khoảng biến đổi			
Sêri Taylor-Gertler 1933 - 1964	Fr	0,15 ÷ 0,59	Tàu quân sự, sống mũi thẳng, mũi quả lê nhỏ nhất, đuôi nhọn hơi hớt	$C_R = C_{Ro} . C_S/C_{So}$	
	V/L^3	1,00 ÷ 6,50		$C_{Ro} = C_{Ro}$ (Fr, V/L^3, φ, B/T) - đồ thị	
	φ	0,48 ÷ 0,86		$C_{So} = C_{So}$ (φ, B/T, V/L^3) - đồ thị	
	B/T	2,25 ÷ 3,75		C_{mSo} - theo công thức Schoenher	
	β	0,925		$\Delta C_{ns} = 0,4.10^{-3}$	
	X_F	0			
Sêri 60 1953	$v/\sqrt{V}$	0,45 ÷ 1,00	Tàu hàng, một chong chóng, sườn mũi dạng chữ U, đuôi tuần dương hạm, mũi thẳng, từ dưới hơi nghiêng.	$R_R/D = f(L/B, B/T, v/\sqrt{V})$ - đồ thị	1 trạng thái đầy tải, gần với kết quả khảo sát thiết bị đẩy và các tính chất hành hải.
	δ	0,60 ÷ 0,80		x_F hiệu chỉnh	
	L/B	5,50 ÷ 8,50		$S/V^{2/3} = f(L/B, \delta, B/T)$ - đồ thị	
	B/T	2,50 ÷ 3,50		C_{mSo} theo công thức Schoenher	
	X_F			$\Delta C_{ms} = 0,4.10^{-3}$	
	$(\%L_{pp})$	-2,50 ÷ +3,50			
Sêri BSRA 1961	v(hli)	8 ÷ 19	Tàu hàng một chong chóng, sườn mũi và đuôi hơi chữ V, đuôi mần dương hạm, mũi xiên, mũi vát.	$R_T/(D^{2/3} . v^2) = f(\delta, v)$ - đồ thị	Ba trạng thái chở hàng, gần kết quả khảo sát thiết bị đẩy.
	δ	0,625 ÷ 0,825		L, x_F, B/T, $L/V^{1/3}$ - điều chỉnh	
	B/T	2,00 ÷ 400		$S/V^{2/3} = f(L/V^{1/3})$ - công thức	
	$L/V^{1/3}$	4,00 ÷ 6,20			
	X_F $(\% L_{pp})$	-3,00 ÷ 3,20			

Bảng 11.12 (tiếp theo)

Tên sêri Năm công bố	Các thông số của sêri		Các chú ý về hình dáng thân tàu	Cách thể hiện sức cản	Ghi chú
	Thông số	Khoảng biến đổi			
Sêri Nhật 1964	Fr	0,20 ÷ 0,30	Tàu hàng chạy nhanh, một chong chóng, sườn mũi và đuôi hơi chữ V, sống mũi ngã, mũi hớt.	C_{RV} = f (L/B, B/T, Fr) - đồ thị	3 trạng thái chở hàng, gần kết quả khảo sát thiết bị đẩy
	δ	0,55 ÷ 0,65		δ, $S/V^{2/3}$, X_F điều chỉnh	
	B/T	2,00 ÷ 2,80		C_{mSo} theo công thức ITTC	
	L_{pp}/B	6,30 ÷ 8,20		$\Delta C_{ms} = 0,4.10^{-3}$	
	X_F [% L_{pp}]	-2,60 ÷ 0,60			
Sêri SSPA Thụy Điển 1969	Fr	0,16 ÷ 0,32	Tàu hàng chạy nhanh, 1 chong chóng, sườn mũi và đuôi hơi chữ V, đuôi tuần dương hạm, sống mũi ngã, mũi vát.	C_R = f ($L/V^{1/3}$, Fr) - đồ thị	Gần với kết quả khảo sát thiết bị đẩy
	δ	0,525 ÷ 0,75		B/T - điều chỉnh	
	$L/V^{1/3}$	5,00 ÷ 7,00		$S/\sqrt{V} \cdot L_{pp} = f(B/T, \delta)$ - đồ thị	
	B/T	2,40		C_{mSo} - theo công thức ITTC	
				$\Delta C_{ms} = 0,4 \cdot 10^{-3}$	

11.11.1. Phương pháp Taylor

Thể hiện kết quả của những lần khảo sát hàng loạt mô hình (120 mô hình) biến đổi có hệ thống hình dáng, mô hình có dạng tàu chiến. Mỗi mô hình có hai chiều chìm tương ứng các tỉ số B/T = 2,25 và B/T = 3,75.

Kết quả khảo sát thu được trị số sức cản dư. Taylor thiết lập đồ thị sức cản dư đơn vị tức là tỉ số sức cản dư và lượng chiếm nước. Những đồ thị được xây dựng cho 2 seri B/T = 2,25 và B/T = 3,75. Mỗi đường cong tương ứng số Fr nhất định. Hệ trục của đồ thị Taylor lấy hệ số thân tàu ở dạng $D/(0,01L)^3$ ở trục tung và hệ số béo dọc φ ở trục hoành, số Fr trong khoảng 0,1785 - 0,2678 (đã chuyển sang hệ mét do Kranz).

Trên cơ sở đồ thị chúng ta có thể xác định sức cản của tàu đồng dạng hình học gần đúng nào đó khi hình dáng có hơi khác một chút nhưng vẫn giữ số Fr hệ số mảnh, hệ số béo dọc φ và tỉ số B/T. Sức cản này đọc đồ thị sức cản dư đơn vị r_j và nhân với lượng chiếm nước D.

$$R_r = r_j \cdot D \quad (kG) \tag{11.63}$$

Khi tỉ số B/T của tàu tính toán khác với B/T chuẩn của Taylor thì trị số r_j phải nội suy hoặc ngoại suy tuyến tính riêng giữa 2 giá trị B/T = 2,25 và B/T = 3,75. Sức cản ma sát tính riêng nhờ công thức ở điểm 11.4.3 hoặc dùng đồ thị của Taylor cũng theo sức cản ma sát đơn vị $(r_{ms})_J$ phụ thuộc vào $D/(0,01L)^3$ và Froude. Đối với tàu có chiều dài chuẩn L_o = 152,4m và để xác định sức cản ma sát phải đưa trị số r_{to} đọc từ đồ thì 11.48, để hiệu chỉnh:

1 - Độ lõm bề mặt vỏ nhận r_{to} với K_{ks} đọc từ đồ thị 11.47.

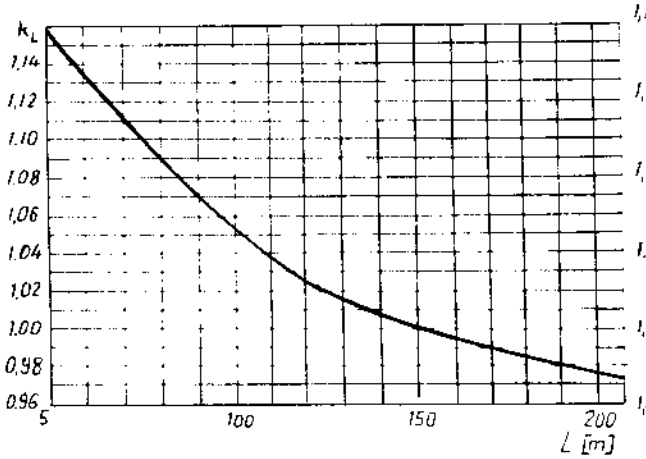
2 - Hệ số bề mặt ướt K - nhận r_{to} với tỉ số k/k_o mà k_o = 2,571 (đồ thị hình 11.48).

3 - Chiều dài thực của tàu L, nhận r_{to} với k_L lấy từ (đồ thị hình 11.46).

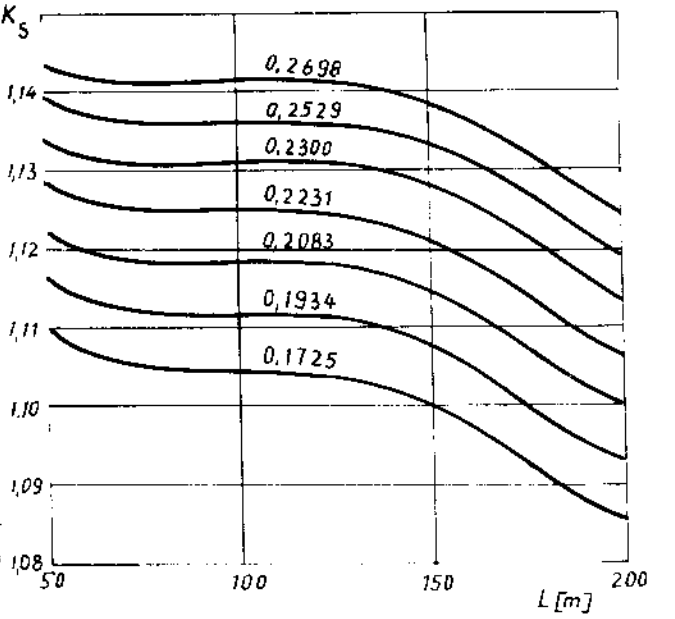
Sức cản ma sát tính nhờ đồ thị 11.48 được biểu diễn bằng công thức:

$$R_s = r_{to} \cdot k_S \frac{k}{2,571} K_L \cdot D \quad (kG) \tag{11.64}$$

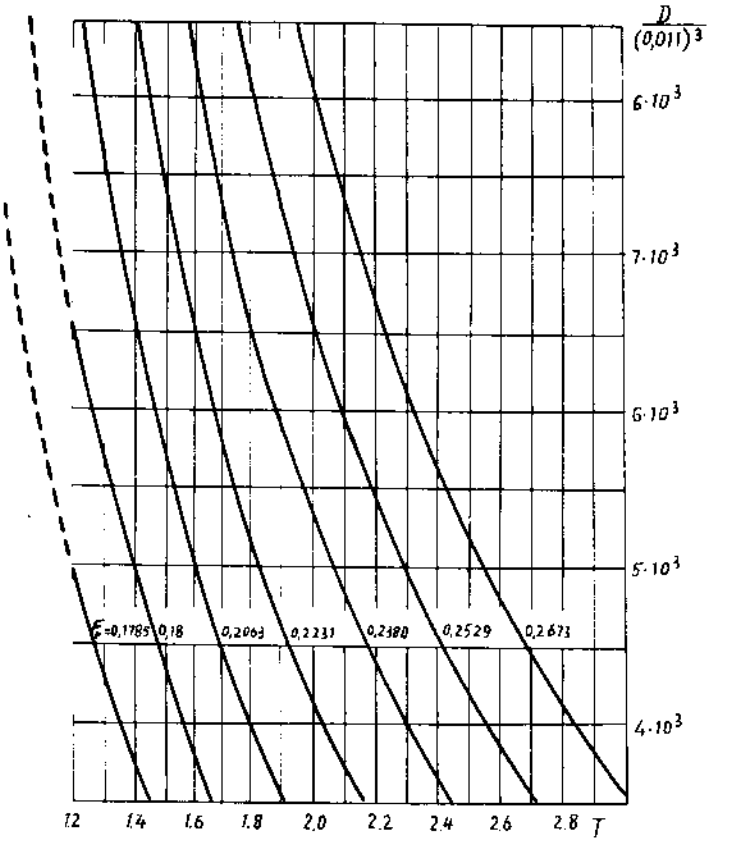
Sức cản dư và ma sát tính theo 2 công thức (11.63), (11,64) cho vỏ nhẵn không có phần nhô k, của giá đỡ trục chong chóng.



Hình 11.46



Hình 11.47



Hình 11.48

Ví dụ 11.13:

Tính sức cản toàn phần của tàu hàng với tốc độ v = 11 hải lý/giờ. Cho biết: L = 75,6m; B = 11,5m; T = 5,25m; D = 3125 T; δ = 0,662; β = 0,977; φ = 0,678; α = 0,843; S = 1334m^2; F = 78,80m^2.

Bài giải:

Chúng ta tính sức cản theo phương pháp Taylor

1 - Những trị số đã cho:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} = \frac{0,514.11}{\sqrt{9,81.75,6}} = 0,2075$$

$$B/T = \frac{11,5}{5,25} = 2,19$$

$$\frac{D}{(0,01L)^3} = \frac{3125}{(0,01.75,6)^3} = 7230 = 72,3.10^3$$

2 - Sức cản ma sát

- Từ đồ thị ở hình 11.48 đối với Fr = 0,2075 và $D/(0,01L)^3 = 7,23.10^3$;
- Ta có $r_{to} = 1,32$
- Từ đồ thị 11.47 hiệu chỉnh độ gồ ghề ta có:

$$k_{kD} = 1,118$$

- Từ đồ thị 11.15 hiệu chỉnh hệ số bề mặt ướt:

$$\frac{k}{2,571} = \frac{2,75}{2,571} = 1,07$$

- Từ đồ thị 11.46 hiệu chỉnh chiều dài:

$$k_L = 1,10$$

Sức cản ma sát:

$$R_{MS} = (r_{ms})_0 . k_{ks} . \frac{k}{2,571} . k_L . D = 1,32.1,118.1,07.1,1.3125 = 5420\,kG$$

3 - Sức cản dư đối với Fr = 0,2075

- Giá trị trung gian giữa các số Fr, dùng phương pháp nội suy các giá trị của hai đường cong của hai trị số Froude gần nhất.

- Từ đồ thị III (Fr = 0,2083) khi $D/(0,01L)^3 = 7,23 . 10^3$ và φ = 0,678

Khi B/T = 2,25 $r_{k1} = 0,56$

Khi B/T = 3,75 $r_{k2} = 0,785$

Khi B/T = 2,19

$$r_{k3} = r_{k1} - \frac{\Delta r_k}{\Delta(B/T)} \cdot 0{,}06 = 0{,}56 - \frac{0{,}225}{1{,}50} \cdot 0{,}06 = 0{,}56 - 0{,}009 = 0{,}551$$

- Từ đồ thị II (Fr = 0,1934) khi $D/(0{,}01L)^3 = 7{,}23 \cdot 10^3$ và $\varphi = 0{,}678$

Khi B/T = 2,25 $\quad r_{k4} = 0{,}45$

Khi B/T = 3,75 $\quad r_{k5} = 0{,}595$

Khi B/T = 2,19

$$r_{k6} = r_{k4} - \frac{\Delta r_k}{\Delta(B/T)} \cdot 0{,}06 = 0{,}45 - \frac{0{,}145}{1{,}50} \cdot 0{,}06 = 0{,}45 - 0{,}006 = 0{,}444$$

Nội suy giữa các giá trị r_{k3} và r_{k6} khi Fr = 0,2075 chúng ta có:

$$r_J = r_{k6} + \frac{\Delta r_k}{\Delta Fr} \cdot 0{,}0141 = 0{,}444 + \frac{0{,}107}{0{,}0149} \cdot 0{,}0141 = 0{,}444 + 0{,}101 = 0{,}545$$

Sức cản dư

$$R_L = r_J \cdot D = 0{,}545.3125 = 1705 \text{ kG}$$

4 - Tổng sức cản ma sát và sức cản dư

$$R = R_{ms} + R_L = 5420 + 1705 = 7125 \text{ kG}$$

5 - Sức cản phụ

- Vây giảm lắc $\quad 0{,}05R$
- Bánh lái thoát nước $\quad 0{,}01R$

$\quad 0{,}06R$

$$\Delta R = 0{,}06R = 0{,}06 \cdot 7125 = 427 \text{ kG}$$

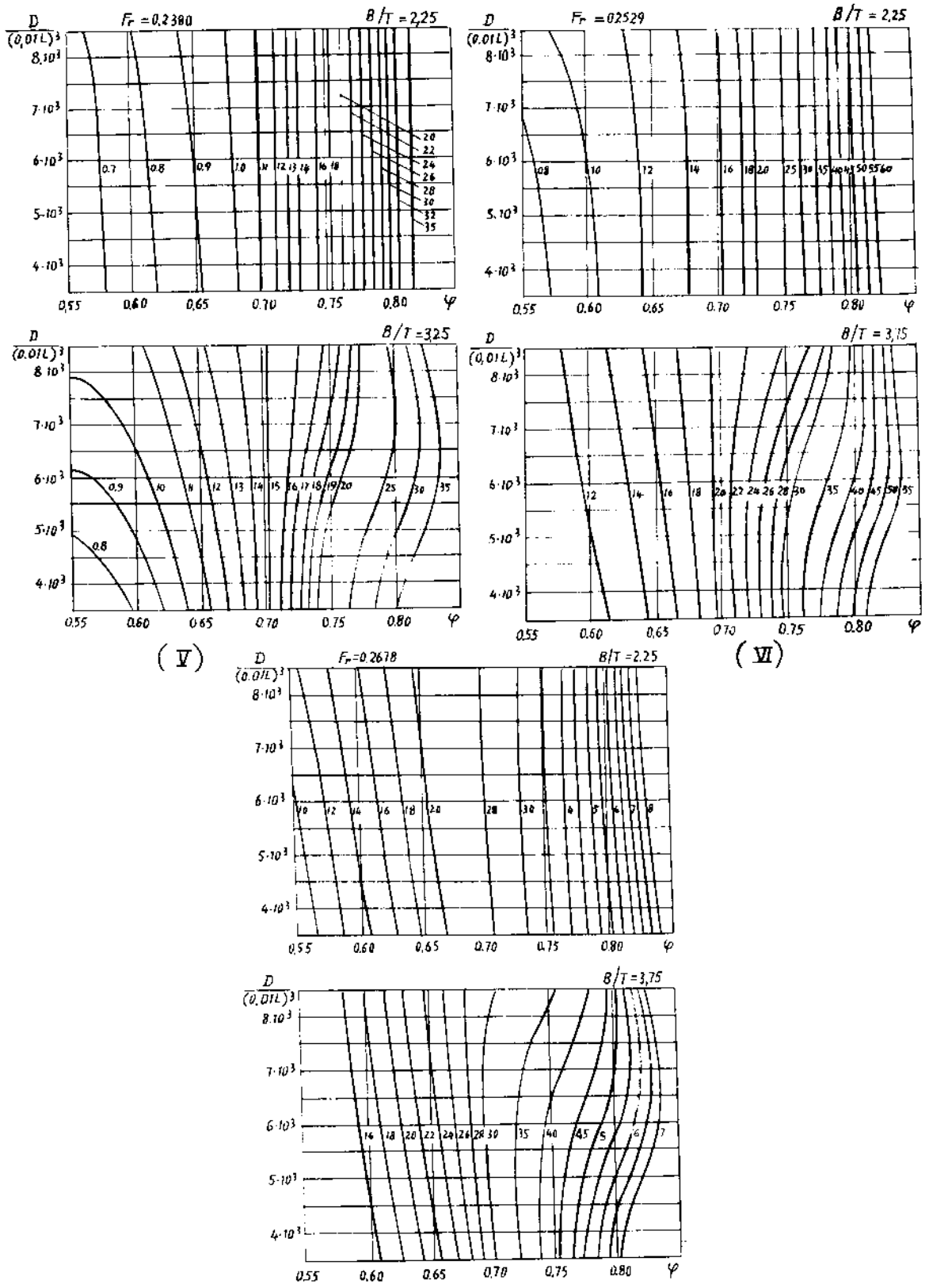
6 - Sức cản không khí

$$R_{KK} = C_{KK} \cdot \frac{\zeta_{KK}}{2} \cdot v_{td}^2 \cdot F_x$$

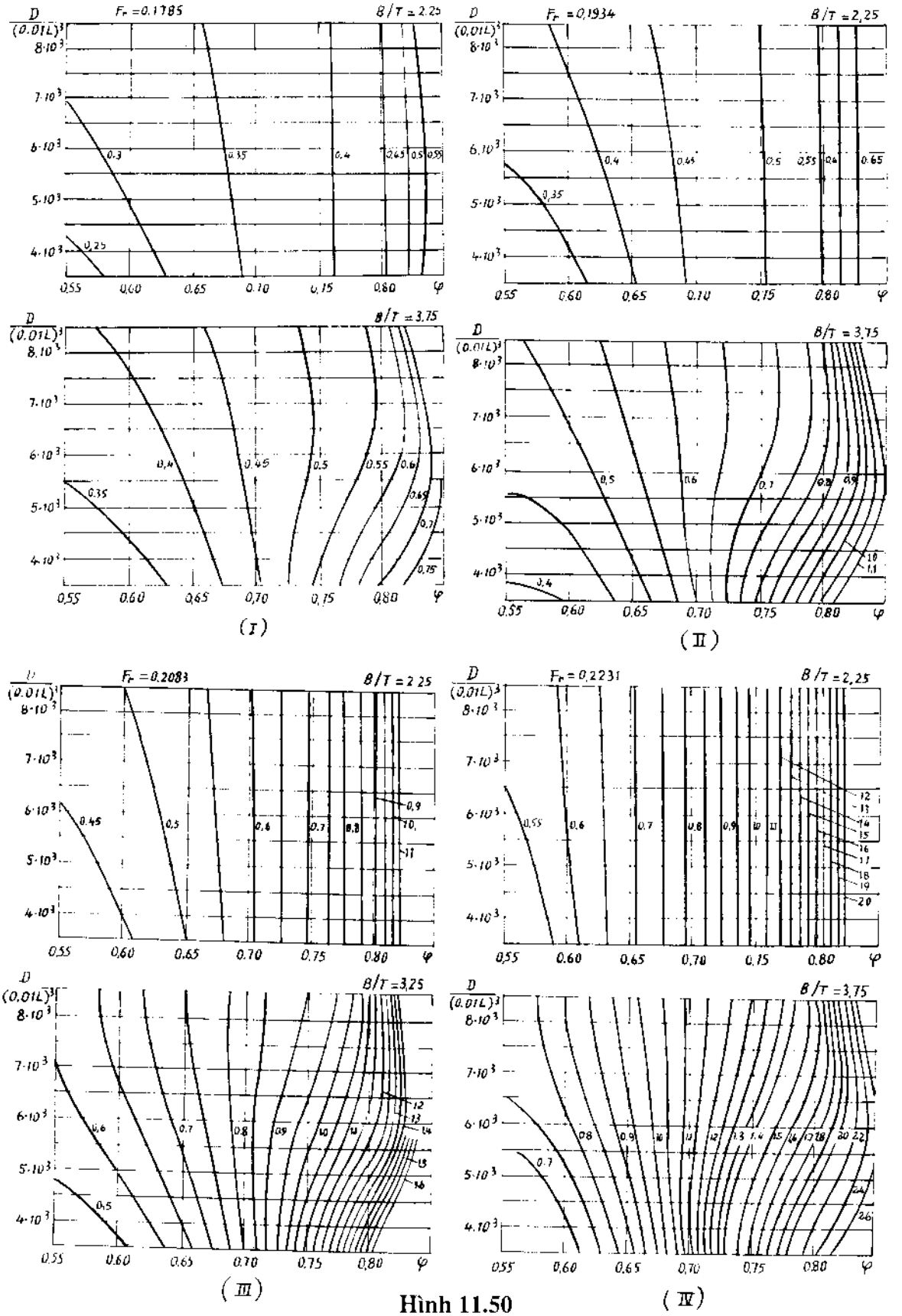
Chúng ta nhận $C_{KK} = 1{,}0$; $\xi_{KK} = 0{,}125 \text{ kGs}^2/\text{m}^4$

Tốc độ tàu v = 0,514.11 = 5,65m/s

Tốc độ không khí $\dfrac{5{,}20}{10{,}85 \text{ m/s}}$


D/(0,01L)³
Fr = 0,2380
B/T = 2,25
Fr = 02529
B/T = 2,25
B/T = 3,25
B/T = 3,15
(V)
(VI)
Fr = 0,2678
B/T = 2,25
B/T = 3,75
φ

Hình 11.49


D/(0.01L)³
Fr = 0.1785
B/T = 2.25
Fr = 0.1934
B/T = 2,25
B/T = 3.75
B/T = 3,75
(I)
(II)
Fr = 0.2083
B/T = 2.25
Fr = 0.2231
B/T = 2,25
B/T = 3,25
B/T = 3,75
(III)
(IV)
φ

Hình 11.50

Do đó: $R_{KK} = 1,0 \cdot \frac{0,125}{2} \cdot 10,85^2 \cdot 78,8 = 579\,kG$

Sức cản toàn phần

Sức cản nước $R = 7125$ kG

Sức cản phụ của nước $\Delta R = 427$ kG

Sức cản không khí $R_{KK} = 579$ kG

Sức cản toàn bộ 8131 kG

11.11.2. Phương pháp Ayre

Phương pháp Ayre dựa vào việc vận dụng hàng loạt đồ thị được xây dựng trên cơ sở khảo sát mô hình của nhiều tàu vận tải. Ưu điểm của phương pháp này đơn giản và dễ thu kết quả, dùng ít đồ thị và không tách ra sức cản ma sát, sức cản dư. Trị số thu được cần tăng 8% sức cản của phần nhô là đủ.

Công suất kéo

$$N_0 = \frac{D^{0,64} \cdot v^3}{C} \qquad (11.65)$$

C: Hệ số được xác định theo đồ thị của Ayre

Vậy sức cản kéo:

$$N_0 = \frac{550\,D^{0,64} \cdot v^2}{C}\ (kG) \qquad (11.66)$$

v^2: Tốc độ (m/sec)

Những đồ thị của Ayre gồm 01 đồ thị chính và 05 đồ thị phụ. Đồ thì chính thể hiện mối quan hệ hệ số C_0 với Fr và từng trị số của hệ số mảnh biểu diễn ở dạng $L_{pp}/D^{1/3}$. Đồ thị này được thiết lập với những trị số chuẩn.

1. Hệ số béo thể tích δ_0
2. Tỷ số $(B/T)_0 = 2$
3. Vị trí tâm nổi của tàu so với sườn giữa $X_{\Pi 0}$
4. Chiều dài đường nước $L_0 = 1,025L_{pp}$

Các đồ thị phụ dùng để điều chỉnh hệ số C_0 từ đồ thị chính, trường hợp tàu tính toán khác trị số chuẩn.

Trị số C đã điều chỉnh đưa vào công thức 11.65 và 11.66, chúng ta có công suất hoặc sức cản kéo.

Quá trình tính toán sức cản theo phương pháp Ayre như sau:

1. Từ tàu cần tính toán chúng ta có:

Số Froude $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ (v = m/sec)

Hệ số mảnh: $L_{pp} = D^{1/3}$ và đồ thị chính đọc được trị số C_0

2. Điều chỉnh δ đọc đồ thị δ, β của tàu 1 hoặc 2 chong chóng. Tương ứng với Froude của tàu tính toán tra δ_0 chuẩn rồi so với δ thực tế của tàu tính toán.

a. Nếu $\delta < \delta_0$ số phần trăm tăng trị số C_0 chúng ta đưa vào đồ thị phụ.

b. Nếu $\delta > \delta_0$ số phần trăm giảm trị số C_0

$$\Delta_1 C_0 = 300\delta \,.\, \frac{\delta_0 - \delta}{\delta_0} \; [\%] \qquad (11.67)$$

Thực hiện điều chỉnh này, khi nó lớn hơn trị số điều chỉnh ở điểm 4.

3. Điều chỉnh tỉ số B/T chỉ khi lớn hơn $(B/T)_0 = 2$

Phần trăm giảm hệ số C_0 chúng ta xác định từ công thức:

$$\Delta_2 C_0 = 10.\delta.\left(2 - \frac{B}{T}\right) \; [\%] \qquad (11.68)$$

4. Điều chỉnh tâm nổi cách sườn giữa X_F chuẩn, đọc ở đồ thị phần trăm giảm C_0 đọc từ đồ thị $X_f < X_{F0}$ hoặc $X_f > F_{F0}$ tương ứng với Fr của tàu tính toán.

Thực hiện điều chỉnh chỉ khi lớn hơn trị số điều chỉnh mục 2b.

5. Điều chỉnh chiều dài đường nước so với chiều dài chuẩn L_0

Phần trăm tăng hoặc giảm trị số C_0 chúng ta xác định bằng công thức:

$$\Delta_4 C_0 = 100 \,.\, \frac{L - L_0}{L_0} \; [\%] \qquad (11.69)$$

Cộng các điều chỉnh chúng ta có C_0 đã điều chỉnh rồi đưa vào công thức 11.65 hoặc 11.66.

Phương pháp Ayre cho phép xác định công suất hoặc sức cản kéo và với độ chính xác chấp nhận được, thông dụng để tính sức cản đối với tàu dài lớn hơn 30m. Tàu có chiều dài nhỏ hơn 30m không áp dụng được.

Ví dụ 11.14: Tính sức cản kéo của tàu vận tải hai chong chóng với tốc độ v = 17,5 cho biết L_{pp} = 146,8m; L_{tk} = 149,0m; B = 18,1m; T = 7,42m; D = 14370T; δ = 0,71; x_f = 0,15

Bài giải:

Áp dụng phương pháp Ayre để tính sức kéo của tàu:

1. Các thông số cần tính:

a. Trị số Froude $\quad Fr = \dfrac{v}{\sqrt{gL}} = \dfrac{17,5.0,541}{\sqrt{9,81.146,8}} = 0,237$

b. Hệ số mảnh $\quad \dfrac{L_{pp}}{D^{1/3}} = \dfrac{146,8}{14070^{1/3}} = 6,04$

c. Tốc độ $v = 17,5 . 0,541 = 9$ m/s

Từ đồ thị ở hình với các trị số đã biết ta được $C_0 = 428$

2. Hiệu chỉnh δ

Hệ số δ chuẩn đối với tàu hai chong chóng (từ đồ thị ở hình 11.51)

$\delta_0 = 0,68 + 0,01 = 0,69$

$\delta = 0,71$

$\delta_0 - \delta = -0,02$

Bởi vì $\delta > \delta_0$ phần trăm giảm C_0 chúng ta xác định công thức:

$$\Delta_1 C_0 = 300.\delta.\frac{\delta_0 - \delta}{\delta_0} = 300.0,71 . \frac{-0,02}{0,69} = -6,17\%$$

3. Hiệu chỉnh tỉ số B/T

Tỉ số B/T thực của tàu $\frac{B}{T} = \frac{18,1}{7,42} = 2,44 > \left(\frac{B}{T}\right)_0$

Phần trăm giảm C_0 chúng ta xác định từ công thức 11.65

$$\Delta_2 C_0 = 10.\delta.\left(2 - \frac{B}{T}\right) = 10.0,71(2 - 2,44) = -3,12\%$$

4. Hiệu chỉnh vị trí tâm nổi

x_{f0} chuẩn của tàu 2 chong chóng (từ hình 11.52)

$x_{f0} = -0,5\% L_{pp}$ (từ sườn giữa về lái)

x_f thực của tàu $x_f = +0,15m = \frac{0,15}{146,8} . 100 = +0,1\% L_{pp}$ (từ sườn giữa về mũi).

Bởi vì tàu nổi thực nằm trước tâm nổi chuẩn, vậy trị số điều chỉnh chúng ta đọc đồ thị ở hình 11.38.

$\Delta_3 C_0 = -3\%$. Giá trị điều chỉnh này nhỏ hơn $\Delta_1 C_0$ nên chúng ta không để ý $\Delta_3 C_0$.

5. Điều chỉnh chiều dài

Chiều dài chuẩn $L_0 = 1,025. 146,8 = 150,57$m

Chiều dài đường nước thực $L_{tk} = 149,00$

$L_{tk} - L_{pp} = -1,57$m

Trị số điều chỉnh tính từ công thức:

$$\Delta_4 C_0 = 100 . \frac{L_{tk} L_0}{L_0} = 100 . \frac{-1,57}{150,57} = -1,04\%$$

Trị số điều chỉnh mang dấu trừ nên chúng ta giảm trị số C

6. Tổng các điều chỉnh

$$\Delta_1 C_0 = -6,1\%$$

$$\Delta_2 C_0 = -3,12\%$$

$$\Delta_4 C_0 = -1,04\%$$

$$\Delta C_0 = -10,33\%$$

7. Trị số C đã điều chỉnh

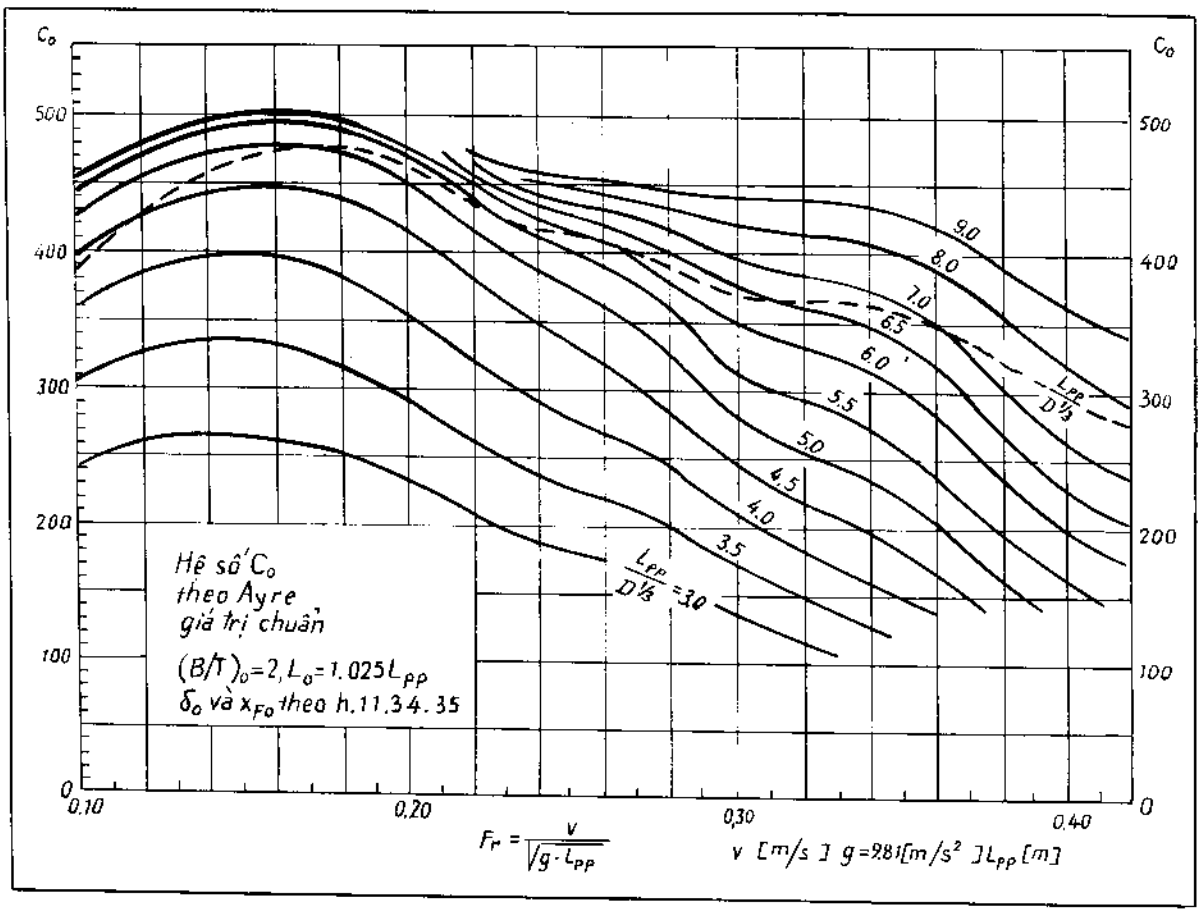
$$C_0 = 428$$

$$\Delta C_0 = \frac{428}{100}(-10,33) = -44$$

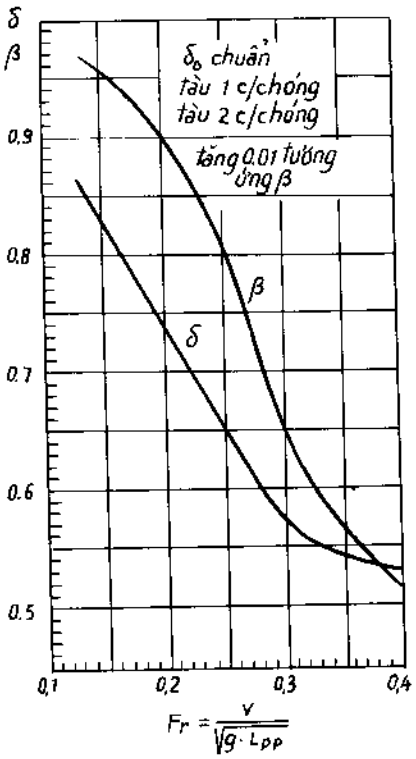
$$C = 384$$

8. Sức cản kéo của tàu

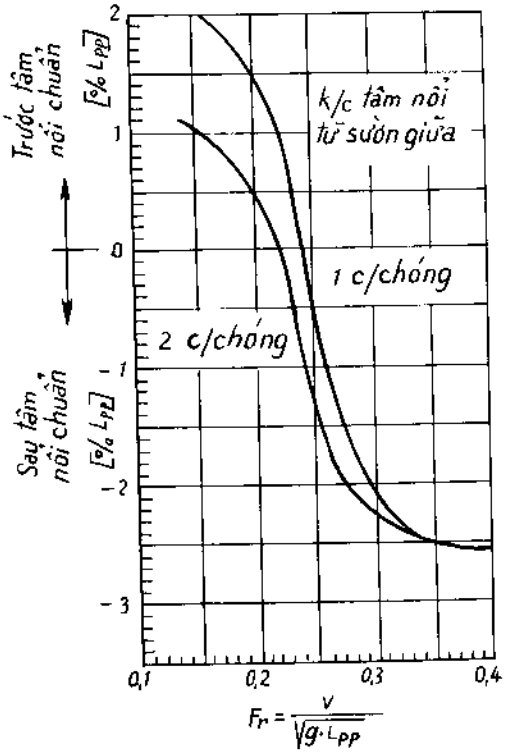
$$R = \frac{550.D^{0,64}v^2}{C} = \frac{550.14370^{0,64}.9^2}{384} = \frac{550.457,8.81}{384} = 53120\,kG$$



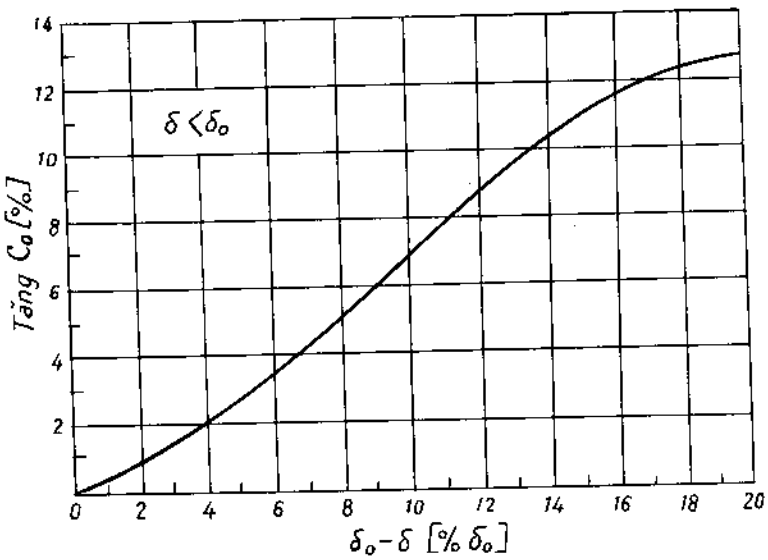
Hình 11.51



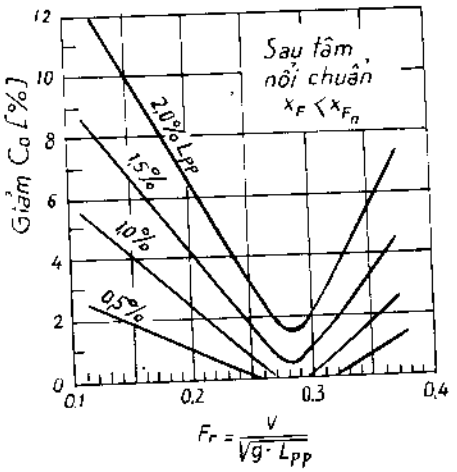
Hình 11.52



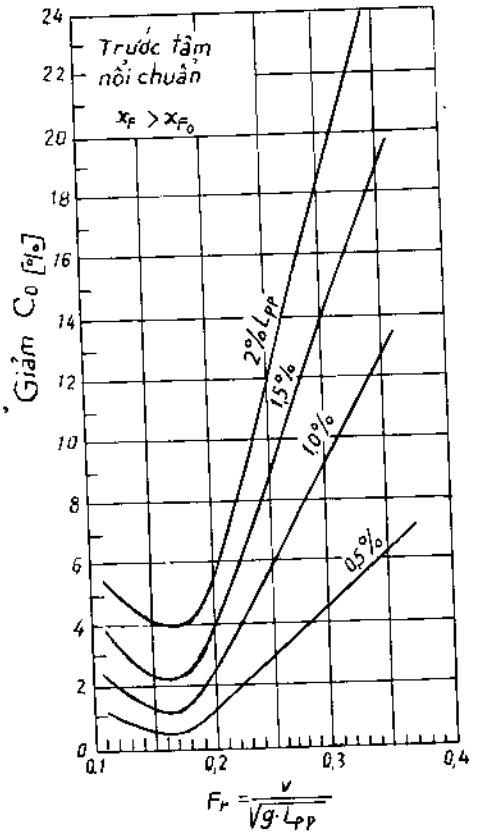
Hình 11.53



Hình 11.54



Hình 11.55



Hình 11.56

11.11.3. Phương pháp Papmel

Như các phương pháp trên đã nói, phương pháp Papmel dựa vào rất nhiều kết quả thí nghiệm của mô hình và thống kê đã có chọn trong số những tàu thực tế thử. Phương pháp này rất đơn giản và dễ sử dụng bởi vì chỉ cần một đồ thị.

Công suất kéo của tàu với những phần nhô, thông thường chúng ta có từ công thức:

$$N_0 = \frac{D}{L} \cdot \frac{v_w^3}{C} \cdot \frac{\chi}{\lambda} \cdot \sqrt{\psi} \qquad (11.70)$$

trong đó:

D: Lượng chiếm nước của tàu (tấn);

L: Chiều dài tàu (m);

v_w: Tốc độ (hải lí/h);

χ: Hệ số để ý đến phần nhô, trị số lấy ở bảng sau đây:

Số chong chóng	1	2	3	4
χ	1,00	1,05	1,075	1,10

λ: Hệ số phụ thuộc chiều dài tàu

Khi L > = 100m thì lấy $\lambda = 1{,}00$

Khi L < 100m thì lấy $\lambda = 0{,}7 + 0{,}03\sqrt{L}$

ψ: Hệ số mảnh thân tàu biểu diễn bằng công thức:

$$\psi = 10\frac{B}{T}\delta$$

trong đó:

B: Chiều rộng của tàu (m);

δ: Hệ số béo thể tích;

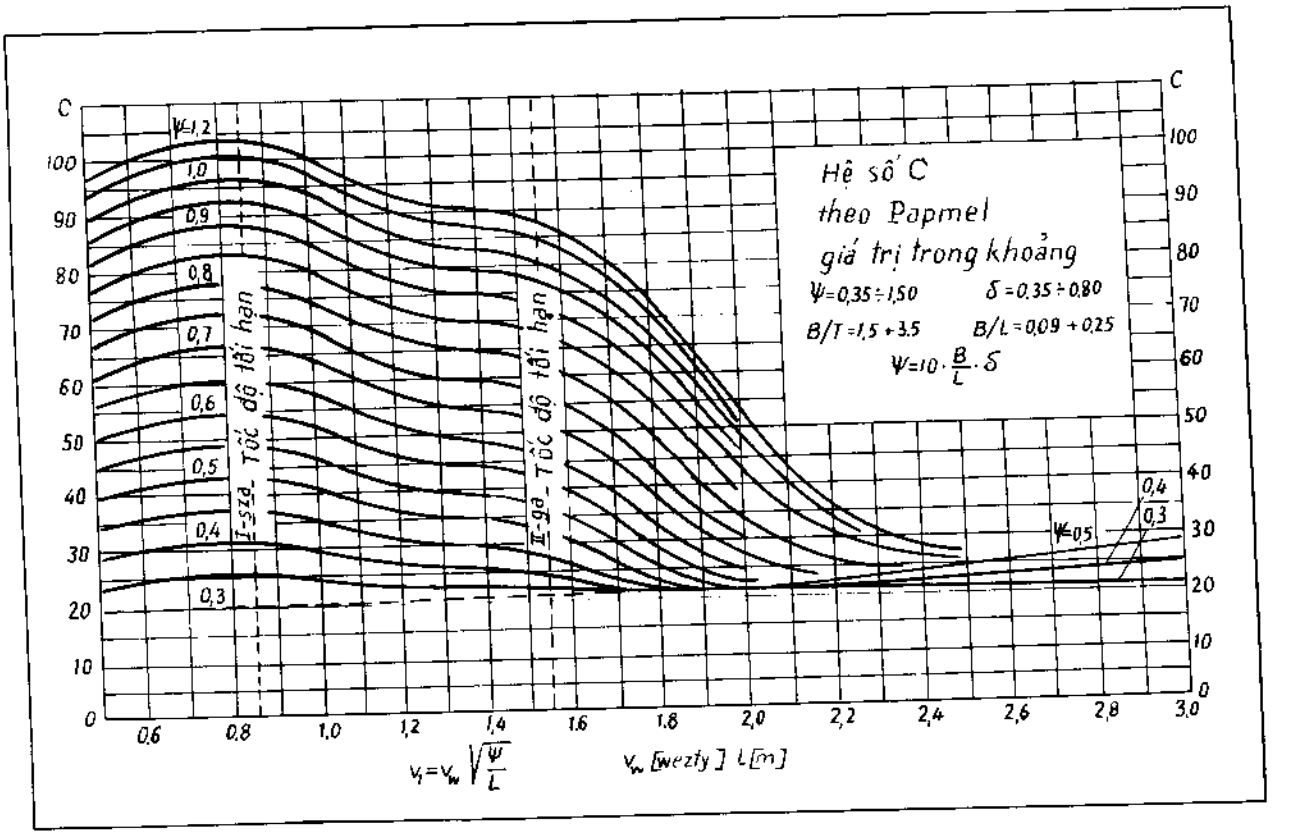
C: Hệ số xác định theo đồ thị theo hàm tốc độ tương đối.

$$v_1 = v_w\sqrt{\psi/L}$$

và hệ số mảnh ψ theo Papmel đồ thị sử dụng có giá trị trong các khoảng

$$\psi = 0{,}35 \div 1{,}50;\ B/T = 1 \div 3{,}50;\ B/L = 0{,}09 \div 0{,}25;\ \delta = 0{,}35 \div 0{,}80$$

Phương pháp Papmel cho kết quả kém chính xác hơn các phương pháp ở trên nhưng đơn giản hơn nhiều. Đối với tốc độ bình thường các tàu vận tải chúng ta thu được trị số công suất kéo hơi cao hơn thực tế vì Papmel dự trữ công suất trong điều kiện khai thác bình thường nhưng ở tốc độ cao thì thấp hơn so với thực tế.



Hình 11.57

Ví dụ 11.15: Tính công suất kéo của tàu hàng hai chong chóng với tốc độ v = 17,5 hải lý/h, cho biết :

L = 149m; B = 18,1m; T = 7,42m; D = 14370T; δ = 0,71

Bài giải

Chúng ta tính công suất kéo theo phương pháp Papmel

1. Hệ số các phần nhô: $\chi = 1,05$

2. Hệ số chiều dài : $\lambda = 1,00$

3. Hệ số mảnh: $\psi = 10 \cdot \frac{B}{L} \delta = 10 \cdot \frac{18,1}{149} 0,71 = 0,862$

4. Tốc độ tương đối :

$$v_1 = v\sqrt{\frac{\psi}{L}} = 17,5\sqrt{\frac{0,862}{149}} = 1,33$$

5. Từ hình 126 với ψ và v_1 đã biết, ta có C = 72

6. Công suất kéo :

$$N_0 = \frac{D}{L} \cdot \frac{v^3}{C} \cdot \frac{\chi}{\lambda} \cdot \sqrt{\psi}$$

$$N_0 = \frac{14370.17,5^3}{149.72} \cdot \frac{1,05}{1,00} \cdot \sqrt{0,862} = 6985\,\text{ml}$$

Công suất kéo tính theo phương pháp Ayre cho kết quả thấp hơn 8,5%

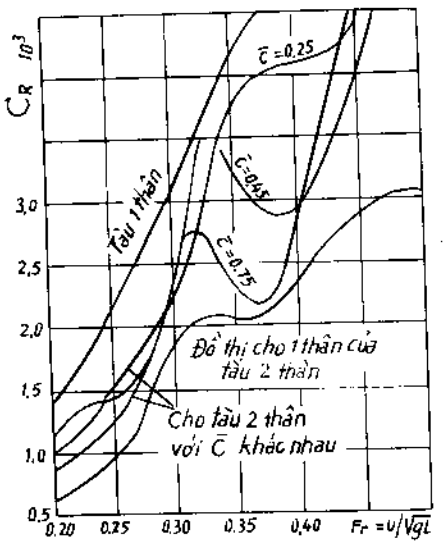
11.12. SỨC CẢN TÀU HAI THÂN

Loại tàu hai thân (thường gọi là Catamaran) ngày càng được ứng dụng rộng rãi, nhất là tàu khách, tàu công trình, bệnh viện, tàu chở container v.v... Nhờ những ưu điểm đặc biệt của nó là ổn định rất cao, mặt boong chuyên chở và công tác rất rộng rãi, tốc độ cao với việc đầu tư công suất vừa phải, sóng do tàu gây ra ở tốc độ cao không lớn như tàu một thân do đó ít ảnh hưởng đến sạt lở bờ sông và ảnh hưởng bất lợi đối với tàu thuyền nhỏ xung quanh.

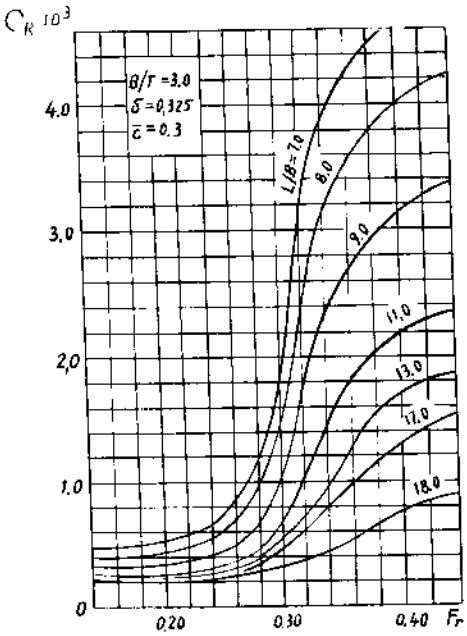
Cũng như tàu một thân bình thường, sức cản tàu hai thân gồm sức cản ma sát và sức cản dư. Sức cản ma sát được tính cho toàn bộ diện tích ngâm nước của hai thân, còn sức cản dư thì có thể tính theo phương pháp lý thuyết hoặc thực nghiệm. Sức cản dư của tàu hai thân phụ thuộc chủ yếu vào khoảng cách giữa hai thân và tỷ lệ $\frac{L}{B}$, B - chiều rộng một thân, L - chiều dài của tàu (cũng của một thân). Đối với những tàu hai thân có $\frac{L}{B} \geq 18$ thì sức cản dư rất bé mặc dù tốc độ tương đối khá cao Fr > 0,4 (hình 11.59). Trên hình 11.58 cho ta thấy sự so sánh sức cản dư của tàu một thân, một thân của tàu hai thân và toàn bộ tàu hai thân phụ thuộc vào khoảng cách giữa hai thân với nhau.

Trên cơ sở thí nghiệm có hệ thống những mô hình của tàu hai thân, người ta đã đưa ra các đồ thị để tính toán sức cản dư của tàu hai thân trên nguyên tắc chung của tàu một thân cổ điển.

Trên các đồ thị đó biểu diễn hoặc hệ số sức cản dư C_R hoặc hệ số sức cản dư đơn vị C_D của các nhóm tàu hai thân, được dùng để tính sức cản dư của tàu hai thân theo các công thức ở phần dưới.



Hình 11.58. Đặc tính của đường sức cản dư cho tàu 1 thân và tàu 2 thân



Hình 11.59. Đường cong sức cản dư của các tàu 2 thân có tỷ số $\frac{L}{B}$ khác nhau

Sức cản tàu hai thân cũng như sức cản tàu một thân được tính theo công thức:

$$R = R_m + R_D + R_{KK} + R_X + R_{MT} \qquad (11.71)$$

ở đây: R - Sức cản toàn bộ tàu hai thân;

R_m - Sức cản ma sát (được tính cho độ nhám bề mặt tiêu chuẩn);

R_D - Sức cản dư (bao gồm sức cản sóng, sức cản hình dáng và tác động tương hỗ hai thân);

R_{KK} - Sức cản không khí đối với các kết cấu trên mặt nước của tàu;

R_X - Sức cản ma sát bổ sung do bề mặt vỏ tàu có độ nhám quá tiêu chuẩn;

R_{MT} - Sức cản do tác động của môi trường, ví dụ sóng biển, sự hạn chế về luồng lạch, độ dốc của luồng v. v...

Sức cản dư được biểu diễn bằng công thức:

$$R_D = \frac{1}{2}\rho S.C_R^{L/B} K_{B/T} K_\delta V^2 \qquad (11.72)$$

ở đây: ρ - Mật độ nước, $\frac{kGs^2}{m}$;

S - Diện tích ngâm nước của hai thân, m^2;

$C_R^{L/B}$ - Hệ số sức cản dư được lấy từ đồ thị. Nếu $\frac{L}{B}$ của tàu thiết kế khác với $\frac{L}{B}$ tàu mẫu trên đồ thị thì phải nội suy giữa 2 nhóm có $\frac{L}{B}$ gần nhau;

$K_{B/T}$ - Hệ số điều chỉnh khi $\frac{B}{T}$ của tàu thiết kế khác với $\frac{B}{T}$ nhóm tàu mẫu, cũng bằng cách nội suy giữa 2 nhóm đồ thị có $\frac{B}{T}$ gần nhau;

K_δ - Hệ số điều chỉnh khi δ của tàu thiết kế khác với δ nhóm tàu mẫu, cũng bằng cách nội suy giữa 2 nhóm đồ thị có δ gần nhau;

v - Tốc độ tàu, m/s.

Sức cản dư cũng có thể biểu thị bằng công thức:

$$R_D = C_D^{L/B} \cdot D \cdot x_{B/T} \cdot x_\delta \qquad (11.73)$$

ở đây: $C_D^{L/B}$ - hệ số sức cản dư đơn vị lấy từ đồ thị. Nếu $\frac{L}{B}$ của tàu thiết kế khác với $\frac{L}{B}$ của nhóm tàu mẫu trên đồ thị thì phải nội suy giữa 2 nhóm có $\frac{L}{B}$ gần nhau;

D - Lượng chiếm nước của tàu hai thân;

$x_{B/T}$ - hệ số điều chỉnh khi $\frac{B}{T}$ của tàu thiết kế khác với $\frac{B}{T}$ của nhóm tàu mẫu, cũng bằng cách nội suy giữa 2 nhóm đồ thị C_D có $\frac{B}{T}$ gần nhau;

x_δ - hệ số điều chỉnh khi δ của tàu thiết kế khác với δ của nhóm tàu mẫu, cũng bằng cách nội suy giữa 2 nhóm đồ thị có δ gần nhau hoặc tương ứng với 2 giá trị δ khác nhau.

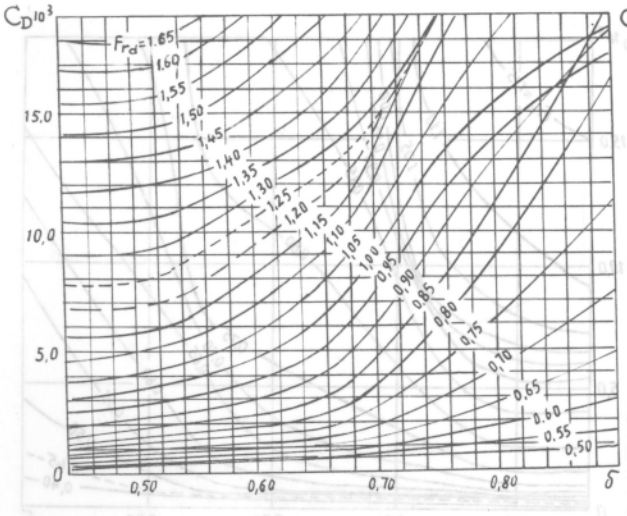
Các hệ số $k_{B/T}$, k_δ, $x_{B/T}$ là thương số của giá trị tàu thiết kế và tàu mẫu, ví dụ:

$$x_{B/T} = \frac{C_D\left(\frac{B}{T}\right)^*}{C_D\left(\frac{B}{T}\right)} \qquad (11.74)$$

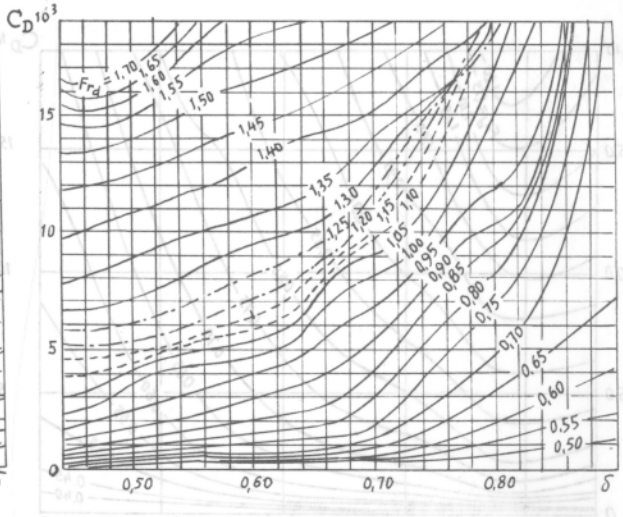
ở đây: $C_D\left(\frac{B}{T}\right)^*$ - hệ số sức cản dư đơn vị đối với tàu thiết kế $\left(\frac{B}{T}\right)^*$;

$C_D\left(\frac{B}{T}\right)$ - hệ số sức cản dư đơn vị đối với tàu mẫu có trong đồ thị.

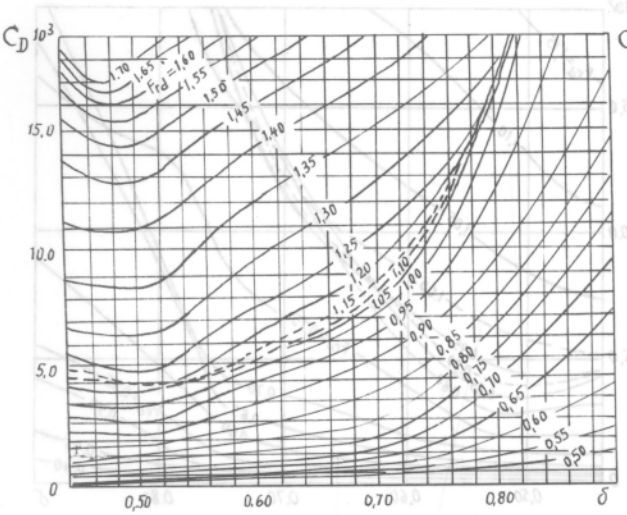
Trên các đồ thị, hệ số $\overline{C} = \frac{C}{2B}$ ở đây C - là khoảng cách giữa 2 vỏ tàu tính ở giữa tàu, trên đường nước thiết kế; B - chiều rộng của một thân tàu của tàu hai thân.



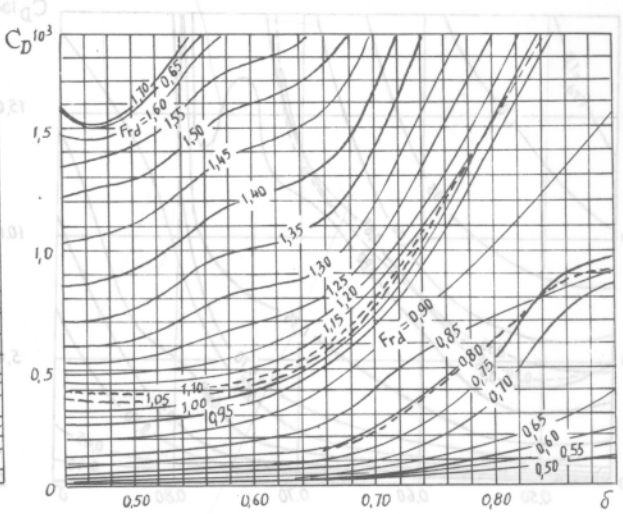
Hình 11.60. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 18$; $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\overline{C} = 0{,}5$



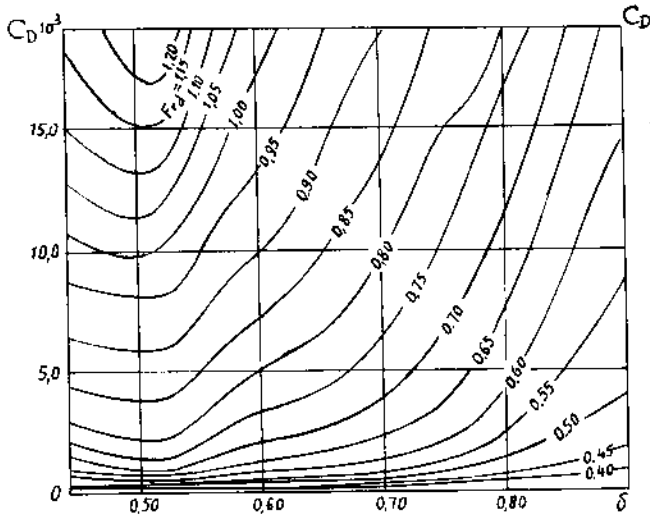
Hình 11.61. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 18$; $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\overline{C} = 0{,}7$



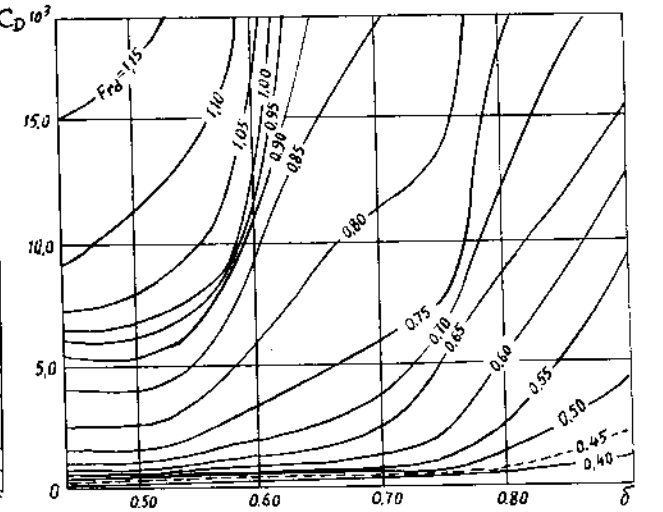
Hình 11.62. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 18$; $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\overline{C} = 0{,}9$



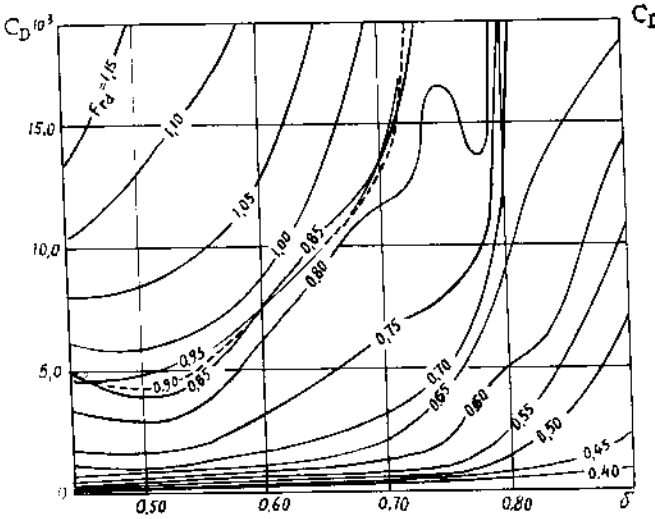
Hình 11.63. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 18$; $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\overline{C} = 1{,}1$



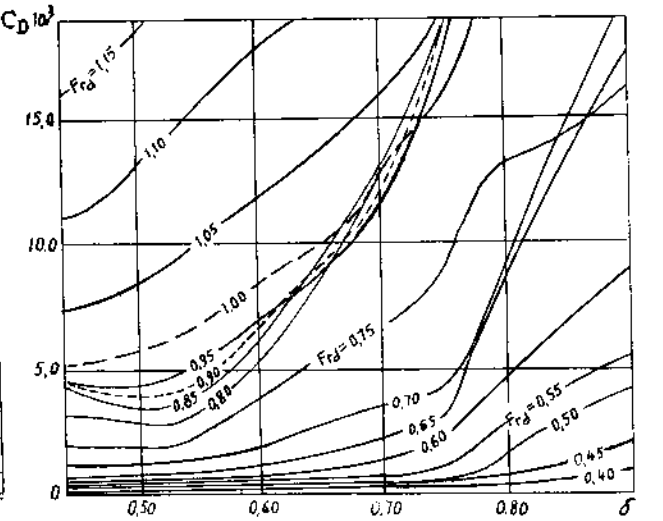
Hình 11.64. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 11$; $\frac{B}{T} = 3$; $\overline{C} = 0,3$



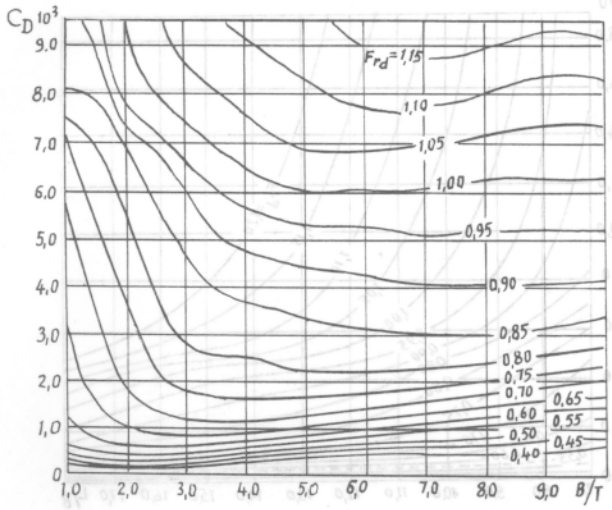
Hình 11.65. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 11$; $\frac{B}{T} = 3$; $\overline{C} = 0,5$



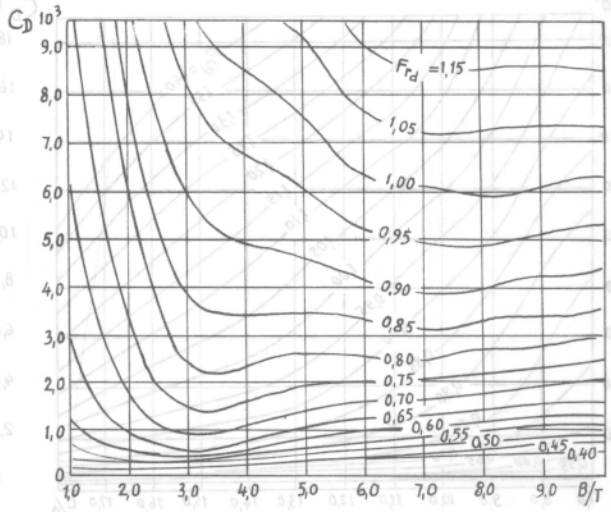
Hình 11.66. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 11$; $\frac{B}{T} = 3,0$; $\overline{C} = 0,7$



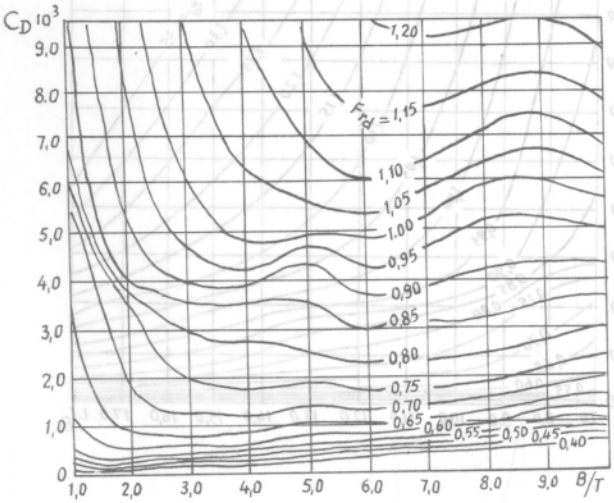
Hình 11.67. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có δ khác nhau và $\frac{L}{B} = 11$; $\frac{B}{T} = 3,0$; $\overline{C} = 0,9$



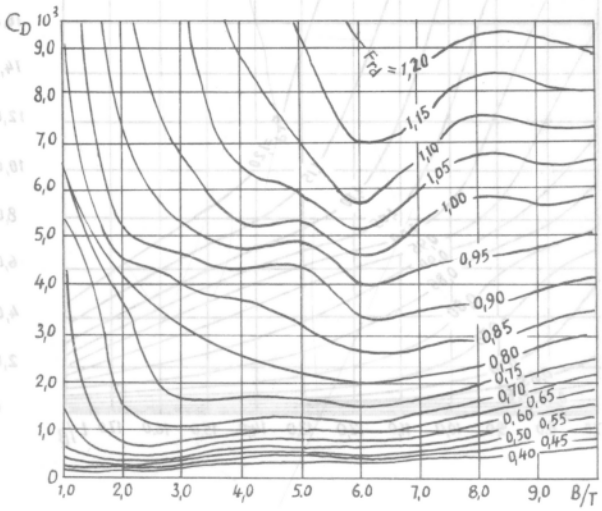
Hình 11.68. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có B/T khác nhau với $\frac{L}{B} = 11,0$; $\delta = 0,525$; $\overline{C} = 0,5$



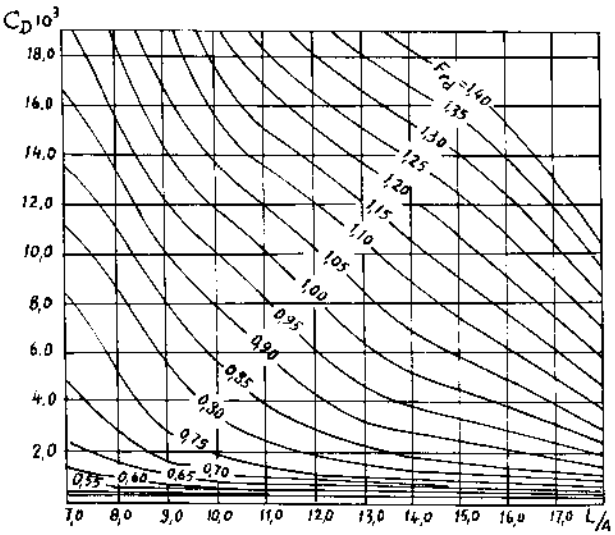
Hình 11.69. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có B/T khác nhau với $\frac{L}{B} = 11,0$; $\delta = 0,525$; $\overline{C} = 0,3$



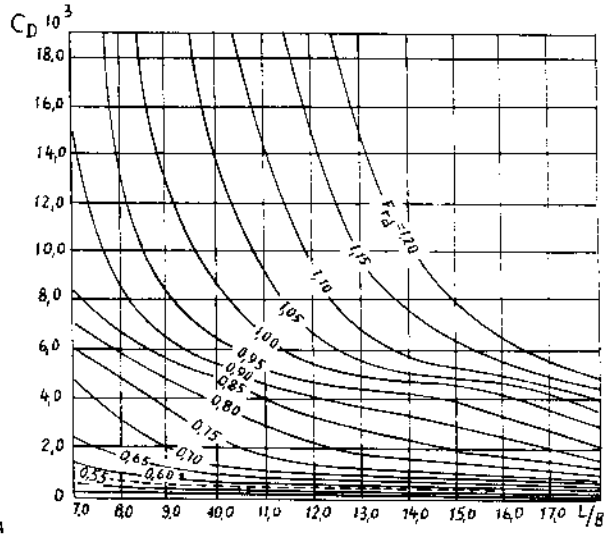
Hình 11.70. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có B/T khác nhau với $\frac{L}{B} = 11,0$; $\delta = 0,525$; $\overline{C} = 0,9$



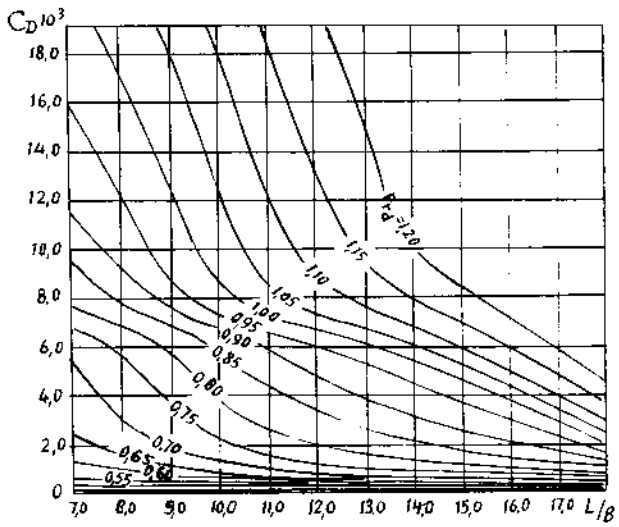
Hình 11.71. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có B/T khác nhau với $\frac{L}{B} = 11,0$; $\delta = 0,525$; $\overline{C} = 0,7$



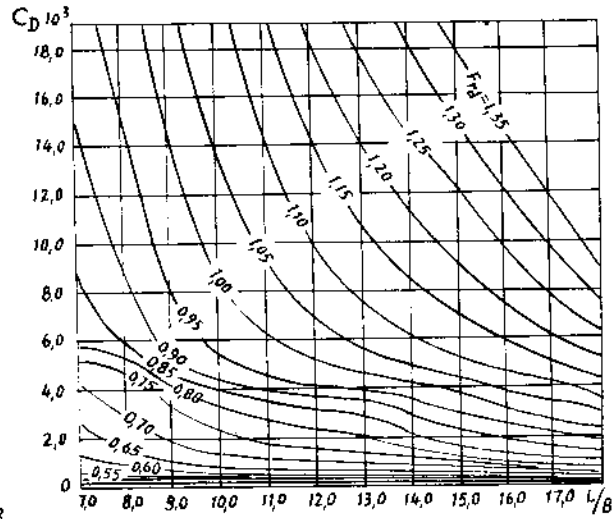
Hình 11.72. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có L/B khác nhau với $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\delta = 0{,}525$; $\overline{C} = 0{,}3$



Hình 11.73. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có L/B khác nhau với $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\delta = 0{,}525$; $\overline{C} = 0{,}7$



Hình 11.74. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có L/B khác nhau với $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\delta = 0{,}525$; $\overline{C} = 0{,}5$



Hình 11.75. Đồ thị xác định sức cản dư đơn vị của nhóm tàu 2 thân có L/B khác nhau với $\frac{B}{T} = 3{,}0$; $\delta = 0{,}525$; $\overline{C} = 0{,}9$

11.13. SỨC CẢN CỦA TÀU CHẠY NHANH

11.13.1. Hiện tượng chung của dòng chảy và sức cản của tàu tốc độ cao

Tàu nhỏ tốc độ cao (high speed craft) có 3 loại khác nhau: tàu đáy tròn, tàu lướt hình sườn gãy và tàu cánh ngầm. Loại thứ nhất là tàu rẽ nước (displacement boats), loại thứ hai, phần lớn trọng lượng bằng lực nâng động ở dưới đáy tàu hơn lực nổi; trong lúc loại thứ ba, thân tàu hoàn toàn trên nước, trọng lượng bằng lực nâng động bởi các cánh ngầm trong nước.

Thành phần thẳng đứng của toàn bộ lực thuỷ động mang tên là lực nổi động. Lực nổi tĩnh thêm vào lực nổi động bằng trọng lượng tàu. Bởi vì trọng lượng không đổi nhưng lực nổi động tăng cùng tốc độ, do đó lực nổi tĩnh giảm khi tốc độ tăng và tất nhiên thể tích ngâm nước giảm do tàu nổi.

Khi tốc độ khá lớn, lực nổi tĩnh tham gia trong toàn bộ lực nổi trở nên nhỏ và hầu như cả trọng lượng tàu cân bằng với lực nổi động, tàu đạt trạng thái lướt. Đó có thể là lý thuyết đối với mỗi một tàu. Tuy nhiên, đối với những tàu có hình dáng bình thường, khi đạt tốc độ tương đối lớn, để đi vào trạng thái lướt đòi hỏi công suất lắp đặt rất lớn và thực tế không thể đạt được. Ngoài ra, tàu khi lướt có thể mất ổn định ngang và lật tàu. Vì vậy, có được trạng thái lướt hoàn toàn (thuần tuý) thực tế có thể có, chỉ khi tàu nhỏ, có hình dáng đặc biệt dễ đạt trạng thái lướt và đảm bảo đủ ổn định, quay trở v. v. Đối với những tàu lớn hơn thường chỉ đạt lướt từng phần, như thế xuất hiện lực nổi tĩnh tương đối lớn.

Thông số đặc trưng hiện tượng dòng chảy và sức cản của những tàu chạy tốc độ cao là số Froude. Nhưng số Fr không biểu diễn qua chiều dài tàu, trong trường hợp này, Froude biểu diễn qua căn bậc ba của thể tích ngâm nước khi ở trạng thái tĩnh (không chuyển động, at-rest). Điều kiện tàu bắt đầu ở trạng thái lướt là:

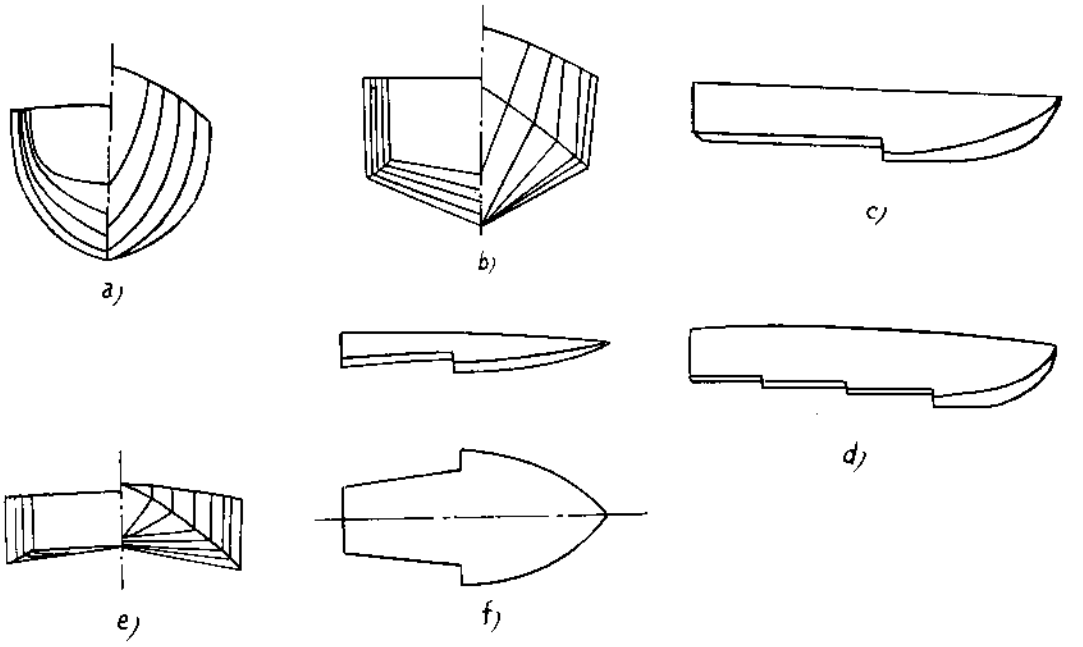
$$Fr_V = \frac{v}{\sqrt{g\sqrt[3]{V}}} > 3 \qquad (11.75)$$

và tàu thuần tuý lướt khi Fr > 5 (11.76)

Những tàu lướt nhỏ có thể đạt Fr_v đến 13 và thậm chí lớn hơn.

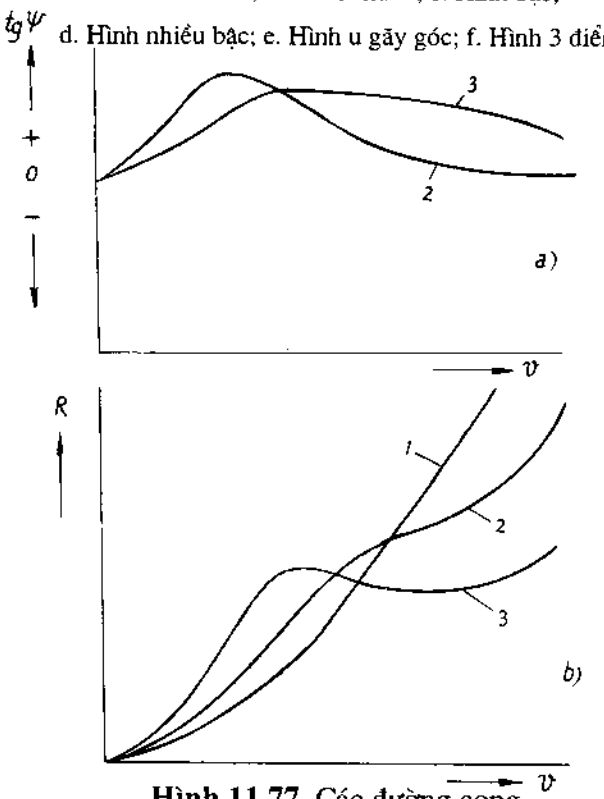
Đi vào trạng thái lướt, tàu giảm nhiều sức cản, cho phép tiếp tục tăng tốc độ. Nhưng chúng ta cần nhớ rằng tàu chỉ có thể đạt trạng thái lướt như đã nêu ở trên khi áp dụng hình dáng thân tàu đặc biệt. Các loại hình dáng tàu lướt hoặc nửa lướt như hình 11.76.

Khi tàu được tạo dáng đáy đặc biệt, với thời điểm nhất định vận tốc tàu đạt được độ lớn, tàu chúi đuôi, được xem như tấm phẳng đặt dưới một góc α so với dòng chảy vào. Phần đáy tạo lực nổi động (lực nâng, tỉ lệ với bình phương tốc độ và làm cho tàu ngẩng dần lên, giảm lực nổi tĩnh).



Hình 11.76. Các loại cơ bản thân tàu lướt và nửa lượt

a. Hình tròn; b. Hình chữ V; c. Hình bậc;
d. Hình nhiều bậc; e. Hình u gãy góc; f. Hình 3 điểm



Hình 11.77. Các đường cong

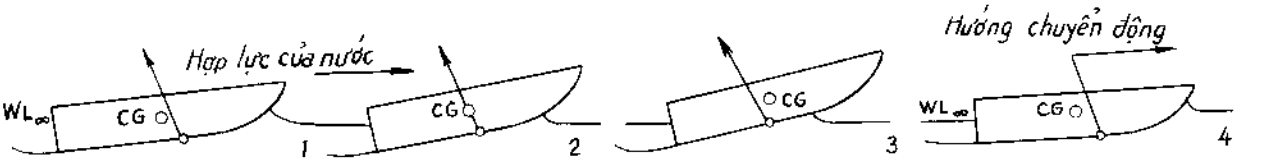
a) Độ chúi; b) Sức cản của một số kiểu tàu nhanh

1. Thân tàu tròn; 2. Thân tàu "V"; 3. Thân tàu có bậc

Khi tăng lực nổi động gần trạng thái lướt, lực cản tăng mạnh gây góc chúi lớn, gây sóng mạnh và tạo các tia nước. Nhưng khi công suất lắp đặt tương đối lớn, thắng sức cản đó, và tiếp tục tăng tốc độ, bây giờ số Froude > 3, lực nổi động đủ lớn cân bằng với trọng lượng tàu, tàu đi vào trạng thái lướt.

Giai đoạn lướt đầu tiên, tàu có độ chúi đuôi lớn để có góc tấn lớn, tạo lực nổi cần thiết, nhưng khi tiếp tục tăng tốc độ đòi hỏi lực nổi động, góc tấn nhỏ dần nghĩa là độ chúi giảm. Tiếp tục tăng tốc độ, sức cản tàu lướt thay đổi nhiều với thời điểm nào đó tàu vào trạng thái lướt. Sức cản tàu lướt bắt đầu tăng cùng với tốc độ tăng chậm hơn rồi dừng, trong một số trường hợp sức cản có thể giảm. Khi vào trạng thái lướt sức cản sóng giảm; sức cản ma sát giảm nhiều do giảm bề mặt ướt. Nhưng thành phần sức cản mới xuất hiện, sức cản các tia nước mà công bằng năng lượng cần thiết tạo ra tia nước về phía trước và hai bên mạn. Tăng tốc độ thì sức cản không khí tăng.

Sức cản tàu lướt phụ thuộc rất nhiều việc chọn đúng góc tấn, tức là độ chúi. Vì vậy loại phương tiện này, sự xác định vị trí trọng tâm có ý nghĩa cơ bản. Để có lực nổi động lớn khi sức cản nhỏ, đáy tàu phẳng đuôi hớt nhọn để đảm bảo tách dòng và giảm sức cản.



Sóng dưới mũi tàu nâng mũi; hợp lực chuyển về trước

Thân tàu nâng từng phần; hợp lực đi qua CG; tiếp tục chuyển về sau

Tư thế chúi hơn trước, hợp lực chuyển về sau CG

Tư thế trở lại bình thường; hợp lực ở trước CG. Chu kỳ chúi lại tiếp tục.

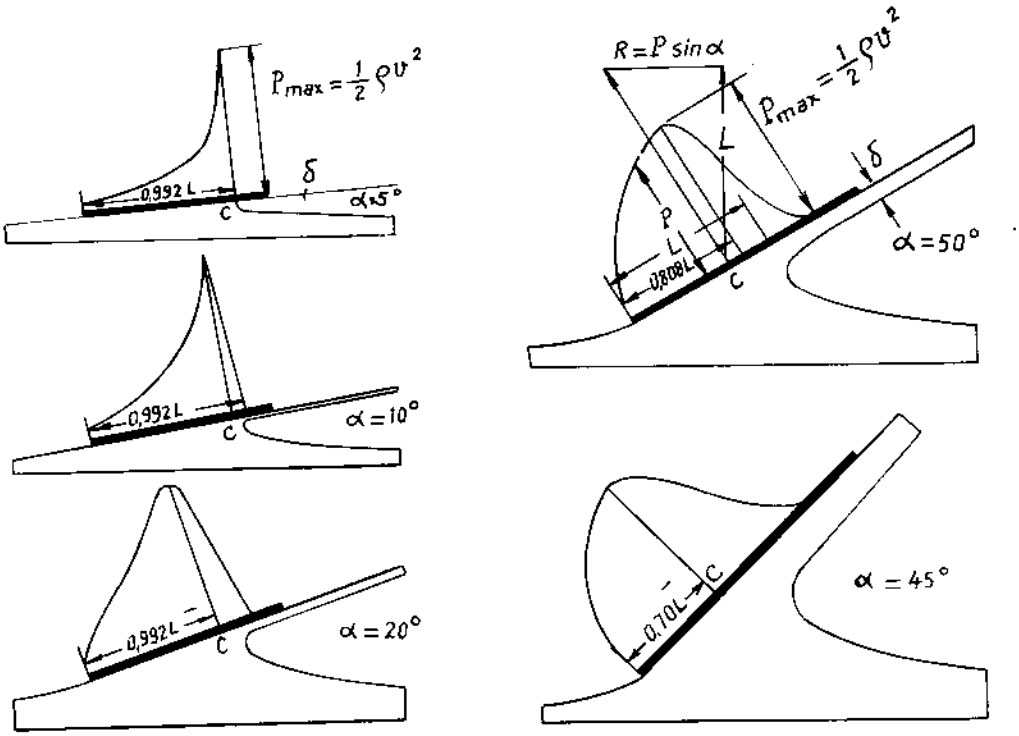
Hình 11.78. Sự liên tiếp trong chu kỳ chúi đuôi

Thường đáy có bậc (khớp), mỗi bậc dòng chảy qua kéo theo sự giảm diện tích mặt ướt, giảm sức cản ma sát. Hình 11.77 chỉ rõ đường cong sức cản của 2 kiểu tàu nhanh: Kiểu "V" (đường cong 2) và có khớp (đường cong 3). Để so sánh người ta vẽ đường cong sức cản dạng sườn tròn (đường cong 1). Sức cản của tàu dạng sườn chữ "V" tăng đều cùng với tăng tốc độ, nhưng ở thời điểm đạt độ ngẩng lớn, sức cản bắt đầu tăng chậm và trở nên nhỏ hơn tàu sườn tròn. Tàu đáy khớp ở tốc độ nhỏ sức cản lớn hơn những tàu có dạng sườn khác; sau khi tàu vào trạng thái lướt, nói chung sức cản ngừng tăng, thậm chí đôi khi giảm như đã chỉ rõ ở hình vẽ; khi tàu đạt tốc độ rất lớn sức cản lại bắt đầu tăng.

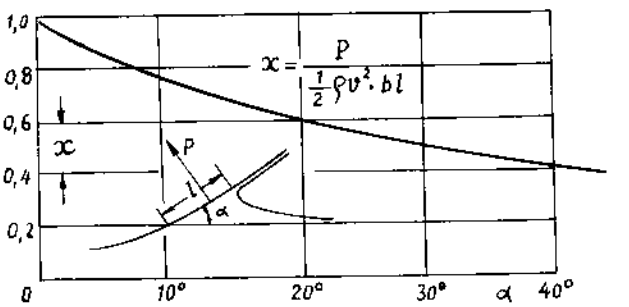
Về phương diện sức cản có lợi nhất là tạo đáy tàu lướt hoàn toàn phẳng.

11.13.2. Cơ sở lý thuyết lướt

Phân tích lí thuyết hiện tượng xuất hiện trong chuyển động của những tàu chạy nhanh phải bắt đầu từ trường hợp đơn giản nhất là chuyển động của tấm phẳng nghiêng một góc so với mặt nước. Tấm phẳng rộng không hạn định và bỏ qua trọng lực và lực nhớt của nước.



Hình 11.79. Tấm phẳng lướt bỏ qua lực trọng lượng



Hình 11.80. Đồ thị xác định hệ số x

Hình 11.79 chỉ rõ hình dáng bề mặt tự do và phân bố áp suất tác dụng lên mặt dưới của bề mặt tấm, chuyển động dưới những góc α khác nhau. Các tia nước bắn về phía trước có tốc độ lớn gần gấp hai lần tốc độ của tấm.

Lực tổng hợp tác dụng lên tấm vuông góc với bề mặt tấm. Trị số lực này:

$$P = x\pi\rho_2 v^2 \alpha_E bh \qquad (11.77)$$

trong đó x là hệ số đọc từ đồ thị ở hình 11.80 và α_E - góc tấn hữu hiệu.

Để thắng sức cản có trị số:

$$R = P\sin\alpha_E \tag{11.78}$$

Phải cung cấp cho tấm phẳng năng lượng từ bên ngoài. Tấm phẳng chuyển động trên mặt nước không còn năng lượng. Vậy toàn bộ năng lượng để thắng sức cản chuyển đổi thành động năng của các tia nước. Trong trường hợp này chỉ một loại sức cản, sức cản tia nước.

Theo hình 11.79 lực nổi động bằng:

$$L = P\cos\alpha_E \tag{11.79}$$

Áp suất lớn nhất xuất hiện tại điểm C, tại đó dòng chảy rẽ ra. Áp suất tại điểm đó bằng áp suất động, vì tốc độ bằng không:

$$p_{C_t} = \frac{\rho}{2}v^2 \tag{11.80}$$

Giữa chuyển động lướt của tấm trong nước và chuyển động của tấm trong môi trường có thể tìm bằng cách tương tự, gọi là cơ sở việc giải đáp tiếp theo. Do đó, trường hợp tấm lướt trong nước, có thể áp dụng những kết quả từ lý thuyết tấm. Tương tự chuyển động của tấm nâng, lực nâng xuất hiện ở mặt lướt bên dưới của tấm. Mặt trên không tiếp xúc với nước chỉ có không khí.

Cũng như khi tấm có độ giang hạn định, chiều rộng hạn định, lực cản cảm ứng xuất hiện. Sức cản cảm ứng:

$$R_i = \frac{4P^2}{\pi\rho v^2 b^2} \tag{11.81}$$

Sức cản sẽ bằng:

$$R = P\sin\alpha_E + R_i \tag{11.82}$$

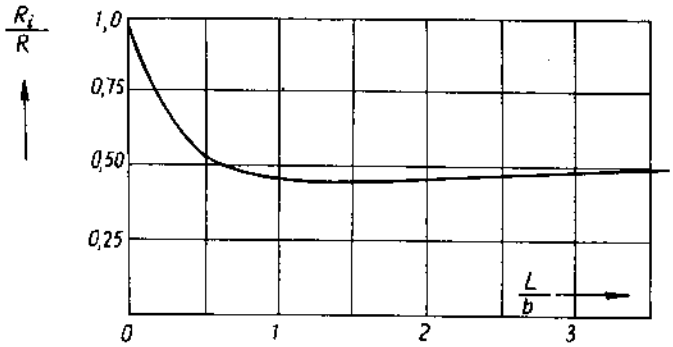
Khi tấm có chiều rộng rất nhỏ so với chiều dài phải chú ý thêm sự uốn cong dòng chảy, gây tăng thêm sức cản của các tia nước. Trường hợp đó phải áp dụng thêm hiệu chỉnh, bây giờ sức nổi động tính theo công thức:

$$L = \frac{R_i}{R}\cdot\frac{\pi}{4}\rho v^2 b^2 \alpha_E \tag{11.83}$$

trong đó, trị số của tỉ số R_i/R đọc ở đồ thị hình 11.81.

Nếu để ý trọng trường, tấm lướt trên mặt nước sẽ không còn phẳng mà có sóng. Chiều dài sóng:

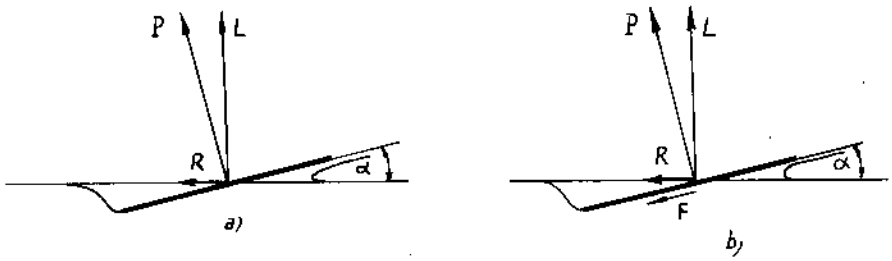
$$\lambda = \frac{2\pi v^2}{g} \tag{11.84}$$



Hình 11.81. Thành phần sức cản cảm ứng (R_i) và sức cản tia nước (R_b) trong sức cản toàn bộ phụ thuộc L/B của tấm

11.13.3. Khảo sát tính chất thuỷ động của tấm và thân tàu lướt

Kết quả khảo sát mô hình tấm và thân tàu lướt trong bể thử thí nghiệm đã có cho phép rút ra kết luận quan trọng về hiện tượng xuất hiện lướt với tốc độ lớn trong nước. Các kết luận có ý nghĩa đối với việc thiết kế tàu lướt.



Hình 11.82. Phân bố lực trên tấm phẳng lướt

a. Không để ý lực ma sát; b. Có để ý lực ma sát.

Khi lướt mặt dưới tấm phẳng có những lực pháp tuyến và tiếp tuyến tác động, trong khi đó mặt trên chỉ có áp suất khí quyển tác dụng không đổi. Hình 11.82a, phản lực bỏ qua lực ma sát của tấm.

$$R = L\text{tg}\alpha \tag{11.85}$$

Khi để ý lực ma sát:

$$R = L\text{tg}\alpha + \frac{F}{\cos\alpha} = R_r + R_{ms} \tag{11.86}$$

trong đó: R_m - như khi đối với tàu là sức cản dư

Lực ma sát theo hướng song song với bề mặt tấm:

$$F = R_{ms} \cdot \cos\alpha \tag{11.87}$$

trong đó sức cản ma sát:

$$R_{ms} = C_{ms} \cdot \frac{\rho}{2} v^2 S \qquad (11.88)$$

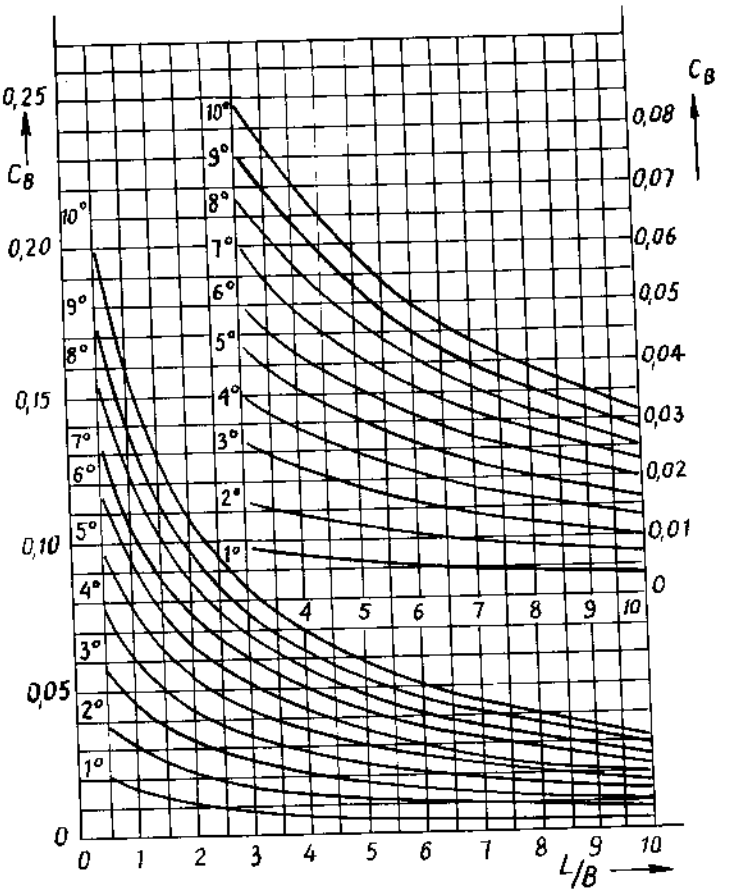
trong đó: S - Diện tích mặt ướt thay đổi và phụ thuộc góc tấn và tốc độ.

Xác định tốc độ tương đối v của dòng chảy rất khó và có thể thực hiện nhờ đo sự phân bố áp suất.

Kết quả thử mô hình tấm lướt có thể chuyển sang tỉ lệ thực chứng tỏ rằng, điều kiện đồng dạng theo định luật Froude có thể thoả mãn, nếu chiều rộng tuyệt đối của tấm phẳng không quá nhỏ. Khi mô hình tàu nhiều kiểu đồng dạng cũng được thoả mãn, nhưng khi chuyển các kết quả từ mô hình sang tỉ lệ thực có khó khăn vì sự xác định trị số bề mặt ướt không chắc chắn.

Các thông số cơ bản có ảnh hưởng đặc tính thuỷ động học của tấm hoặc của tàu lướt là góc tấn và tỉ số L/B tức là thông số tương tự: độ giang động học của tấm. Số Froude của tấm khi thay đổi chiều dài ngâm nước đối với chiều rộng:

$$Fr_B = \frac{v}{\sqrt{g.B}} \qquad (11.89)$$

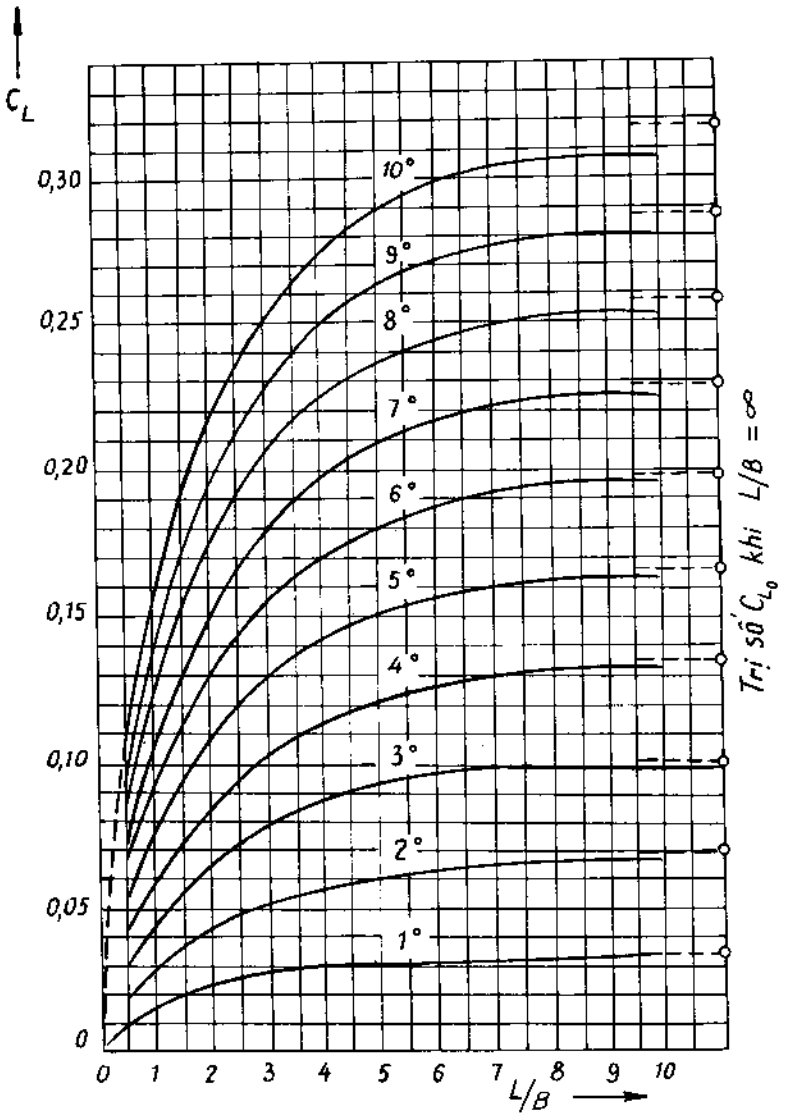


Hình 11.83. C_B phụ thuộc L/B của tấm lướt ở các góc tấn khác nhau.

Hình 11.84 thể hiện đặc tính động của tấm phẳng ở những góc tấn khác nhau và các độ giang khác nhau. Đồ thị cho biết trị số của hệ số tải:

$$C_B = \frac{L}{\rho \frac{v^2}{2} B^2} \qquad (11.90)$$

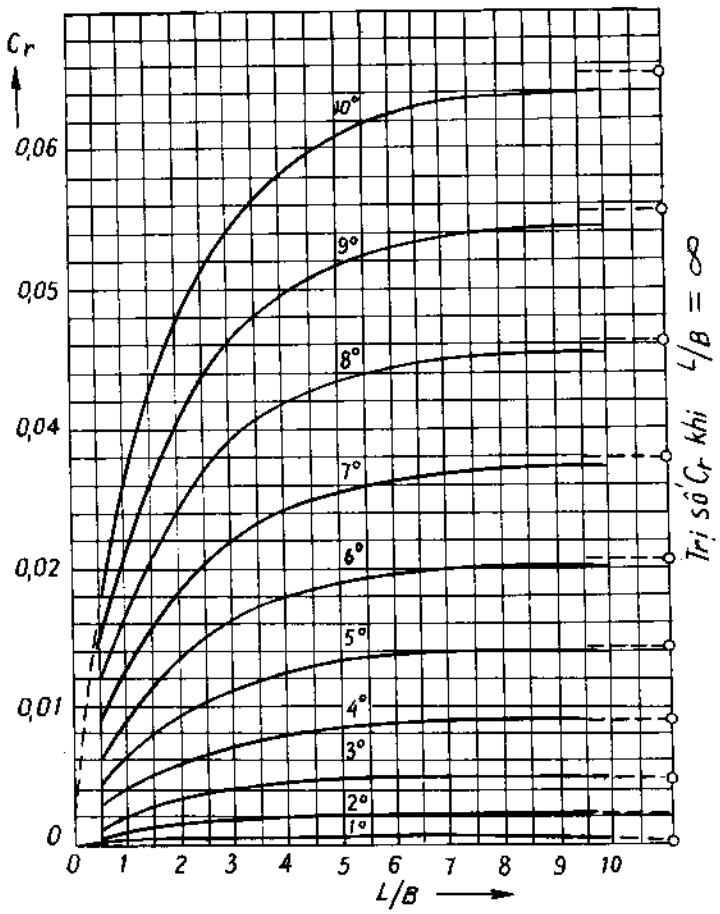
và phụ thuộc độ giang L/B.



Hình 11.84

Giống như đồ thị 11.84 cho biết trị số của hệ số lực nổi động C_L của tấm phẳng:

$$C_L = \frac{L}{\frac{\rho v^2}{2} S} \tag{11.91}$$



Hình 11.85. C_R phụ thuộc L/B của tấm lướt ở các góc tấn khác nhau

Hệ số C_L phụ thuộc vào góc tấn và độ giang. Trên hình 11.85 cho biết trị số hệ số sức cản dư, được xác định bằng phương trình:

$$C_R = \frac{R_R}{\frac{\rho v^2}{2} S} \tag{11.92}$$

Khảo sát thực nghiệm tấm phẳng chỉ rõ ràng khi tính sức cản ma sát phải thay v trong công thức (11.88) tốc độ nhỏ hơn, bằng tốc độ trung bình tương đối hữu hiệu của dòng phía dưới của tấm. Tốc độ này bằng:

$$v_c = v\,(1 - \xi) \tag{11.93}$$

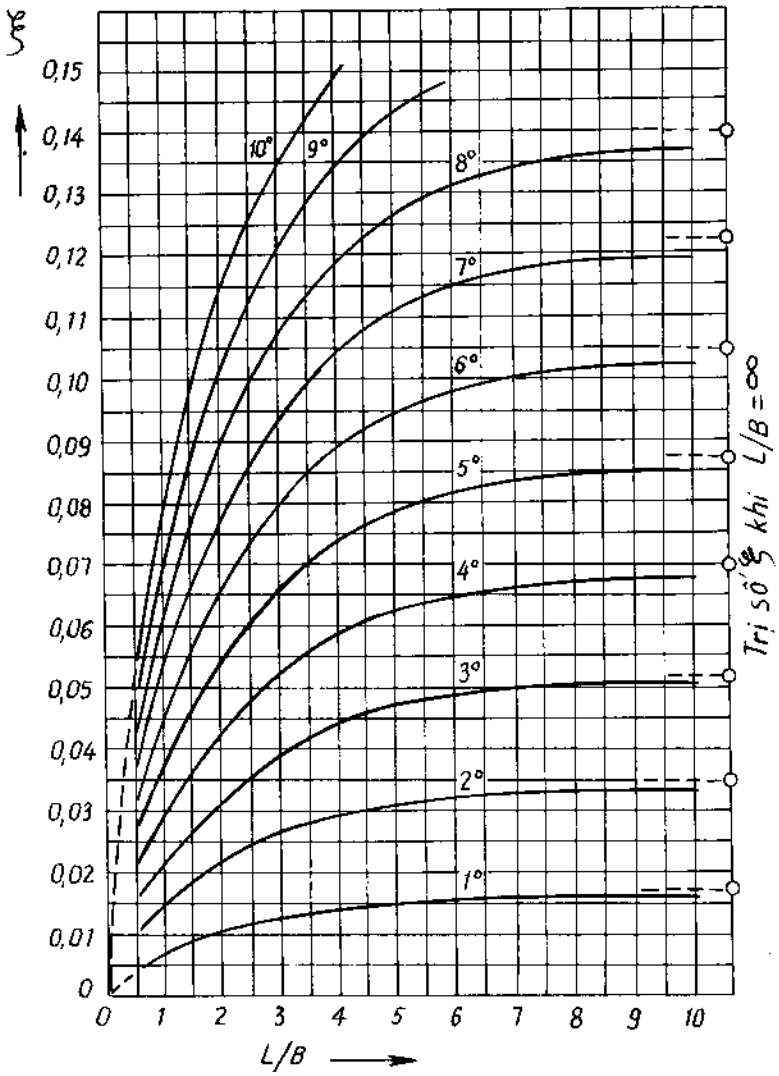
Hệ số trong công thức (11.93) có thể xác định nhờ đồ thị ở hình 11.86 phụ thuộc vào tỉ số L/B và góc tấn.

Từ kết quả của những chỉ dẫn trên đồng thời từ sự phân bổ lực ở hình 11.81, sức cản

toàn bộ của tấm lướt gồm cả 2 thành phần: sức cản dư R_r với sức cản ma sát. Tỉ số sức cản dư với lực nâng bằng tgα, nhưng tỉ số sức cản toàn phần với lực nâng được đặt là:

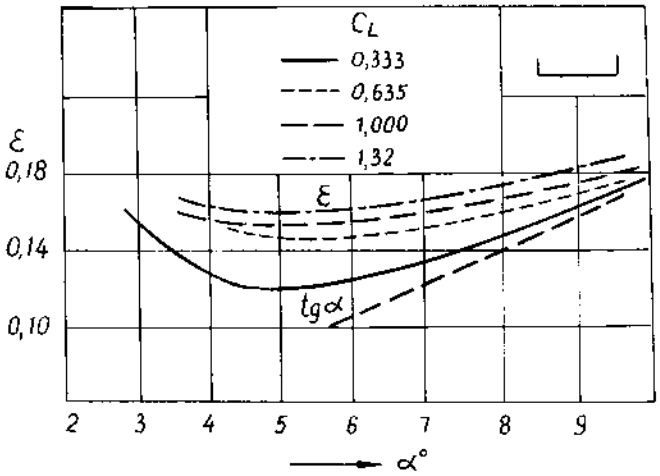
$$\varepsilon = \frac{R}{L} = \frac{R}{D} \tag{11.94}$$

trong đó: D là lượng chiếm nước của tàu. Trị số ε đối với tấm phẳng trượt khi C_L không đổi ở những góc tấn khác nhau cho ở hình 11.87.

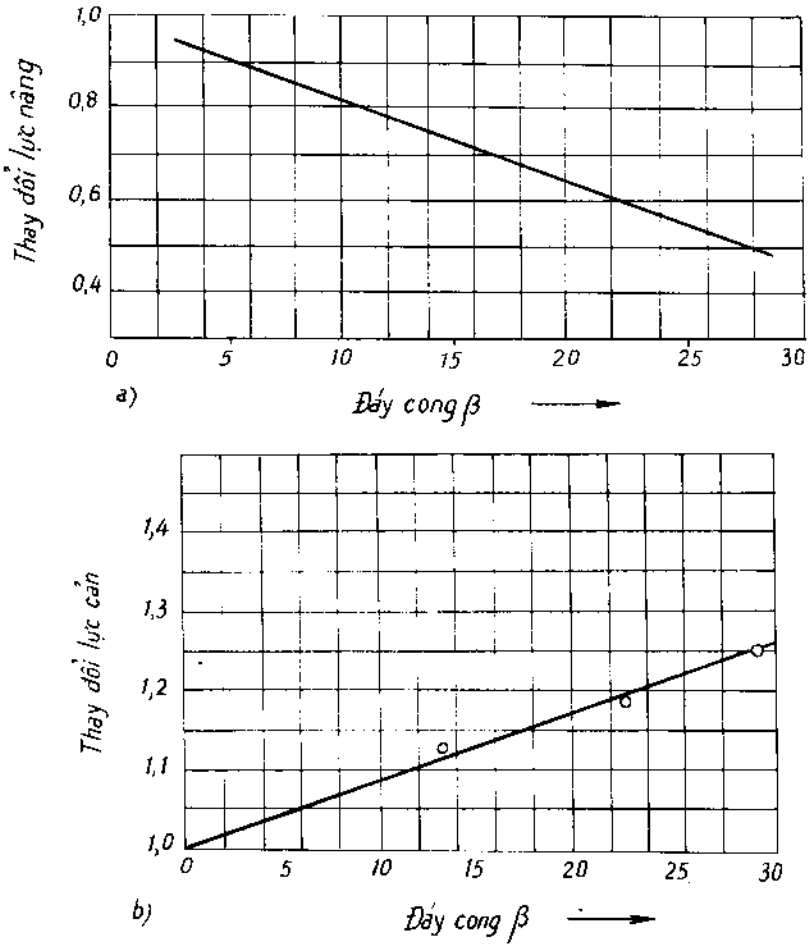


Hình 11.86

Tất cả những đồ thị trên cho tổng hợp tấm phẳng. Hình 11.88 cho biết ảnh hưởng của độ cong lượn mép dưới (đáy tàu) đến đặc tính sức cản và lực nâng. Trên đồ thị cho thấy độ cong làm giảm lực nâng và tăng sức cản tàu lướt.



Hình 11.87. Trị số ζ của tấm lướt phụ thuộc góc tấn



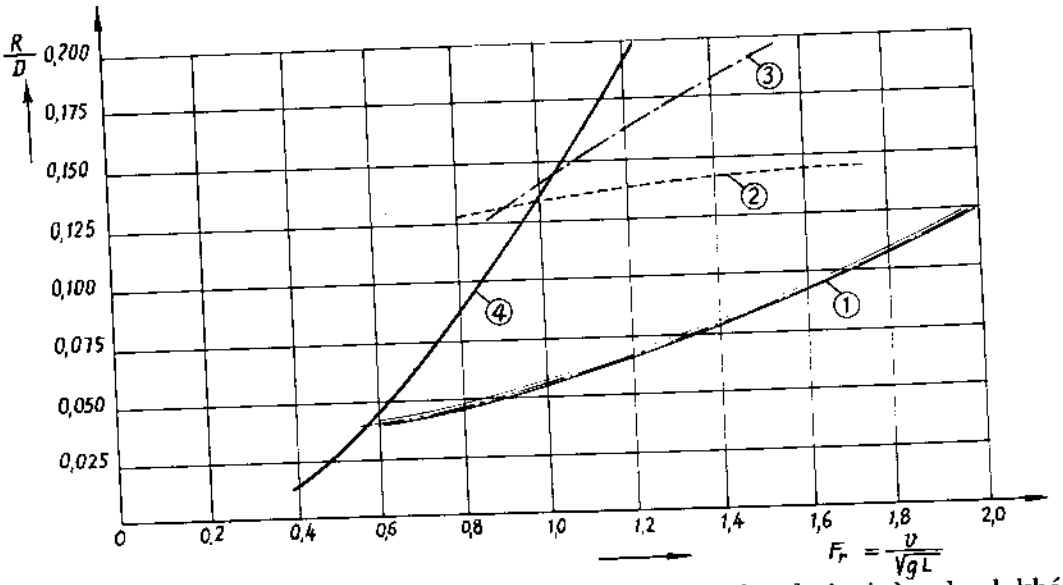
Hình 11.88. Ảnh hưởng đáy cong

a) lực nâng; b) sức cản bề mặt lướt

11.13.4. Lực nâng và lực cản của tàu cánh ngầm

Tàu đặc biệt khi chuyển động với tốc độ lớn gọi là tàu cánh ngầm. Tàu này khi đạt được tốc độ khá lớn, đáy trên mặt nước chỉ còn cánh trong nước, tạo ra lực nâng (lực nổi động) cân bằng với trọng lượng tàu. Lực nổi tĩnh trong trường hợp này không đóng vai trò thiết thực nào.

Tàu cấu trúc đặc biệt để giảm sức cản đáng kể ở thời điểm cả thân tàu nhô lên và do đó công suất máy phải đủ để tăng tốc độ khá lớn. Điều này thấy rõ ở hình 11.89, trong đó người ta thiết lập đường cong sức cản đơn vị R/D phụ thuộc số Froude đối với một số loại tàu.



Hình 11.89. So sánh sức cản của tàu cánh ngầm với sức cản của loại tàu nhanh khác

1 - đường cong sức cản tàu cánh ngầm; 2 - đường cong sức cản thân tàu có bậc;
3 - đường cong sức cản tàu chữ "V"; 4 - đường cong sức cản tàu sườn tròn.

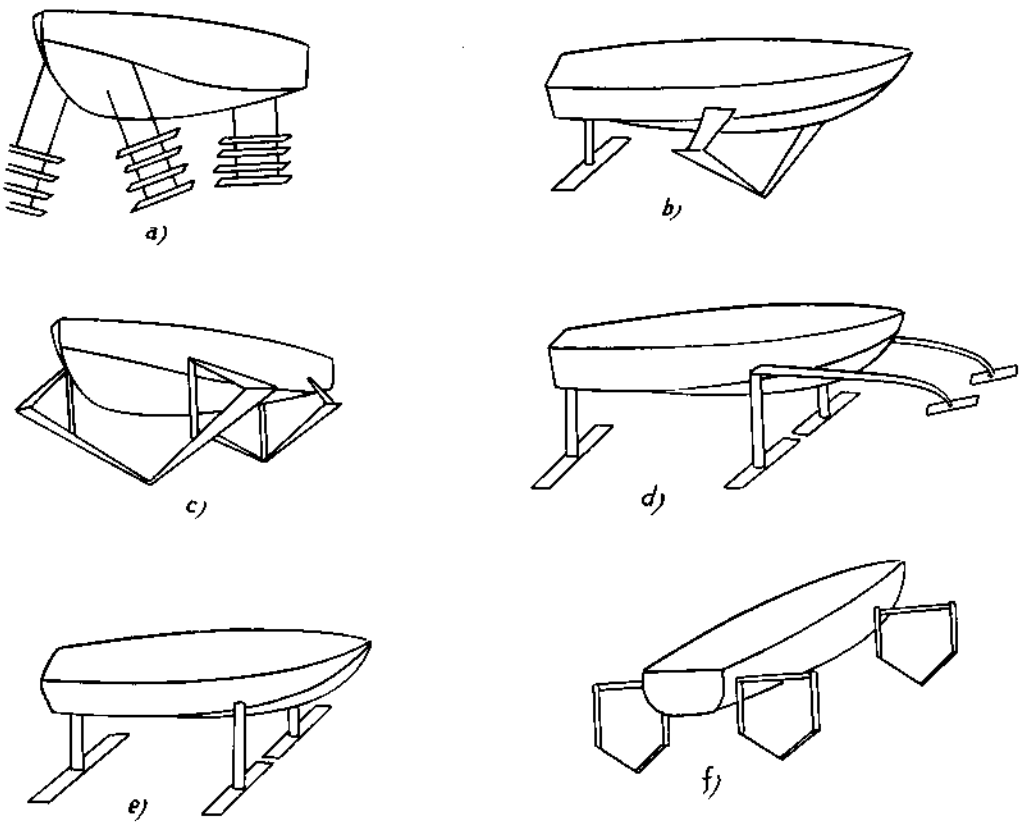
Cách cấu tạo cánh và lắp ghép với thân tàu thể hiện ở hình 11.90 từ a-f. Từ quan điểm sức cản và lực nâng có lợi nhất chọn hệ cánh hoàn toàn ngập. Tuy nhiên trong thực tế thường dùng hệ khác. Nguyên nhân chính cũng là vấn đề cơ bản nói chung trong kết cấu cánh, đó là vấn đề ổn định ngang dọc. Chúng ta giới hạn ở đây là vấn đề lực nâng và lực cản của tàu cánh ngầm, không đề cập đến ổn định ngang dọc.

Khi tàu chạy ở trạng thái nổi, trọng lượng P của tàu cân bằng với lực nâng của các cánh L, do đó:

$$P = L = C_L \frac{\rho}{2} v^2 S \qquad (11.95)$$

trong đó: S - Bề mặt hoạt động của cánh; ρ - Mật độ nước; C_L - Hệ số lực nâng.

Trị số của hệ số lực nâng phụ thuộc hình dáng profil cánh, góc tấn và độ ngập. Chọn profil với quan điểm đặt hệ số hoàn chỉnh cao, sức bền cánh, giảm sủi bọt khi tốc độ cao và tách dòng ở tốc độ khởi hành. Yếu tố quan trọng ở đây cũng là cách làm cho tàu ổn định cùng trạng thái biển khi tàu chạy.



Hình 11.90. Các kiểu tàu cánh ngầm

a) Hệ cánh hình cái thang, b) Hệ Tjetjens (TV); c) Hệ Schertel Sachsenberg (VV); d) Hệ Grunberg (TL); e) Hệ cánh ngập (TT); f) Hệ Mỹ (VV)

Hệ số lực nâng C_L không thể chọn trực tiếp từ những đo đạc trong các vòm khí động học với hiệu chỉnh theo độ giãn dài. Cần thiết áp dụng những hiệu chỉnh có để ý đến ảnh hưởng mặt thoáng của nước.

Trị số lực nâng trên một đơn vị chiều dài tấm ngập ở độ sâu h dưới mặt nước phải xác định trên cơ sở công thức của Koczin:

$$L' = \rho v\Gamma - \frac{\varsigma\Gamma^2}{4\pi h} + \frac{\rho g\Gamma^2}{\pi v^2} \cdot e^{-\frac{2gh}{v^2}} \cdot F_i\left(\frac{2gh}{v^2}\right) \qquad (11.96)$$

trong đó: Γ - Tốc độ vòng

Công thức trên có thể viết ở dạng:

$$L' = \rho v\Gamma + \varphi(v, h) \qquad (11.97)$$

trong đó: L' - Lực nâng trên một đơn vị chiều dài cánh có cung không đổi b;

$\rho v\Gamma$ - Để ý ảnh hưởng mặt thoáng của nước;

$\varphi(v, h)$ - Ở tốc độ nhỏ mang dấu dương khi $v/\sqrt{gh} = 1{,}57$, (h) = 0.

Khi tốc độ lớn mang trị số âm. Trong thực tế, hệ số lực nâng C_L luôn luôn nhỏ hơn hệ số xác định trong vòm khí động học. Thực tế, khi thiết kế ban đầu có thể lấy $C_L = 0,25$ khi hệ số chiều dày cánh khoảng $\delta = 0,10$.

Toàn bộ sức cản của tàu cánh ngầm có bốn thành phần:

$$R_T = R_P + R_i + R_w + R_{SZ} \tag{11.98}$$

Chúng ta cũng có thể viết:

$$C_T = \frac{R_T}{\frac{\rho}{2} \cdot v^2 S} = C_R + C_i + C_w + C_{sz} \tag{11.99}$$

trong đó: R_p - Sức cản áp suất trong trường hợp này là sức cản profil;

R_i - Sức cản cảm ứng;

R_S - Sức cản sóng;

R - Sức cản không lợi.

Từng thành phần sức cản được tính như sau:

Sức cản profil khi tính dùng những số liệu đo trong vòm khí động học với công thức tính:

$$R_p = C_R \frac{\rho}{2} v^2 S \tag{11.100}$$

trong đó hệ số C_R, giống như hệ số lực nâng phụ thuộc hình dáng và độ dày profil với góc tấn đã biết. Hệ số C_R và C_L lấy ở đồ thị ở hình 11.91.

Sức cản sóng theo công thức của Koczin.

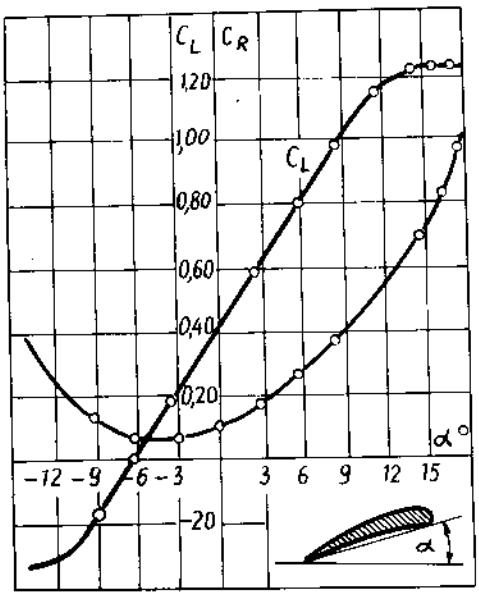
$$R_w = \frac{g\rho\Gamma^2}{v^2} \cdot e^{-\frac{2gh}{v^2}} \tag{11.101}$$

sau khi biến đổi có dạng:

$$C_w = 0,5 \frac{C_L}{Rr_b^2} e^{-\frac{2}{Fr.h^2}} \tag{11.102}$$

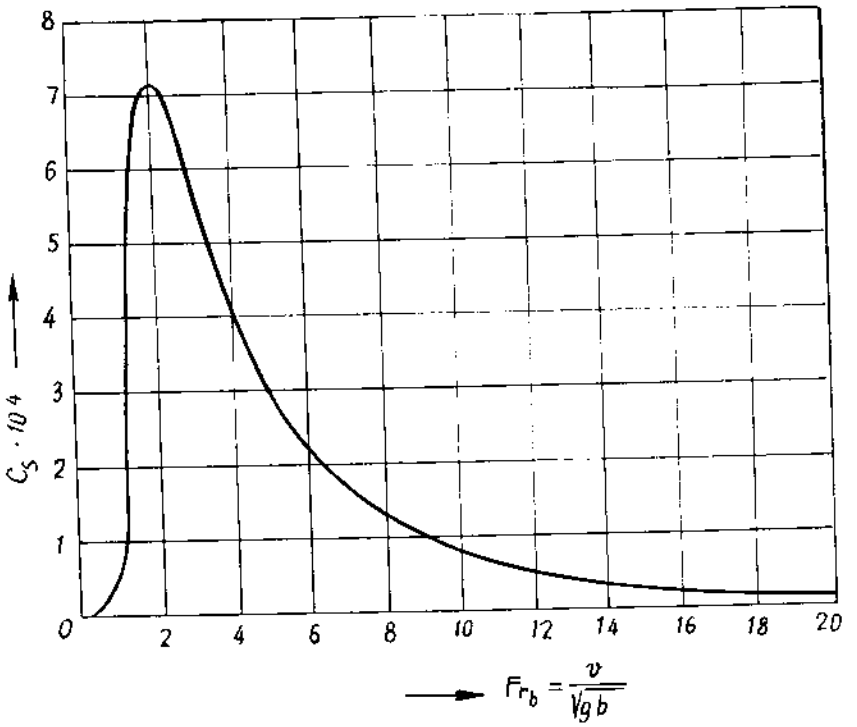
trong đó: $Fr_b = \frac{v}{\sqrt{gb}}$;

$$Fr_h = \frac{v}{\sqrt{gh}}$$



Hình 11.91. Đồ thị đặc tính profin

Như ta thấy, hệ số sức cản sóng phụ thuộc vào hai số Froude: Fr_h và Fr_h tương ứng dây cung cánh b và độ sâu h dưới mặt trước. Nhưng trong thực tế, vì độ ngập cánh bị giới hạn và thay đổi trong giới hạn hẹp, có thể coi như hệ số sức cản sóng phụ thuộc Fr_b. Đồ thị hình 11.92 chỉ rõ.



Hình 11.92. Đường cong hệ số sức cản sóng C_S phụ thuộc Fr_b

Từ hình vẽ cho thấy, hệ số sức cản sóng ban đầu tăng nhanh đạt tối đa khi $Fr_b = 2$ và sau đó giảm.

Sức cản không lợi là sức cản của tất cả những chi tiết của cánh không đem lại lực nâng. Các thành phần của chúng:

1 - Sức cản không khí;

2 - Sức cản của giá đỡ, các phần nhô v.v...;

3 - Sức cản do giao thoa của các giá đỡ cánh;

4 - Sức cản của tia nước.

Trị số của mỗi thành phần sức cản không lợi phụ thuộc vào mức độ giải quyết kết cấu của các chi tiết của tàu cánh ngầm. Sức cản không khí xác định hoàn toàn giống như những tàu khác. Sức cản các giá đỡ và phần nhô ngập trong nước có thể xác định trên cơ sở hệ số sức cản profil.

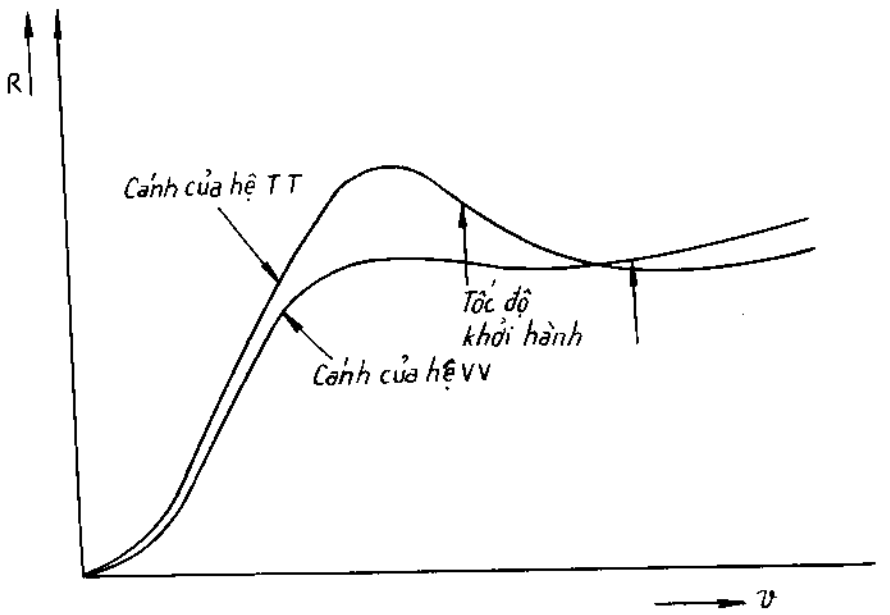
Sức cản của tia nước xác định theo công thức:

$$R_{S2_b} = C_{SZ_b} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot e^2 \qquad (11.103)$$

trong đó: e- độ dày giá đỡ, hệ số C_{SZb} có thể lấy gần đúng bằng 0,2 khi $Fr_b > 10$. Đối với những trị số Froude nhỏ hơn, hệ số này lấy giá trị lớn hơn và tỉ lệ với tỉ số e/b.

Sức cản toàn bộ tàu cánh ngầm phụ thuộc nhiều về cách chọn hệ cánh nâng. Đường cong hệ số sức cản luôn luôn tăng từ không đến trị số tối đa nào đó, sau đó giảm và tiếp tục đều (hệ số sức cản không thay đổi).

Hệ số sức cản giảm xuất hiện thường ở tốc độ khởi hành, tức là ở thời điểm tàu trên mặt nước.



Hình 11.93. Đường cong hệ số sức cản của tàu cánh ngầm kiểu V và các cánh hoàn toàn ngập

Mặc dù mỗi đường cong hệ số sức cản của tàu cánh ngầm chỉ rõ đặc tính ở trên, tuy nhiên, phụ thuộc vào cách chọn hệ cánh nâng, giữa chúng khác nhau rất nhiều, hình 11.93.

11.14. SỰ QUAN HỆ HÌNH DÁNG TÀU VỚI SỨC CẢN

11.14.1 Chọn kích thước

Đối với tàu vận tải (tàu buôn) tốc độ ít khi chiếm ưu thế trong việc xem xét về tỉ số kích thước và hình dáng, nhưng không thể chọn riêng lẻ để đạt được sức cản nhỏ nhất. Tuy nhiên, công suất thấp, chi phí nhiên liệu thấp có ảnh hưởng quan trọng đến lợi nhuận mà tàu có thể mang lại.

Tốc độ không quan trọng vì đã có một số tàu chạy tốc độ trung bình nhưng khối hàng vận chuyển rất lớn và chi phí 1 tấn-dặm thấp nhất.

Ngày nay, có tàu với trọng tải cao hơn 190.000t, tốc độ 18 hlí/h, $v/\sqrt{L}$ chỉ 0,60. Một số tàu chuyên tuyến ở Bắc Đại Tây Dương có tốc độ cao hơn 24hlí/h. Mặt khác, một số tàu vì hạn chế chiều chìm, tỉ số B/T tăng và hệ số béo thể tích có thể gần 0,85.

Chiều dài cũng bị giới hạn, khi tàu vào ụ, bến và quay vòng. Chiều dài tốn kém trong chi phí ban đầu. Khi tăng chiều dài trọng lượng kết cấu tăng, trang thiết bị cũng tăng. Từ quan điểm sức cản, chiều dài dài hơn với lượng chiếm nước đã xác định thì làm giảm sức cản sóng nhưng tăng sức cản ma sát. Chiều dài dài hơn có lợi khi tàu chạy với $v/\sqrt{L}$ cao hơn và ngược lại.

Tăng chiều chìm thường lợi về sức cản, tuy nhiên bị giới hạn bởi chiều sâu bến cảng, kênh đào, sông lạch và cửa ụ.

Chiều rộng là một yếu tố đảm bảo tính ổn định, trị số tối thiểu B/T thường cần thiết phải tính toán. Tăng chiều rộng sẽ tăng sức cản, giảm hệ số mảnh thon tương ứng. Nhưng trong nhiều trường hợp, giảm ít chiều dài, bù tăng chiều rộng, kết quả diện tích mặt ướt có thể tăng một ít hoặc không tăng sức cản. Tăng chiều rộng, cần thiết tăng ổn định với thượng tầng rộng, kết quả tàu không đắt giá. Thực tế đó, được vận dụng vào một số tàu đầu cỡ lớn.

Những tàu chạy với $v/\sqrt{L}$ thấp, sức cản ma sát lớn, để phù hợp, diện tích mặt ướt phải nhỏ. Khi $v/\sqrt{L}$ cao, sức cản sóng tăng đáng kể. Diện tích mặt ướt tối thiểu với lượng chiếm nước đã cho cũng quan hệ mật thiết với tỉ số B/T. Giá trị tối ưu khoảng 2,25 khi $C_B = 0,80$ và B/T khoảng bằng 3,00 khi $C_B = 0,50$. Ảnh hưởng sự thay đổi B/T đến sức cản sóng phải nghiên cứu từ kết quả mô hình thử nghiệm.

Thông thường, sự cân nhắc về ổn định đối với chiều chìm giới hạn.

Đối với tàu kéo, thông dụng B/T < 2,25; đối với tàu mảnh thon tốc độ cao hơn B/T = 2,50. Tàu một chân vịt B/T thường nằm trong giới hạn 2,4; tàu hai chân vịt B/T hơi

cao hơn, trung bình 2,6. Thay đổi trị số B/T mà giữ nguyên L, ảnh hưởng không đáng kể đến sức cản. Ngược lại khi L/B và D không đổi mà tăng B/T rất có lợi sức cản. Theo quan điểm sức cản, trị số B/T giữ ở khoảng 2,5.

11.14.2. Chọn các hệ số hình dáng

Tàu với tốc độ $v/\sqrt{L}$ thấp, tàu sẽ ngắn và béo. Tàu có $v/\sqrt{L}$ cao, tàu dài và thon mảnh. Quan hệ gần đúng giữa hệ số béo thể tích C_B và $v/\sqrt{L}$ được biểu diễn bằng công thức gốc của F.H.Alexander:

$$\frac{v}{\sqrt{L_{pp}}} = 2(1{,}08 - C_B)$$

v - tốc độ thử; (hải lí/h)

L(feet)

$$\frac{v}{\sqrt{L_{pp}}} = 2(1{,}05 - C_B)$$

v - tốc độ khai thác; (hải lí/h)

L_{pp} - chiều dài giữa hai đường vuông góc (feet)

Tàu quá béo cũng làm tăng nguy cơ đáy bị sóng va đập (slamming). Diện tích phẳng của đáy đàng trước có thể tránh được va đập. Đà ngang đáy bắt đầu nâng lên ở hai đầu cuối của đoạn thân ống tạo dạng sườn chữ V, như thế nước có thể hắt vào tàu khi tàu chòng chành dọc.

Hệ số béo sườn giữa C_M thay đổi theo độ béo của tàu. Tàu buôn (vận tải) hệ số béo thể tích C_B gần bằng 0,80 thì C_M = 0,995. Giảm độ béo và chiều dài đoạn thân ống để các đường nước gần đáy không lồi. Theo TMB sêri 60(*) quan hệ giữa C_B; C_M; C_P như sau:

C_B	0,800	0,750	0,700	0,650	0,600
C_M	0,995	0,990	0,986	0,982	0,978
C_P	0,805	0,758	0,710	0,661	0,614

Với tàu mảnh hơn, C_M nhỏ hơn, vào khoảng 0,93, đối với tàu chạy nhanh chuyên tuyến, tàu đánh cá và tàu kéo, tàu chạy qua kênh đào C_M = 0,90.

Sự quyết định cuối cùng về chiều dài và các hệ số béo không thể không xem xét các tính năng của tàu biển. Tàu ngắn và béo chịu thiệt về tốc độ khi thời tiết xấu, cũng như đối với tàu dài, mảnh quá tốn kém. Sự lựa chọn tuỳ thuộc nhiều vấn đề, kể cả các điều kiện của biển khi hành trình như chiều dài sóng và tần số sóng xuất hiện.

Khi các kích thước chính và các hệ số béo đã chọn, sức cản phụ thuộc chủ yếu vào các yếu tố sau đây:

(*) Sêri 60 là sêri mở rộng các mô hình chạy ở bể thử Taylor tàu một chong chóng, phát hiện ảnh hưởng tỉ số kích thước, hình dáng và tâm nổi theo chiều dài LCB đối với sức cản và thiết bị đẩy.

1 - Sự phân bố lượng chiếm nước theo chiều dài, đặc trưng là đường cong diện tích tiết diện sườn và vị trí tâm nổi theo chiều dài;

2 - Hình dáng của đường nước thiết kế, đặc biệt phần phía trước;

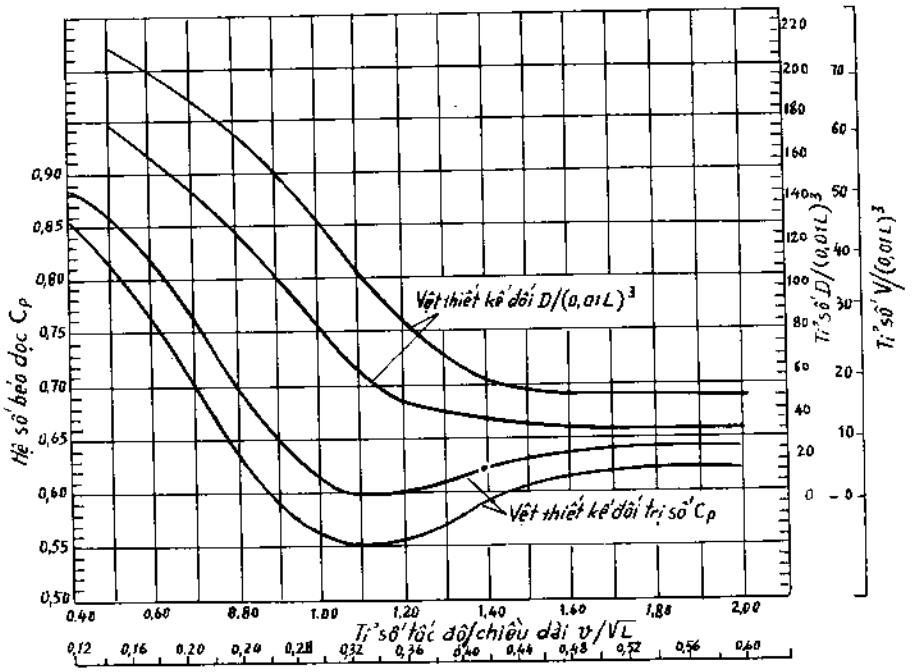
3 - Hệ số béo sườn giữa;

4 - Hình dáng đuôi tàu.

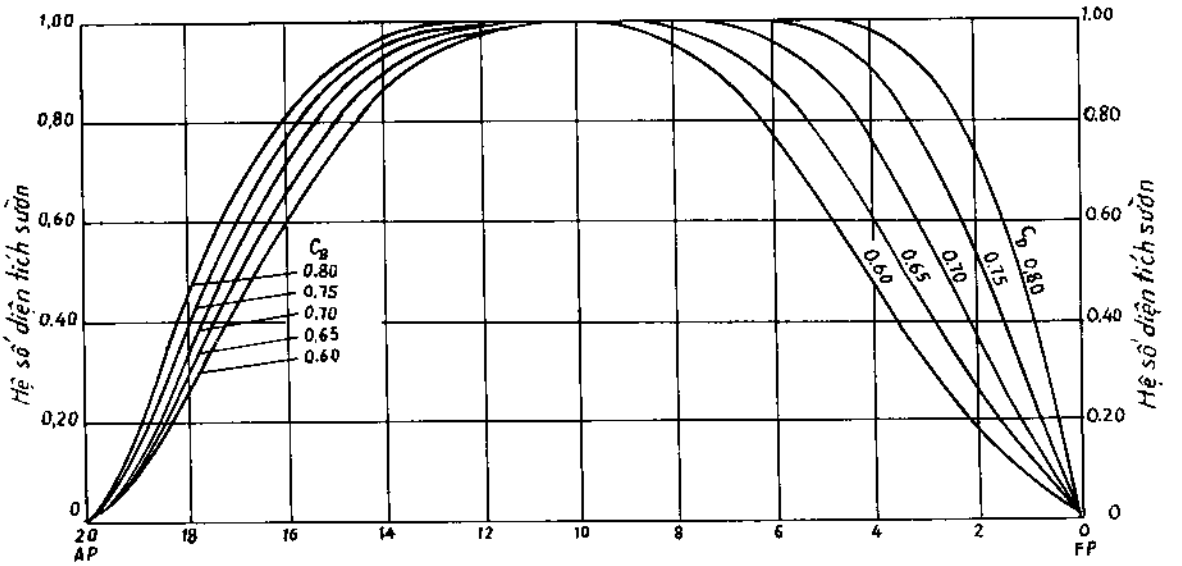
Việc chọn hình dáng của đường cong diện tích sườn và đường nước phụ thuộc vào giá trị $v/\sqrt{L}$ và C_p, có ảnh hưởng đến ổn định.

Người thiết kế tàu dựa vào kinh nghiệm bản thân và dựa vào những tàu mẫu, trong đó có nhiều thông tin với giá trị tốt nhất hoặc hình dáng của những loại tàu khác nhau. Nói chung trong lĩnh vực này khi lựa chọn hình dáng và đường cong diện tích sườn, đường nước có hướng dẫn của Taylor, Lindblad, Todd... Lời khuyên của Lindblad và Todd tóm tắt ở bảng 11.13. Các kiểu tàu được sắp xếp thứ tự từ $C_B = 0,80$ cho tàu hàng tốc độ chậm đến $C_B = 0,52$ cho tàu đi qua kênh.

Tàu thon mảnh, C_M cũng giảm tương ứng, C_p đạt đến giá trị tròn 0,59. Thực tế tàu ở tốc độ cao nhất $v/\sqrt{L}$, C_p tăng có lợi như Taylor đã đề ra; khu trục hạm có $C_p > 0,65$. Các điểm này được thể hiện trên đồ thị do Saunders chỉ rõ mối quan hệ giữa tỉ số tốc độ - chiều dài, hệ số C_p và tỉ số lượng chiếm nước - chiều dài (hình 11.94). Các đường cong này dựa vào sự thống kê từ nhiều nguồn khác nhau và cho kết quả thành 2 cặp đường cong kinh nghiệm gọi là "đường lằn thiết kế", áp dụng cho tàu vận tải, tàu chiến nhưng không dùng cho tàu đánh cá, tàu kéo.



Hình 11.94. Vệt thiết kế đối C_p và $D/(0,001)^3$



Hình 11.95. Khoảng sườn dọc chiều dài L_{pp} = 400 F.P

Seri 60 - các đường cong hệ số diện tích tiết diện của họ mô hình

Đối với tàu béo, đoạn thân ống có lợi chở hàng, đoạn thon mũi có thể ngắn và đoạn thon đuôi dài và mảnh để giảm tối thiểu sức cản hình dáng. Cũng như hệ số C_p giảm, cũng có đoạn thân ống, đoạn thon mũi dài hơn để giảm sức cản sóng, vì thế hoành độ tâm nổi dịch về đuôi. Phần nhiều sự giảm C_p để thoả mãn việc làm mảnh đoạn thon mũi, C_p của phần sau thay đổi ít.

Đường cong tiết diện sườn và đường nước thiết kế có dạng tương tự. Ở trị số $v/\sqrt{L}$ thấp và C_p cao, cả hai phần trước và sau hơi lồi. Khi $v/\sqrt{L}$ tăng, chúng trở thành thẳng và dạng chữ S, lõm ở gần mũi. Khi $v/\sqrt{L} \geq 1{,}5$, đường nước không còn lồi mà phải thẳng hoặc hơi lồi đối với khu trục hạm hoặc những tàu tốc độ cao nhất. Trong một số tàu vì sức cản sóng tăng nhanh, đường cong sức cản dựng đứng nên phải tăng chiều dài nhưng phải phù hợp với các yêu cầu khác.

Các thông tin ở bảng 11.13 chỉ có thể dùng trong giai đoạn đầu thiết kế. Đối với việc thiết kế con tàu riêng biệt, cần phân tích chi tiết hơn, dựa vào mô hình, thống kê loại tàu tương tự. Cuối cùng xác định hình dáng thích hợp nhất để tính công suất có ích và công suất trên trục.

Bảng 11.13. Thay đổi các hệ số hình dáng và các yếu tố hình dáng thân tàu theo lindblad và todd

Kiểu tàu	Tàu hàng v thấp	Tàu hàng v trung bình	Tàu chuyên tuyến	Tàu hàng-khách, tàu hoa quả	Tàu khách chuyên tuyến tốc độ cao	Tàu khách chuyên tuyến nhanh, tàu đánh cá, tàu kéo	Tàu chạy qua kênh	Tàu khu vực hạm
C_B	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,54 ÷ 0,52	0,46 ÷ 0,54
C_M	0,99 ÷ 0,995	0,985 ÷ 0,98	0,98	0,98	0,97	0,93	0,915 ÷ 0,905	0,76 ÷ 0,85
C_p	0,800 ÷ 0,805	0,672 ÷ 0,758	0,715	0,664	0,62	0,59	0,59 ÷ 0,575	0,56 ÷ 0,64
C_{wp}	0,88	0,84	0,81	0,78	0,71	0,69	1,69 ÷ 0,675	0,68 ÷ 0,76
$v/\sqrt{L}$	0,5 ÷ 0,6	0,6 ÷ 0,65	0,70	0,80	0,8 ÷ 1,0	0,8 ÷ 1,2	1,2 ÷ 1,5	1,5 và trên
Lp%	35	25	12	5	0	0	0	0
L_B/L_R	0,7	0,8	0,9	1,0	1,0 1,1	1,1 1,2	1,2	0,55
ICB%Lpp Từ sườn giữa	1,5 ÷ 2,5 về trước	1,0 ÷ 2,0 về trước	0 ÷ 1,0 về sau	1,0 ÷ 2,0 về sau	1,5 ÷ 2,0 về sau	2,0 ÷ 2,8 về sau	2,0 ÷ 3,0 về sau	0,5 ÷ 2,0 về sau
Hình dáng đường cong diện tích sườn	Phần trước Thẳng, tiết diện chữ U, hơi lồi với tiết diện chữ U, mũi nghiêng	Thẳng và hơi lõm ở đầu mút trước	Thẳng và hơi lõm, đằng trước dạng chữ S	Dạng chữ S, thon mũi để lõm đằng trước	Dạng chữ S đối với $v/\sqrt{L} = 0,8$ thẳng khi trên 0,80 và thêm quả lê	Dạng chữ S khi $v/\sqrt{L} = 0,8$ thẳng khi $v/\sqrt{L} = 0,9$	Dạng chữ S, lõm phía trước khi $v/\sqrt{L} = 1,2$ thẳng khi $v/\sqrt{L} = 1,5$	Diện tích lớn nhất và đuôi so với thẳng hoặc hơi lồi của đường cong diện tích phần trước.
	Phần sau Thẳng hoặc hơi lồi dễ khom cong (gù)	Thẳng hoặc hơi lồi	Thẳng, trừ mút cuối	Thẳng, trừ mút cuối	Thẳng trừ mút cuối	Dạng chữ S	Thẳng và lõm ở mút cuối	Đường cắt dọc sau trơn và đuôi tuần dương hạm
Dạng đường nước	Phần trước Hơi lồi cả phần trước	Hơi lồi hoặc thẳng	Hơi lõm đằng trước hoặc thẳng và đoạn thon mũi dài hơn	Dạng chữ S lõm phía trước	WL thon, hầu như thẳng và hơi lõm	WL thon, dạng chữ S khi $v/\sqrt{L}$ nhỏ hơn 1,0 và thẳng khi lớn hơn 1,0	$v/\sqrt{L} = 1,0$ WL thon và lõm, $v/\sqrt{L} = 1,0$ mũi đường nước thẳng hoặc lõm, với quả lê mút đầy béo hơn	B_{max} lùi về đuôi so với ⊗. Đường nước phía trước hoàn toàn thẳng hoặc hơi lồi.

Bảng 11.13 (tiếp theo)

Dạng đường nước	Phần sau Hơi lồi, nếu có thể góc tạo bởi đường tiếp tuyến với đường cong không quá 20%	Hơi lồi	Hơi lồi	Hơi lồi	Đường nước đầy, gần thẳng	Đầy, thẳng hoặc lồi	Đường nước đầy lồi	Đường nước đằng sau rất đầy, đuôi tuần dương hạm, che chong chóng
Nửa góc vào nước ở đường nước mũi i_E (°)	35°	27°	12° với đường nước lõm, 16° với WL thẳng	10°	6°	8,5 ÷ 10°	6 ÷ 7° khi $v/\sqrt{L} < 10$ khi lớn hơn 9° với WL thẳng, 6° lõm và quả lê	4 ÷ 10°
Dạng sườn	Phần trước Phần trên chữ U, phần dưới chữ V để tránh hậu quả sóng va đập	Dạng chữ V	Dạng chữ V, đáy không phẳng	Dạng chữ U, đáy không phẳng	Dạng chữ U, đáy không phẳng	U-V biến cải	Biến cải chữ U gần Ki	Chữ U có ảnh hưởng quả lê chút ít
	Phần sau Dạng V chuyển U gần đuôi tàu	Dạng V chuyển U gần đuôi tàu	Dạng V chuyển U gần đuôi tàu	V chuyển U tàu 1 chân vịt V tàu 2 chân vịt	V chuyển U tàu 1 chân vịt V tàu 2 chân vịt	U - V biến cải	Sườn U	Dạng V chuyển phẳng đến sóng đuôi
Chú ý	Bỏ nâng đáy ở sườn giữa, bán kính hông có thể tăng cong dễ dàng	Nếu $v/\sqrt{L}$ lớn hơn 0,65, tiết diện trước chữ U			Trong khoảng $v/\sqrt{L}$ này, áp dụng mũi quả lê có lợi	Mũi quả lê có lợi	Cần thiết vận dụng chiều dài lớn nhất phù hợp với những điều kiện thiết kế khác	Cần thiết vận dụng chiều dài lớn nhất phù hợp với những điều kiện thiết kế khác và đủ che chân vịt.

11.15. SO SÁNH HÌNH DÁNG CỦA 6 HỆ THỐNG MÔ HÌNH VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH GẦN ĐÚNG SỨC CẢN CỦA TÀU MỘT CHONG CHÓNG

Sự phát triển hình dáng thân tàu đòi hỏi có những phương pháp gần đúng để xác định sức cản và lực đẩy, áp dụng vào bước thiết kế ban đầu. Các nhà khoa học làm việc ở các bể thử mô hình cố gắng đáp ứng yêu cầu của những người thiết kế là xác định những định hình thân tàu thích hợp với điều kiện khai thác hiện tại và xu hướng thiết kế mới. Những hình dáng đó thường rút ra từ những hệ thống mô hình ở các bể thử được khảo sát vì ảnh hưởng đến sức cản và lực đẩy do thay đổi các thông số chủ yếu của tàu. Trong bước thiết kế ban đầu, người ta áp dụng những kết quả trong thực nghiệm trên cơ sở đánh giá sức cản và hiệu suất giữa thân tàu và chong chóng. Đến nay người ta đã cho biết những hệ thống mô hình được khảo sát trong những điều kiện khác nhau, phân tích những hình dáng thân tàu khác nhau, tính chất các tiết diện sườn, hình dáng mũi và lái, cũng như hình dáng lái nơi đầu trục chong chóng.

Vấn đề đặt ra đối với người thiết kế trong bước thiết kế ban đầu là tàu hình dáng nào vừa phù hợp với những điều kiện khai thác vừa có các tính chất thuỷ động tốt nhất.

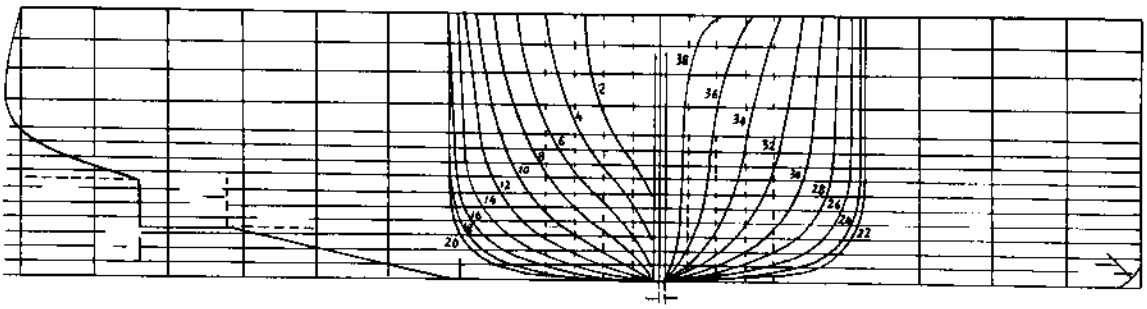
Những số liệu thực nghiệm dưới đây phần nào đã giải quyết vấn đề trên. Trong nghiên cứu, người ta so sánh hệ số sức cản toàn phần C_T của những hình dáng khác nhau nhờ hệ số béo C_B và tính sức cản bằng những phương pháp khác nhau nhưng đều dựa trên sự khảo sát có hệ thống các mô hình.

Để phân tích, người ta lấy 6 phương pháp (Taylor, sêri 60, BSRA (Anh), Thụy Điển, Nhật, và Nga). Người ta chọn 5 định hình này giới thiệu ở bảng dưới đây.

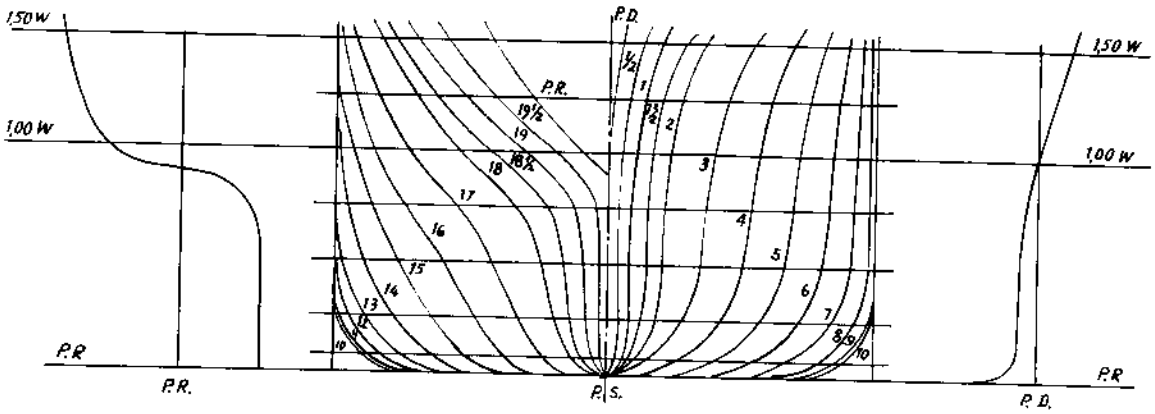
Bảng 11.14

Các thông số và mô hình	Đơn vị	Số 1380 sêri GLENYON	Số 3717 phiếu SNAME	Số 2877 phiếu SNAME	Số 3818 phiếu SNAME	Mô hình J SNAME 6
L_{TK}	(m)	124,83	122,12	127,00	122,09	125,02
Lpp	(m)	121,92	121,92	121,92	121,92	121,92
B	(m)	15,4412	17,575	16,66	21,089	17,98
T	(m)	5,6022	7,373	7,064	6,787	6,885
V	(m^3)	6384,1	10349	10392	11082	12033
D	(T)	6543	10609	10655	11361	12234
S	(m^2)	2291	3008	2998	3176	-
$L/V^{1/3}$	-	6,572	5,59	5,594	5,47	5,51
$S/V^{2/3}$	-	6,659	6,33	6,303	6,39	-
C_B	-	0,591	0,654	0,697	0,747	0,794
C_P	-	0,605	0,665	0,708	0,753	0,797
C_M	-	0,977	0,9648	0,985	0,9922	0,996
C_W	-	0,735	0,752	0,792	0,811	0,867
X_B, %Lpp	-	-1,09	-0,494	-0,450	-0,478	2,00

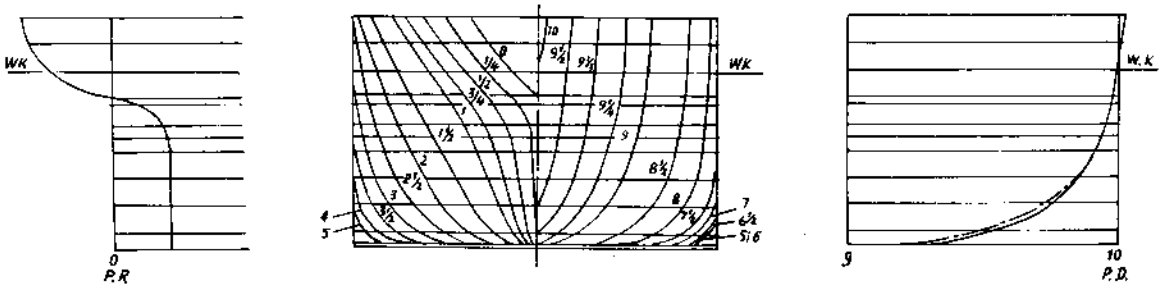
Người ta tính hệ số sức cản của toàn bộ khi C_B đã xác định. Theo kết quả so sánh chỉ rõ rằng giá trị tương đối của hình dáng mỗi sêri thay đổi cùng với sự thay đổi của C_B và Fr.



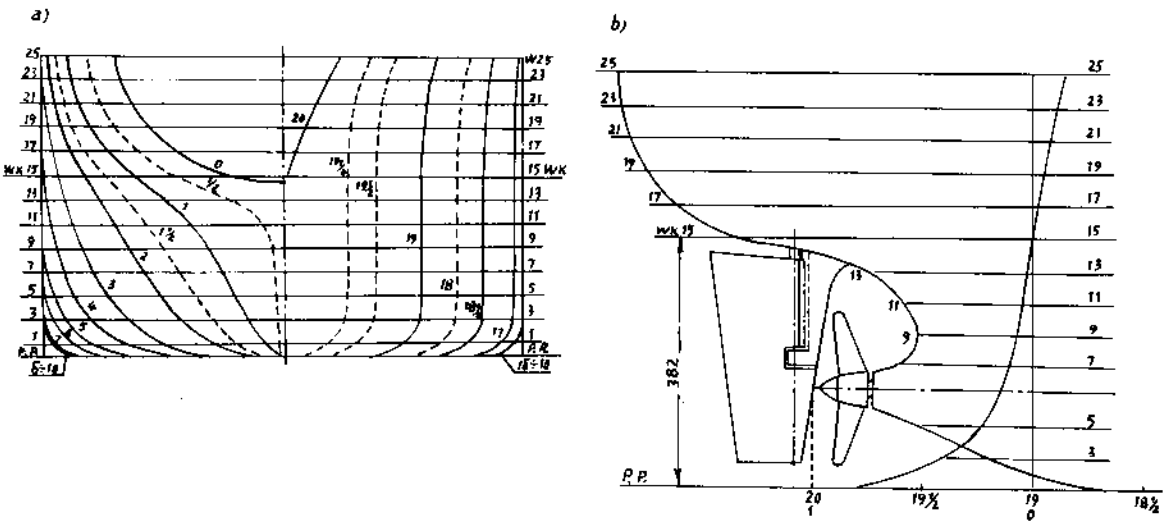
Hình 11.96. Mẫu sêri Taylor



Hình 11.97. Mẫu sêri 60



Hình 11.98. Mẫu sêri B. S. R. A



Hình 11.99. Model Nga

a) mô hình sườn không quả lê; b) đường bao mũi đuôi

Để phân tích, người ta chọn sêri mô hình tàu hàng một chong chóng đã được nghiên cứu và công bố sau đại chiến thế giới thứ hai, kể cả sêri Taylor, mặc dù sêri này là tàu quân sự nhưng nó không mất tính chất hiện thực mà còn trở thành tiêu chuẩn đánh giá chất lượng hình dáng thân tàu thông dụng trong việc nghiên cứu ở các bể thử mô hình.

Dưới đây, những sêri đã nói ở trên với khoảng thay đổi các thông số của tàu.

I - Sêri Taylor - Gertler

$$Cp = 0,48 \div 0,86$$

$$B/T = 2,25;\ 3,00;\ 3,75$$

$$\frac{V}{L^{1/3}} = 1,0.10^{-3} \div 7,0\ .\ 10^{-3}$$

$$F_n = \frac{v}{\sqrt{L}} = 0,50 \div 2,00$$

II - Sêri 60

Cb	L/B	B/T	X_B	$Fn = v/\sqrt{L}$
0,60	6,5 ÷ 8,50	2,5; 3,0; 3,50	+ 0,5 ÷ -2,5	0,45 ÷ 1,0
0,65	6,25 ÷ 825	2,5; 3,0; 3,5	+1,5 ÷ -2,5	0,45 ÷ 1,0
0,70	6,00 ÷ 8,00	2,5; 3,0; 3,50	+2,5 ÷ -2,0	0,45 ÷ 0,90
0,75	5,75 ÷ 7,75	2,5; 3,0; 3,50	+3,5 ÷ +0,5	0,45 ÷ 0,80
0,80	5,50 ÷ 7,50	2,5; 3,0; 3,50	3,5 ÷ 0,75	0,45 ÷ 0,80

III - Sêri BSRA

$C_B = 0,625 \div 0,825$

$L/V^{1/3} = 4,0 \div 6,2$

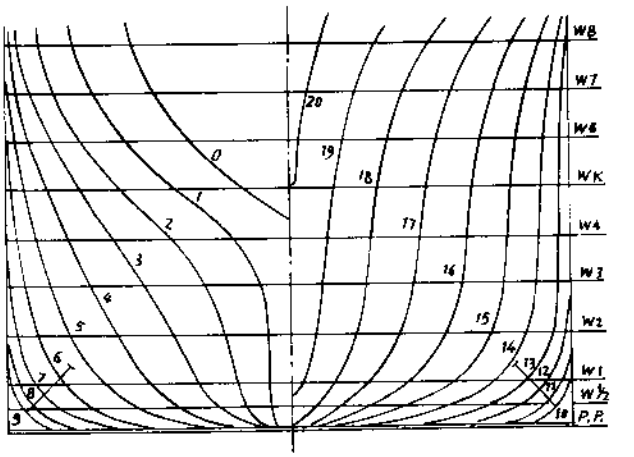
$x_B = -3\%\ Lpp + 3\%\ L_{PP}$ từ sườn giữa

$B/T = 2,0 \div 4,0$

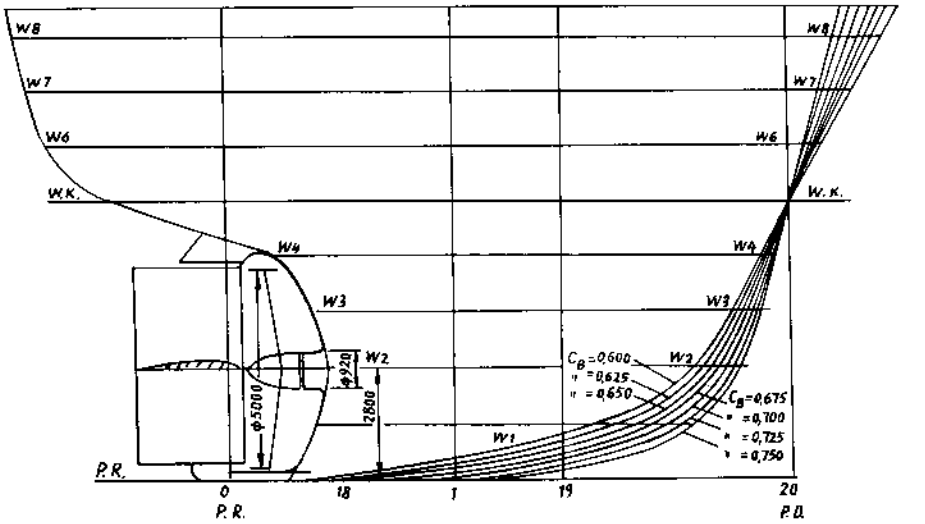
$v = 8 \div 19$ hlí/h đối với tàu có L = 400'

IV - Sêri Thụy Điển

C_B	$L/V^{1/3}$	$v/\sqrt{gL}$
0,525	5,0 ÷ 7,0	0,19 ÷ 0,32
0,550	5,0 ÷ 7,0	0,18 ÷ 0,32
0,575	5,0 ÷ 7,0	0,18 ÷ 0,32
0,600	5,0 ÷ 7,0	0,16 ÷ 0,32
0,625	5,0 ÷ 6,6	0,16 ÷ 0,30
0,650	5,0 ÷ 6,6	0,16 ÷ 0,28
0,675	5,0 ÷ 6,6	0,16 ÷ 0,27
0,700	5,0 ÷ 6,6	0,16 ÷ 0,27
0,725	5,0 ÷ 6,6	0,16 ÷ 0,26
0,750	5,0 ÷ 6,0	0,16 ÷ 0,24



Hình 11.100. Mẫu sêri Thụy Điển



Mẫu sêri Thụy Điển

V. Sêri Nhật Bản

$C_B = 0,55 \div 0,65$

$L_{PP}/B = 6,3 \div 8,2$

$B/T = 2,0 \div 2,8$

$Fr = v/\sqrt{gL} = 0,20 \div 0,30$

$x_B = -0,6 \div -2,6\%$

L_{PP} từ sườn giữa

VI - Sêri Nga

$C_B = 0,800 \div 0,875$

$L/B = 2,2 \div 3,5$

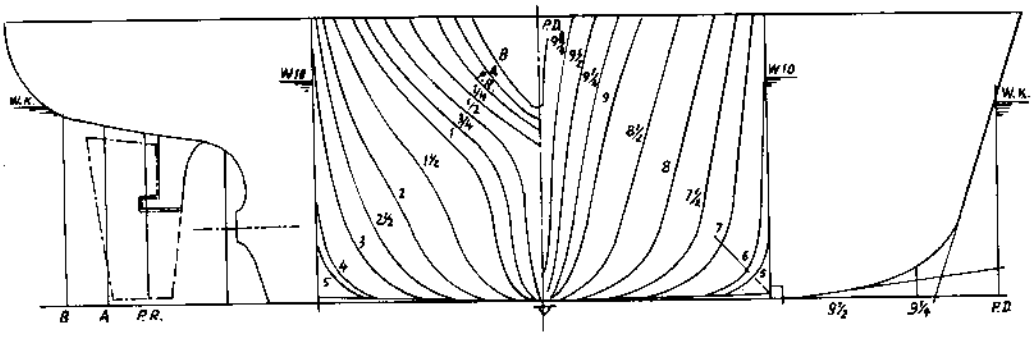
$L/V^{1/3} = 4,8 \div 6,3$

$C_M = 0,993 = const$

$Fr = 0,10 \div 0,20$

$x_B = +2,0 \div 2,5\%$

L_{PP} từ sườn giữa



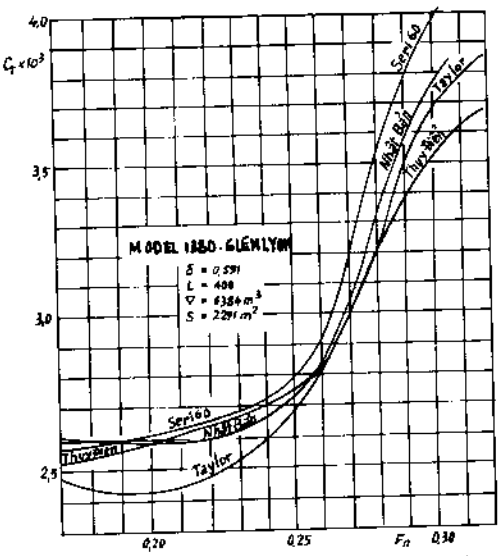
Hình 11.101. Mẫu sêri Nhật Bản

Phân tích so sánh:

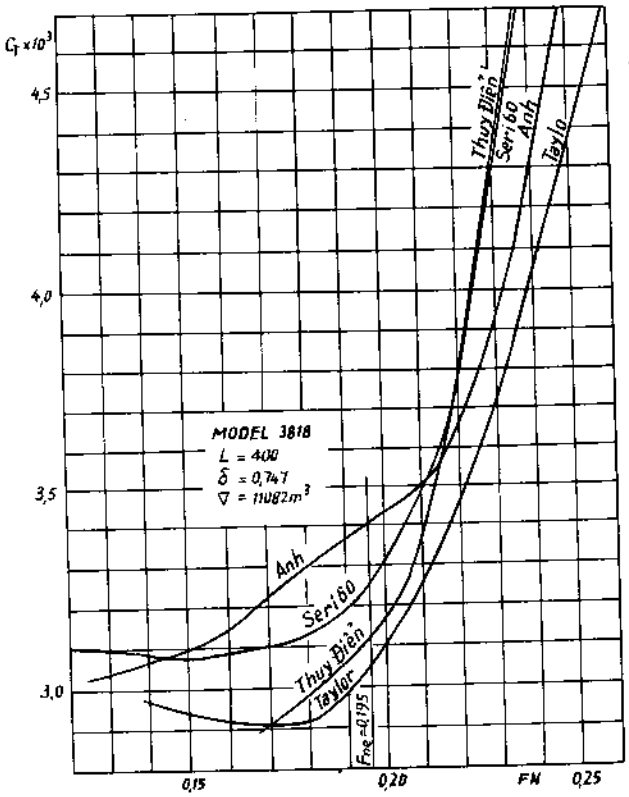
Trên các hình 11.96, 97, 98, 99, 100 giới thiệu những dạng sườn lý thuyết của các sêri được phân tích. Các hình 11.102, 103, 104, 105, 106 so sánh hệ số sức cản toàn bộ C_T được tính theo mỗi phương pháp tương ứng với các tàu có hệ số C_B khác nhau, các thông số hình học thân tàu trong bảng 11.14.

Trong bảng 11.15 giới thiệu kết quả tính C_T với tốc độ kinh tế xác định bằng công thức của Silverleaf - Dawson:

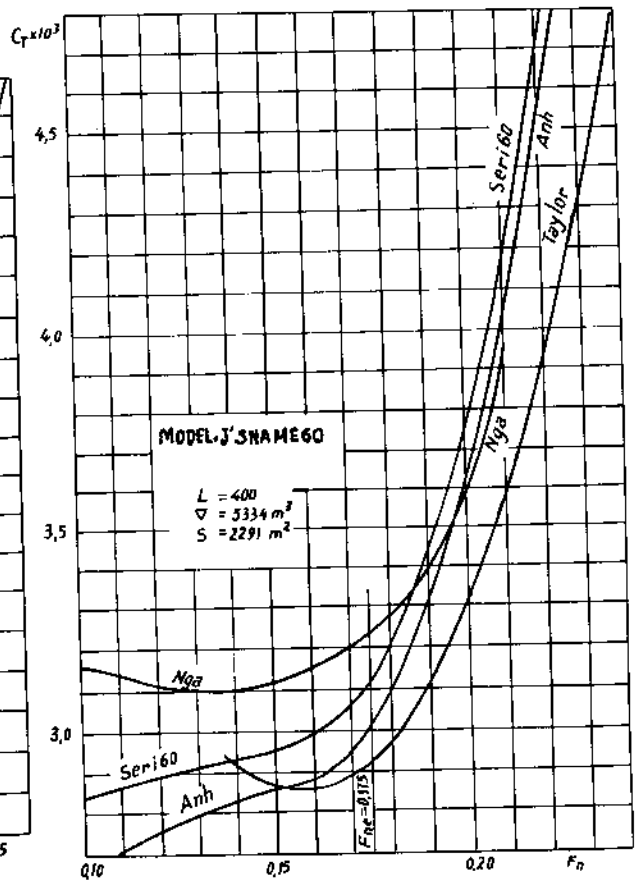
$$\frac{v}{\sqrt{L}} = 1,7 \div 1,4C_B$$



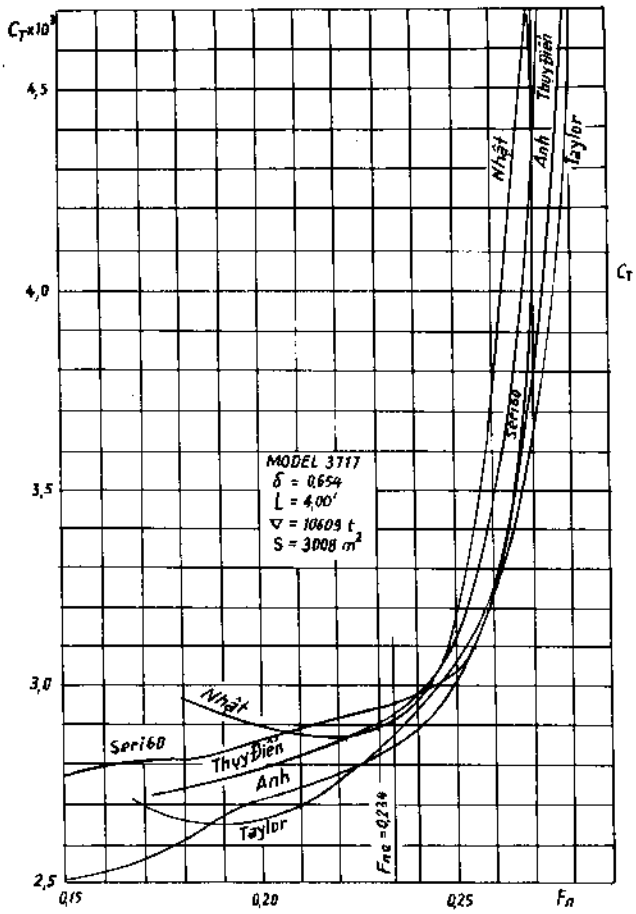
Hình 11.102. So sánh hệ số sức cản toàn bộ C_T (F_n) được xác định bằng những phương pháp khác nhau δ = 0,591



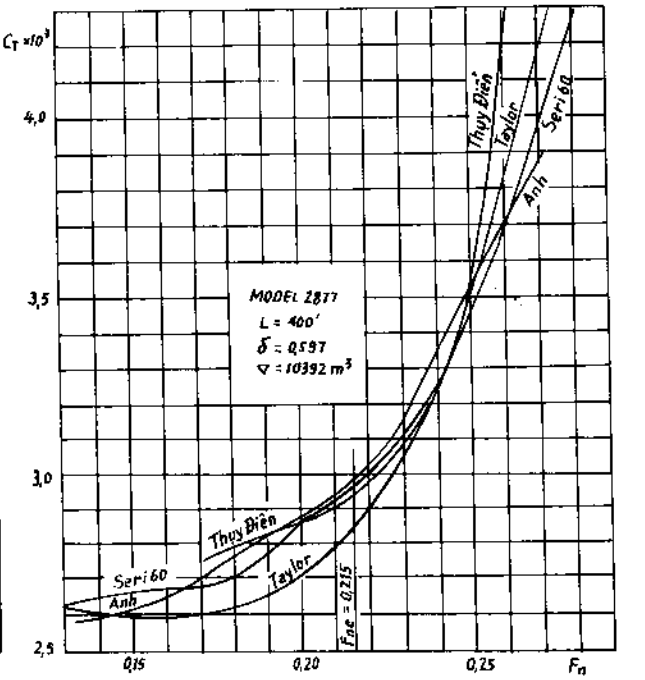
Hình 11.103. So sánh hệ số sức cản toàn bộ C_T (Fn) được xác định bằng những phương pháp khác nhau δ = 0,747



Hình 11.104. So sánh hệ số sức cản toàn bộ C_T (Fn) được xác định bằng những phương pháp khác nhau δ = 0,794



Hình 11.105. So sánh hệ số sức cản toàn bộ C_T (Fn) được xác định bằng những phương pháp khác nhau δ = 0,654



Hình 11.106. So sánh hệ số sức cản toàn bộ C_T (Fn) được xác định bằng những phương pháp khác nhau δ = 0,697

Trong bảng 11.15 sắp xếp C_B tăng dần với trị số C_T từ nhỏ nhất đến lớn nhất.

Bảng 11.15

C_B	0,591	0,654	0,697	0,747	0,794	Sức cản
	Taylor	BSRA	Taylor	Taylor	Taylor	Min
Sêri	Thụy Điển	Taylor	Thụy Điển	Thụy Điển	BSRA	
	Nhật Bản	Nhật Bản	60	60	60	
	60	Thụy Điển	BSRA	BSRA	Nga	
		60				max

Sêri Taylor cho trị số sức cản nhỏ nhất của 4 trong 5 tàu được phân tích. Chỉ số C_B = 0,654 của sêri BSRA biểu hiện sức cản nhỏ hơn, sau đó là sêri Thụy Điển.

Sêri 60 và sêri BSRA xấu nhất về sức cản trong số các hình dáng được phân tích với nhiều giá trị C_B. Sêri BSRA có lợi chỉ khi C_B lớn.

Khi C_B = 0,747 hình dáng sêri BSRA có hệ số sức cản nhỏ nhất, nhưng đường cong sức cản toàn phần C_T quanh vùng tốc độ kinh tế tăng từ từ khi Fr tăng. Theo hệ số béo C_B, sự khác nhau về hệ số C_T giữa hình dáng tốt nhất và xấu nhất là rất lớn, khoảng 12%. Hình dáng sêri BSRA là tốt nhất so với sêri 60 và sêri Thụy Điển ở Fr > 0,225. Những trị số C_B khác, sự khác nhau giữa hình dáng tốt nhất và xấu nhất đối với tốc độ kinh tế trong khoảng 4 ÷ 6%.

Ngoài ra người ta đã đánh giá hiệu quả của phương pháp xác định bề mặt ướt của từng sêri đối với hình dạng bất kỳ, hình dạng như ở bảng 11.15.

Kết quả so sánh tương ứng ở bảng 11.16.

Bảng 11.16

Tên Phương pháp và bề mặt	Số 1380 sêri GLEN-LYON	3717 phiếu SNAME	2877 phiếu SNAME	Số 3818 phiếu SNAME	Mô hình J SNAME	Tên phương pháp	1380 sêri GLEN-LYON	3717 phiếu SNAME	Số 2877 phiếu SNAME	Số 3818 phiếu SNAME
D.tích thực	2291	3008	2998	3176	-	Sêri 60	-0,26	-1,66	-0,60	-1,45
Taylor	2214	2870	2880	3090	3161	N.Bản	-0,57	-2,83	-2,17	0,88
Thụy Điển	2285	2958	2980	3130	-	BSRA	+2,4	-1,40	-	-
Nhật Bản	2346	2966	-	-	-	Taylor	-	-3,62	-4,57	-6,11
Sêri 60	2278	2941	2933	3148	3276	T.Điển	-3,36	-4,59	-3,94	-2,71
BSRA	-	2899	2861	2982	3147					
Nga	-	-	-	-	3232					

So sánh thấy rằng phương pháp tính bề mặt được áp dụng trong sêri Nga là tốt nhất và sai sót trong đó không quá 2%. Cũng như phương pháp Nhật Bản và Todd, xác định bề mặt ướt là tốt, sai không vượt quá 3%. Bởi vì mô hình "J" có hệ số béo C_B = 0,794 không cho bề mặt ướt thực, không thực hiện so sánh đối với mô hình này. Vì lẽ đó trong bảng 11.16 không cho phương pháp Nga, mà khoảng áp dụng cho phép xác định hệ số sức cản toàn phần C_T, cả diện tích mặt ướt không cho, chỉ ở bảng 11.15 mới cho biết đối với mô hình J và C_B = 0,794.

Ảnh hưởng mỗi thông số hình dáng không chỉ phụ thuộc kiểu hình dáng thân tàu mà còn phụ thuộc tốc độ.

11.16. QUẢ LÊ MŨI

11.16.1. Mở đầu

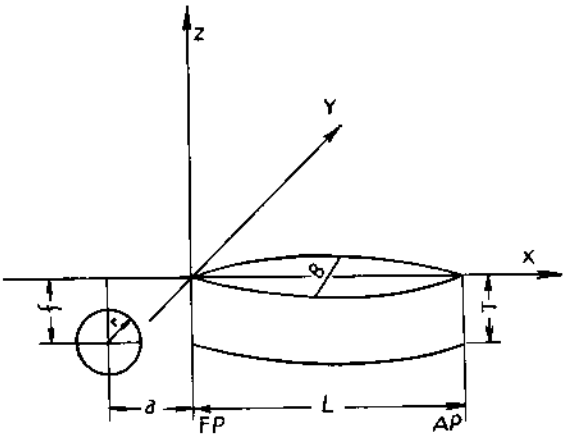
Những tàu chạy khá nhanh, đã từ lâu, mũi có hình dạng quả lê đạt được mục đích giảm sức cản sóng.

Tàu và quả lê ở mũi có thể xem như hai vật thể khác nhau di chuyển cùng tốc độ. Hệ sóng của hai vật thể này giao thoa và nếu quả cầu ở vị trí nào đó so với tàu, cả hai hệ sống san bằng lẫn nhau. Tác dụng đó làm giảm sức cản sóng của tàu.

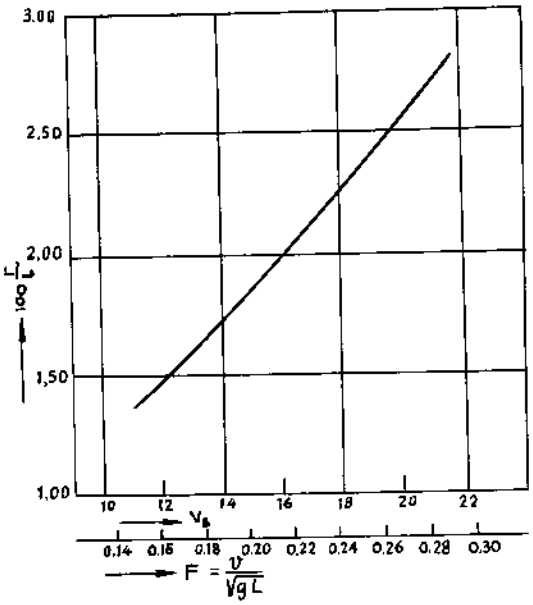
Hình dáng quả lê đã được khảo sát nhiều năm. Như ta đã biết, các thí nghiệm có hệ thống này thay đổi dạng quả lê của Taylor. Năm 1935, Vigley thử đề cập lý thuyết hiện đại về sức cản sóng của Havelock (1928) phát triển đưa vào thiết kế quả lê. Ông xem xét tổ hợp tàu và quả cầu, cả hai phần chuyển động cùng tốc độ. Trong kiến nghị của ông có hai thông số sau đây cần xem xét:

- Bán kính r của quả cầu;
- Khoảng cách a từ tâm quả cầu đến đường vuông góc mũi tàu.

Khoảng cách f từ tâm quả cầu đến mặt đường nước tĩnh thường được xác định theo yêu cầu, không một phần nào nhô dưới đường cơ bản của tàu. Sức cản tối thiểu của tổ hợp tàu và quả cầu được thiết kế theo giá trị tối ưu của bán kính r và khoảng cách a. Saunders so sánh giữa quả lê kích thước tối ưu theo Vigley và kích thước quả lê thực tế đã dùng. Các thí nghiệm của Lindblad có thể như mẫu mực của việc khảo sát sau này; tính toán đúng và thực nghiệm cẩn thận của Inui và Takahei ở trường Đại học Tokyo và những người khác.



H.11.107. Tàu và quả lê ngâm trong nước. Hệ trục gắn ở đường nước DWL và tại trục vuông góc mũi



H.11.108. Xác định bán kính quả cầu theo yêu cầu khi a = 0

Lý thuyết sức cản sóng của tàu chỉ rõ rằng, sự góp phần chính vào sức cản sóng là mũi và đuôi tàu.

Inui dùng quả lê mũi chỉ để san bằng hệ sóng mũi, còn loại trừ hệ sóng đuôi cần thiết phải có quả lê đằng lái. Theo Inui, sự phân chia sóng thành hệ sóng mũi và lái là cần thiết

để xác định tối ưu kích thước quả lê. Sự thực công trình của ông được nhiều người thừa nhận, không chỉ quả lê đối với tàu hàng, tàu dầu mới đóng mà nhiều tàu đã khai thác, vì những lợi nhuận của quả lê mà hoán cải. Quả lê mũi, nói chung nhiều người đã biết và gọi là mũi Inui (Inui Bow).

Nhiều mô hình thí nghiệm để tìm tác dụng của quả lê đối với sức cản như D.W.Taylor, E.M.Bragg, A.Lindblad, Van Lanameren, D.J.Doust, Johnson, Inui v. v... Trong những kết quả của thí nghiệm này không hoàn toàn phù hợp, có sự xác nhận chung về kết luận lý thuyết của Vigley:

1 - Tốc độ thường dùng quả lê khi $v/\sqrt{L} = 0,8$ đến 1,9, nhưng một vài lần thử chỉ rõ có lợi khi tàu chạy chậm hơn $v/\sqrt{L} = 0,8$;

2 - Đường nước ở mút mũi không lõm, vị trí tốt nhất của quả lê là tâm tại mũi, mũi nhô về phía trước thân tàu.

3 - Quả lê mở rộng càng thấp càng lợi và nên càng ngắn theo chiều dọc, càng rộng theo chiều ngang, phù hợp độ thuôn của đường hình thân tàu;

4 - Đỉnh quả lê không nên gần quá mặt nước.

Tàu đánh cá chạy với tốc độ cao $v/\sqrt{L} = 1,0 \div 1,25$ có sức cản sóng lớn, phù hợp với việc áp dụng quả lê và điều này được khẳng định bằng mô hình thực nghiệm. Doust đã chỉ rõ sức cản có thể giảm 10 đến 15% nếu dùng quả lê có thể giảm 20% ở nước tĩnh hiệu suất đẩy tăng 4 đến 5% công suất trục (SHP), Doust khuyến cáo rằng diện tích quả lê không được quá 5% diện tích sườn giữa, để tránh nguy hiểm sóng va đập mũi tàu (slamming damage) Johnson ở Thụy Điển đã thử mô hình tàu đánh cá với quả lê 8%. Sức cản được giảm khi $v/\sqrt{L} = 0,85 \div 1,00$.

Người ta quan tâm so sánh mũi Inui và mũi Taylor ra đời trước đây:

- Mũi Taylor (Taylor Bow) áp dụng để tăng tốc độ với những tàu có tỉ số tốc độ - chiều dài $v/\sqrt{L} = 1,00$ và cao hơn.

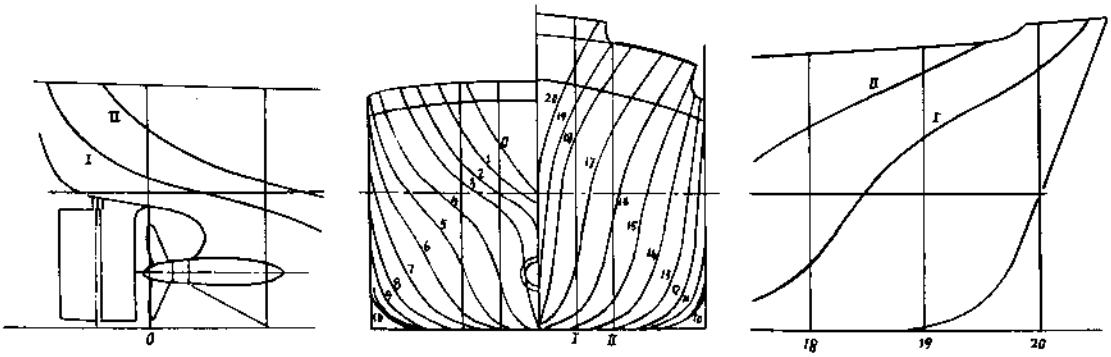
- Mũi Inui được phát triển với những tàu tốc độ cao. Ở những tốc độ thấp hơn, $v/\sqrt{L} = 0,6$ hoặc lớn hơn như tàu dầu béo, tàu chở quặng, các thử nghiệm mũi quả lê chỉ rõ sự giảm sức cản toàn bộ trên 15%. Lượng giảm sức cản đó chủ yếu là sức cản sóng. Lượng giảm sức cản nhiều hơn xuất hiện ở những tàu $C_B = 0,80$, sườn chữ U phần trước, dạng đáy phẳng.

11.16.2. Khảo sát

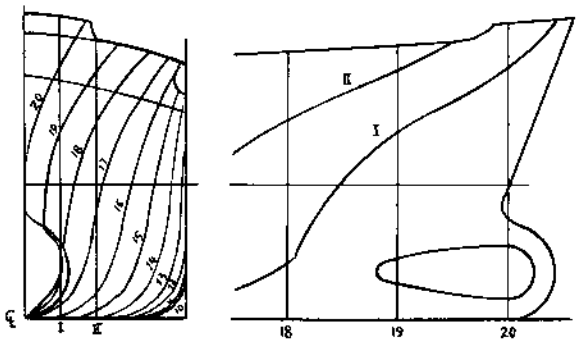
Mới đây, các khảo sát về quả lê ở bể thử mô hình tàu Netherlands (Netherlands ship model basin) dùng tàu hàng chạy nhanh chuyên tuyến có các đặc tính cho ở bảng 11.17. Tàu được khảo sát, nguyên gốc thiết kế không có quả lê, hình dáng thân tàu tốt được ghi lại tại bể thử mô hình Netherlands.

Bảng 11.17. Các đặc tính chính của tàu

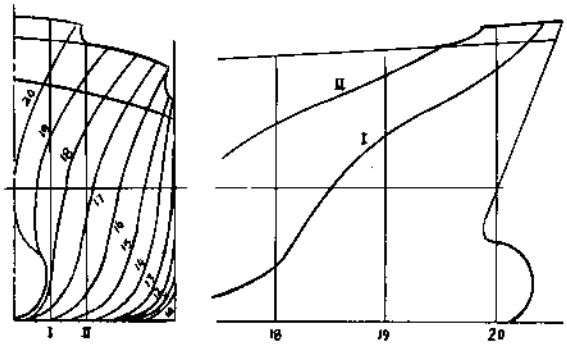
Chiều dài giữa hai đường vuông góc	L_{pp} (m)	150,00
Chiều dài phần trong nước	(m)	152,31
Chiều rộng thiết kế	B (m)	22,00
Chiều chìm mũi	T (m)	7,16
Chiều chìm lái	T_A (m)	8,08
Chiều chìm trung bình	T_M	7,62
Thể tích ngâm nước	(m^3)	15593,00
Hệ số béo thể tích	C_B	0,6202
Hệ số béo sườn giữa	C_M	0,9748
Diện tích mặt ướt không kể phần nhô	(m^2)	3922
Diện tích mặt ướt cả phần nhô	(m^2)	3955
Lượng chiếm nước trong nước mặn γ = 1,025	Δ (t_{1016})	15731
Vị trí tâm nổi sau sườn giữa %	L_{pp} (m)	2,82
Góc vào nước ở đường nước thiết kế (ở chiều chìm 7,16m)	$i_E/2$	11°
Tốc độ thử của tàu $v/\sqrt{L} = 0{,}90$	(hlí/h)	20



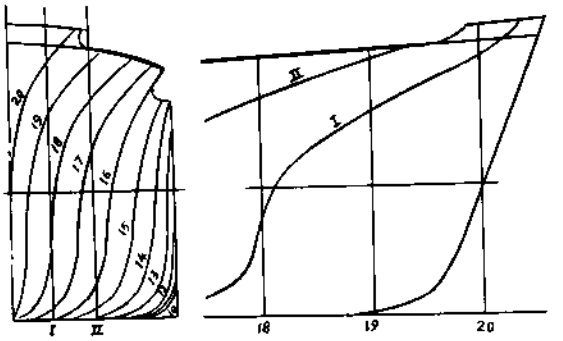
11.109a. Hình tàu cơ bản



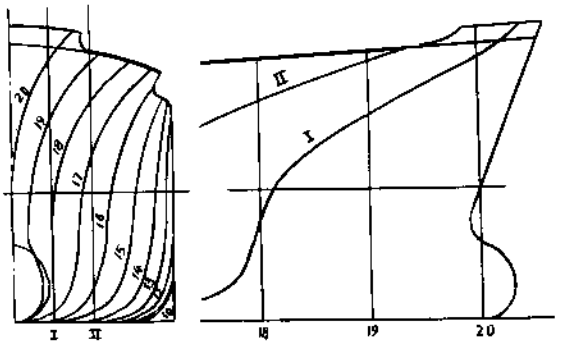
11.109b. Đường hình của tàu hình a gắn với quả lê hình cầu 100/L = 2,00 và a/L = 0



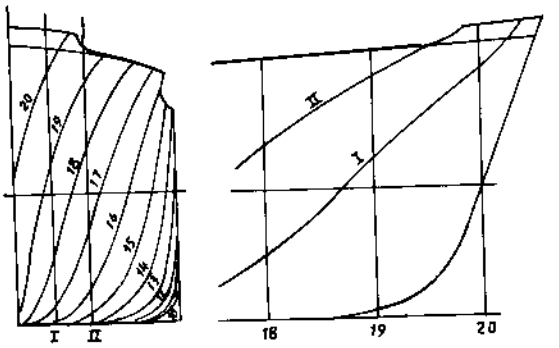
11.109c. Đường hình của tàu hình a gắn với quả lê hình cầu 100r/L = 1,667 và a/L = 0



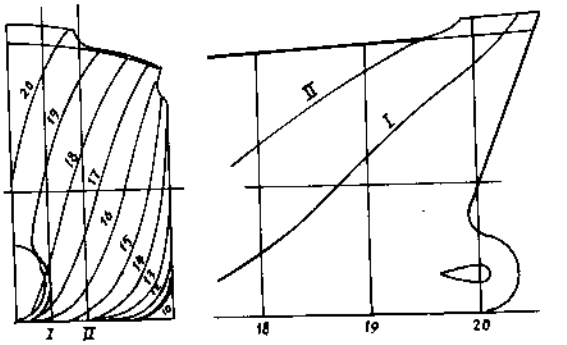
11.109d. Đường hình của tàu không quả lê với góc vào nước bằng 7độ



11.109e. Đường hình của tàu ở hình d gắn với quả lê hình cầu 100r/L = 1,667 và a/L = 0



11.109f. Đường hình của tàu không quả lê với góc vào nước bằng 15 độ



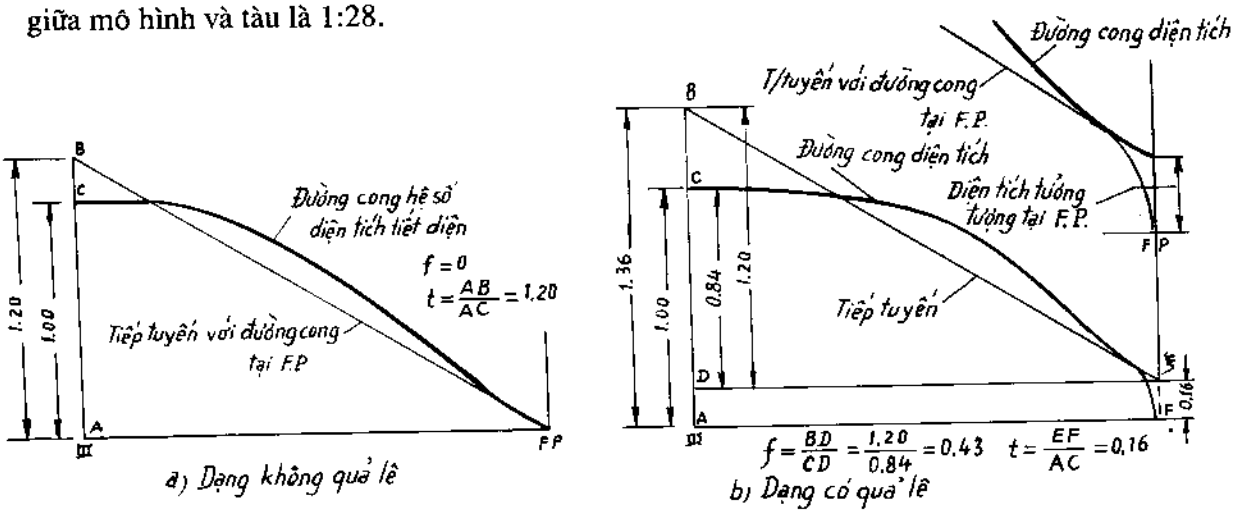
11.109g. Đường hình của tàu ở hình f gắn với quả lê hình cầu 100r/L = 1,667 và a/L = 0

Tốc độ khai thác giữa 18 và 20hlí/h. Khoảng tốc độ này, sức cản sóng khoảng 20 đến 25% sức cản toàn bộ. Như vậy áp dụng quả lê chỉ quan trọng nếu sức cản sóng giảm đáng kể.

Đường hình tàu mẫu ở hình 11.109a.

Quả lê được khảo sát là khối cầu đặt phía trước tàu. Thân tàu và khối cầu liên kết sao cho giữ được hình dáng tàu nguyên thuỷ, có thể càng nhiều càng tốt. Cách làm đó ta được hình dáng mũi như ở hình 11.109b và hình 11.109c. Dạng mũi này khác nhiều dạng mũi quy ước (không quả lê). Các thông số được chọn để đặt quả lê là a (khoảng cách từ tâm quả cầu đến đường vuông góc mũi) và bán kính quả cầu r. Tâm quả cầu luôn nằm trong mặt phẳng đối xứng của tàu và điểm thấp nhất quả lê nằm trên đường cơ bản. Trong vị trí tối ưu có xem xét bán kính thay đổi của quả lê. Góc vào nước của đường nước thiết kế ở mũi $i_E/2$

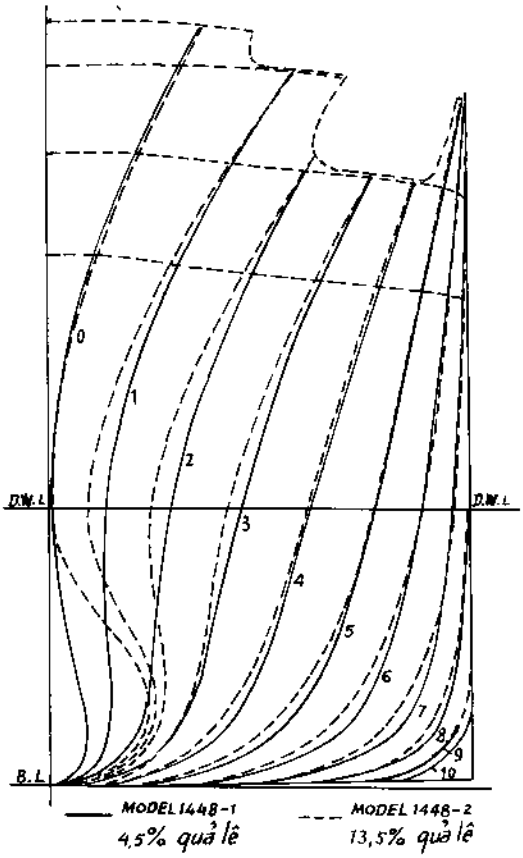
thay đổi. Đường cong diện tích sườn giữ bằng nhau trong mọi trường hợp vì hình dáng tiết diện mũi đã thay đổi. Giảm góc vào nước thay bằng tiết diện sườn chữ U, tuyến hình tàu mẫu chữ V. Kết quả thay đổi thể hiện ở hình 11.109d, 11.109e, 11.109f và 11.109g. Tỉ lệ giữa mô hình và tàu là 1:28.



Hình 11.110. Xác định quả lê theo thông số f và t

Như đã trình bày ở trên, hai trong những yếu tố chính về hình dáng của tàu ảnh hưởng đến sức cản là hình dáng đường cong diện tích sườn và đường cong đường nước, đặc biệt ở phần mút mũi. Đường cong diện tích có thể lồi lên ở mút trước bởi thêm lượng chiếm nước gần trục vuông góc ở mũi, tâm nổi dịch chuyển về trước. Trường hợp không thay đổi tổng lượng chiếm nước, đường cong đường nước làm gầy để cân bằng với thể tích thêm do quả lê.

Phần trước của đường cong diện tích tiết diện sườn của tàu có và không có quả lê thể hiện ở hình 11.110. Quả lê thường dùng hai hệ số để xác định là f và t do Taylor đưa ra; trong đó f là thước đo diện tích tiết diện ngang tại trục vuông góc mũi FF, t là thước đo độ dốc của đường cong tại điểm đó.



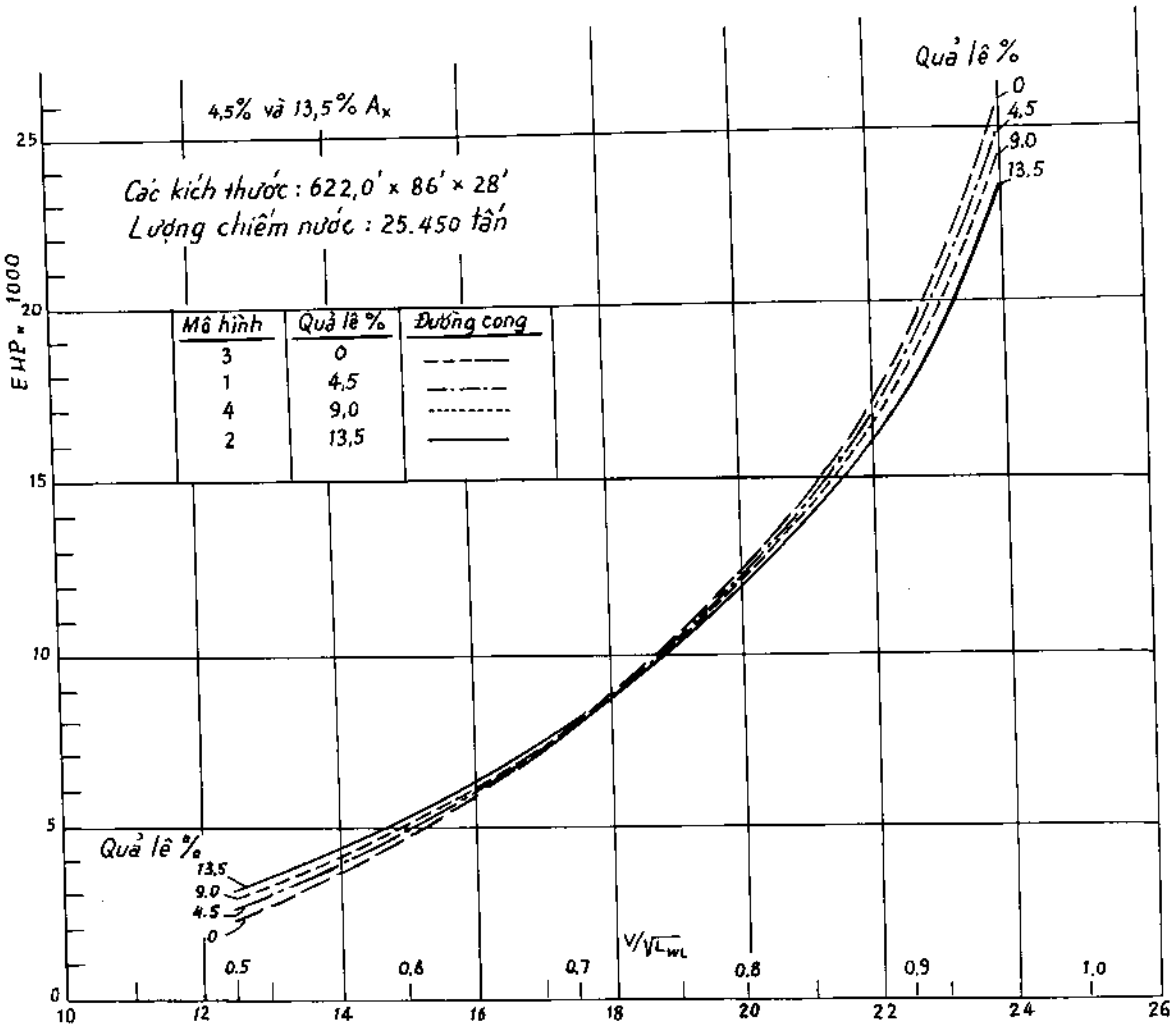
Hình 11.111. So sánh hình dáng thân tàu

Mũi tàu không có quả lê, hình 110(a), f bằng không. Nếu đường tiếp tuyến với đường cong tại trục trước FP, được kéo dài cắt tung độ sườn giữa tại B, do đó t được xác định như tỉ số AB/AC = 1,20/1,00 = 1,20.

Đối với tàu có quả lê, hình 11.110(b), đường cong diện tích tiếp tục đi qua trục vuông góc mũi FP, không để ý tới điểm cuối lượn tròn bởi quả lê, cho ta diện tích tưởng tượng tại điểm đó bằng EF. Hệ số f là tỉ số của diện tích này với diện tích sườn giữa, như đã chỉ rõ f = EF/AC = 0,16/1.00 = 0,16. Ta nói tàu có 16% quả lê. Tiếp tuyến với đường cong tại trục trước nghĩa là tại điểm R, kéo dài tiếp tuyến cắt tung độ giữa tàu tại B. Do đó:

$$t = \frac{BD}{DC} = \frac{(AB - AD)}{(AC - AD)} = \frac{(1{,}36 - 0{,}16)}{(1{,}00 - 0{,}16)} = \frac{1{,}20}{0{,}84} = 1{,}43$$

Hai kiểu quả lê với f bằng 0,045 và 0,135 (4,5% và 13,5%) như hình 11.111.



Hình 11.112. Ảnh hưởng quả lê đến ehp.

Các thông số của mô hình thử của cơ quan quản lý hàng hải tại Davidson Laboratory cho ở bảng 11.18 và đường hình mô hình với 4,5 và 13,5% quả lê được chỉ rõ ở hình 11.111.

Bảng 11.18

L_{WL} = 622,0 ft	C_B = 0,595			
Lpp = 602,0 ft	C_M = 0,970			
B = 86,0 ft	C_p = 0,613			
T = 28,0 ft	L/B = 7,23			
D = 25450 tấn	B/T = 3,07			
$L/D^{1/3}$ = 6,46	Tốc độ thiết kế v = 23 hlí/h; $v/\sqrt{L} = 0{,}922$			
Diện tích quả lê, phần trám	0	4,5	9,0	13,5
i_E (nửa góc vào nước ở LWL)	11,25°	8,75°	6,25°	3,75°
Hoành độ tâm nổi sau sườn giữa (% LWL)	0,48	0,39	0,29	0,19

Các kết quả về sức cản ở nước lặng được chỉ rõ ở hình 11.112.

Công suất (ehp) không đổi là 25000, chiều dài sóng thay đổi và tàu có quả lê 13,5% A_M, lượng giảm tốc độ như sau:

Bảng 11.19

l_S/L	0	0,25	0,50	0,75	0,875	1,00	1,15	1,25
v(hlí/h)	24,3	24,1	23,7	22,9	21,8	18,6	17,6	18,0
Lượng giảm v (%)	0	0,8	1,7	4,6	9,2	22,1	26,3	25,0

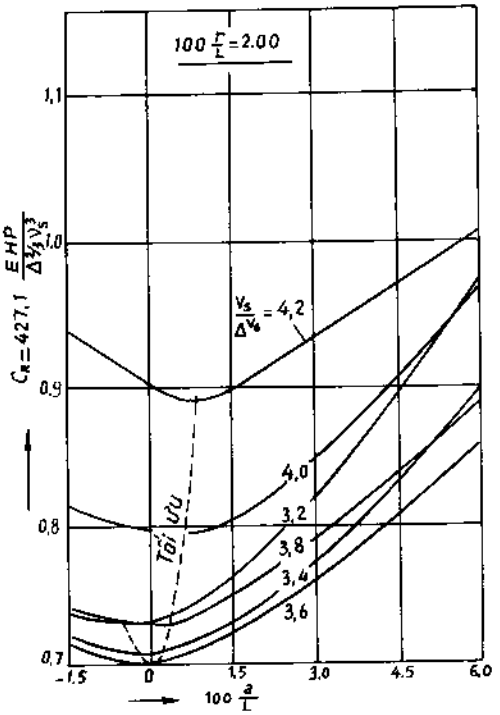
11.16.3. Vị trí đặt quả lê và đường kính quả cầu

Ảnh hưởng sự thay đổi khoảng cách a từ trục vuông góc mũi đến tâm quả cầu thể hiện ở hình 11.113 và 11.114. Các đường cong chỉ rõ vị trí tối ưu của tâm quả cầu gần trục vuông góc mũi. Khi tốc độ tăng, vị trí tối ưu dịch chuyển về trước. Điều này phụ thuộc bởi ảnh hưởng độ nhớt.

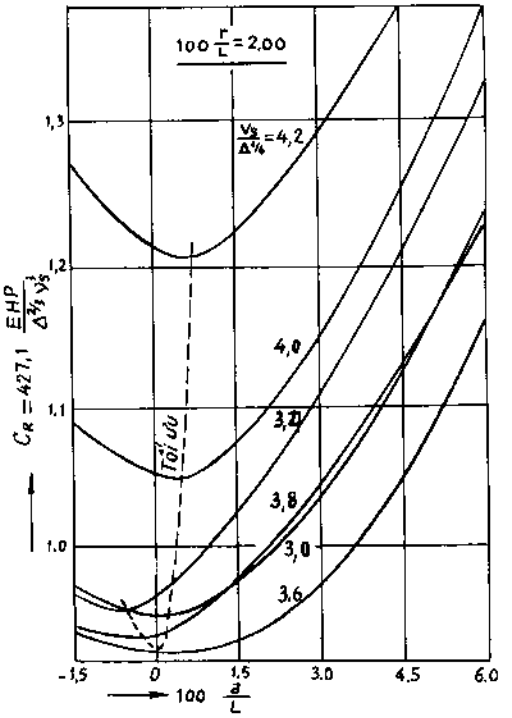
Tốc độ trong khoảng $3{,}6 < v_s/\Delta^{1/6} < 4{,}0$

Vị trí tối ưu trong giới hạn $0 < 100^a/L < 0{,}5$

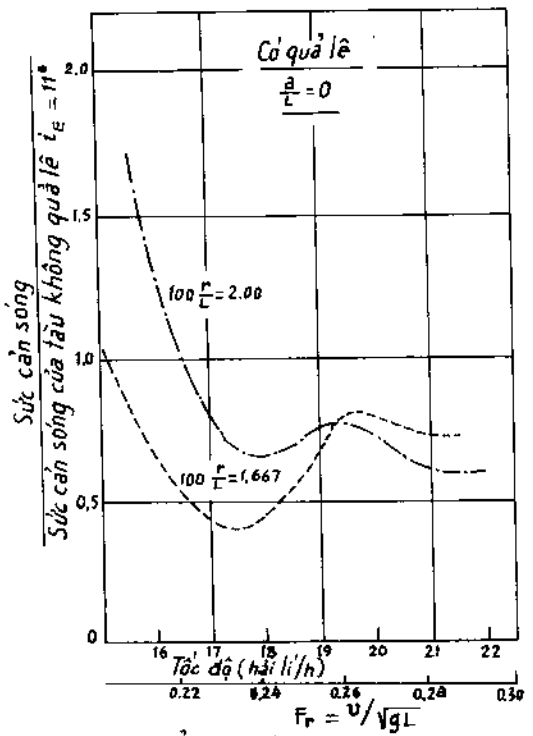
Trong khoảng tốc độ khảo sát, độ dịch chuyển nhỏ quả cầu gần trục vuông góc mũi chỉ có ảnh hưởng không đáng kể đến yêu cầu công suất. Áp dụng quả lê làm tăng diện tích ướt của tàu. Khi quả cầu với bán kính 100 r/L = 2,00 và 1,667, sự thay đổi diện tích tương ứng từ 2,5 và 3,5%. Sức cản ma sát cũng tăng tương ứng 2,5 ÷ 3,5% do ảnh hưởng chiều dài tăng nhưng hệ số ma sát nhỏ.



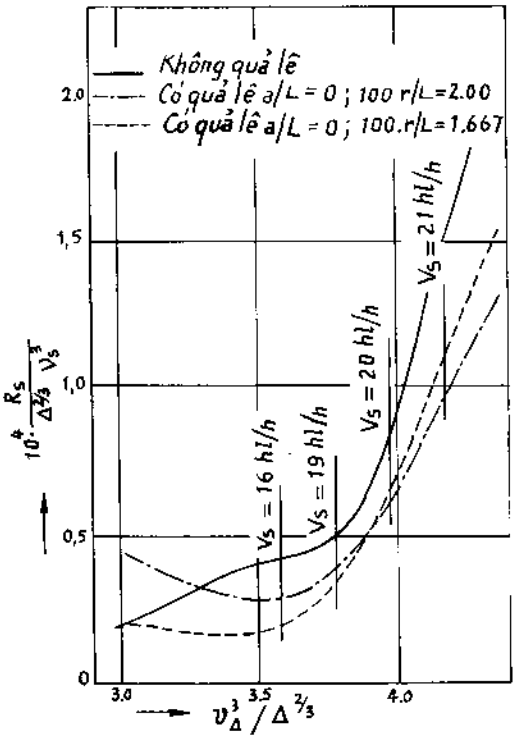
H.11.113. Ảnh hưởng vị trí quả cầu đến sức cản



H.11.114. Ảnh hưởng vị trí quả cầu đến công suất yêu cầu



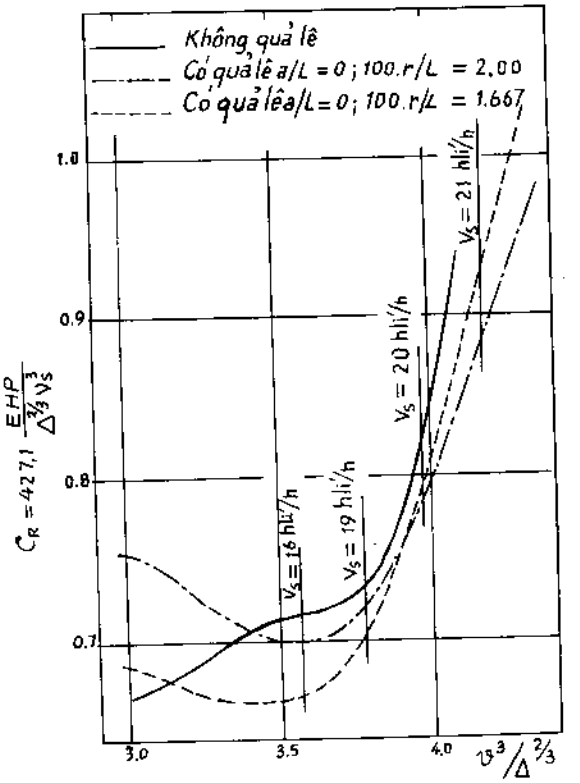
H.11.115a. Ảnh hưởng áp dụng quả lê đến sức cản sóng



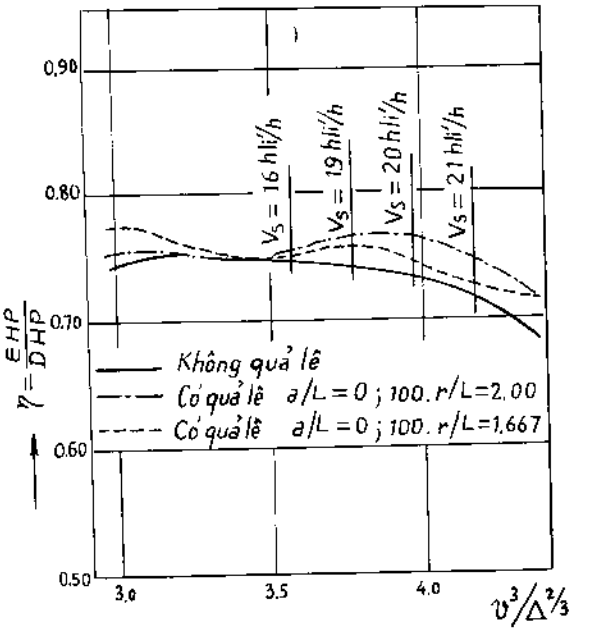
H.11.115b. Ảnh hưởng áp dụng quả lê đến sức cản sóng

Sức cản sóng thay đổi đáng kể khi áp dụng quả lê, như hình 11.115 và 11.116 sự giảm sức cản sóng rất lớn trong khoảng tốc độ nhất định. Quả cầu lớn nhất đem lại sự giảm nhiều nhất ở tốc độ cao, ngược lại tốc độ thấp hơn, quả cầu không mang lại hiệu quả.

Tổng tác dụng của các hình ảnh trên thể hiện ở hình 11.117, hình 11.118 chỉ ra rằng khi sức cản giảm, nói chung hiệu suất đẩy tăng. Hiệu suất chong chóng cao hơn, ở điều kiện tải thấp hơn.



H.11.116. Ảnh hưởng áp dụng quả lê đến sức cản toàn bộ



H.11.117. Ảnh hưởng áp dụng quả lê đến hiệu suất đẩy

Nói về vị trí quả lê, giữa các nhà khảo sát có quan điểm khác biệt. Có người cho rằng quả lê đặt cao cho kết quả tốt nhất, bởi vì bấy giờ xuất hiện sự tác động tương quan giữa quả lê với hình dáng sóng cũng như làm tốt điều kiện sức cản sóng.

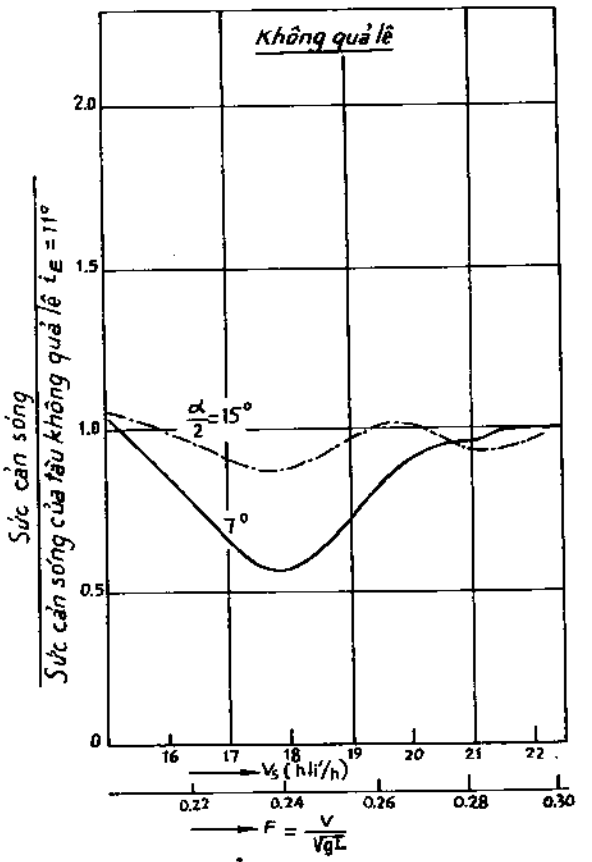
Lammeren cho rằng quả lê có thể nằm gần mặt nước. Do đó Lammeren khuyến cáo, đường kính quả lê bằng 80% chiều chìm. Áp dụng mũi quả lê lớn bằng 15% A_M giảm được công suất 15%. Ví dụ: so sánh hai tàu khách của Nhật có quả lê 5% và 17% A_M. Khi thử cùng tốc độ, tàu có quả lê lớn giảm 13% công suất.

Đối với những tàu hình dáng mảnh (slender) chạy với tốc độ nhất định quả lê cho lợi vì sức cản càng nhiều khi quả lê càng lớn. Nói chung có thể khẳng định rằng, áp dụng quả lê 4% đến 8% A_M khi tàu chạy $v/\sqrt{L}$ lớn hơn 0,8, cho ta kết quả tốt về lý thuyết cũng như thực tế. Nếu quả lê nhỏ hơn 4% A_M thì tác dụng nhỏ so với phí tổn về kết cấu và công nghệ,

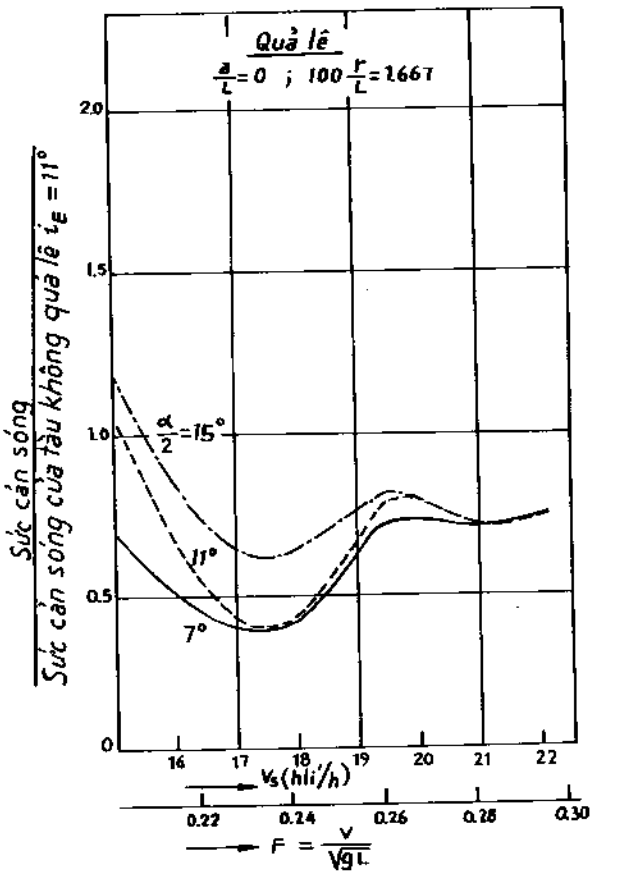
ngược lại quả lê lớn hơn 8% A_M, ngoài sự khó khăn về nhổ và thả neo còn khó khăn về hàng hải. Quả lê lớn cũng bất lợi khi tàu chạy dằn (không tải), có thể xuất hiện hệ sóng ở mũi, ở những lớp nước phía trên làm tăng sức cản.

Cuối cùng, người ta khẳng định rằng, cách tốt nhất khi chọn quả lê là phải thử mô hình. Chỉ có khảo sát mô hình và quan sát dòng chảy vào, mới hoàn thiện hình dáng phần mũi và quả lê, cả hệ tác động với nhau.

11.16.4. Tác động tương quan giữa mũi và quả lê



H.11.118a. Ảnh hưởng góc vào nước của đường nước đến sức cản sóng

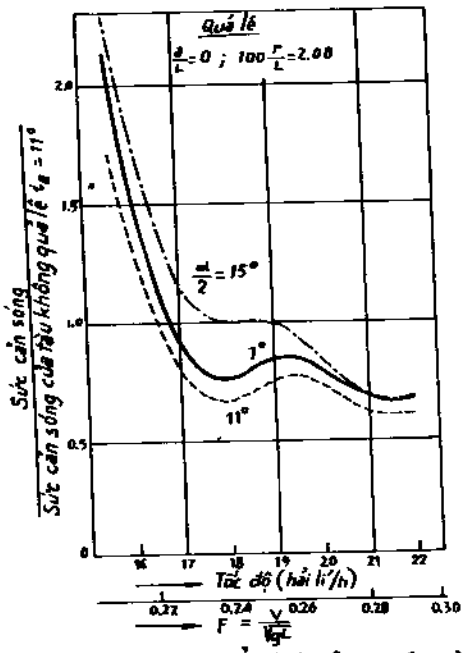


Hình 11.118b. Ảnh hưởng góc vào nước của đường nước đến sức cản của tàu có quả lê r/l = 1,667

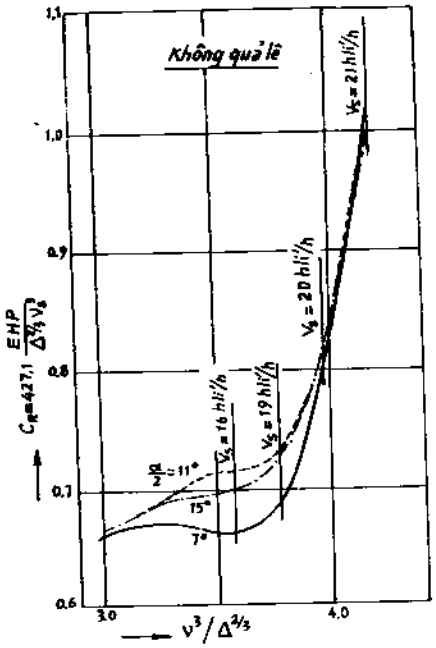
Hình ảnh khảo sát sự thay đổi góc vào nước ở đường nước thiết kế thể hiện ở hình 11.118a và 11.119a, chỉ rõ sự giảm góc vào nước làm giảm sức cản sóng, nghĩa là giảm sức cản toàn bộ. Điều đó phù hợp với các thí nghiệm chung là phần trước thân tàu (forebody), tiết diện sườn chữ U là có lợi hơn chữ V. Tuy nhiên, tăng góc vào nước chỉ có ảnh hưởng rất nhỏ đến sức cản.

Các hình 11.118b, 11.118c, 11.119b, 11.119c, thí nghiệm chỉ rõ quan hệ giữa đường kính quả cầu và góc vào nước ở đường nước thiết kế. Thí nghiệm cũng chỉ rõ rằng, đường

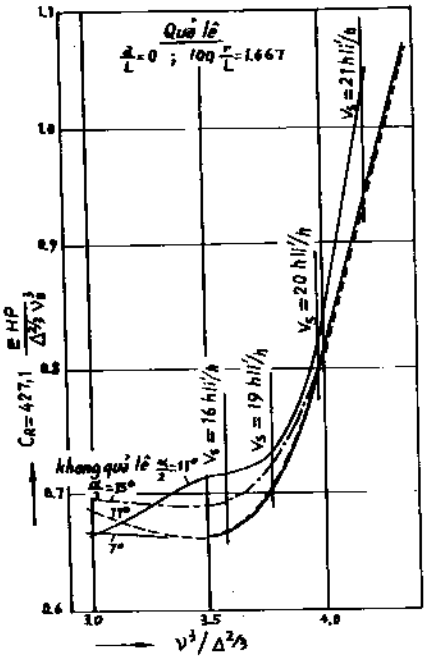
kính tối ưu nhỏ hơn giá trị ở hình 11.120. Sự quan hệ giữa đường kính quả lê và tốc độ tàu đã xác định bằng thí nghiệm là không quan trọng như trong lý thuyết đã tính.



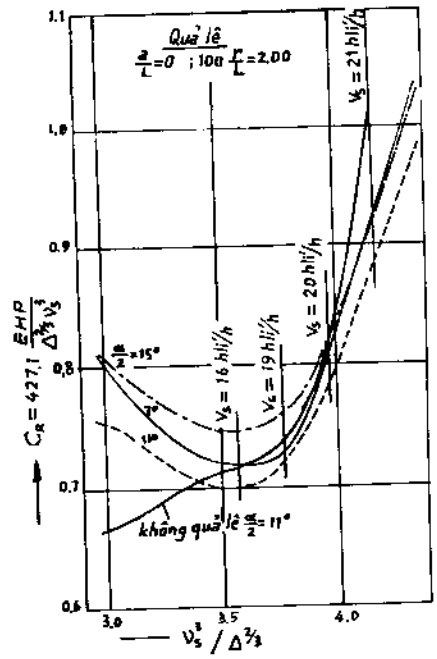
Hình 11.118c. Ảnh hưởng góc vào nước của đường nước đến sức cản của tàu có quả lê r/L = 2,00



H.11.119a. Sức cản hình dáng của tàu không quả lê và góc vào nước thay đổi.

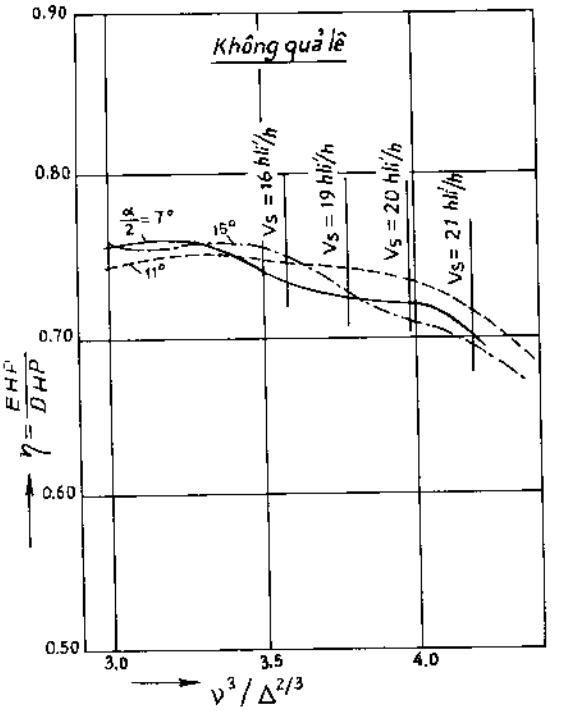


Hình 11.119b. Sức cản hình dáng của tàu có và không có quả lê, có góc vào nước $i_E/2 = 11°$

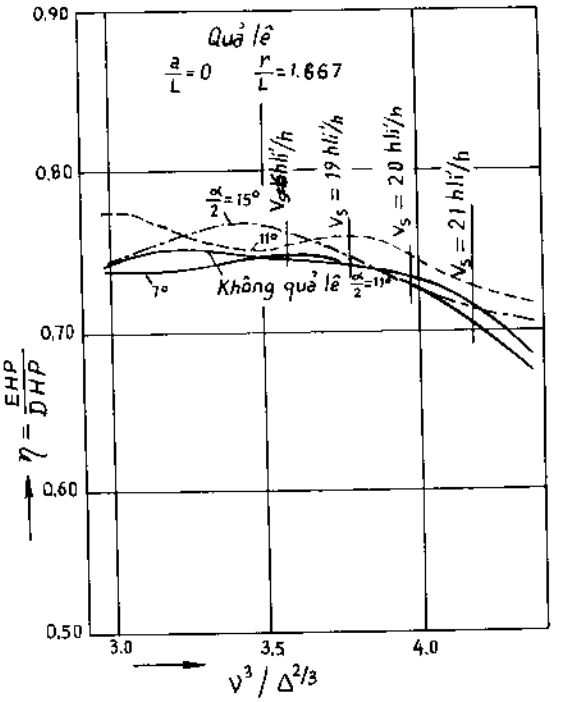


H.11.119c. Sức cản hình dáng của tàu với quả lê và không quả lê có góc vào nước $i_E/2 = 11°$

Hình 11.119a, 11.119b, 11.119c chỉ rõ ảnh hưởng góc vào nước và đường kính quả lê thay đổi đến hiệu suất đẩy.

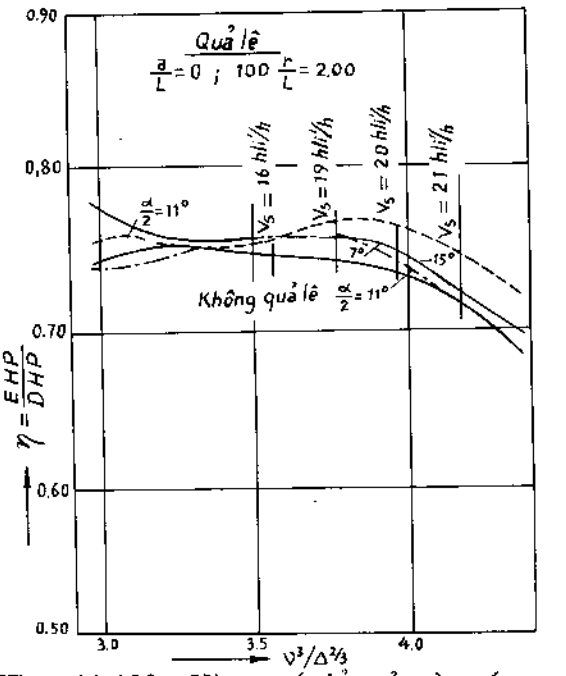


H.11.120a. Hiệu suất đẩy của tàu không có quả lê



Hình 11.120b. Hiệu suất đẩy của tàu có và không có quả lê với góc vào nước $i_E/2 = 11°$

Thí nghiệm chỉ rõ, nếu góc vào nước giảm, hệ sóng mũi chuyển động về sau. Hình 11.120a, 11.120b không phù hợp điều này, dẫn đến giả thuyết rằng góc vào nước chỉ có ảnh hưởng nhỏ đến vị trí tối ưu của quả cầu. Tuy nhiên, cần mở rộng khảo sát hình ảnh này để thể hiện.



Hình 11.120c. Hiệu suất đẩy của tàu có và không có quả lê với góc vào nước $i_E/2 = 11°$

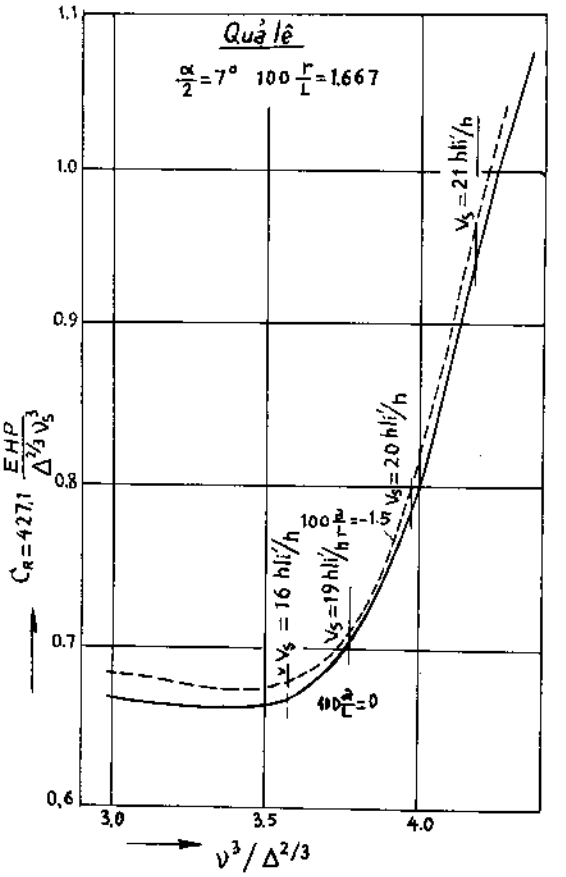
Bảng 11.20. Tàu quả lê và các kích thước chính thay đổi

		A	B	C	D	E	F
Đặc tính tàu		**Không quả lê**	**Quả lê**	**Quả lê**	**Không quả lê**	**Quả lê**	**Quả lê**
Chiều dài giữa hai đường vuông góc	L (m)	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00
Chiều dài phần ngập	(m)	152,31	155,84	155,34	152,49	156,03	156,46
Chiều rộng	B (m)	22,00	22,00	22,00	22,86	22,86	22,86
Chiều chìm mũi	T_F (m)	7,16	7,16	7,16	7,16	7,16	7,16
Chiều chìm lái	T_A (m)	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08
Chiều chìm trung bình	T_M (m)	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62	7,62
Thể tích ngâm nước	(m^3)	15593	15880	15801	15699	16030	15958
Hệ số béo thể tích	C_B	0,620			0,595		0,611
Hệ số béo đường giữa	C_M	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975
Diện tích ướt không phần nhô	(m^2)	3422	4064	4031	3931	4077	3997
Diện tích ướt có phần nhô	(m^2)	3995	4136	4104	4004	4149	4070
Lượng chiếm nước (γ = 1,025)	Δt_{1016}	15731	1602	15941	15838	16172	16099
Vị trí tâm nổi sau sườn giữa	%L(m)	2,82	1,42		2,82		2,75
Góc vào nước i_E/2 T = 7,16m	(o)	11°	11°	11°	11°	11°	8°
Đặc tính quả lê			Dựa trên	Dựa trên		Dựa trên	Biến đổi
Dạng quả lê			Quả cầu	Quả cầu		Quả cầu	
Bán kính quả cầu %L			2,000	1,667		2,000	
Tâm quả cầu theo chiều dài			Tại F.P	Tại F.P		Tại F.P	
A_B/A_M (%)			17,2	12,0		16,7	16,7

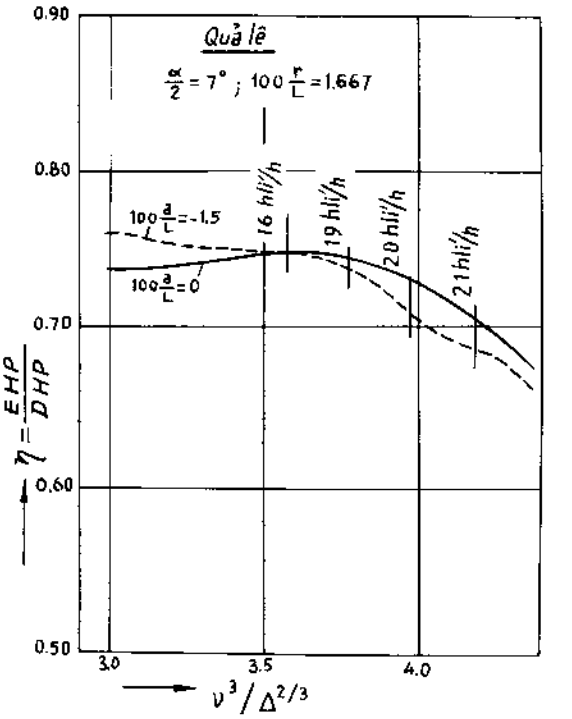
Bảng 11.21. Giảm sức cản tính bằng phần trăm khi thể tích ngâm nước không đổi $V = 15593m^3$

Tốc độ	Hl/h	18	18,5	19	19,5	20	20,5	21	21,5	22
Quả lê dựa theo quả cầu với bán kính 3m	%	2,5	2,1	1,5	2,2	5,3	9,7	14,4	16,6	17,6
Quả lê dựa theo quả cầu với bán kính 2,5m	%	7,1	5,7	4,0	2,8	4,2	6,8	10,1	11,0	10,9
Chiều dài phần ngập nước tăng 2% + giảm C_B 2% (trị số t/bình tính theo Lap và Gerttler)	%	0,8	1,0	1,9	3,5	5,7	7,9	9,8		
Chiều rộng tâm tăng 4% + giảm C_B 4%	%	0,7	-0,2	-1,0	-0,6	1,9	4,2	7,3	8,9	14,3
Chiều rộng tàu tăng 4% + giảm C_B 4% + quả lê theo quả cầu bán kính 3m	%	-6,2	-5,8	-4,6	-1,5	4,4	11,9	18,6	22,0	23,6
Quả lê biến cải với tiết diện ngang tại F.P 16,7% A_M	%	-12,9	-12,3	-9,4	-3,4	5,5	15,4	23	27,1	29,8

11.16.5. Áp dụng quả lê đối với sự biến đổi các kích thước chủ yếu



H.11.121a. Ảnh hưởng vị trí đặt quả cầu đến sức cản



H.11.121b. Ảnh hưởng vị trí đặt quả cầu đến hiệu suất đẩy

Việc áp dụng quả lê với sự biến đổi kích thước, hình dáng đã tranh luận còn vài điều trái ngược, bởi vì còn những khó khăn trong thực tế.

Vì vậy người ta quan tâm xem xét khi biến đổi nhỏ về chiều dài, chiều rộng và hệ số béo thể tích của tàu có đem lại lợi ích nào không.

Tàu mẫu với mũi quy ước được thiết kế "tàu A". Quả lê là quả cầu gắn vào "tàu A". Ở "tàu B" bán kính quả cầu là 2% của chiều dài tàu và ở "tàu C" 1,667% (xem bảng 11.20), lượng giảm công suất theo yêu cầu đạt được, so sánh với những lợi thu được từ sự biến đổi một ít các kích thước chính.

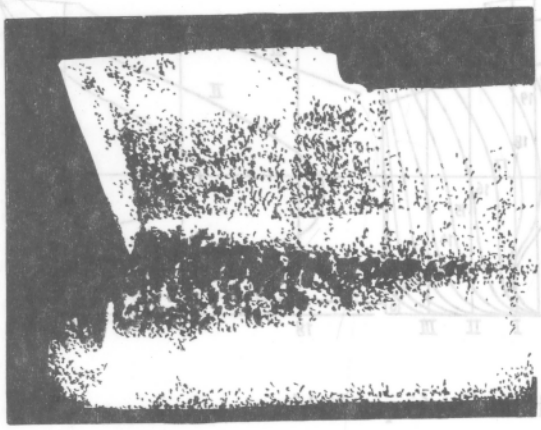
Áp dụng quả lê trong trường hợp "tàu B" tăng chiều dài của phần ngập nước 2%, khảo

sát thấy rõ tác dụng của sự tăng chiều dài của "tàu A" cũng bằng cùng phần trăm, kết hợp với lượng giảm tương ứng hệ số béo thể tích. Kết quả phân tích của Lap và Gertler phù hợp (bảng 11.21).

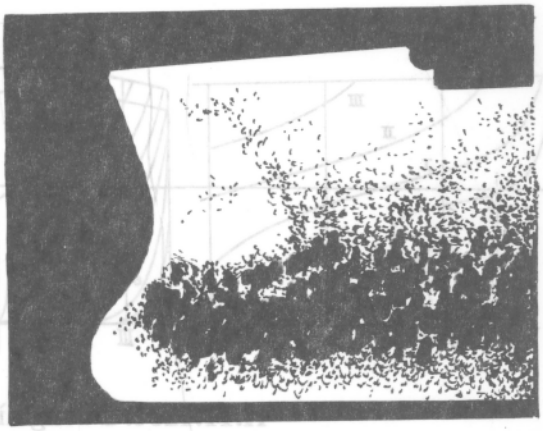
Ảnh hưởng tăng chiều rộng đã xem xét bằng thực nghiệm. Bởi vậy mẫu thử thực hiện xong với hình dáng tàu "tàu D" có chiều rộng tăng 4% so với tàu mẫu "tàu A" và giảm tương ứng hệ số béo thể tích.

"Tàu E" gồm "tàu D" có lắp quả lê cùng kích thước như "tàu B". Tiết diện ngang của quả lê "tàu F" tại trục vuông góc mũi bằng "tàu E" cộng 16,7% A_M, diện tích lớn hơn đáng kể so với mũi quy ước.

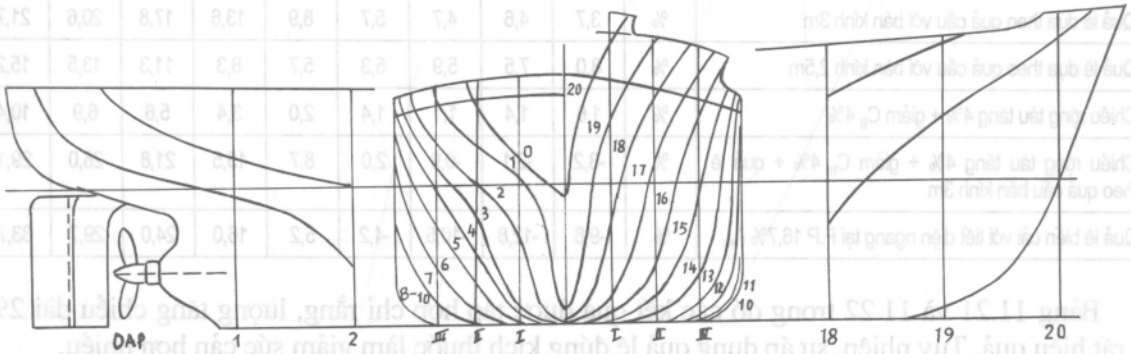
Hình mũi "tàu E" và "tàu F" chỉ rõ ở hình 11.122a và 11.122b tương ứng. Đường hình thân tàu, đường bao mũi đuôi của một vài tàu thể hiện ở hình 11.109a, 11.109b, 11.109c



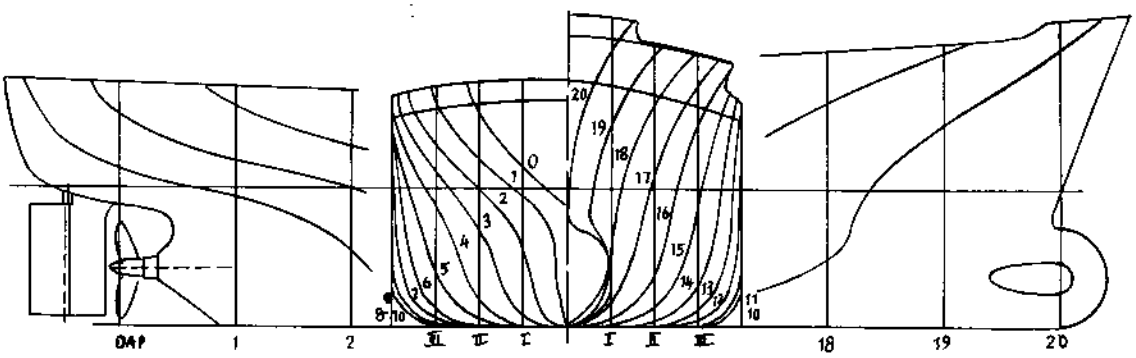
Hình 11.122a. Mẫu tàu E



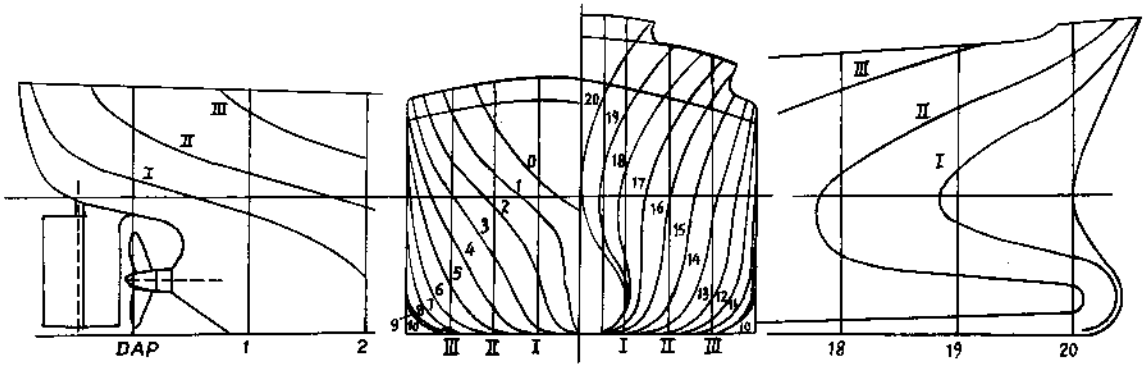
Hình 11.122b. Mẫu tàu F



H.11.123a. Đường hình tàu D và chiều rộng tăng và giảm C_B so với tàu A



H.11.123b. Đường hình tàu E gồm đường hình tàu C và quả lê hình cầu



H.11.123c. Đường hình tàu F với quả lê lớn

Bảng 11.22. Giảm công suất yêu cầu tính bằng phần trăm khi $\nabla = 15593\ m^3$ không đổi

Tốc độ	Hl/h	18	18,5	19	19,5	20	20,5	21	21,5	22
Quả lê dựa theo quả cầu với bán kính 3m	%	3,7	4,6	4,7	5,7	8,9	13,6	17,8	20,6	21,7
Quả lê dựa theo quả cầu với bán kính 2,5m	%	8,0	7,5	5,9	5,3	5,7	8,3	11,3	13,5	15,2
Chiều rộng tàu tăng 4% + giảm C_B 4%	%	1,6	1,4	1,1	1,4	2,0	3,4	5,6	6,9	10,4
Chiều rộng tàu tăng 4% + giảm C_B 4% + quả lê theo quả cầu bán kính 3m	%	-3,2	-2,1	-0,9	2,0	8,7	15,5	21,8	26,0	29,1
Quả lê biến cải với tiết diện ngang tại F.P 16,7% A_M	%	-9,8	-12,8	-10,5	-4,2	5,2	16,0	24,0	29,7	33,7

Bảng 11.21 và 11.22 trong đó các kết quả được tập hợp chỉ rằng, lượng tăng chiều dài 2% là rất hiệu quả. Tuy nhiên, sự áp dụng quả lê đúng kích thước làm giảm sức cản hơn nhiều.

Hình 11.124 và 11.125 và bảng 11.21 và 11.22 chỉ rõ rằng, tăng chiều rộng tàu 4% cũng giảm tương ứng hệ số béo thể tích, rõ ràng hiệu quả ít hơn áp dụng quả lê.

Tàu tăng chiều rộng, giảm hệ số béo thể tích và có quả lê, sự giảm sức cản rất quan trọng, nhưng lượng giảm này nhỏ hơn tổng của mỗi lượng giảm khi thay đổi tách biệt từng yếu tố.

Tàu mảnh ít sức cản sóng hơn tàu béo. Cũng như quả lê kém hiệu quả khi áp dụng cho tàu mảnh.

Hình 11.124, 11.125 và bảng 11.21 và 11.22 cũng chỉ rằng, hình dáng quả lê rất quan trọng.

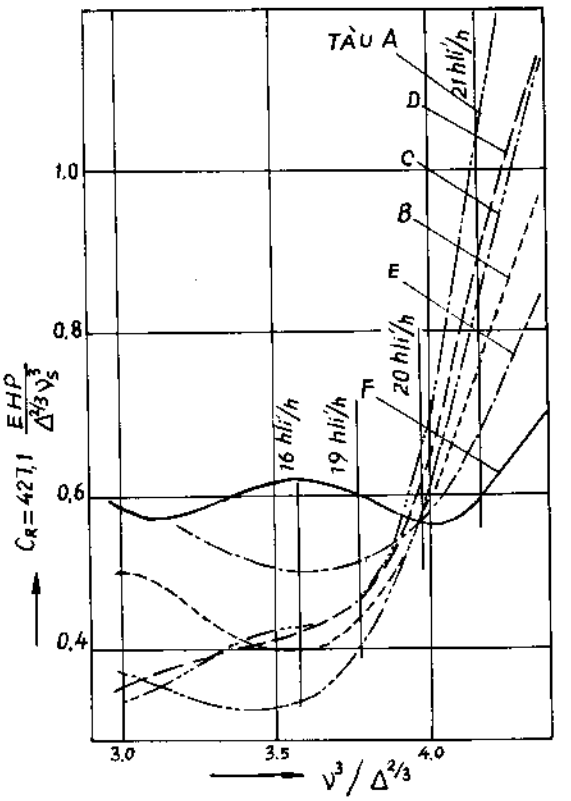
Kết luận:

Nếu tàu chạy với tốc độ nhất định mà có lắp quả lê hình cầu, vị trí đặt quả cầu hợp lý nhất và đường kính quả cầu được xác định bằng thực nghiệm, thì tàu có thể đạt được việc giảm sức cản sóng rất hiệu quả, kể cả khi tốc độ thấp hơn nó cũng tác động có lợi đến công suất yêu cầu.

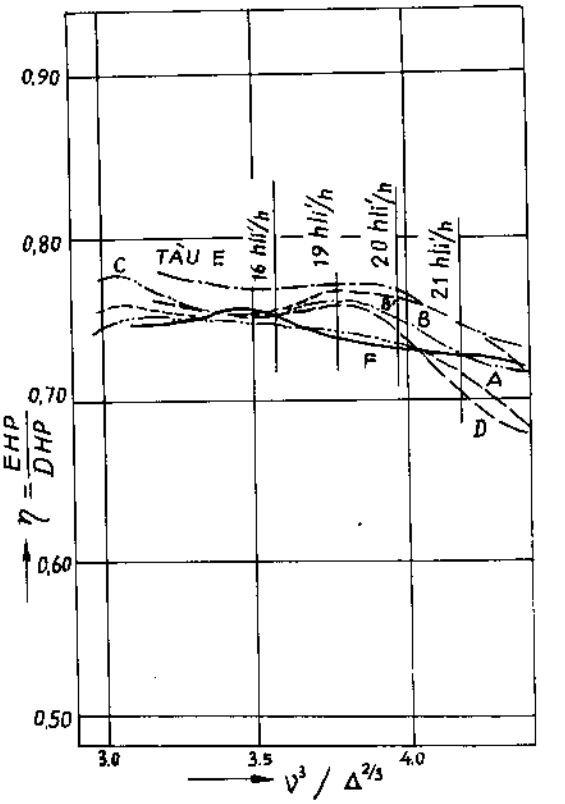
Quả lê đúng kích thước giảm được sức cản sóng 25-50%.

Góc vào nước ở đường nước thiết kế ảnh hưởng đến vị trí tối ưu của quả cầu. Theo sự phân tích lý thuyết và khảo sát thực nghiệm chỉ rõ mối quan hệ giữa góc vào nước và đường kính quả cầu với tốc độ tàu như nhau. Giảm góc vào nước, giảm đường kính tối ưu của quả cầu.

Tăng ít chiều dài và chiều rộng của tàu cũng giảm tương ứng hệ số béo thể tích, hiệu quả thấp hơn khi áp dụng quả lê đúng kích thước. Phối hợp thay đổi kích thước chủ yếu của tàu cùng áp dụng quả lê hình cầu tin rằng giảm nhiều công suất cho thiết bị đẩy.



Hình 11.124. Sức cản của các tàu A, B, C, D, E và F



Hình 11.125. Hiệu suất đẩy của các tàu A, B, C, D, E và F

11.16.6. Quả lê của tàu béo (hệ số thể tích C_B cao)

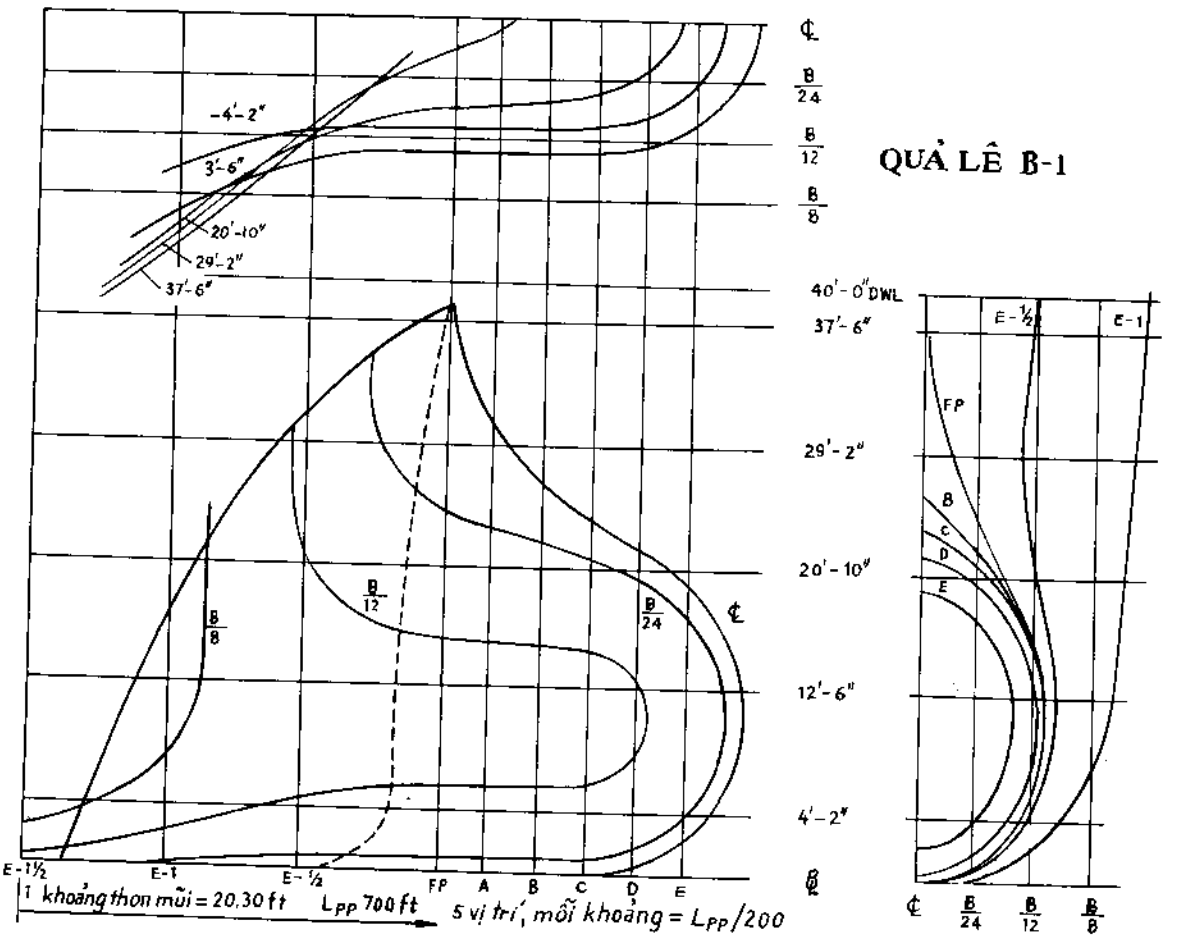
Ban đầu quả lê của những tàu béo có hình dáng giống như của những tàu mảnh và chạy nhanh, mặc dù nguyên tắc tác dụng của chúng khác nhau. Yêu cầu đầu tiên của quả lê là giảm sức cản nhớt, thứ hai là hạ thấp sức cản sóng. Quả lê hình cầu áp dụng đầu tiên cho tàu dầu và tàu hàng rời.

Tác dụng có ích của mũi quả lê đối với tàu béo, trước hết dựa vào sự nắn dòng chảy của nước ở vùng hông tàu, loại trừ sự xuất hiện dòng xoáy ở vùng này, giảm sự nguy hiểm tách dòng ở mép dưới của hông, giảm ảnh hưởng tạo thành lớp biên, hạ thấp sức cản áp suất, đó là phần lớn sức cản nhớt của tàu béo (đầy).

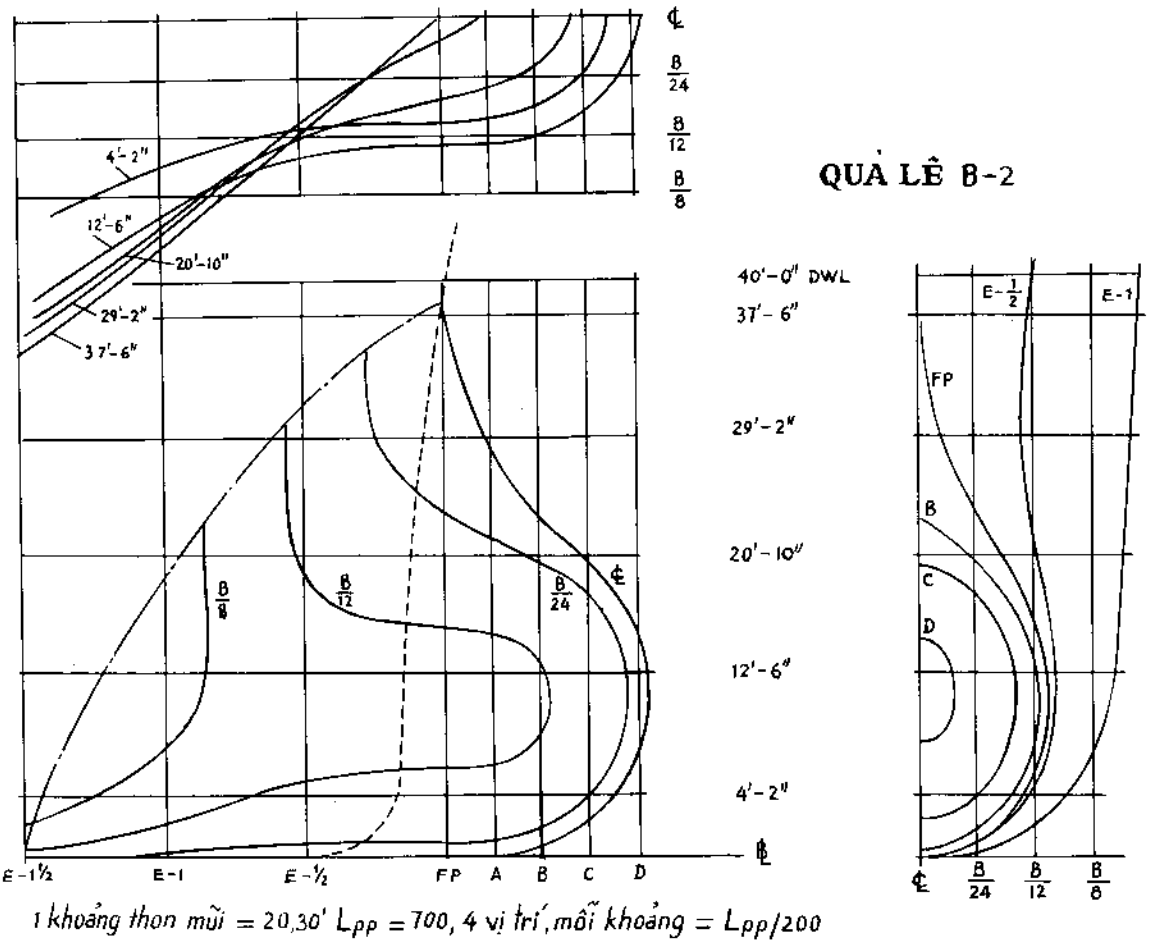
Họ hình dáng thân tàu phù hợp để chứng minh tác dụng của quả lê lớn là sêri 60. Các đặc tính hình dáng chỉ rõ trong bảng 11.22.

Mô hình mẫu trong các lần thử làm bằng gỗ với tỉ lệ 1/50. Chiều dài mô hình 14' L_{pp} và tàu 700ft. Thí nghiệm mô hình thực hiện tại bể thử Michigan. Tất cả mũi quả lê biến cải từ mô hình sêri 60 được thực hiện đầy đủ bởi cắt bỏ tiết diện mũi và lắp mũi hình dạng mới.

Ba sêri quả lê B, C, R (hình 126 đến 134) được thiết kế thử, mỗi sêri được khảo sát sự thay đổi một số thông số.

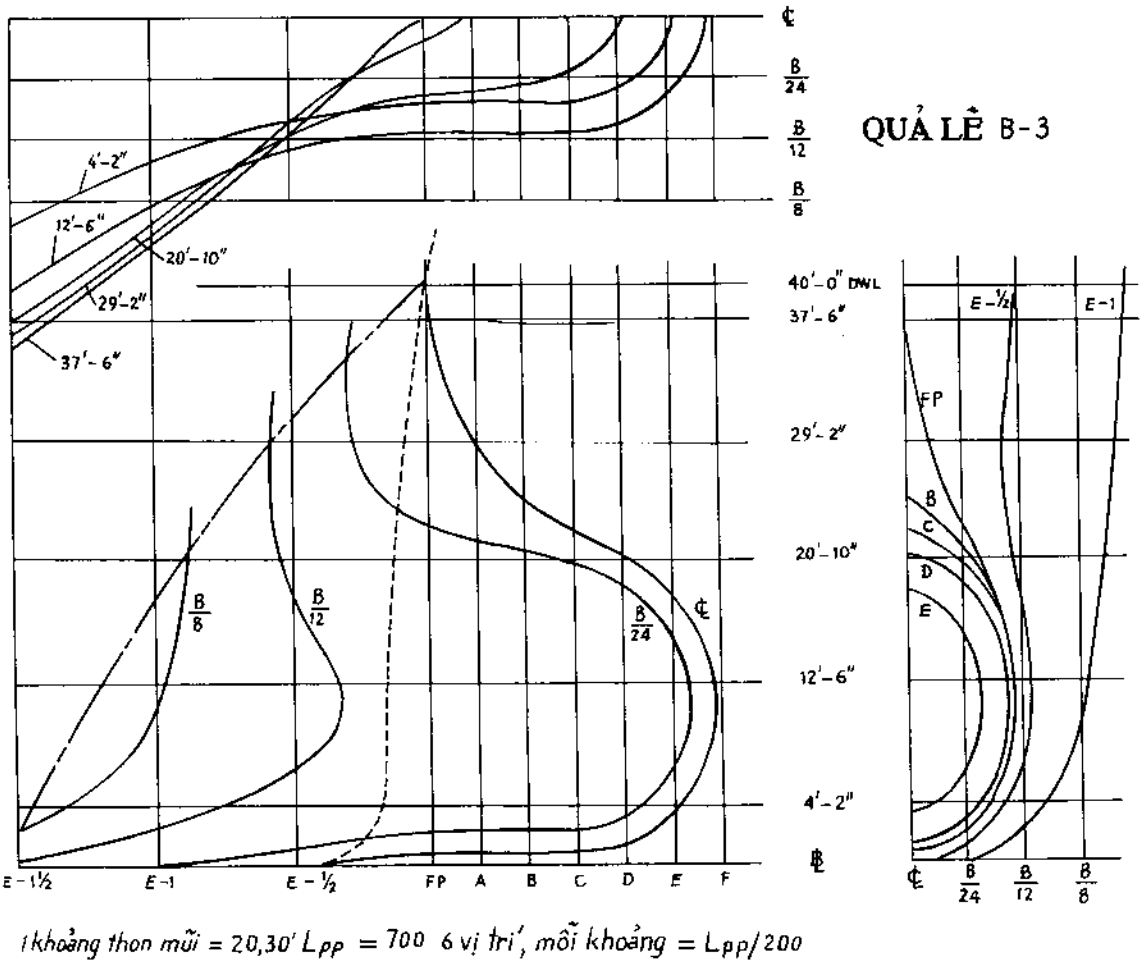


Hình 11.126. Đường hình quả lê B1

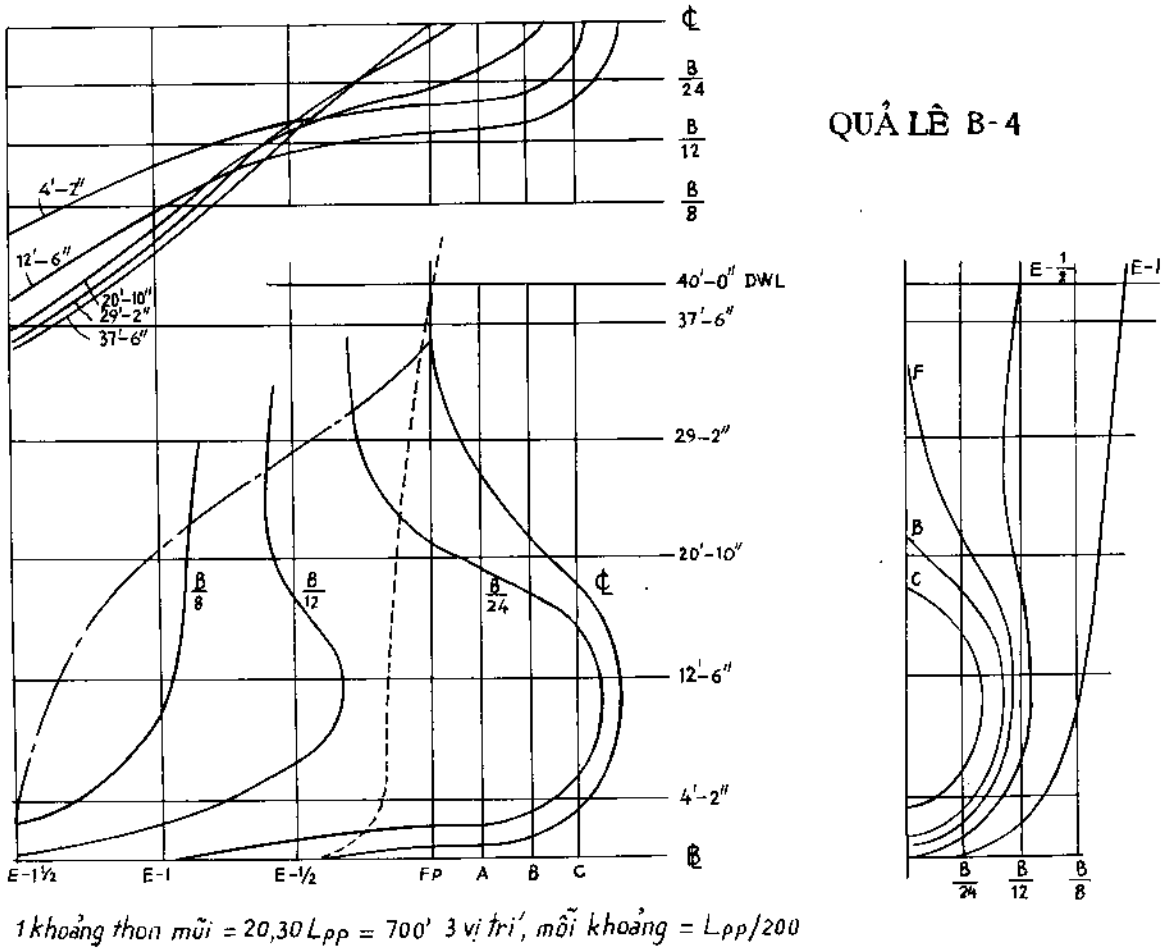


1 khoảng thon mũi = 20,30' L_{pp} = 700, 4 vị trí, mỗi khoảng = $L_{pp}/200$

Hình 11.127. Đường hình quả lê B2

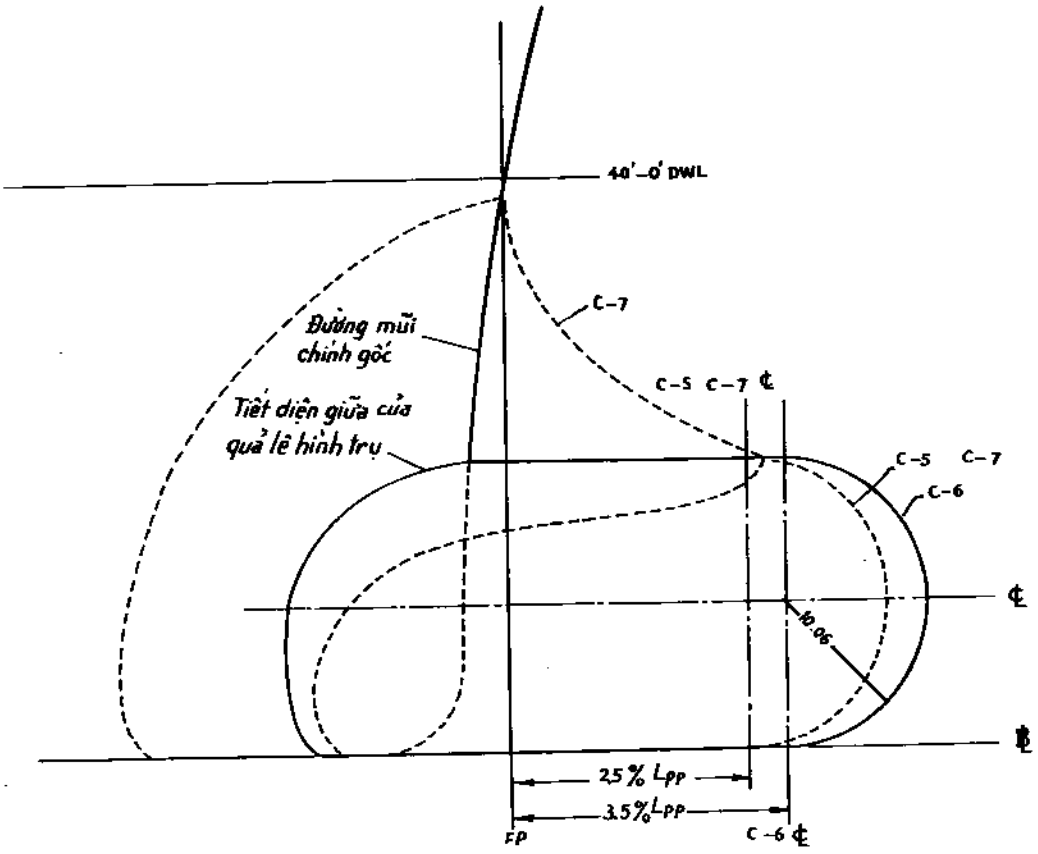


Hình 11.128. Đường hình quả lê B3

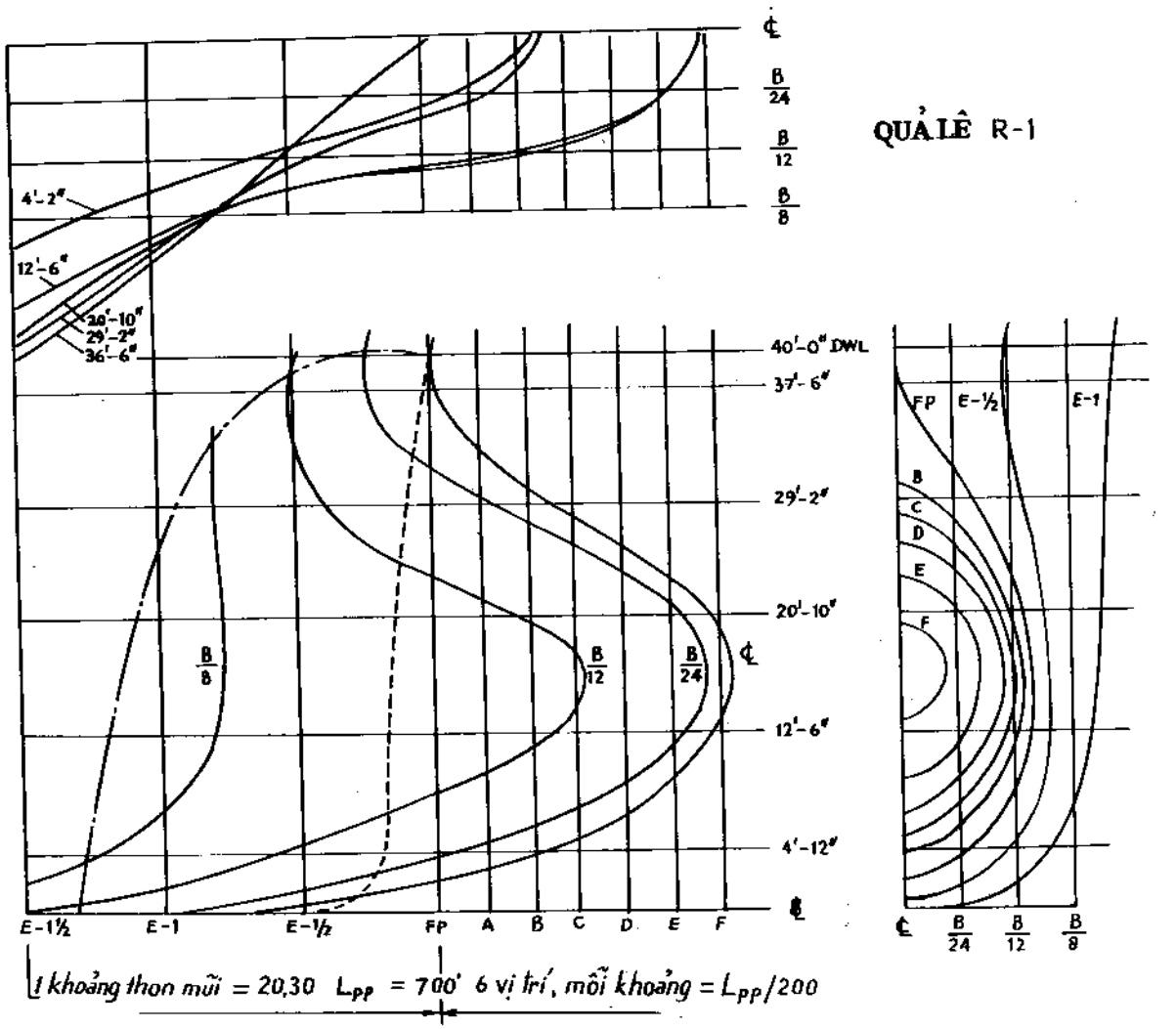


1 khoảng thon mũi = 20,30 L_{pp} = 700' 3 vị trí, mỗi khoảng = $L_{pp}/200$

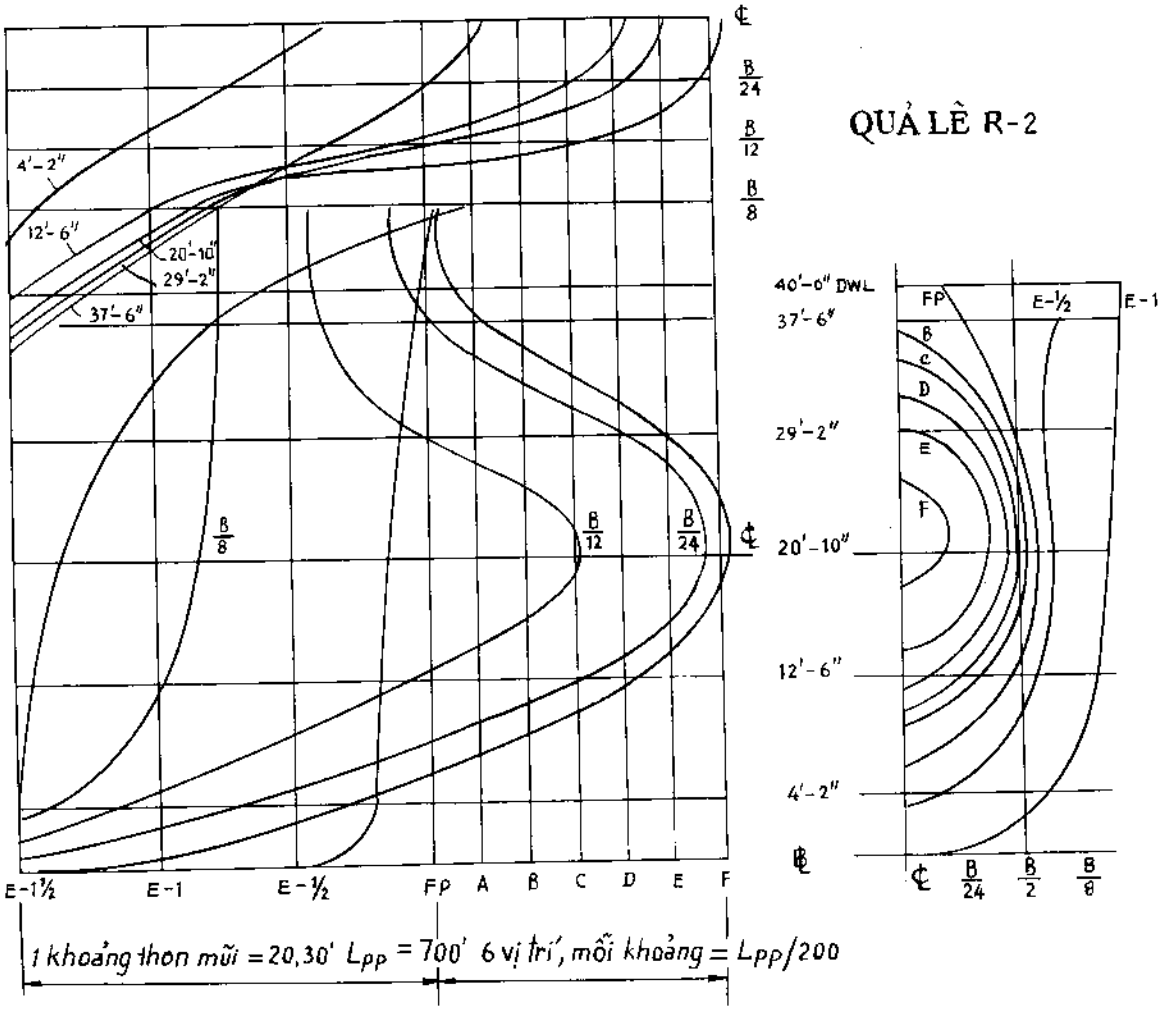
Hình 11.129. Đường hình quả lê B4



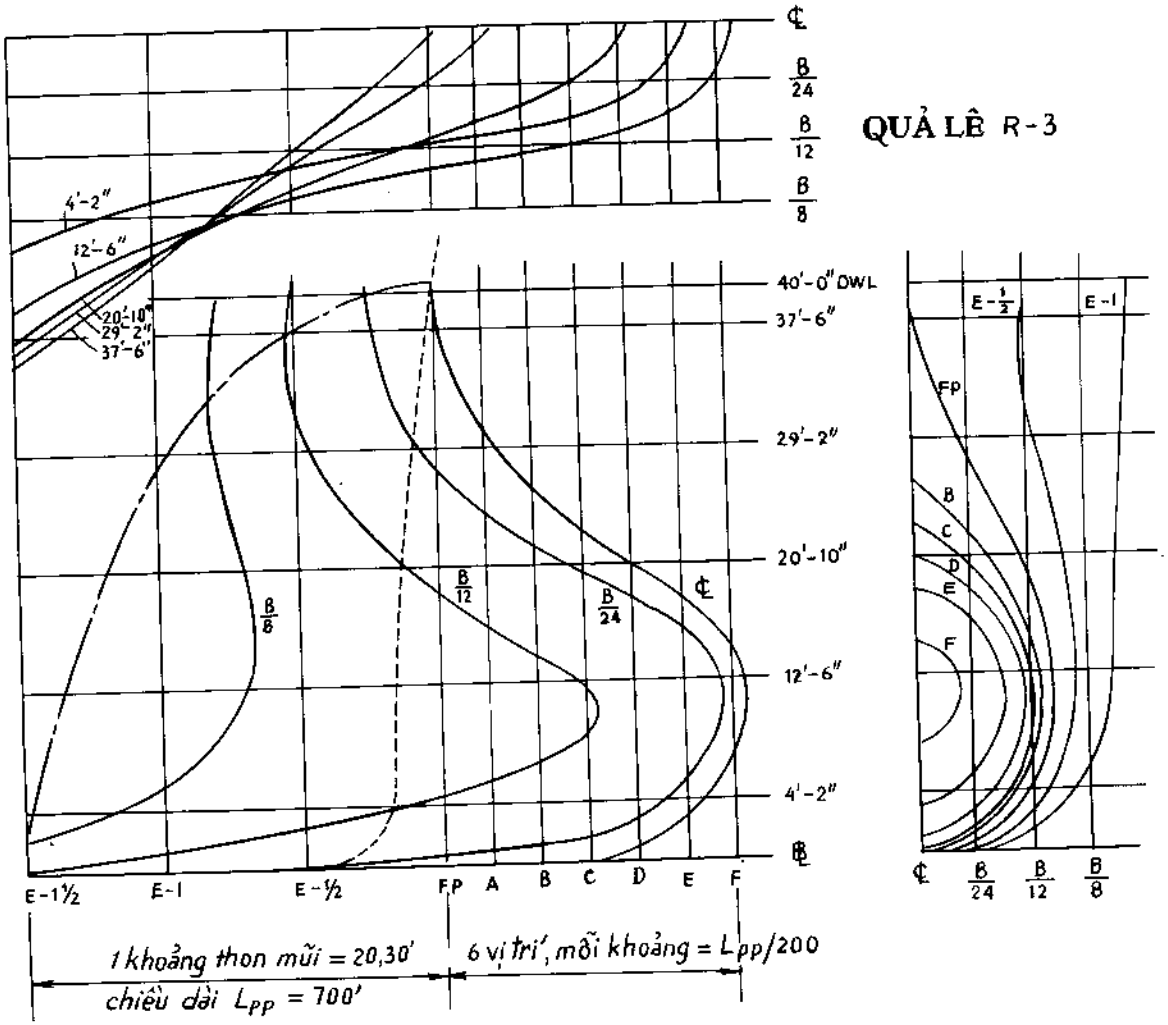
Hình 11.130. Sơ đồ biểu diễn quả lê hình trụ (sêri C)



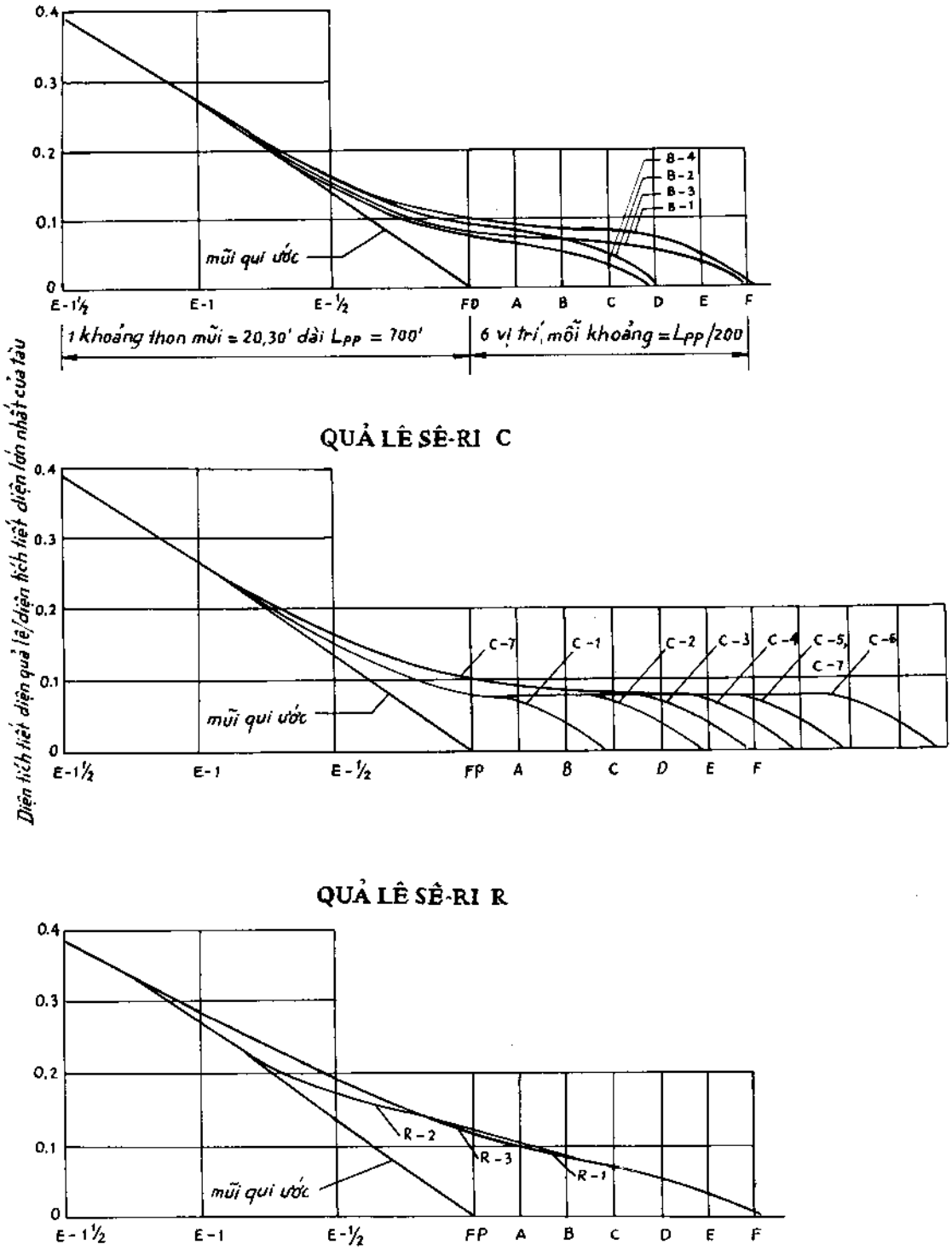
Hình 11.131. Đường hình quả lê R1



Hình 11.132. Đường hình quả lê R2



Hình 11.133. Đường hình quả lê R3



Hình 11.134. Đường cong diện tích tiết diện sườn của tất cả quả lê

Điều kiện thử được chọn là tàu dầu đang khai thác.

1 - Đầy tải hoặc 100% lượng chiếm nước, không chúi (even keel);

2 - 60% lượng chiếm nước với độ chúi tàu 1,0, 1,5 và 2% L_{pp}, chúi lái.

3 - 50% lượng chiếm nước có cùng độ chúi như trên.

Bảng 11.23. Các đặc tính thân tàu

	Mô hình	Tàu
L_{pp} ft	14,000	700,00
B, ft	2,000	100,00
Đầy tải		
LWT, ft	14,235	711,73
T (không chúi), ft	0,800	40,00
S (không phần nhô) ft^2	42,23	105580
Δ	1115,916 FW	64000 LTSW
	ở 70F	ở 59F
60% lượng chiếm nước		
S (không phần nhô) ft2	33,48	83700
Δ	669,5 lb FW	38400 LTSW
	ở 70F	ở 59F
1% L_{pp} chúi đuôi		
T_F, ft	0,427	21,4
T_A, ft	0,567	28,4
1,5% L_{pp} chúi đuôi		
T_F, ft	0,392	19,6
T_A, ft	0,602	30,1
2% L_{pp} chuối đuôi		
i_F, ft	0,357	17,9

	Mô hình	Tàu
T_A, ft	0,637	31,9
50% lượng chiếm nước		
S (không phần mô) ft^2	31,29	78230
Δ	558,0 lbFW	32000 LTSW
1% L_{pp} chúi đuôi	70F	59F
T_F, ft	0,355	17,8
T_A, ft	0,495	24,8
1,5% L_{pp} chúi đuôi		
T_F, ft	0,320	16,0
T_A, ft	0,530	26,5
2% L_{pp} chúi đuôi		
T_F, ft	0,285	14,3
T_A, ft	0,565	28,3

Các thông số không thứ nguyên (đến DWL - đường nước thiết kế)

$C_B = 0,800$ - hệ số béo thể tích

$C_M = 0,994$ - hệ số béo sườn giữa

$C_P = 0,805$ - hệ số béo dọc (C_B/C_M)

$C_{PF} = 0,861$ - hệ số béo dọc phần trước thân tàu

$C_{PA} = 0,750$ - hệ số béo dọc phần sau thân tàu

$C_{PE} = 0,761$ - hệ số béo dọc phần thon mũi

$C_{PR} = 0,695$ - hệ số béo dọc phần thon đuôi

$C_{WP} = 0,871$ - hệ số béo đứng (C_B/C_M)

$L_E/L_{pp} = 0,290$

$L_P/L_{pp} = 0,300$

$L_R/L_{pp} = 0,410$

$L_{pp}/B = 7,00$

$B/T = 2,50$

$\Delta/0,01\ L_{pp})^3 = 186,6$

$1/2\ I_E = 39^o$

Chú thích: LTSW - longtons salt water (tấn Anh nước mặn = 1,025 t/m^3)

LTFW - longtons fresh water (tấn Anh nước ngọt)

F – Fraheit. L_E - chiều dài đoạn thon mũi; l_S - chiều dài đoạn thân ống;

L_R - chiều dài đoạn thon đuôi,

i_E - góc vào nước ở đường nước thiết kế ở mút mũi

Bảng 11.24. Các thông số hình học của quả lê mũi

Quả lê	A_{FP}/A_x	A_o/A_x	$\delta\nabla/\nabla$	$\delta\nabla/\nabla_E$	$\delta S/S$	l/L_{pp}	L/L_E	h/T	p/L_{pp}	p/L_E
B1	10,18	8,33	0,417	1,56	1,42	1,50	5,17	71,9	3,10	10,69
B2	9,59	8,51	0,294	1,07	1,08	0,50	1,72	71,9	2,10	7,24
B3	8,38	6,74	0,392	1,18	1,23	1,50	5,17	71,9	2,95	10,17
B4	7,80	6,55	0,201	0,73	0,85	0,50	1,72	71,9	1,95	6,72
C1	8,00	8,00	0,189	0,69	0,80	0	0	74,8	1,44	4,97
C2	8,00	8,00	0,289	1,06	1,22	1,00	3,45	74,8	2,44	8,41
C3	8,00	8,00	0,339	1,24	1,43	1,50	5,17	74,8	2,94	10,14
C4	8,00	8,00	0,389	1,42	1,64	2,00	6,90	74,8	3,44	11,86
C5	8,00	8,00	0,439	1,60	1,85	2,50	8,62	74,8	3,94	13,59
C6	8,00	8,00	0,539	2,02	2,27	3,50	12,07	74,8	4,94	17,08
C7	10,60	8,00	0,539	1,97	1,82	2,50	8,62	74,8	3,94	13,59
R1	12,05	7,30	0,517	1,84	1,63	1,50	5,17	58,3	3,10	10,69
R2	12,30	7,30	0,449	1,64	1,43	1,50	5,17	44,8	3,10	10,69
R3	11,80	7,30	0,517	1,89	1,55	1,50	5,17	71,9	3,10	10,69

Chú ý: Tất cả số biểu thị phần trăm.

A_o - diện tích tiết diện ngang của quả lê tại tâm quả cầu ở đường nước thiết kế DWL

A_x - diện tích tiết diện ngang lớn nhất của thân tàu tại đường nước thiết kế DWL

A_{FB} - diện tích tiết diện ngang tại F.P có quả lê tại đường nước thiết kế DWL

$\delta\nabla$ - gia số thể tích do quả lê tại đường nước thiết kế DWL

∇ - thể tích ngâm nước thân tàu không quả lê tại đường nước thiết kế DWL

δS - gia số diện tích mặt ướt do quả lê tại đường nước thiết kế DWL

S - diện tích mặt ướt của thân tàu không quả lê tại đường nước DWL

l - khoảng cách dọc của tâm quả cầu về phía trước trục F.P

L_E - chiều dài đoạn thon mũi không có quả lê.

p - khoảng cách dọc của tiết diện lớn nhất của quả lê nhô về phía trước F.P

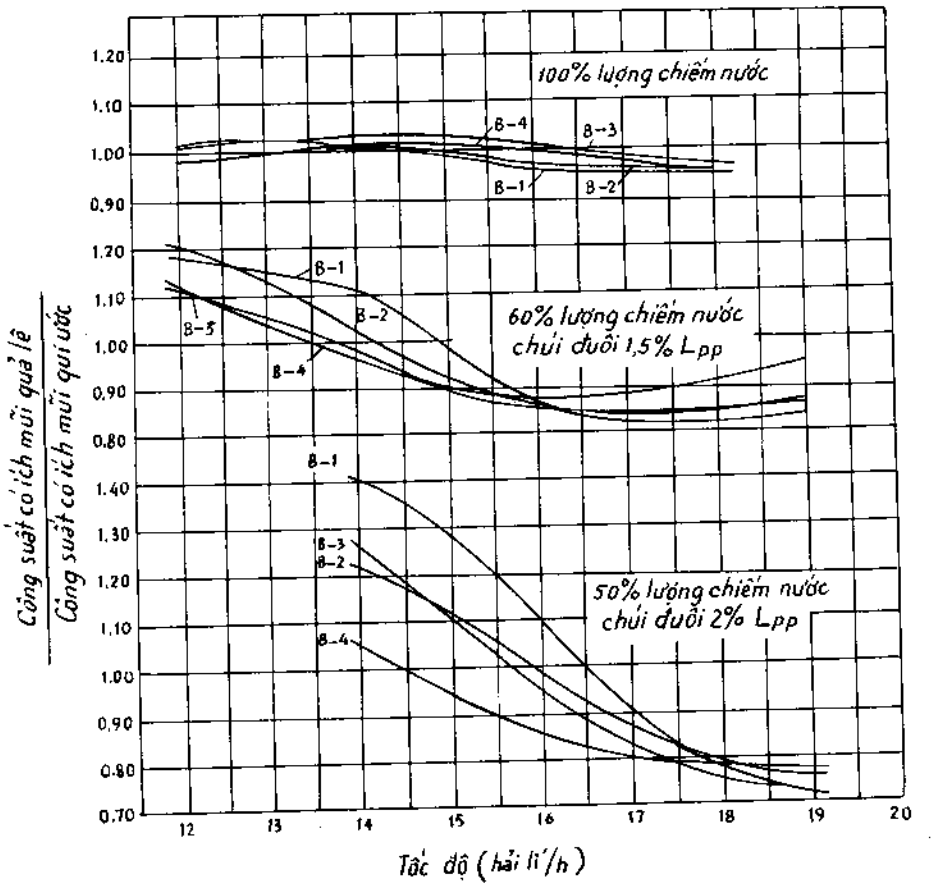
L_{pp} - chiều dài giữa hai đường vuông góc.

h - khoảng cách thẳng đứng của tâm quả cầu dưới đường nước DWL

T - chiều chìm đầy tải.

∇_E - thể tích ngâm nước phần thon mũi không có quả lê tại đường nước DWL

Seri B: Quả lê B1 cho ta kết quả tốt nhất trong sêri B, trong cả 3 điều kiện lượng chiếm nước. So sánh với tàu mũi quy ước, lượng giảm công suất có ích 5% khi đầy tải; 20% khi 60% lượng chiếm nước và 25% khi 50% lượng chiếm nước. Hình 11.135.



Hình 11.135. P_E đối với sêri B với mũi qui ước khi 50, 60, 100% lượng chiếm nước

Khi đầy tải và 60% lượng chiếm nước, quả lê lớn hơn B1 và B2 cho ta kết quả tốt nhất khi tốc độ 17 và 18 hlí/h. Nhưng khi 5% dằn chỉ B1 là cao nhất khi tốc độ 19hlí/h. Cũng ở điều kiện này, khi tốc độ 13 và 16hlí/h, quả lê nhỏ hơn B3 và B4, cho kết quả tốt hơn.

Ở tất cả các điều kiện, tốc độ thiết kế và những quả lê có chiều dài lớn nhất như B1 và B3 là tốt nhất. Tuy nhiên, khi tốc độ 13 và 16 hlí/h ở điều kiện dằn, quả lê ngắn hơn là tốt nhất.

Ảnh hưởng của từng quả lê là khác nhau trong khoảng tốc độ khác nhau. Nói chung, điều được thừa nhận là kích thước quả lê xác định biên độ tắt dần sóng mũi, trong khi chiều dài xác định pha, quan hệ chặt chẽ giữa hai hệ sóng (mũi tàu và quả lê). Vì vậy có cơ sở để tin tưởng rằng, ở tốc độ cao hơn khi mà sóng mũi thân tàu lớn, quả lê lớn hơn như B1, thường cho ta kết quả tốt nhất. Hình 11.135 thể hiện những đường cong công suất có ích của sêri B, chỉ số ảnh hưởng tốc độ đối với tác dụng của quả lê.

Để nâng cao hiệu suất quả lê ở chiều chìm thiết kế, người ta tiến hành khảo sát dạng quả lê khác hình cầu, đó là quả lê hình trụ - sêri C và nâng trọng tâm quả lê lên gần đường nước - sêri R.

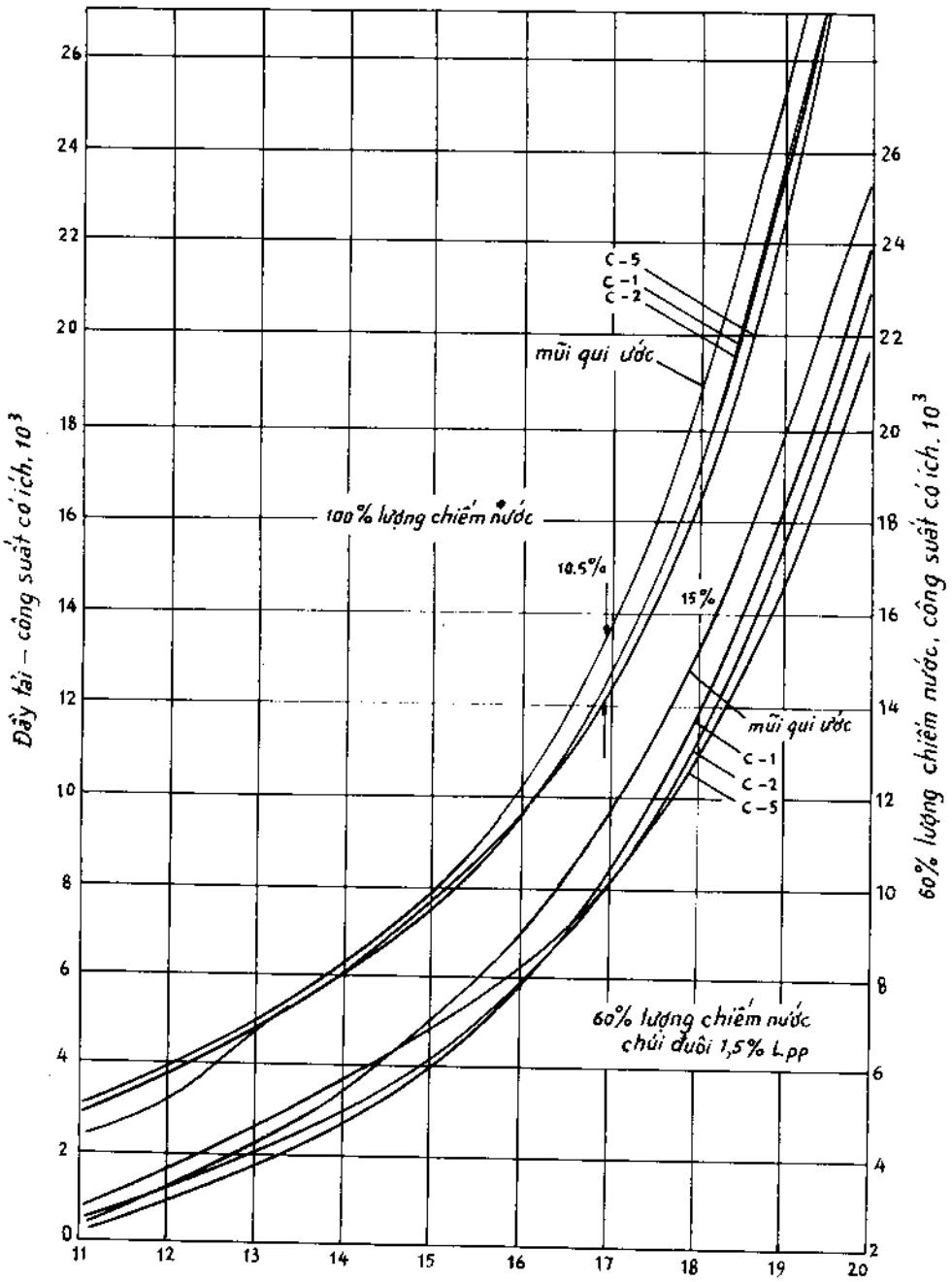
<u>Sêri C</u>

Hai quả lê hình trụ được thiết kế để xem xét ảnh hưởng sự biến cải giữa thân chính và quả lê, đồng thời xem xét vị trí dọc quả lê đối với sức cản. Còn vị trí thẳng đứng của quả lê không thuộc phần khảo sát sêri này. Kết quả quả lê hình trụ có giá trị đặc biệt. Hình 11.136 cho thấy vài hình ảnh chọn lọc về công suất máy có ích khi đầy tải và 60% lượng chiếm nước.

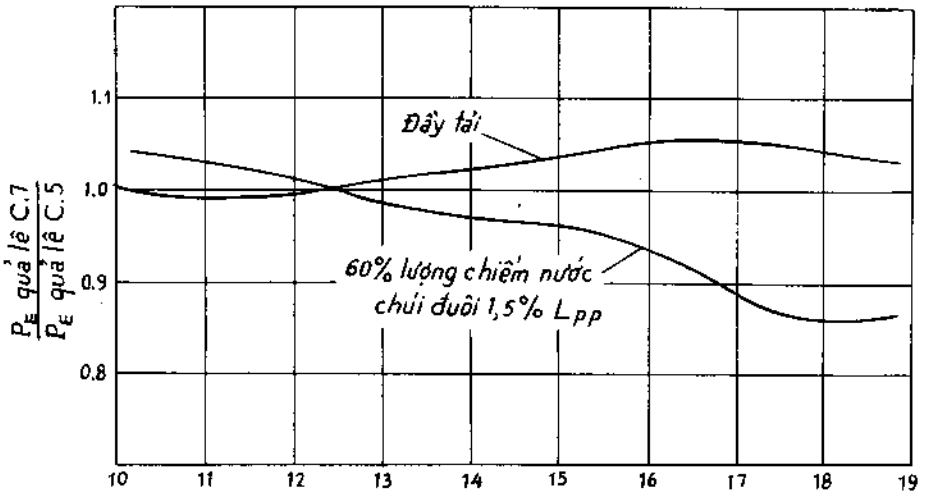
Không có mẫu thử nào ở điều kiện 50% lượng chiếm nước. Tác dụng của sêri này làm giảm 10% sức cản ở điều kiện đầy tải. Có lợi nhất khi tâm quả lê đặt cách trục mũi 2,5% L_{pp}.

Đáng tiếc trong sêri B không có quả lê nào được thử mà tâm đặt 2,5% L_{pp} về trước. Hình 11.136 chỉ rõ kết quả khi quả lê đặt 2,5% L_{pp} ở điều kiện đầy tải và 60% lượng chiếm nước có biến đổi và không biến đổi đường hình. Điều này là ước đoán, có thể chấp nhận, nhưng có thể giúp cho việc giải thích giảm nhiều sức cản khi điều kiện đầy tải (hình 11.137).

Trường hợp riêng, quả lê B1 có cùng kích thước và vị trí đặt 1,5% L_{pp} với C3 quả lê hình trụ, lượng giảm sức cản nhỏ hơn và lớn hơn khi đầy tải và 60% lượng chiếm nước, tương ứng.



Hình 11.136. P_E đối với sêri C và mũi qui ước khi 60% nước dằn, đầy tải chúi đuôi 1,5% L_{pp}



Hình 11.137. Tỉ số B của sêri C biến cải (C7) so với quả lê hình trụ, không biến cải (C5) khi 60% nước dằn, chúi đuôi 1,5% L_{pp}

<u>Sêri R</u>

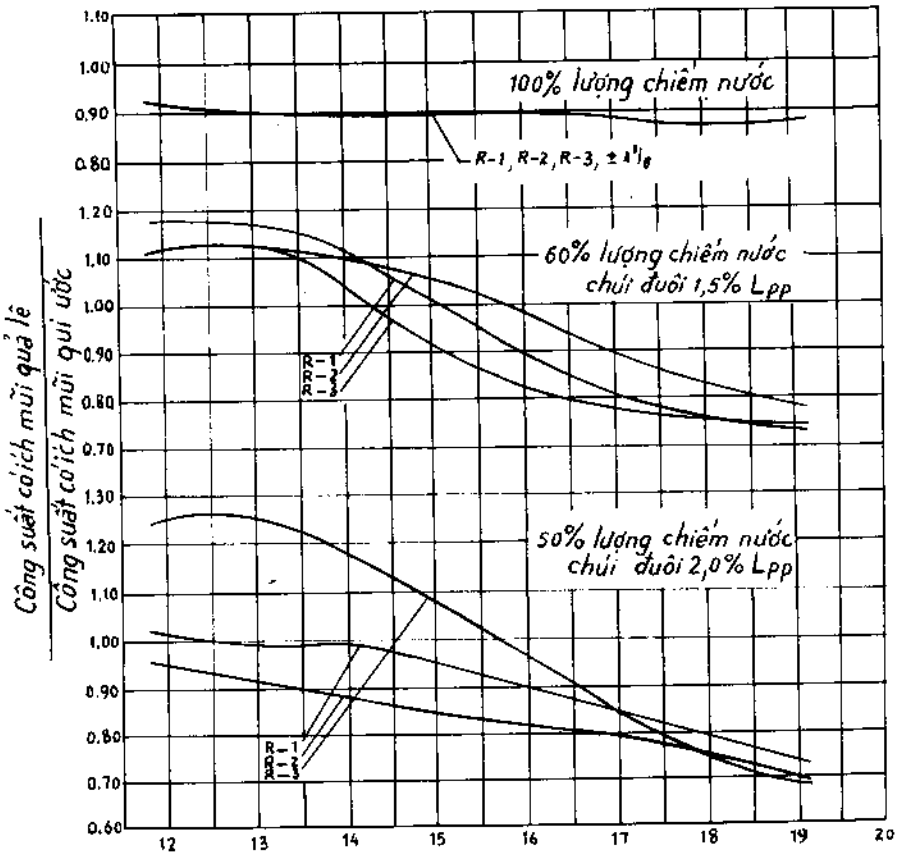
Các đường hình quả lê trong sêri R này cho kết quả tốt nhất.

Thể tích phía trước trục mũi F.P và vị trí dọc của quả lê này tương tự như B1. Sự khác nhau nhiều là vị trí thẳng đứng của tâm quả lê và hình dáng.

Quả lê R3 và B1 có cùng tâm đứng. So sánh hình dáng chỉ rõ ở hình 11.126 và hình 11.133 quả lê R2 có độ ngập nước ít nhất còn R1 được thiết kế có vị trí thẳng đứng giữa R2 và R3.

Mục đích ban đầu trong sự thay đổi vị trí thẳng đứng là đặt quả lê gần bề mặt nước khi đầy tải. Tuy nhiên ở điều kiện thực, giá trị công suất có ích thu được với bất kỳ một trong ba dạng quả lê trong sêri R này, hình 11.138. Những tiến bộ thu được của sêri R lớn hơn hai lần quả lê B1. Sự khác nhau giữa quả lê B1 và R3 là quả lê R3 được vuốt nhọn trước và sau.

Quả lê R3 sâu nhất cho kết quả tốt nhất và quả lê cạn R2 không thích hợp lắm.



Hình 11.138. Tỉ số P_E của sêri R so với mũi qui ước khi 50, 60, 100% lượng chiếm nước

Kết luận:

Phân tích các kết quả khảo sát của các kiểu quả lê đã nói ở trên, cho phép rút ra những kết luận sau đây:

1 - Thể tích cũng như chiều dài của quả lê quyết định ảnh hưởng đến sức cản và có quan hệ mật thiết giữa hai thông số đó.

2 - Nâng quả lê gần đường nước thiết kế ảnh hưởng có lợi, không làm xấu sức cản ở trạng thái tàu chạy dằn.

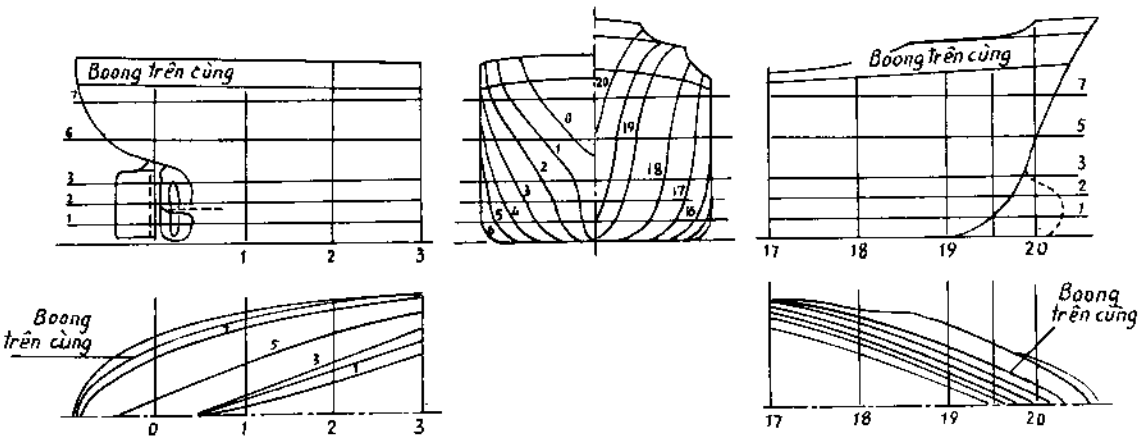
3 - Quả lê có thể tích lớn có lợi hơn khi lượng chiếm nước của tàu lớn.

4 - Khi lượng chiếm nước của tàu nhỏ, thể tích của quả lê nhỏ là có lợi hơn.

5 - Đường nước cũng như tiết diện ngang của quả lê có ảnh hưởng thiết thực đến tác động của nó. Trước đoạn kết thúc đường nước không phải quá lồi để không gây sức cản áp suất quá mức.

6 - Ảnh hưởng quả lê đối với sức cản trong nước có sóng giống như trong nước lặng (tĩnh). Quả lê tăng nguy hại bởi sự va đập của sóng ở mũi.

7 - Đối với những tàu có mũi quả lê, khi chọn vị trí dọc tâm nổi phải để ý thể tích của quả lê.



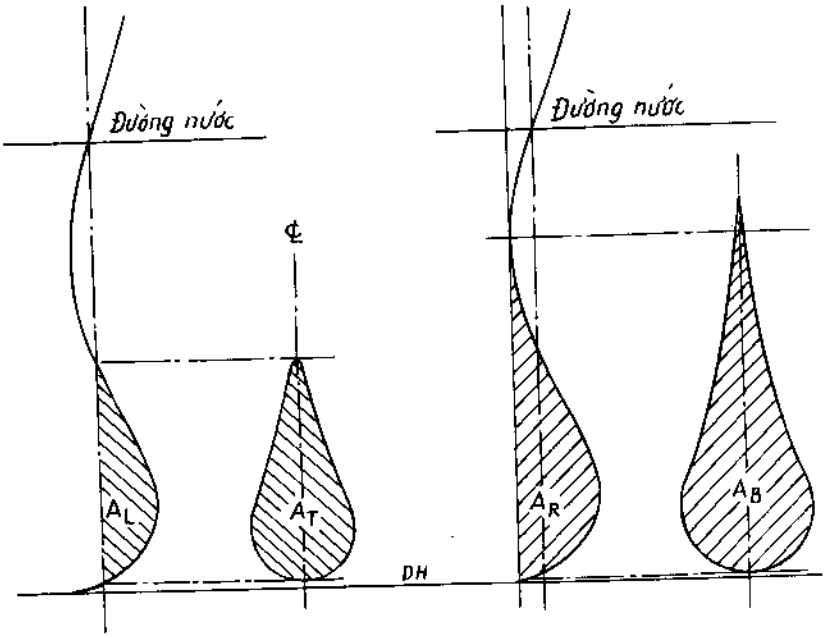
Hình 11.139. Quả lê hình cầu

11.16.7. Quả lê của những tàu có hệ số béo thể tích trung bình (C_B = 0,75)

Đối với những tàu này điều phù hợp là thay những quả lê lớn bằng quả lê nhỏ mà hiệu quả xuất hiện hầu hết với tàu ở trạng thái dằn. Dạng quả lê bán cầu, đường kính quả cầu bằng một nửa chiều chìm là tốt nhất.

11.16.8. Quả lê của những tàu có hệ số béo thể tích thấp (C_B = 0,55 - 0,65)

Nói chung những tàu này được khuyên nên áp dụng quả lê dạng giọt nước (hình 11.140). Quả lê có tác dụng chỉ ở những giá trị $v/\sqrt{L}$ trên 0,8. Với $v/\sqrt{L}$ cho biết, kết quả tối đa đạt được khi diện tích quả lê lớn. Theo lý thuyết áp dụng quả lê với A_B, tốn nhiều tiền và không thể không quan tâm, vì vậy giới hạn A_B = 10% A_M, lợi về công suất dao động từ 5 đến 10%.



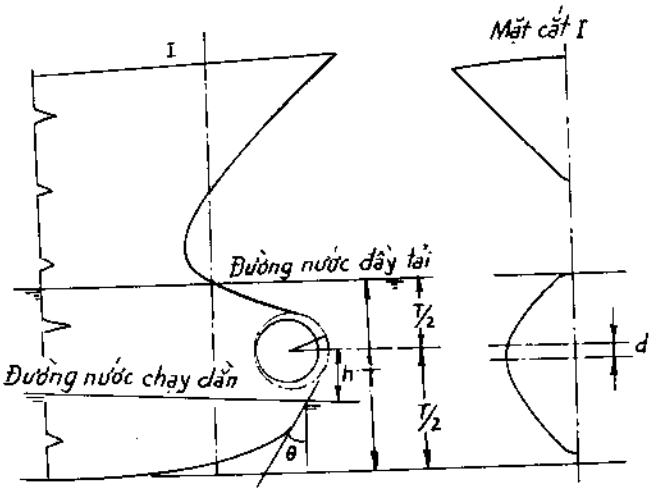
Hình 11.140. Quả lê "giọt nước"

11.16.9. Quả lê Maier

Quả lê dạng Mailer (hình 11.141) có 2 điểm lợi:

- Giảm công suất đẩy tàu kéo khi có tải và chạy nước dằn.

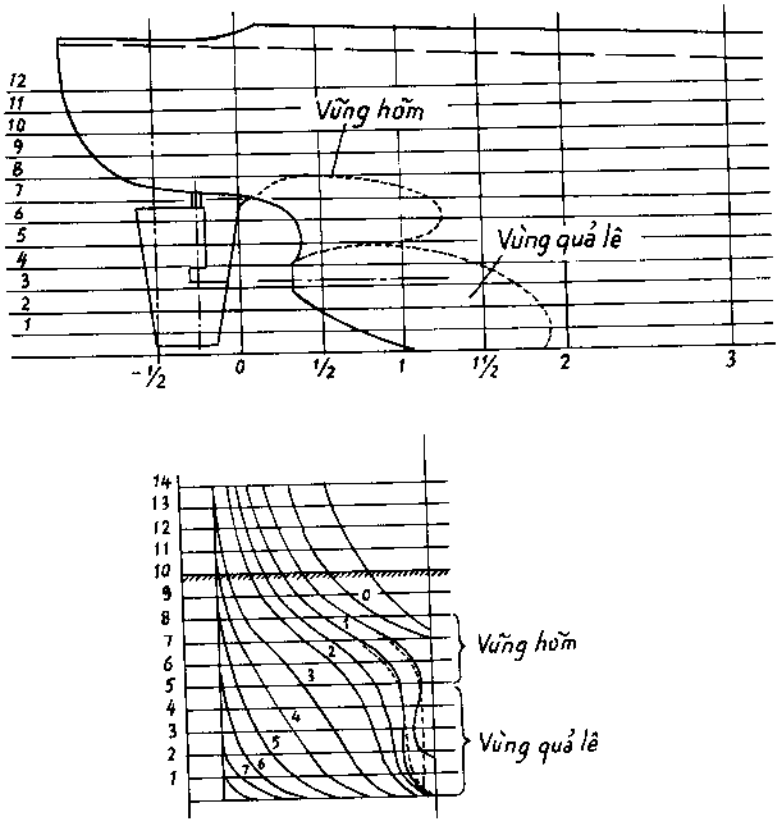
- Giảm nguy hại khi va chạm và chấn động ở vùng quả lê bởi hiện tượng va đập của sóng (slamming).



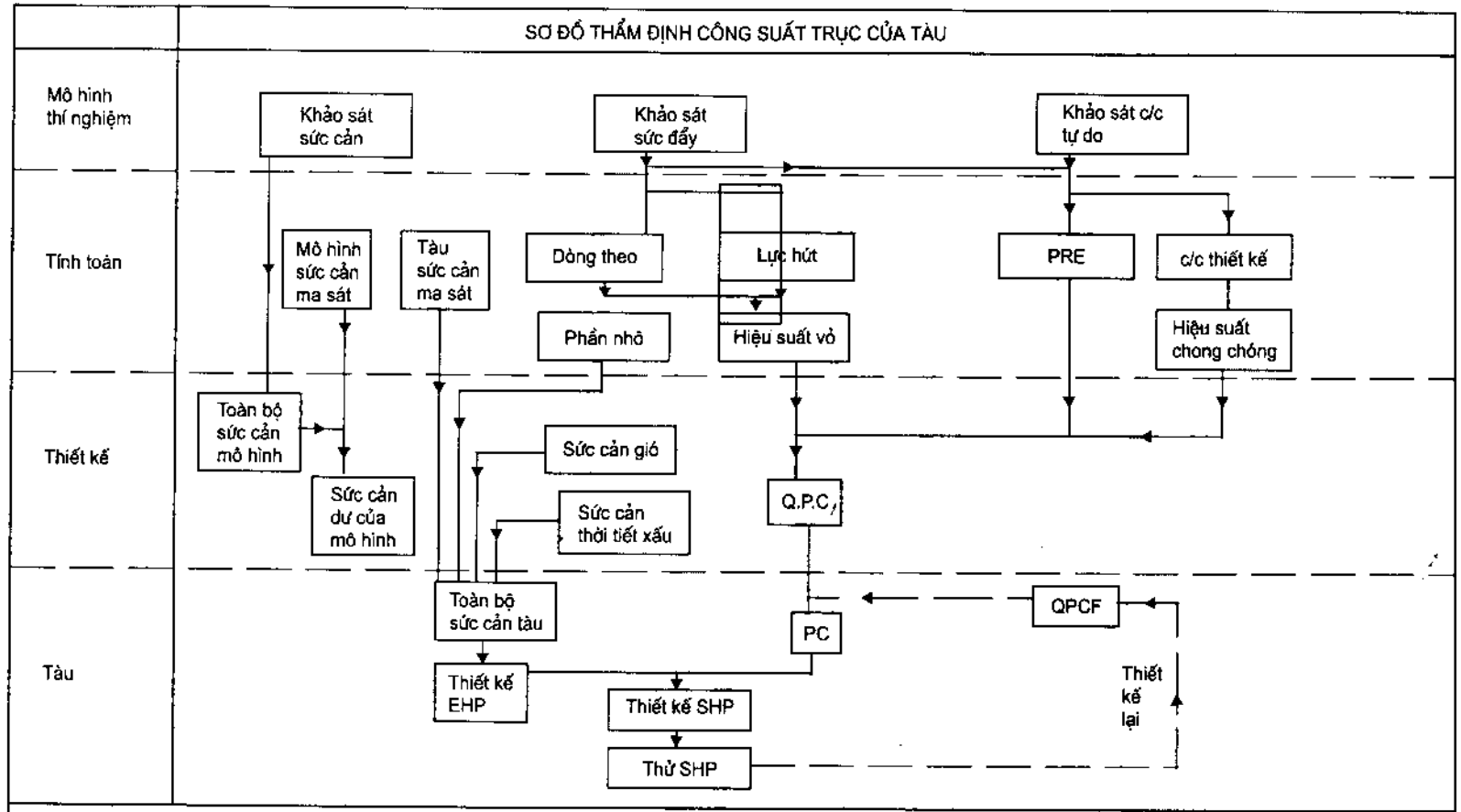
Hình 11.141. Quả lê Maier

11.16.10. Quả lê đuôi tàu

Những quả lê này điều chỉnh dòng chảy phía sau tàu, do vậy phần sau rất đầy (hình 11.142). Chúng có thể dùng cho những tàu nhanh và mảnh. Chúng làm giảm thay đổi lực đẩy và mômen do chong chóng gây nên. Sự giảm này còn có thể giảm số cánh chong chóng. Hiệu quả chong chóng loại này có thể đạt được 6% công suất.



Hình 11.142. Quả lê đuôi



PRE - Hiệu suất quay (relative rotative effielennсy) - η_r $\frac{\text{Hiệu suất chong chóng sau tàu}}{\text{hiệu suất chong chóng tự do}}$

QPC - Hệ số đẩy (quasi-propulusivebn coefficeient)

PC - Hệ số đẩy thu được từ thử mô hình.

QPCF - Hệ số đẩy so sánh giữa mô hình thử và thử tàu QCPF = $\frac{\text{PC từ thử tàu}}{\text{QPC từ mô hình}}$

EHP - Công suất kéo hoặc công suất có ích Ne

SHP - Công suất trục

Chương 12

THIẾT BỊ ĐẨY - CHÂN VỊT

12.1. LỊCH SỬ THIẾT BỊ ĐẨY TÀU

Con tàu chuyển động được phải đặt vào nó một lực đẩy để thắng lực cản của nước và không khí. Lực đẩy có được do máy sản sinh.

Từ xa xa người ta dùng chèo, buồm và sau đó máy móc thiết bị như phụt, guồng, chân vịt và nhiều dạng khác nữa.

Thiết bị đẩy dùng sức mạnh cơ khí đầu tiên là kiểu phụt có bơm, được chế tạo ở Anh năm 1661. Nước do bơm đẩy về sau với tốc độ cao, phản lực gây ra lực đẩy.

Năm 1785 tại Lyons, Pháp, tàu dạng xà lan dài 148 ft được lắp máy hơi nước công kép lai guồng chạy trên sông Rhône. Tàu đóng ở xưởng Pyrocaphe và người phát minh thiết kế là Claude de Jouffrou d' Abbans, được thừa nhận thành công nhất trong việc áp dụng năng lượng hơi nước đẩy tàu. Cũng năm ấy, ở Mỹ John Fitch-Philadelphia đóng và thử nghiệm thành công máy hơi nước, mở đầu cho thời kỳ đội tàu buôn máy hơi nước.

Năm 1790 tàu Experiment bắt đầu chở khách giữa Philadelphia và Trenton, hành trình thường xuyên.

Năm 1801, tàu máy hơi nước chuyển động guồng hai bên mạn là tàu Charlotte Dundas được đóng bởi Symington, phục vụ cho tuyến kênh Forth Clyde ở Scotland. Sáu năm sau, chiếc tàu nổi tiếng Clermont được đóng bởi Robert Fulton, chở khách trên sông Hudson, New York.

Từ thời kỳ này đến năm 1850 là điểm cao của guồng hơi nước.

Ý tưởng guồng ở 2 bên mạn không phù hợp với tàu đi biển vì độ ngập thay đổi. Khi chòng chành mạn, guồng rời khỏi mặt nước khi sóng lớn dễ hư hỏng.

Guồng có thể đặt ở đuôi tàu như các tàu chạy trên sông Mississippi và các sông ở nước Mỹ và được dùng ở tàu khách, tàu hàng, tàu đẩy.

Kiến nghị đầu tiên dùng chân vịt ở Anh năm 1680 và áp dụng vào thực tế tàu Colonel Stevens ở New York năm 1804 (do Hooke đề nghị). Năm 1828, tàu dài 60 ft chạy bằng chân vịt do Ressel thiết kế ở thành phố Trieste, đạt tốc độ 6 hlí/h. Áp dụng chân vịt vào thực tế đầu tiên ở Anh năm 1836 do Ecricson và Pettit Smith.

Chân vịt có lợi nhiều hơn guồng. Chân vịt được bảo vệ không hư hỏng vì sóng biển và gỉ, nó không tăng chiều rộng tối đa của tàu như guồng ở hai bên mạn, hiệu quả hơn, nhỏ

nhẹ hơn; tàu với máy cao tốc có thể dùng chân vịt. Tàu đầu tiên máy hơi nước chạy bằng chân vịt qua Atlantie là Great Britain năm 1845.

Trong số chung tàu chạy bằng chân vịt, có tàu thêm đạo lưu đối với những chân vịt nặng tải. Như tàu kéo, lực kéo ở cột kéo với công suất đã cho, chân vịt - đạo lưu có thể tăng 40% hoặc hơn so với chân vịt không đạo lưu.

12.2. CÁC LOẠI MÁY TÀU THUỶ

Trong việc chọn máy cho tàu đã có, có nhiều yếu tố phải xem xét: chẳng hạn trọng lượng, không gian máy chiếm, phí tổn ban đầu, độ tin cậy, tuổi thọ của máy, thao tác dễ dàng, phí tổn sửa chữa, suất tiêu hao nhiên liệu và cuối cùng yếu tố không kém quan trọng là sự phù hợp của máy với loại thiết bị đẩy định dùng.

Máy hơi xoay chiều với 2, 3 hoặc 4 xylanh, ngự trị lĩnh vực máy nói chung đến năm 1910. Sau đó tua-bin hơi thay thế ở vòng quay cao, và động cơ đốt trong thay thế ở vòng quay trung bình.

Máy hơi xoay chiều dễ điều khiển ở các chế độ tải, dễ đổi chiều (yếu tố quan trọng đối với tàu) với số vòng quay hiệu quả nhất (vòng/phút) phù hợp với chân vịt. Mặt khác, cả hệ tương đối nặng, chiếm nhiều không gian và số công suất phát ra trên mỗi xy-lanh bị giới hạn. Suất tiêu hao nhiên liệu hơi cao, trung bình 1,15 đến 1,20 lb dầu trên một mã lực - giờ.

Tua bin tàu thuỷ được lắp đặt trên tàu Turbinia 1894 do Charles Parsons, tàu phóng ngư lôi vận tốc 34 hlí/h. Lĩnh vực tua-bin tiến bộ nhanh, năm 1906, thời kỳ sử dụng tua-bin như tàu chiến HMS Deadnonght và tàu chuyên tuyến lừng danh Atlantic Mauretania.

Hiệu quả nhiệt của tua-bin cao mà suất tiêu hao nhiên liệu của tua-bin thấp 0,50 lb dầu trên 1 mã lực - giờ (SHP) với tất cả loại bị đẩy. Mặt khác tua-bin không đảo chiều và vòng quay cao. Giải quyết những bất lợi này, cần thiết lắp đặt bộ giảm tốc đảo chiều giữa tua-bin và trục chân vịt, như thế thiệt về công suất ở hệ truyền động từ 2 đến 4%. Giảm số vòng quay giữa tua-bin và trục chân vịt có thể bằng thiết bị điện. Tua-bin nối trực tiếp máy phát điện. Cả hai đều có tốc độ cao mang lại hiệu quả sử dụng. Động cơ điện (motors) lắp trực tiếp với trục chân vịt với vòng quay theo ý muốn cho hiệu suất chân vịt cao. Hệ này loại bỏ được trục giữa tua-bin và chân vịt, người thiết kế thoải mái bố trí chung có lợi nhất. Tàu hai chân vịt lắp 2 tua-bin phát điện xoay chiều (turbo-alternator), kinh tế đáng kể, một tua-bin phục vụ cho 2 động cơ quay trục chân vịt. Turbo-alternators cũng loại bỏ được tua-bin đảo chiều, tăng tính cơ động.

Những lợi này thu được với phí tổn ban đầu hơi cao, cao hơn một ít khi bỏ đường trục. Động cơ đốt trong dùng cho thiết bị đẩy tàu, nói chung sử dụng máy diesel. Máy được chế tạo cho mọi kích thước lắp vào từ du thuyền cho đến tàu dầu siêu trọng và tàu khác chuyên tuyến. Các máy về sau phát triển trên 2000 hp/1 xylanh, công suất ra trên 25000 hp với máy 12 xylanh. Máy trực tiếp đảo chiều, chiếm không gian nhỏ và suất tiêu hao nhiên liệu

thấp, trung bình 0,37 1b dầu trên 1 mã lực-giờ (BHP). Thường dùng một máy nối trực tiếp trục chong chóng hoặc qua bộ phận điện hoặc qua bộ truyền động bánh răng. Ngược với những ưu điểm đó, máy diesel thường nặng hơn và phí tổn hơn, cả phí tổn ban đầu và bảo quản sửa chữa tốn hơn hệ tua-bun hơi cùng kích thước.

Những năm gần đây gas-tuabin được phát triển, nhiên liệu cháy trong khí nén và kết quả gas nóng đi qua tua-bin. Gas tua-bin được áp dụng đầu tiên trong hàng không và sự tiến bộ của nó phụ thuộc nhiều về sự phát triển của kim loại chịu áp suất và nhiệt độ cao. Nó tốn nhiên liệu đốt cháy nhưng đặc tính sử dụng tốt, nhanh chóng chịu tải hoàn toàn, từ lạnh đun nóng lên không lâu khoảng 15 phút để có hơi.

Gas tua-bin sẽ lắp trên một số tàu buôn, như tàu LIBERTY năm 1956 với 6000hp. Áp dụng chủ yếu trong ngành hàng hải cho những tàu nhỏ tốc độ cao như tàu tuần tra, tàu cánh ngầm như tàu Denison 60hlí/h, lắp máy gas tuabin 13000hp, chân vịt siêu bọt.

Phản lực nguyên tử được lắp nhiều trên tàu quân sự Mỹ, tàu phá băng Lénine, tàu chiến Liên Xô, tàu buôn Savannah. Nó giảm rất nhiều trọng lượng và thể tích chứa dầu, chất đốt. Trọng lượng giảm đó không thể tăng trọng tải để có lợi nhuận nhiều vì trọng lượng của lò phản lực và thiết bị bảo vệ bằng hoặc quá trọng lượng nồi hơi và chất đốt của tàu thông thường.

12.3. ĐỊNH NGHĨA CÔNG SUẤT

Các loại máy thuỷ không cùng chế độ vòng quay, do đó không có phương tiện hoặc không thể đo công suất đầu ra chính xác cùng một phương pháp. Máy hơi nước xoay chiều dùng công suất chỉ thị P_I, động cơ đốt trong dùng công suất chỉ thị hoặc công suất hãm P_B và tuabin dùng công suất trục P_S.

* *Công suất chỉ thị* được đo trong xylanh bằng chỉ thị kế, nó ghi liên tục áp suất hơi hoặc gas qua độ dài hành trình của pít-tông.

Trên mặt chỉ thị kế cho biết áp suất trung bình có ích được đo và P_I được tính từ điểm trên và từ điểm dưới (top dead center TDC, bottom dead center BDC) riêng biệt.

$$P_I = p_m \cdot L \cdot A \cdot n / 550$$

trong đó: p_m - Áp suất hữu hiệu trung bình (psi);

L - Chiều dài hành trình của pit-tông (ft);

A - Diện tích có ích của pit-tông (m^2);

n - Số lần pit-tông dịch chuyển trong 1 giây.

Tổng P_I của máy được tính là tổng P_I của các xy lanh.

Hoặc P_I có thể tính bằng công thức dưới đây:

$$P_I = k \cdot D^2 \cdot L \cdot p_i \cdot N \cdot i \qquad \text{(cv)}$$

trong đó: P_i - Công suất chỉ thị của 1 xylanh (cv);

k - Hệ số; k = 1,745 động cơ 2 thì;

k = 0,873 động cơ 4 thì;

D - Đường kính xylanh (mm);

L - Chiều dài hành trình piston (mm);

P_i - Áp suất chỉ thị.

$$p_i = \frac{f}{l.m}$$

f - Diện tích biểu đồ chỉ thị (mm^2);

l - Chiều dài biểu đồ chỉ thị (mm);

m - Tỉ lệ xích của lò xo đồng hồ chỉ thị (mm kG/cm^2);

p_i = 7 ÷ 9 kG/cm^2 (động cơ 4 thì không tăng áp);

= 10 ÷ 20 kG/cm^2 (động cơ 4 thì tăng áp);

= 5,5 ÷ 7,5 kG/cm^2 - (động cơ 2 thì không tăng áp);

= 7,5 ÷ 12,0 kG/cm^2 (động cơ 2 thì tăng áp);

n - vòng/phút;

i - số xylanh.

* *Công suất hãm* là công suất đo ở chỗ đầu trục cơ nối với thiết bị hãm cơ khí, thuỷ lực hoặc điện. Công suất được xác định bởi trạm thử và được tính bằng công thức:

$$P_B = 2\,\pi Qn / 550$$

trong đó: Q - Mômen hãm (lbft);

n - Số vòng quay trong 1 giây.

* *Công suất trục* là công suất truyền qua trục đến chong chóng. Thường đo bên ngoài tàu nếu có thể có cả chân vịt bằng đồng hồ xoắn. Dụng cụ này đo góc xoắn giữa hai tiết diện của trục mà góc tỉ lệ trực tiếp lực xoắn được truyền:

$$P_s = \frac{d_s^4.G.\theta.n}{613033.L_s}$$

trong đó d_s - Đường kính trục (in);

G - Môđyn lực cắt đàn hồi của vật liệu trục (psi);

θ - Góc xoắn (o);

L_s - Chiều dài trục khi đo góc xoắn (in);

n - Số vòng quay trong 1 giây.

Môđuyn lực cắt G thường lấy bằng 11900000 psi

P_S có thể tính trực tiếp từ góc xoắn quan sát và số vòng quay trong 1 giây:

$$P_s = K \cdot \frac{\theta}{L_s} \cdot \frac{2\pi n}{550}$$

trong đó: $$k = \frac{QL_s}{\theta}$$

Có sự mất công suất một ít ở các gối và tại nơi đặt đồng hồ xoắn. Vì vậy công suất thực cung cấp cho chân vịt nhỏ hơn công suất đo ở đồng hồ.

* *Công suất cung cấp* P_D: công suất truyền cho chân vịt để thành công suất đẩy, gọi là công suất cung cấp.

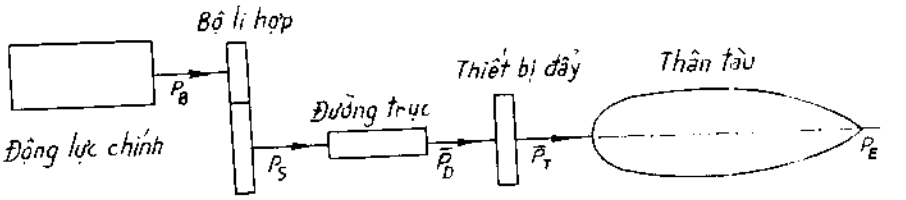
* *Công suất đẩy* P_T: Công suất tạo ra lực đẩy T và tốc độ tịnh tiến v_A và biểu diễn bằng công thức:

$$P_T = T\, v_A / 550$$

* Cuối cùng công suất có ích P_E thắng sức cản của tàu để tàu chuyển động với tốc độ υ:

$$P_E = Rv / 550$$

Công suất đẩy có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn công suất có ích, phụ thuộc vào từng loại ảnh hưởng giữa thân tàu và chân vịt.



Hình 12.1. Sơ đồ truyền công suất trong hệ đẩy tàu

P_B - Công suất tại gối chặn của động cơ chính; P_S - Công suất trên trục; $\overline{P}_D$ - Công suất cung cấp cho thiết bị đẩy sau tàu; $\overline{P}_T$ - Công suất của thiết bị đẩy sau tàu; P_D - Công suất cung cấp cho thiết bị đẩy xa thân tàu; P_T - Công suất đẩy của thiết bị đẩy xa thân tàu; P_E - Công suất kéo (công suất có ích).

Hiệu suất đẩy

Hiệu suất đẩy là thước đo sử dụng công suất cung cấp cho chân vịt để thắng sức cản của tàu. Hiệu suất này đối với tàu biển nói chung ở trong giới hạn 0,60 đến 0,75; đối với tàu ven biết 0,5 đến 0,6. Tàu với máy xoay chiều, có thể đo công suất từng xylanh bằng công suất chỉ thị P_I. Vậy hiệu suất đẩy chung trong trường hợp này là tỉ số P_E/P_I.

Đối với tua-bin, hiệu suất đẩy chung là tỉ số P_E/P_S.

Các hiệu suất cơ khí, tổn thất công suất ở hộp giảm tốc độ, ở trục truyền động hoàn toàn thay đổi giữa tàu này với tàu khác, phụ thuộc kiểu máy, cách bố trí đường trục; khó xác định hiệu quả lực thuỷ động của tổ hợp tàu - chân vịt đối với hiệu suất đẩy chung.

Công suất truyền cho chân vịt để chuyển thành công suất đẩy theo yêu cầu, gọi là công suất cung cấp, công suất phải lớn hơn công suất đẩy vì tổn hao khi chân vịt làm việc.

Chân vịt làm việc trong môi trường trải rộng không giới hạn, trong mọi hướng, trong dòng không rối, bấy giờ gọi là chân vịt tự do. Tốc độ dòng nước vào ở mọi điểm trên bề mặt chân vịt đều như nhau và trường tốc độ mà chân vịt làm việc là đồng nhất.

Tỉ số giữa công suất đẩy với công suất cung cấp của chân vịt tự do gọi là hiệu suất chân vịt tự do.

$$\eta_p = \frac{P_T}{P_D} \tag{12.1}$$

Hiệu suất chân vịt phụ thuộc đặc tính hình học của chân vịt, điều kiện làm việc của nó và chất lượng gia công chế tạo và lắp ráp.

Chân vịt làm việc sau thân tàu, làm việc trong dòng theo, chịu ảnh hưởng hình dáng phần đuôi tàu, trường tốc độ không đều. Vì vậy dòng nước chảy đến tất cả điểm trên bề mặt chân vịt là thay đổi cả trị số và hướng. Phân bổ vận tốc không đều sau đuôi tàu, ảnh hưởng đến hiệu suất chân vịt so với hiệu suất chân vịt tự do. Vì vậy khi cùng công suất đẩy, công suất cung cấp cho chân vịt tự do khác hơn công suất khi cung cấp cho chân vịt sau tầu.

Tỉ số giữa công suất đẩy với công suất cung cấp chân vịt làm việc sau tàu, được gọi là hiệu suất chân vịt sau tàu, ký hiệu ξ_p.

$$\xi_p = \frac{\overline{P}_T}{\overline{P}_D} \tag{12.2}$$

Tỉ số giữa hiệu suất chân vịt sau tàu với hiệu suất chân vịt tự do, được gọi là hiệu suất quay ξ_r.

$$\xi_r = \frac{\xi_p}{\eta_p} \tag{12.3}$$

Các mô hình thí nghiệm nói trên được phân tích với giá trị trung bình của hiệu suất quay $\xi_r = 1{,}02$ đối với tàu 1 chân vịt, $\xi_r = 0{,}985$ tàu 2 chân vịt.

Việc chọn giữa trục hở và giá đỡ, (open shaft with struts) và gối trục cùng ống bao (complete bossings) có những góc khác nhau so với mặt phẳng ngang, có ảnh hưởng đến hiệu suất đẩy bởi vì có sự khác nhau về hệ số dòng theo và lực hút tạo nên. Điểm chính cần quan tâm là trị số t thấp hơn của trục hở và giá đỡ có lợi cho hiệu suất vỏ, một yếu tố quan trọng của hiệu suất đẩy, hơn là giá trị t cao hơn của loại trục với ống bao (bossings).

Xem xét về mặt công suất, trục đỡ cho dòng theo đồng nhất hơn và có xu hướng có thể giảm dao động và xâm thực chân vịt.

Các công thức trên có giá trị đối với tàu vận tải có hình dáng bình thường, chạy với tốc độ $v\sqrt{L} < 1$

Từ đó, hiệu suất chân vịt sau tàu:

$$\xi_p = \eta_p \xi_r \tag{12.4}$$

Hiệu suất quay phụ thuộc sự phân bổ vận tốc của dòng chảy, hình dáng phần đuôi và vị trí chân vịt trong dòng theo, số lượng chân vịt. Nói chung, trị số của hiệu suất quay đối với tàu 2 chân vịt nhỏ hơn 1,0; đối với tàu 1 chân vịt và phần đuôi thiết kế hình hộp thì ξ_r gần bằng 1,0 có không lớn hơn 1,0.

Tỉ số giữa công suất có ích (công suất kéo) với công suất đẩy gọi là hiệu suất vỏ, ký hiệu ξ_v.

$$\xi_v = \frac{P_E}{P_T} = \frac{Rv}{Tv_A} \tag{12.5}$$

Công suất cung cấp cho chân vịt nhỏ hơn công suất máy truyền qua trục với tổn hao trên đường trục do ma sát các gối đỡ. Gọi tỉ số giữa công suất cung cấp với công suất máy truyền cho trục là hiệu suất đường trục η_t;

$$\eta_t = \frac{P_D}{P_S} \tag{12.6}$$

Hiệu suất đường trục là thước đo tổn hao năng lượng tại các gối đỡ trục. Tổn hao này nói chung không quá 2 đến 4%, do vậy $\eta_t = 0{,}96 \div 0{,}98$.

Đối với máy thấp tốc truyền trực tiếp cho chân vịt, công suất trên trục bằng công suất tại bộ li hợp máy, công suất đó là công suất có ích P_E. Công suất có ích của động cơ cao tốc, truyền công suất cho trục qua bộ giảm tốc phải lớn hơn công suất trên trục vì tổn thất ở bộ giảm tốc. Tỉ số giữa công suất có ích với công suất trên trục chân vịt, gọi là hiệu suất giảm tốc, ký hiệu η_{Zt}.

$$\eta_{Zt} = \frac{P_E}{P_S} \tag{12.7}$$

Hiệu suất giảm tốc phụ thuộc kiểu giảm tốc, nếu giảm tốc thuỷ lực hoặc điện tử, chúng ta thường lấy hiệu suất như hiệu suất bánh răng.

Nói chung có thể thừa nhận:

- Giảm tốc cơ khí $\eta_{Zt} = 0{,}96 \div 0{,}98$
- Giảm tốc cơ khí - thuỷ lực - điện từ $\eta_{Zt} = 0{,}93 \div 0{,}96$
- Riêng thuỷ lực hoặc điện tử $\eta_{Zt} = 0{,}97 \div 0{,}98$

Động lực là tuabin điện hoặc động cơ đốt trong - điện, hiệu suất truyền năng lượng qua li hợp máy và trục đẩy chân vịt (tương ứng hiệu suất giảm tốc) sẽ là:

- Điện xoay chiều $\eta_{Zt} = 0,90 \div 0,96$
- Điện I chiều $\eta_{Zt} = 0,88 \div 0,92$

Chúng ta xác định công suất máy hơi công suất chỉ thị P± (tiếng Anh IHP - Indicated horse power) công suất lớn hơn công suất có ích và tổn thất cơ khí, gọi là hiệu suất cơ khí biểu diễn bằng tỉ số công suất có ích và công suất chỉ thị của động cơ.

$$\eta_m = \frac{P_E}{P_I} \tag{12.8}$$

Hiệu suất cơ khí của máy hơi phụ thuộc kết cấu của nó, phụ thuộc công suất và số vòng quay, trị số của nó dao động từ 0,85 đối với máy công suất nhỏ đến 0,94 đối với công suất lớn.

Để xác định sơ bộ công suất máy, chúng ta dùng một trong những công thức kinh nghiệm, thường dùng là công thức Hải quân.

$$P_s = \frac{D^{2/3} v_\omega^2}{C_{If}} \tag{12.10}$$

$$P_E = \frac{D^{2/3} v_\omega^2}{C_{Ie}} \tag{12.11}$$

$$P_I = \frac{D^{2/3} v_\omega^3}{C_{Ii}} \tag{12.12}$$

trong đó: D - Lượng chiếm nước của tàu (T),

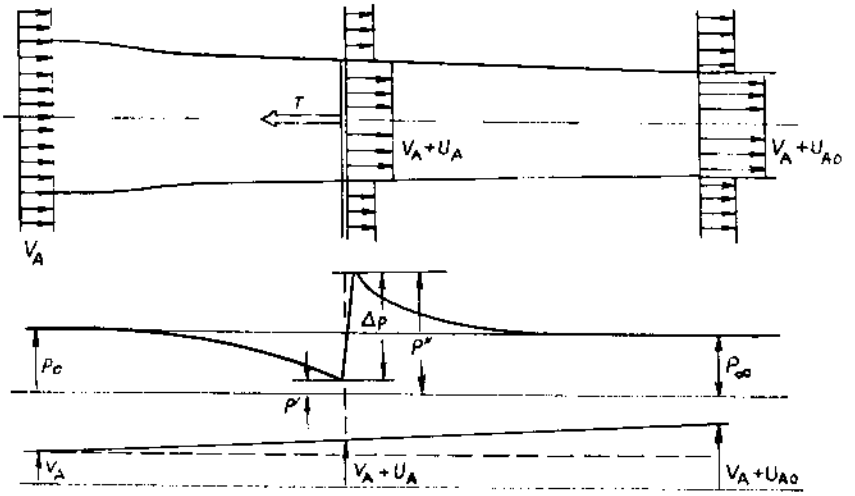
v_ω - Tốc độ của tàu (hlí/h);

C - Hệ số phụ thuộc hình dáng và số Froude.

Hệ số C_{If}, C_{Ie} hoặc C_{Ii}, chúng ta xác định trên cơ sở tàu đồng dạng có số Fr gần đúng và các kích thước chủ yếu không khác nhiều kích thước tàu tính toán.

12.4. LÝ THUYẾT THIẾT BỊ ĐẨY LÍ TƯỞNG

Để làm rõ nguyên tắc và quy luật cơ bản của công các thiết bị đẩy thực, đồng thời để xác định giới hạn trên kết quả của các thiết bị đẩy (hiệu suất chung của thiết bị đẩy xa thân tàu), người ta đã đa đến khái niệm thiết bị đẩy lý tưởng. Thiết bị đẩy lý tưởng được giả thiết là đĩa thuỷ lực đặt vuông góc với hướng của dòng chảy qua, có diện tích là A_o, có khả năng không ngừng tăng tốc độ dòng chảy qua thiết bị đẩy và áp suất tăng đột ngột.



Hình 12.2. Dòng chảy qua TBĐ lí tưởng

Thiết bị đẩy làm việc trong chất lỏng không nhớt, có tỉ trọng không đổi, trong dòng đồng nhất. Thiết bị đẩy được coi là cố định còn dòng chất lỏng chảy đến thiết bị đẩy với vận tốc v_A, sau thiết bị đẩy là $v_A + u_{Ao}$, tại thiết bị đẩy là $v_A + u_A$.

u_A - Tốc độ cảm ứng trong mặt phẳng thiết bị đẩy;

u_{Ao} - Tốc độ cảm ứng xa thiết bị đẩy;

p_o - Áp suất trực tiếp trước thiết bị đẩy;

p' - Áp suất sau thiết bị đẩy;

p'' - Áp suất tại thiết bị đẩy.

Dùng phương trình Bernouili và nguyên tắc động lượng xác định quan hệ giữa tốc độ cảm ứng trong mặt phẳng thiết bị đẩy u_A và tốc độ cảm ứng ở xa thiết bị đẩy u_{Ao} cũng như hiệu suất của thiết bị đẩy lý tưởng. Phải viết phương trình riêng của đường dòng trước và sau thiết bị đẩy:

$$p_o = \frac{1}{2}\rho v_A^2 = p' + \frac{1}{2}\rho(v_A + u_A)^2 \qquad (12.13)$$

$$p_o = \frac{1}{2}\rho(v + u_{Ao})^2 = p'' + \frac{1}{2}\rho(v_A + u_A)^2 \qquad (12.14)$$

Do đó gia số áp suất đột ngột trên đĩa bằng:

$$\Delta p = p'' - p = \frac{1}{2}\rho u_{Ao}(u_{Ao} + 2v_A) \qquad (12.15)$$

Lực đẩy của thiết bị đẩy lý tưởng:

$$T = \Delta p A_o = \rho u_{Ao} (v_A + u_{Ao}) \cdot A_o \tag{12.16}$$

trong đó: A_o - Diện tích bề mặt đĩa

Nếu đặt m khối lượng chất lỏng tiêu hao qua thiết bị đẩy

$$m = \rho A_o (v_A + u_A) \tag{12.17}$$

đó là nguyên lý động lượng được áp dụng vào chất lỏng trong dòng thiết bị đẩy lý tưởng giới hạn trước và sau thiết bị đẩy, có phương trình:

$$T = m (v_A + u_{AB}) - m v_A \tag{12.18}$$

Từ đó để xác định lực đẩy của thiết bị lý tưởng

$$T = m u_{Ao} = \rho A_o (v_A + u_A) u_{Ao} \tag{12.19}$$

So sánh công thức (12.16) và (12.19) đa đến đẳng thức:

$$u_A = \frac{1}{2} u_{Ao} \tag{12.20}$$

nghĩa là tốc độ cảm ứng trong mặt phẳng thiết bị đẩy bằng 1/2 tốc độ toàn bộ cảm ứng.

Công suất đẩy sẽ là công suất có ích, bằng:

$$P_T = T v_A = \rho A_o u_{Ao} \left(v_A + \frac{1}{2} u_{Ao} \right) v_A \tag{12.21}$$

Năng lượng tác dụng vào nước trong một đơn vị thời gian bằng gia số động năng của khối nước đi qua thiết bị đẩy trong một đơn vị thời gian là công suất cung cấp đến thiết bị đẩy

$$P_D = \frac{\rho}{2} A_o (v_A u_A) [(v_A + u_{Ao})^2 - v_A^2] \tag{12.22}$$

Do đó hiệu suất thiết bị lý tưởng trong chất lỏng không giới hạn bằng:

$$\eta_l = \frac{P_T}{P_D} = \frac{v_A}{v_A + \frac{1}{2} u_{Ao}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{u_{Ao}}{v_A}} \tag{12.23}$$

Từ quan điểm thực tế, hiệu suất thiết bị đẩy lý tưởng biểu diễn theo hệ số tải của thiết bị đẩy G_{Th}. Hệ số tải lực đẩy được xác định theo công thức:

$$C_{Th} = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho . A_o v_A^2} \tag{12.24}$$

Còn hệ số tải công suất xác định dưới đây:

$$C_p = \frac{P_D}{\frac{1}{2}\rho . A_o v_A^3} \tag{12.25}$$

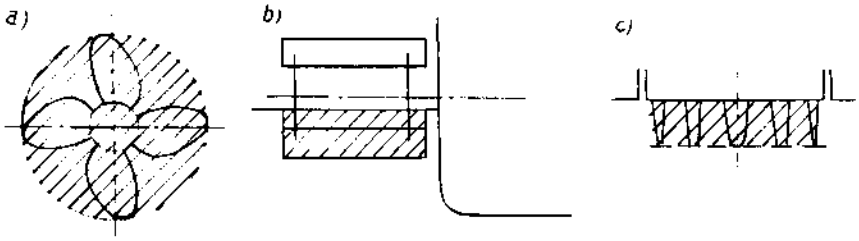
trong đó: T - Lực đẩy của thiết bị đẩy;

P_D - Công suất cung cấp;

v_A - Tốc độ của thiết bị đẩy so với nước;

A_o - Tiết diện thuỷ lực của thiết bị đẩy.

Khái niệm tiết diện thuỷ lực đối với chân vịt, guồng, thiết bị trục đứng chỉ rõ ở hình 12.3, tiết diện thuỷ lực là phần gạch ở hình vẽ.



Hình 12.3. Tiết diện thuỷ lực

a - Chân vịt, b - Guồng, c - Thiết bị đẩy trục đứng

Thay vào công thức (12.12) giá trị T ở công thức (12.4) thì được:

$$C_{Th} = \frac{\rho A_o\left(v_A - \frac{1}{2}u_{Ao}\right)u_{Ao}}{\frac{1}{2}\rho A_o v_A^2} = 2\left(1 + \frac{1}{2}.\frac{u_{Ao}}{v_A}\right) = \frac{u_{Ao}}{v_A}$$

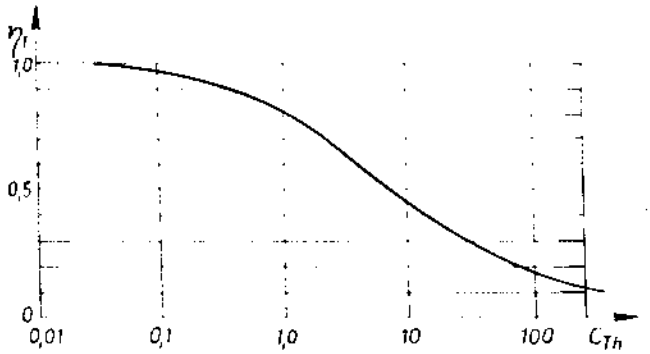
Từ công thức trên, tỉ số $\frac{u_{Ao}}{v_A}$ bằng:

$$\left(\frac{u_{Ao}}{v_A}\right) = -1 + \sqrt{1 + C_{Th}} \tag{12.26}$$

Thay hệ thức trên vào công thức (12.11) ta có:

$$\eta_t = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{Th}}} \tag{12.27}$$

Hệ thức trên thể hiện ở hình 12.4



Hình 12.4. Hiệu suất của TBĐ lý tưởng phụ thuộc hệ số tải lực đẩy

Từ công thức (12.11) và (12.15) rút ra kết luận:

- Hiệu suất thiết bị đẩy lý tưởng luôn luôn nhỏ hơn 1.
- Tỉ số giữa tốc độ cảm ứng và tốc độ của thiết bị đẩy phải nhỏ.
- Hệ số tải lực đẩy phải nhỏ.

Đơn giản nhất là áp dụng thiết bị đẩy có tiết diện thuỷ lực lớn thì hệ số tải lực đẩy nhỏ. Dựa vào nguyên tắc này dễ giải thích, tại sao trong nước lặng, guồng làm việc có hiệu suất lớn hơn chân vịt cũng dễ hiểu, vì sao những tàu nhanh thường dùng số chân vịt lớn hơn 1.

Như đã thấy, lý thuyết chân vịt lý tưởng mặc dù không phải là cơ sở để thiết kế những thiết bị đẩy thực nhưng nó xác định hướng phải đi, để hiệu suất những thiết bị đẩy này lớn nhất, tối đa gần hiệu suất lý tưởng.

Hiệu suất thiết bị đẩy lý tưởng dùng để đánh giá thiết bị đẩy thực. Tỉ số hiệu suất giữa thiết bị đẩy thực với hiệu suất thiết bị đẩy lý tưởng gọi là hệ số hoàn chỉnh thiết bị đẩy thực.

$$\xi = \frac{\eta_o}{\eta_I} = \eta_o \frac{1 + \sqrt{1 + C_{Th}}}{2} \qquad (12.28)$$

trong đó: η_o - Hiệu suất thiết bị đẩy thực làm việc trong dòng không rối.

Hiệu suất thiết bị đẩy thực là tỉ số công suất đẩy P_T với công suất cung cấp P_D:

$$\eta_o = \frac{P_T}{P_D} = \frac{Tv_A}{P_D} \qquad (12.29)$$

Bằng hệ số lực đẩy và hệ tải công suất, hiệu suất thiết bị đẩy thực biểu diễn như sau:

$$\eta_o = \frac{Tv_A}{P_D} = \frac{T}{1/2\rho v_A^2 . A_o} = \frac{1/2\rho v_A^2}{P_D} = \frac{C_{Th}}{C_p} \qquad (12.30)$$

Từ đó hệ số hoàn chỉnh thiết bị đẩy thực có thể viết cách khác:

$$\xi = \frac{Tv_A}{2P_D}\left(1 + \sqrt{\frac{T}{\frac{1}{2}\rho v_A^2 A_o}}\right)$$

$$= \frac{T}{2P_D}\left(v_A + \sqrt{v_A^2 + \frac{T}{1/2\rho A_o}}\right) \qquad (12.31)$$

Cách biểu diễn hệ số hoàn chỉnh thiết bị đẩy thực như thế thuận tiện chỉ trừ khi $v_A = 0$ nghĩa là khi thiết bị đẩy làm việc mà tàu buộc bến. Bây giờ chúng ta có:

$$\xi\big|_{v_A=0} = \xi_0 = \frac{T}{2P_D}\sqrt{\frac{2T}{\rho A_o}} \qquad (12.32)$$

Đó là thông số đặc trưng đúng chất lượng thiết bị đẩy làm việc khi tàu buộc bến. Giá trị của khái niệm này là những điều kiện chạy buộc bến không áp dụng khái niệm hiệu suất.

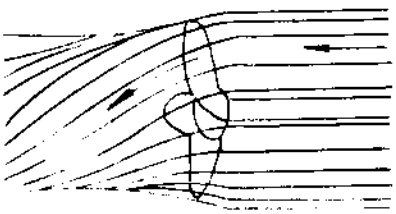
12.4.1. So sánh hiệu suất TBĐ lý tưởng với TBĐ thực

Trong sơ đồ làm việc của TBĐ lý tưởng mới chỉ tính đến tổn bao công suất do sinh tốc độ kích thích chiều trục, còn ở TBĐ thực, chong chóng tồn tại hàng loạt các tổn hao khác do những nguyên nhân sau:

- Do phân bố không đều của tốc độ kích thước chiều trục trên toàn tiết diện TBĐ.

- Do tính nhớt của chất lỏng thực nên chong chóng còn tổn hao nhớt.

- Khi chong chóng làm việc vừa chuyển động tịnh tiến vừa quay quanh trục bản thân làm dòng nước đi qua chong chóng bị xoắn đi (hình dưới đây) hay nói cách khác chong chóng còn phải tiêu hao một phần công suất làm xoắn dòng nước đi qua chong chóng. Tổn hao đó gọi là tổn hao xoắn dòng hay tổn hao do tốc độ kích thích tròn.



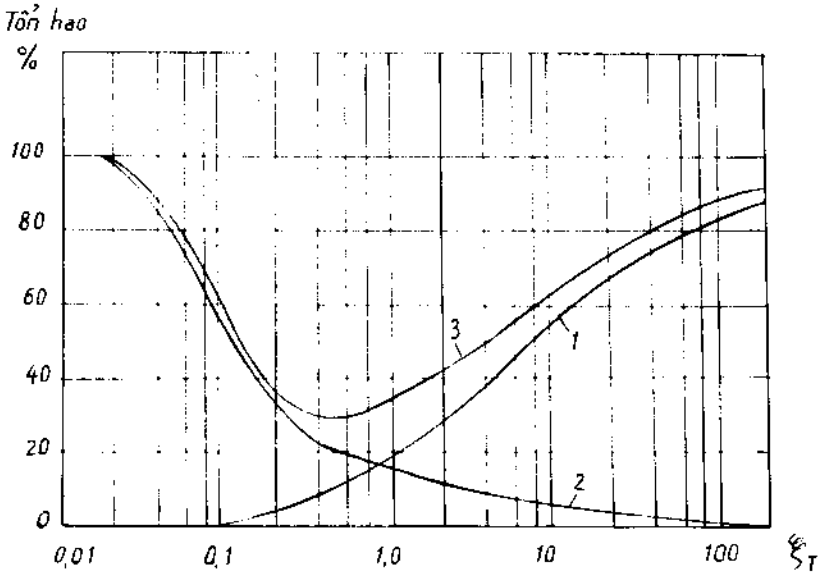
Hình 12.5. Dòng chảy sau chân vịt bị xoắn dòng

- Ngoài ra khi chong chóng làm việc tạo ra độ chênh lệch áp suất giữa hai mặt cánh cho nên tồn tại dòng chảy ở mút cánh từ mặt áp suất cao sang mặt áp suất thấp. Tổn hao này gọi là tổn hao mút cánh.

- Qua đó cho thấy: hiệu suất TBĐ thực nhỏ hơn hiệu suất của TBĐ lý tưởng hay hiệu suất của TBĐ lý tưởng là giới hạn cao nhất, cần phải nâng hiệu suất của TBĐ thực đến gần giới hạn này.

- Theo quan điểm lý thuyết của TBĐ lý tưởng thì hiệu suất của TBĐ sẽ cực đại khi tiết diện thuỷ lực của TBĐ được mở rộng đến vô cùng lớn. Song TBĐ thực còn có tổn hao nhớt, mà tổn hao nhớt lại tăng cùng với đường kính TBĐ tăng. Do đó TBĐ thực, sự tăng diện tích tiết diện thuỷ lực là có giới hạn.

- Ở hình dưới đây biểu diễn sự phụ thuộc của tổn hao nhớt, tổn hao chiều trục và tổn hao chung của TBĐ theo hệ số tải ζ_T. Đờng cong tổn hao chung có cực tiểu, việc xác định diện tích thuỷ lực ứng với tổn hao này.



Hình 12.6. Các đường cong tổn hao hiệu suất là hàm của hệ số tải ζ_T

1. Tổn hao chiều trục; 2. Tổn hao nhớt; 3. Tổn hao chung

12.5. CÁC LOẠI THIẾT BỊ ĐẨY TÀU

12.5.1. Buồm

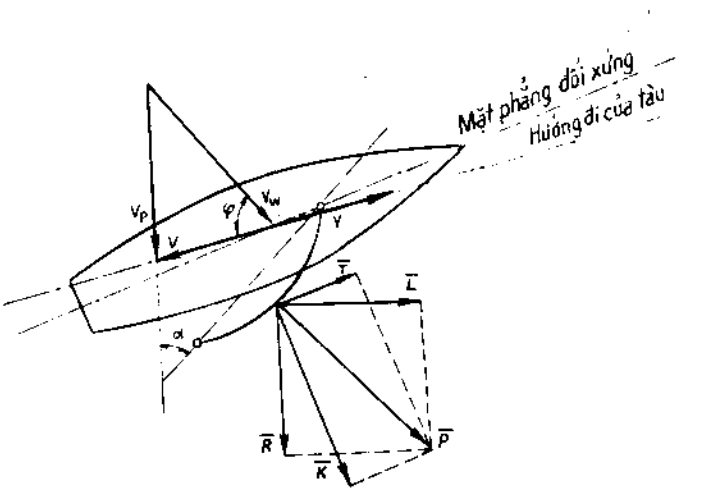
Một loại thiết bị đẩy tàu đã được sử dụng từ xa đến nay là buồm. Buồm được sử dụng trên các tàu vận tải, tàu cá, tàu thuyền thể dục thể thao, tàu huấn luyện v.v... từ loại thuyền bé nhất cho đến tàu vài nghìn tấn lượng chiếm nước.

Buồm dùng làm thiết bị đẩy nhờ năng lượng gió. Nguyên tắc làm việc của buồm có thể giải thích trên cơ sở hình 12.7.

Tiết diện cong của buồm có dạng profin khí động học nhờ sức căng của áp lực gió và buồm trở nên cánh nâng. Nếu tàu chuyển động với tốc độ v, gió thổi với tốc độ v_w dưới góc φ so với hướng tàu chạy, buồm được căng gió tạo thành profin cánh nâng đặt dưới một góc

α so với hướng gió ảo với tốc độ v_p. Tốc độ gió ảo là tốc độ tổng hợp thực của tốc độ gió và tốc độ tàu lấy dấu ngược lại.

Lực tổng hợp khí động học P tác dụng lên buồm có thể chia ra lực nâng L và lực cản R. Lực P cũng có thể phân ra lực T tác dụng theo hướng chuyển động của tàu và lực đẩy K tác dụng vuông góc với mặt phẳng đối xứng của tàu gây dạt tàu. Do sức cản ngang lớn hơn sức cản trực diện mũi tàu, tàu chịu tác dụng của 2 lực này và chuyển động với hướng hơi chéo so với mặt phẳng đối xứng của tàu.



Hình 12.7. Lực phát sinh trên cánh buồm dưới tác dụng của gió

Diện tích của buồm S_b phụ thuộc vào loại tàu thuyền. Dưới đây là một số ví dụ:

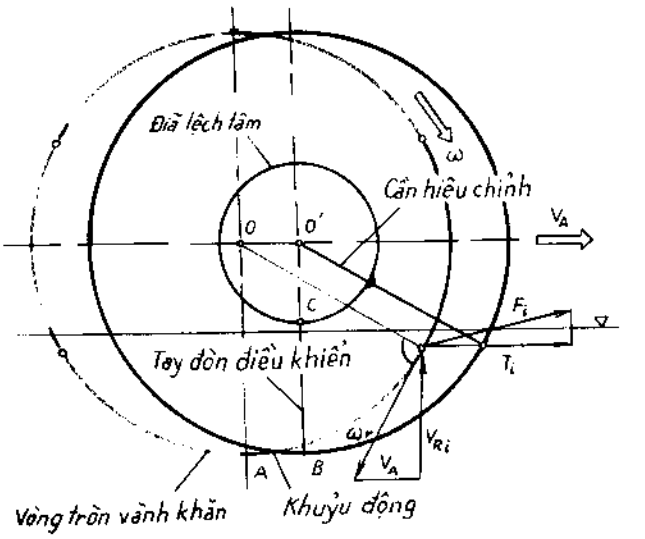
Thuyền vận tải sông biển: $S_b = 2 \div 4\ S_w$

Thuyền đánh cá thủ công hoặc kết hợp với máy: $S_b = 3 \div 5\ S_w$

Thuyền thể dục thể thao: $S_b = 3{,}5 \div 5{,}5\ S_w$

12.5.2. Guồng

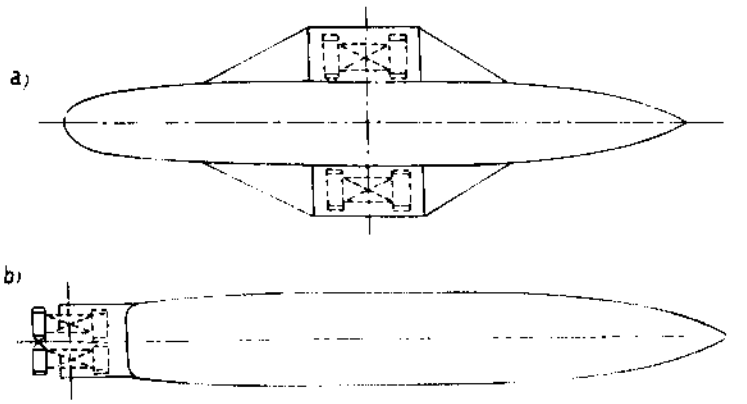
Guồng là thiết bị đẩy một phần trong nước với trục ngang, ở độ cao nhất định, trong đó lực đẩy xuất hiện khi các gàu chuyển động theo đường cycloid. Trong kết cấu cũ, gầu cánh phẳng lắp cố định (so với đường tròn) đặt theo bán kính. Gàu có kết cấu như vậy vừa gây đập cánh vào bề mặt nước, khi lên khỏi mặt nước, nước đầy tràn, guồng vừa phải mất thêm lực để nâng cánh lên. Hiện tượng này là những nguyên nhân mất mát động năng, đồng thời chịu tải trọng va đập kết cấu. Năm 1830, người ta sửa đổi kết cấu gàu cánh



Hình 12.8. Cấu trúc và nguyên tắc hoạt động của guồng

phẳng thành gàu cánh cong, thêm chuyển động góc-đảo và điều khiển được để góc khi gàu vào nước và khi rời khỏi nước bằng không (gàu vào và ra không va đập), ngược lại khi gàu ở vị trí dưới đạt khoảng 90°. Cấu tạo và nguyên tắc hoạt động của guồng chỉ rõ ở hình 12.8. Gàu có từ 6 ÷ 12 cánh lắp cứng với tay đòn có thể quay (điểm A) cung tròn trong những khoảng cách bằng nhau. Những đầu mút tay đòn khớp nối (điểm B) với tay biên điều khiển, còn đầu mút kia (điểm C) khớp nối với đĩa lệch tâm. Nhờ sự chuyển động quay của cung tròn gây chuyển động quay của đĩa lệch tâm. Chuyển động tổng hợp của trục gàu A gồm chuyển động tịnh tiến của tàu và chuyển động quay của cung tròn, đó là chuyển động cycloid. Gàu dịch chuyển trong nước với tốc độ V_{Ri} và lực thuỷ động F_i tác động, lực thành phần T_i theo hướng chuyển động của tàu, là lực đẩy của gàu. Tổng lực đẩy của các gàu cho ta lực đẩy của guồng và tổng momen đối với trục của vòng tròn các lực thuỷ động của tất cả các gàu, mômen guồng mà động cơ chịu tải.

Guồng ở 2 bên mạn hoặc ở sau đuôi tàu. Guồng kết cấu phức tạp, lắp ráp và sử dụng phiền phức, cồng kềnh và nặng nề. Chiều chìm tàu thay đổi, chòng chành ngang và sóng ảnh hưởng đến sự hoạt động của guồng, vì vậy guồng không làm thiết bị đẩy cho tàu biển. Thiết kế guồng đúng, hiệu suất đạt được như chân vịt và trong nước tĩnh hiệu suất đạt khá cao. Nhược điểm khác của guồng là số vòng quay rất thấp, cần có bánh răng tăng số vòng quay.



Hình 12.9. Cách lắp đặt guồng

a- Bên mạn; b- Đằng lái

12.5.3. Thiết bị đẩy cycloid

Thiết bị đẩy cycloid là thiết bị đẩy trục đứng có từ năm 1870. Có 2 kiểu: kiểu Kirsten - Boeing và kiểu Voith Schneider có từ năm 1931.

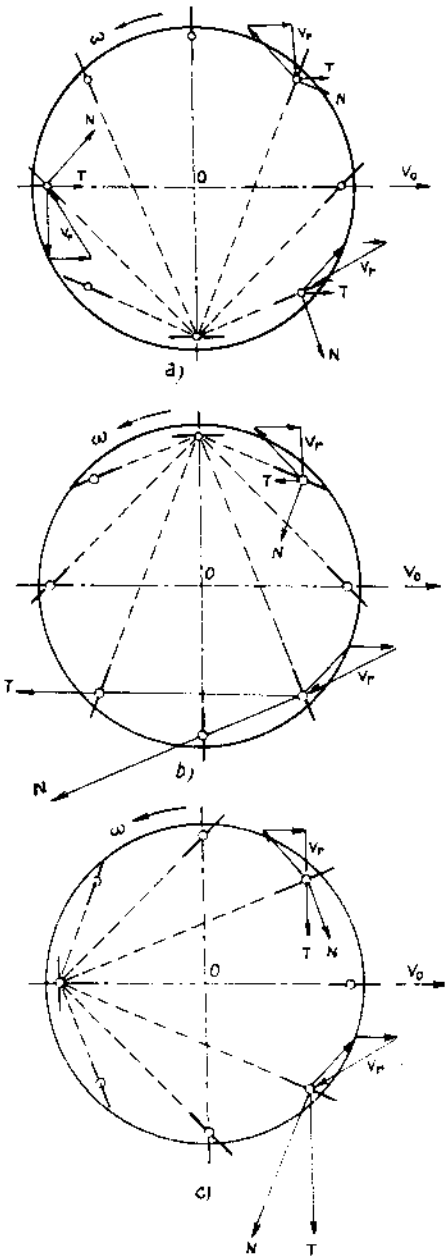
Cấu tạo và nguyên tắc chỉ rõ ở hình 12.10 và 12.11.

Giả thiết thiết bị đẩy tịnh tiến từ trái sang phải với tốc độ đồng nhất v_0 và quay với tốc độ góc đồng nhất ω ngược chiều quay đồng hồ.

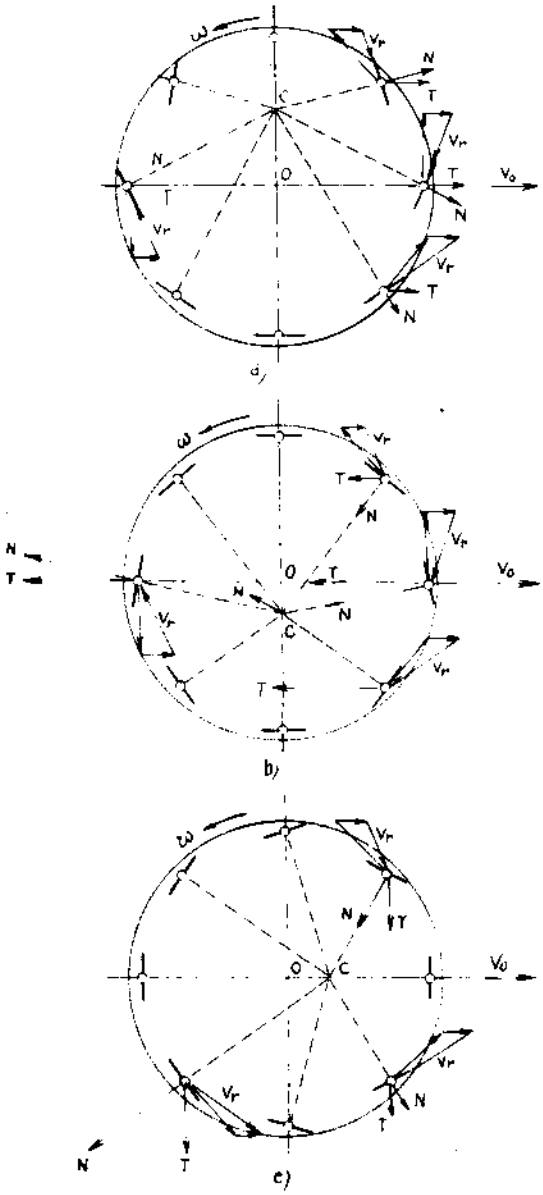
1- Với các cánh đặt tại hình a, tốc độ tổng hợp như chỉ rõ và các lực pháp tuyến N cung cấp lực đẩy T cho tàu tiến;

2- Với các cánh đặt tại hình b, các lực của cánh ngược với hướng chuyển động của tàu;

3- Với các cánh đặt tại hình c, các lực cánh tạo lực đẩy tổng hợp T tác động với hướng chuyển động của tàu một góc vuông.



Hình 12.10. Chân vịt trục đứng Kirsten - Booeing



Hình 12.11. Chân vịt trục đứng Voith - Schneider

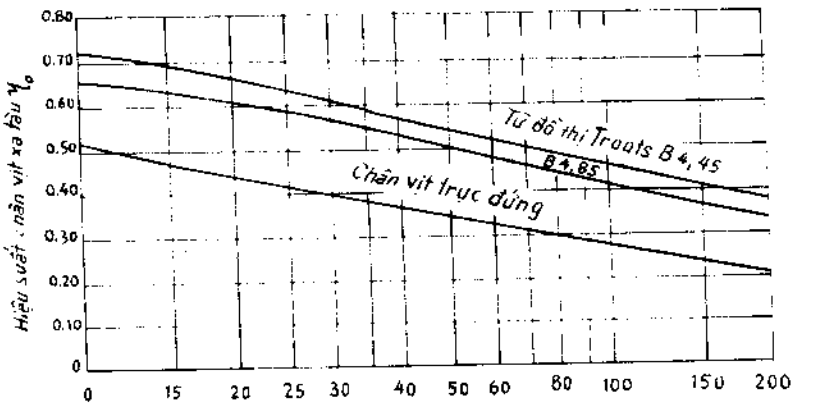
Kiểu thứ hai Voth - Schneider có khác kiểu thứ nhất là cánh vạch đủ 1 vòng quanh trục của nó đối với mỗi vòng của đĩa, hình 12.11. Điểm C là điểm mà các cánh được nối liền bằng các nan-hoa và có thể dịch chuyển những vị trí khác nhau trong mặt đĩa.

1- Với điểm C tại hình a, các cánh ở vị trí đã chỉ rõ, lực tổng hợp đẩy tàu theo hướng chuyển động;

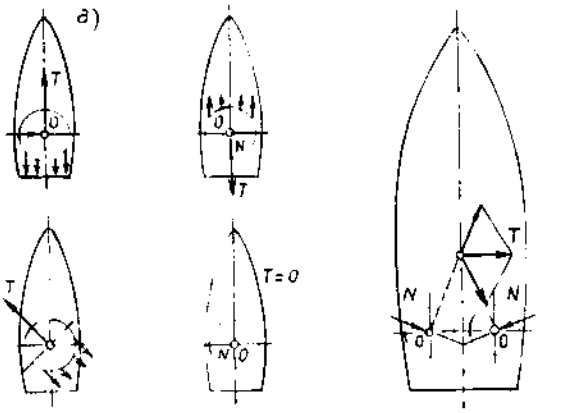
2- Với điểm C tại hình b, lực tổng hợp hướng về phía sau, ngược với hướng chuyển động của tàu;

3- Với điểm C tại hình c, lực tổng hợp tác động vuông góc với hướng chuyển động ban đầu..

Khi áp dụng thiết bị đẩy cycloid không cần thiết có bánh lái. Một số mô hình về thiết bị đẩy trục đứng được thử ở bể thử Hà Lan và Mỹ. Hiệu suất cao nhất khi TBĐ có 6 cánh. Đồ thị hình 12.13 biểu thị hiệu suất tối đa, phụ thuộc Bp đối với một số tỉ số bước. Cũng trong đồ thị đó, hiệu suất tối ưu của 2 chân vịt theo Troost, 4 cánh A_E/A_o bằng 0,40 và 0,80. TBĐ trục đứng, hiệu suất kém hơn từ 30 đến 40%. Tuy nhiên, ở TBĐ trục đứng lực đẩy có thể dừng lái và dừng tàu không cần ngừng hoặc đổi chiều quay của máy chính.

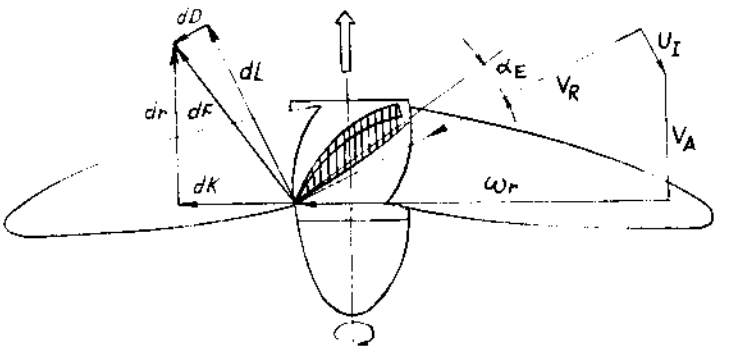


Hình 12.12. So sánh hiệu suất với chân vịt xa tàu



Hình 12.13. Có thể điều động tàu khi áp dụng

a- 1 chân vịt trục đứng; b- 2 chân vịt trục đứng.



Hình 12.14. Nguyên tắc hoạt động của chân vịt (trong trường tốc độ đồng nhất)

Kiểu TBĐ này cũng có thể đặt ở mũi để tham gia quay trở tàu nhanh. Thiết bị này cũng có không ít nhược điểm: chế tạo phức tạp, đắt tiền, có một số tác dụng kém đòi hỏi tay nghề sử dụng cao.

12.5.4. Chân vịt

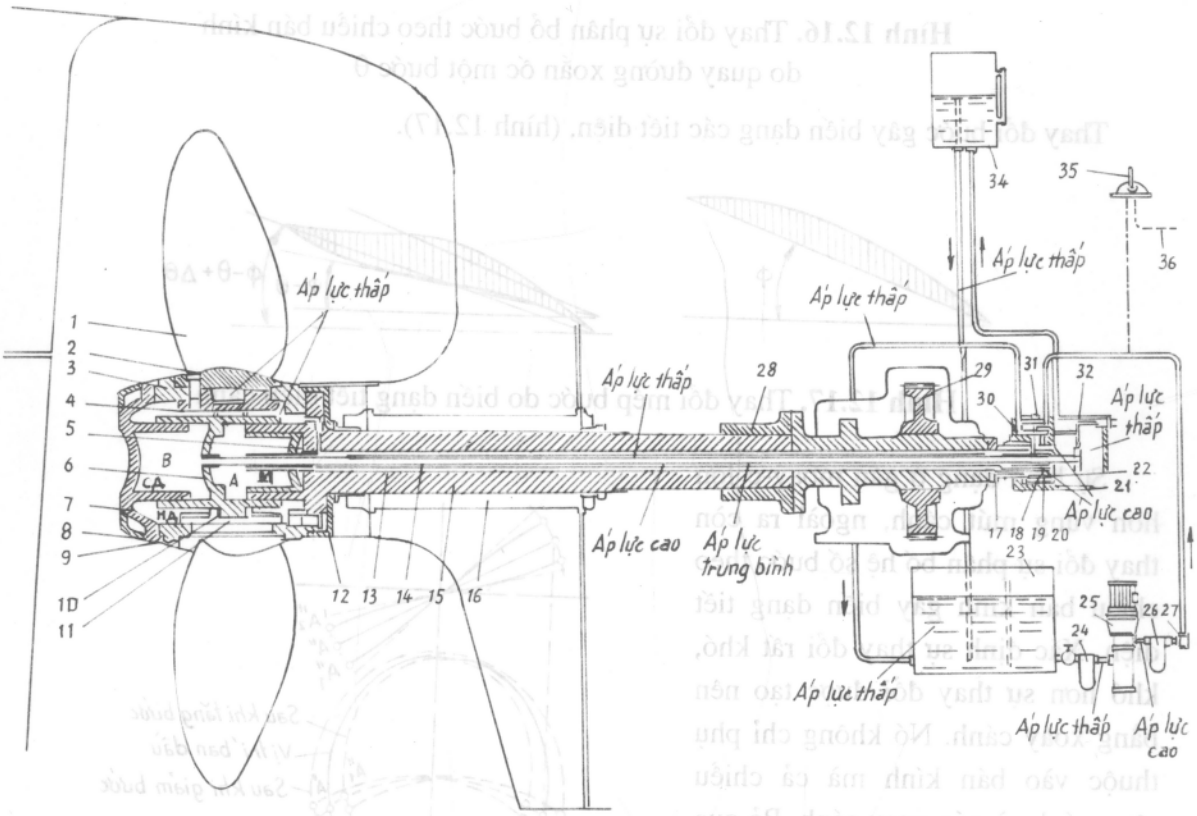
Chân vịt có nhiều loại: chân vịt có bước không đổi, bước thay đổi (biến bước), hệ đạo lưu - chân vịt, chân vịt sủi bọt hoàn toàn (chân vịt siêu bọt), chân vịt hai cấp (2 chân vịt) quay cùng chiều hay ngược chiều. Chân vịt là thiết bị đẩy thuỷ lực có trục nằm ngang (horizontal), dọc (longitudinal) gồm một số cánh (từ 2 đến 7) xếp đặt theo bán kính trên moay-ơ trong cùng một khoảng cách góc với nhau, khi chuyển động quay dần đều của chân vịt và chuyển động tịnh tiến dần đều của tàu, các điểm của cánh vẽ trong không gian những đường xoắn ốc đều. Hình dạng cánh như thế nào để kết quả là các vòng quay của chân vịt đẩy nước ngược hướng chuyển động của chân vịt. Phản lực của khối nước do cánh tạo lực đẩy. Nguyên tắc làm việc của chân vịt thể hiện hình 12.14. Cắt cánh bằng hai mặt cắt hình trụ có bán kính r và r + dr đồng tâm với trục chân vịt tạo phần tử cánh, tốc độ nước vào v_R đặt dưới góc tấn α_E. Tốc độ v_R là tổng tốc độ quay ω_r, tốc độ tịnh tiến v_A cả tốc độ được tạo nên bởi công của chân vịt u_i. Trên phần tử cánh xuất hiện phần tử lực tổng hợp dF, có thể chia thành hai phần tử lực thành phần, lực nâng dL và lực cản dD. Lực này đặt theo hướng trục chân vịt và hướng tiếp tuyến với vòng tròn có bán kính r, tương ứng phần tử lực đẩy dT và phần tử mômen dQ = dKr. Tổng các phần tử lực đẩy và mômen của cả chân vịt cho ta lực đẩy và mômen chịu tải của động cơ.

Thiết bị đẩy thông dụng là chân vịt bước không đổi. Loại này tương đối đơn giản, dễ lắp ráp, hiệu suất cao, trọng lượng nhỏ và ít tốn kém. Chân vịt bước cố định dùng cho những tàu nhỏ (đường kính 0,15m, 2 cánh) cả cho những tàu dầu siêu trọng (đường kính 8m, 5 đến 7 cánh).

Nhược điểm của chân vịt bước cố định: không có khả năng tận dụng hết công suất của máy trong những điều kiện khác hơn những điều kiện đã xác định (thời tiết, tình trạng có tải của tàu, tình trạng vỏ tàu) và ít nhạy, linh hoạt khi quay trở (cần thiết thay đổi chiều quay cũng như hướng lực đẩy). Để loại trừ những nhược điểm đó, người ta cấu tạo chân vịt biến bước, cánh có thể xoay tại moay-ơ. Chân vịt này chế tạo rất phức tạp, do đó đắt tiền hơn, dễ hư hỏng và đòi hỏi người vận hành có trình độ cao hơn, có hiệu suất thấp hơn chân vịt bước cố định.

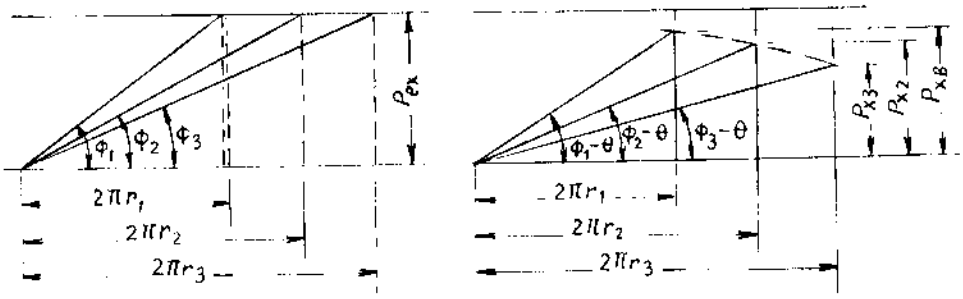
Về phương diện hình học, chân vịt biến bước khác với chân vịt bước không đổi. Trước hết, vì lắp đặt bộ phận truyền động cơ khí nên moay-ơ chân vịt lớn hơn; tỉ số giữa đường kính moay-ơ với đường kính chân vịt d/D = 0,30 ÷ 0,35, với chân vịt thường, dao động trong khoảng d/D = 0,17 ÷ 0,20. Mặc dù vậy, ta không gặp chân vịt có số cánh lớn hơn 4. Cánh chân vịt biến bước có đặc tính sau: góc nghiêng của đường kính bằng không hoặc gần bằng không. Hình bao cánh được chọn như thế nào để tải trọng cơ khí đổi bước, mômen các lực thuỷ động đối với trục cánh trong tất cả các góc đặt có thể nhỏ. Bề mặt cánh là giới

hạn so với sự thay đổi góc bước của cánh không thể tiến tới trùng nhau. Vì vậy hệ số bề mặt phải thoả mãn $(A/A_o) < 0,80$. Quay cánh đến góc θ (θ > 0 là tăng và θ < 0 giảm góc bước) đối với trục cánh gây thay đổi theo chiều bán kính sự phân bổ hệ số bước cả thay đổi hình dáng tiết diện cánh bằng các bề mặt hình trụ cùng trục chân vịt. Thay đổi sự phân bổ hệ số bước theo chiều bán kính cũng từ thay đổi độ dốc của đường xoắn ốc tiếp xúc với mặt thoát của profil, cũng như thay đổi hình dáng tiết diện. Thay đổi sự phân bổ hệ số bước theo chiều bán kính gây nên sự thay đổi độ dốc của đường xoắn ốc chỉ rõ ở hình 12.10.



Hình 12.15. Cấu trúc truyền động của chân vịt biến bước

1- Cánh; 2- Bulông bắt cánh; 3- Củ chân vịt; 4- Đệm hãm cánh; 5- Piston lắp đặt sự cố; 6- Xilanh trợ lực truyền động; 7- Nắp chụp; 8- Nắp đầu củ; 9- Đệm kín dầu; 10- Cơ cấu khuỷu quay cánh; 11- Chốt khuỷu; 12. Nắp bịt; 13- Ống dẫn dầu di động; 14- Ống dẫn dầu cố định; 15- Trục chân vịt; 16- Ống bao; 17- Lỗ dẫn dầu hãm cánh sự cố khi tiến; 18- Đệm kín dầu áp lực cao; 19- Ống Tele phía trong; 20- Cơ cấu chia dầu; 21. Đệm kín dầu áp lực thấp; 22- Trục của cơ cấu chia dầu; 23- Két dầu; 24- Phin lọc dầu đường hút; 25- Bơm dầu; 26- Phin lọc đường đẩy; 27- Van một chiều; 28- Bích nối; 29- Hộp số; 30 - Van điều khiển; 31- Van an toàn; 32- Cơ cấu phản hồi; 33- Môtơ thuỷ lực hệ điều khiển từ xa; 34- Két dầu trọng lực; 35- Tay điều khiển từ xa; 36- Điều khiển động cơ ở các chế độ, (Áp lực cao - Áp lực trung bình và áp lực thấp).

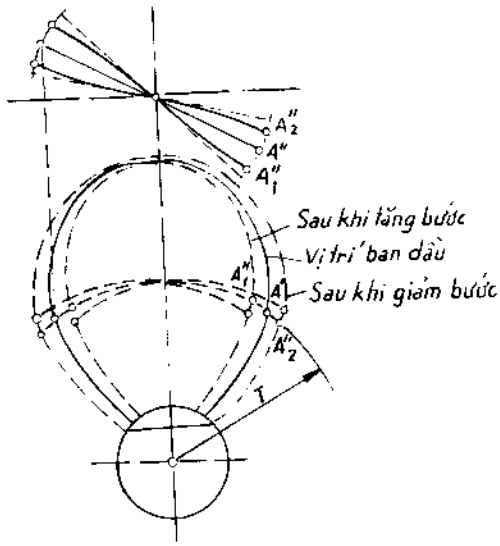


Hình 12.16. Thay đổi sự phân bổ bước theo chiều bán kính do quay đường xoắn ốc một bước 0

Thay đổi bước gây biến dạng các tiết diện, (hình 12.17).

Hình 12.17. Thay đổi mép bước do biến dạng tiết diện cánh

Sự biến dạng ở gần moay-ơ lớn hơn vùng mút cánh, ngoài ra còn thay đổi sự phân bố hệ số bước theo chiều bán kính gây biến dạng tiết diện. Xác định sự thay đổi rất khó, khó hơn sự thay đổi được tạo nên bằng xoay cánh. Nó không chỉ phụ thuộc vào bán kính mà cả chiều rộng cánh và góc quay cánh. Bỏ qua sự thay đổi bước làm biến dạng tiết diện sẽ sai lầm, thực tế không vượt 10%; khi giảm bước dẫn đến làm thấp trị số gần đúng, và khi tăng bước - ngược lại.



Hình 12.18. Xuất hiện sự biến dạng dây cung của tiết diện cánh đo quay

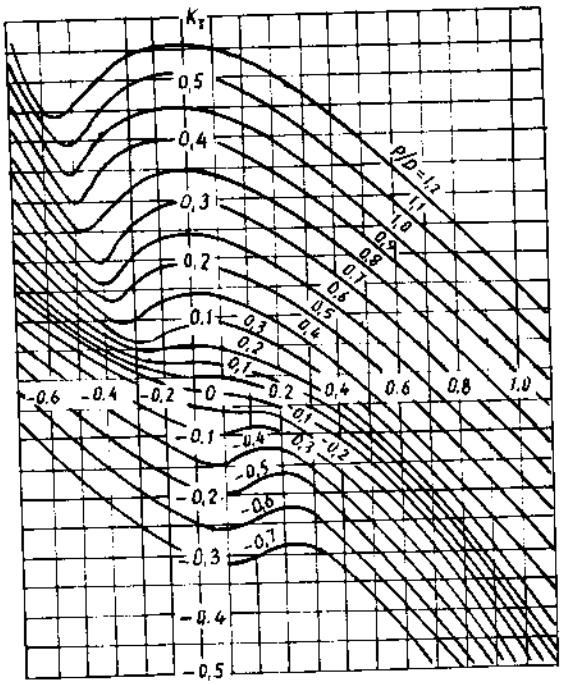
Hình dáng tiết diện cánh bị biến đổi là dây cung profil, khi ở vị trí ban đầu của cánh trong khai triển là đoạn thẳng, sau sự quay trở thành cung có dạng chữ S, cũng như khi tăng bước xuất hiện sự giảm thấp mép dẫn và nâng cao mép theo và khi giảm bước, sự thay đổi ngược lại. Nguyên nhân biến dạng được làm rõ ở hình 12.18, từ hình vẽ,

ta thấy rằng, bề mặt trụ có bán kính r cùng trục với chân vịt, vị trí ban đầu cung cắt mép dẫn tại điểm A; sau khi giảm bước cắt mép dầy ở điểm A_2 gần moay-ơ và sau khi tăng bước ở điểm A_1, gần mút cánh.

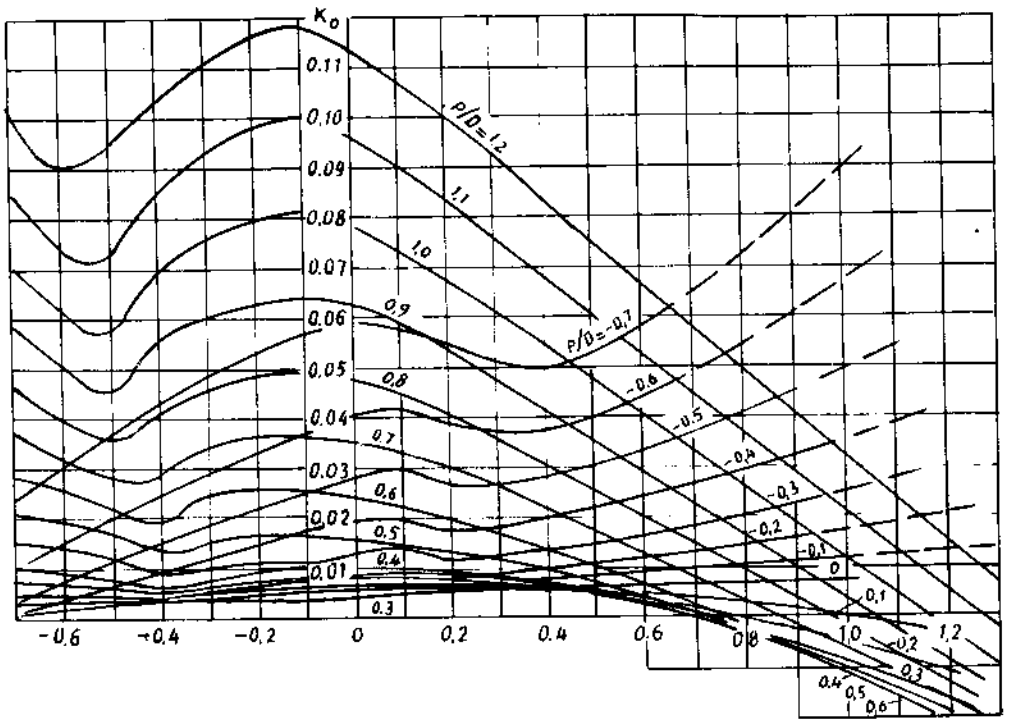
Sự khác nhau về hình học nói ở trên là nguyên nhân của sự khác nhau về đặc tính thuỷ động chân vịt bước thay đổi và bước không đổi. Như vậy đặc tính thuỷ động của chân vịt biến bước có thể xem như tập hợp các đặc tính thuỷ động các bước của chân vịt bước thay đổi khi đường kính chân vịt vẫn giữ nguyên. Đối với chân vịt biến bước, khi so sánh ở các tỉ số bước P/D, hệ số lực đẩy K_T nhỏ hơn và hệ số mômen K_Q lớn hơn. Khi thay đổi P/D kéo theo hệ số mômen K_Q thay đổi. Tỉ số P/D lớn ứng với K_Q lớn. Khi tỷ số P/D tăng kéo theo tăng công suất ở vòng quay không đổi và giảm công suất ở mômen không đổi, chân vịt trở nên nặng tải hơn, nghĩa là phù hợp với sự làm việc ở tàu tốc độ cao. Tương tự khi bước giảm, chân vịt sẽ nhẹ tải hơn và điểm sử dụng hết công suất sẽ dịch về phía tốc độ thấp, theo sự giảm của bước.

Chân vịt có hiệu suất lớn nhất chỉ có một giá trị P/D. Giá trị này phụ thuộc vào đường kính chân vịt. Vì vậy đường kính chân vịt biến bước phải được chọn phù hợp với một điều kiện tàu chạy nhất định. Ở các điều kiện khác, hiệu suất chân vịt này sẽ nhỏ hơn hiệu suất chân vịt bước không đổi, thiết kế phù hợp với điều kiện đó.

Ngày nay người ta áp dụng rộng rãi chân vịt biến bước, đặc biệt trên những tàu chạy thay đổi nhiều về tải trọng của TBĐ thay đổi sức cản do thay đổi sức chở, thời tiết, kéo tàu hoặc kéo lới, hoặc trong những điều kiện nhất định, công suất máy chính trích một phần cho mục đích khác không liên quan việc đẩy tàu.



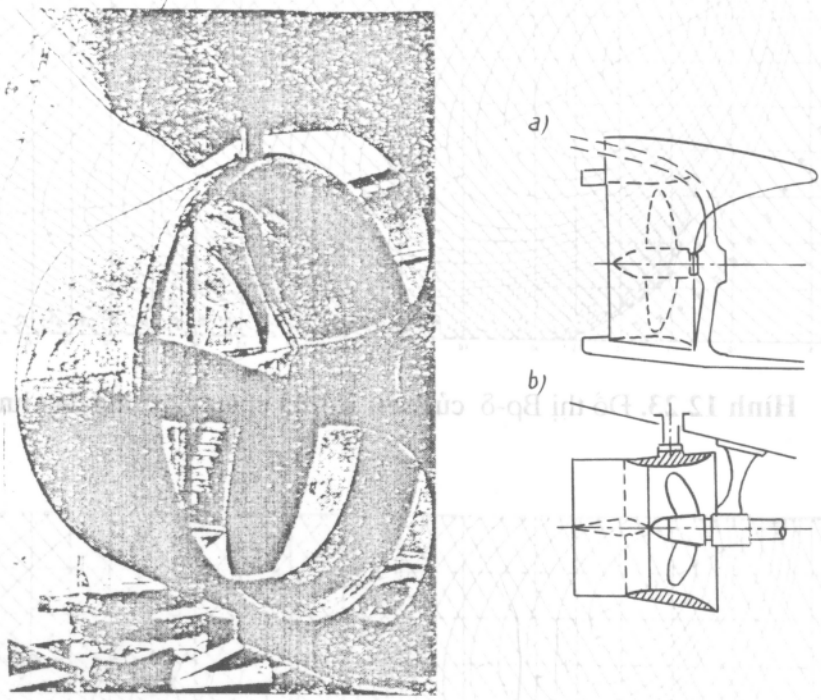
Hình 12-19. Đặc tính thuỷ động chân vịt biến bước
P/D = 0,7; Z= 4; A_E/A_0 = 0,48



Hình 12.20. Đặc tính thuỷ động chân vịt biến bước
P/D = 0,7; Z = 4; A_E/A_0 = 0,48

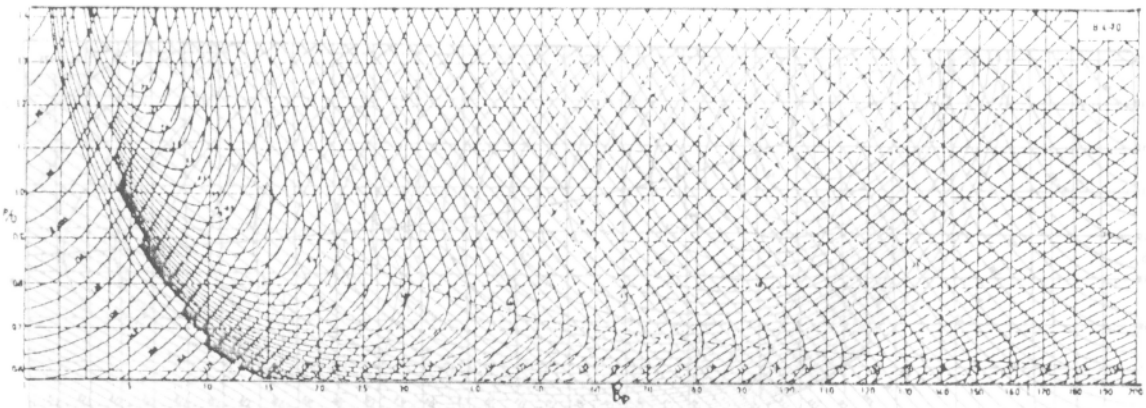
12.5.5. Đạo lưu

Đạo lưu có từ năm 1933, mang tên người phát minh Kort. Nó có dạng cái vòng hoặc đạo lưu (Nozzle) bao quanh chân vịt lắp vào thân tàu ở phía trên (đạo lưu cố định) hoặc đạo lưu thay bánh lái (đạo lưu quay) ở hình 12.21. Tiết diện dọc hình cánh máy bay và chiều dài đạo lưu thường bằng khoảng một nửa đường kính của nó. Hình dáng, kết cấu, lắp ghép vào vỏ tàu được thiết kế tránh sức cản phụ. Đầu tiên, đạo lưu được áp dụng chỉ những chân vịt nặng tải như chân vịt tàu kéo, tăng được lực kéo tính ở cột kéo 30- 40% cũng công suất đó. Sau phát triển đạo lưu trên cả tàu sông, tàu ven biển và viễn dương.

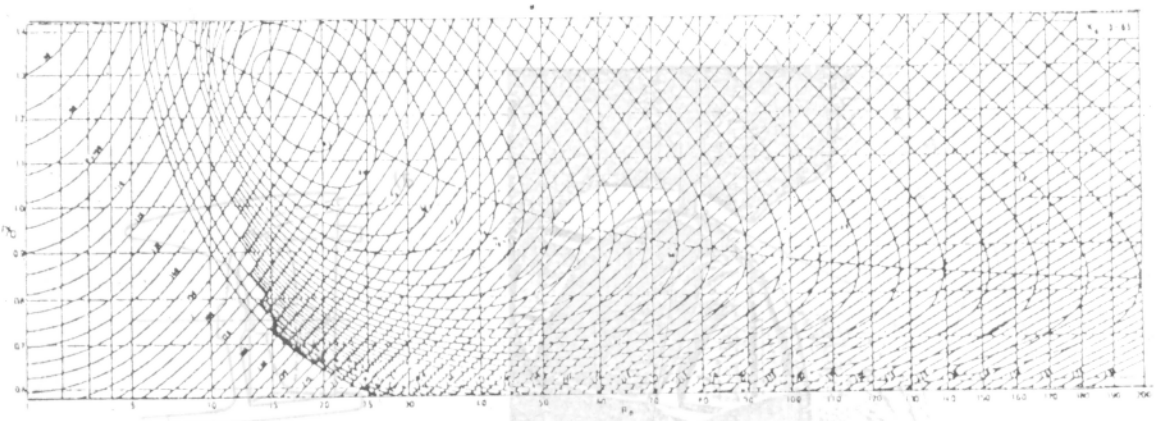


Hình 12.21. Đạo lưu - chân vịt

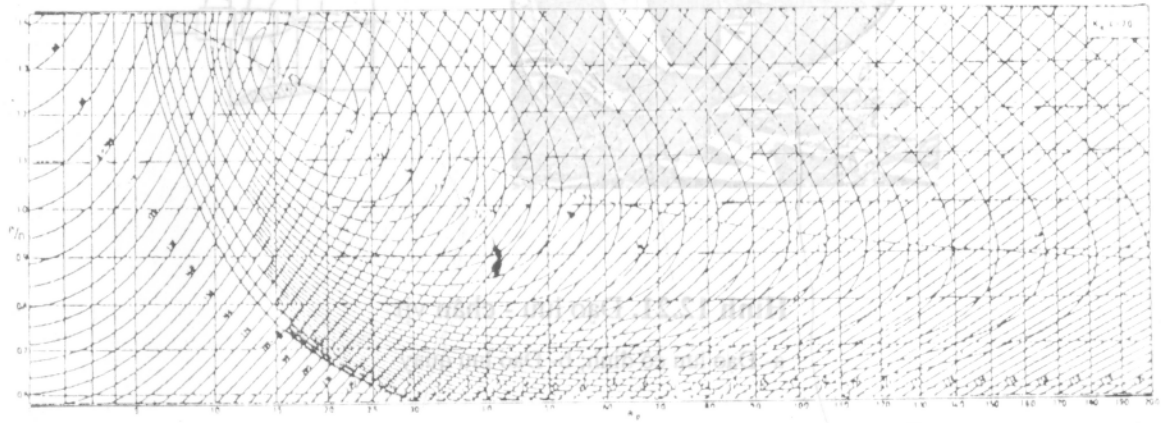
a- Đạo lưu cố định; b- Đạo lưu quay



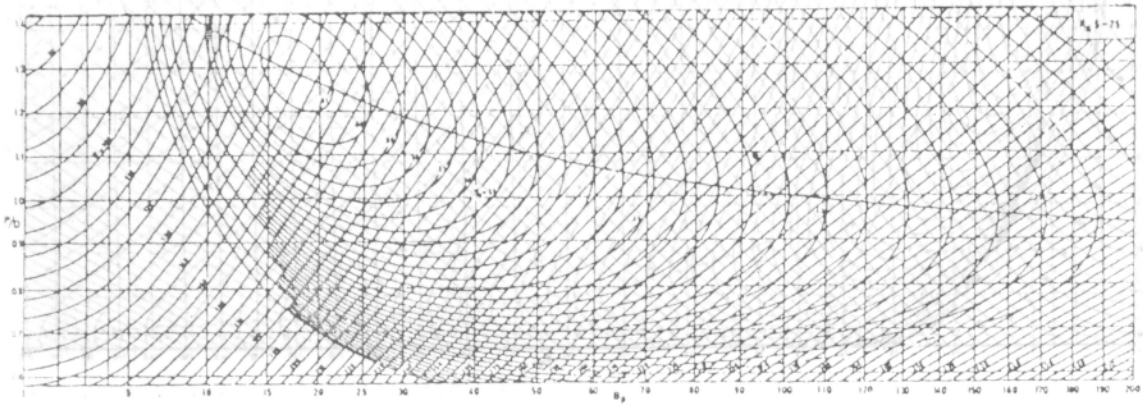
Hình 12.22. Đồ thị Bρ - δ của seri B4-70



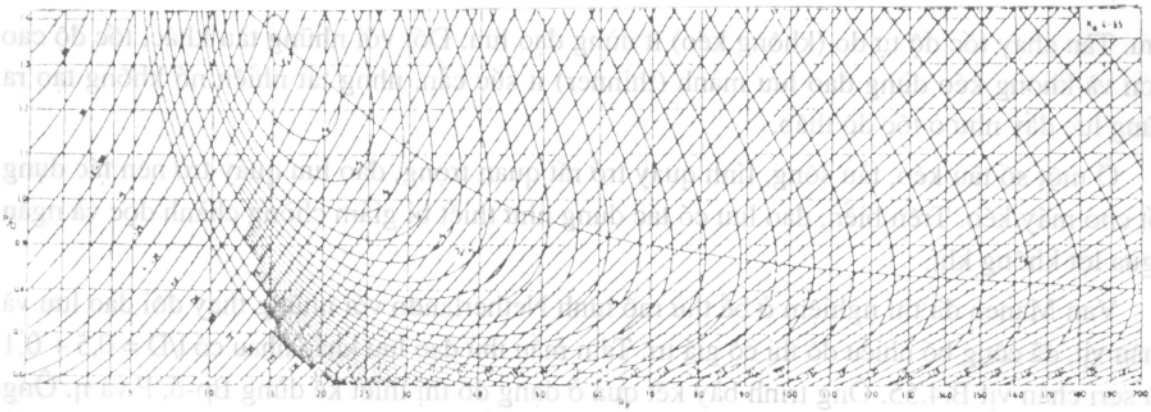
Hình 12.23. Đồ thị Bρ-δ của seri K3-65 chân vịt trong đạo lưu số 19A



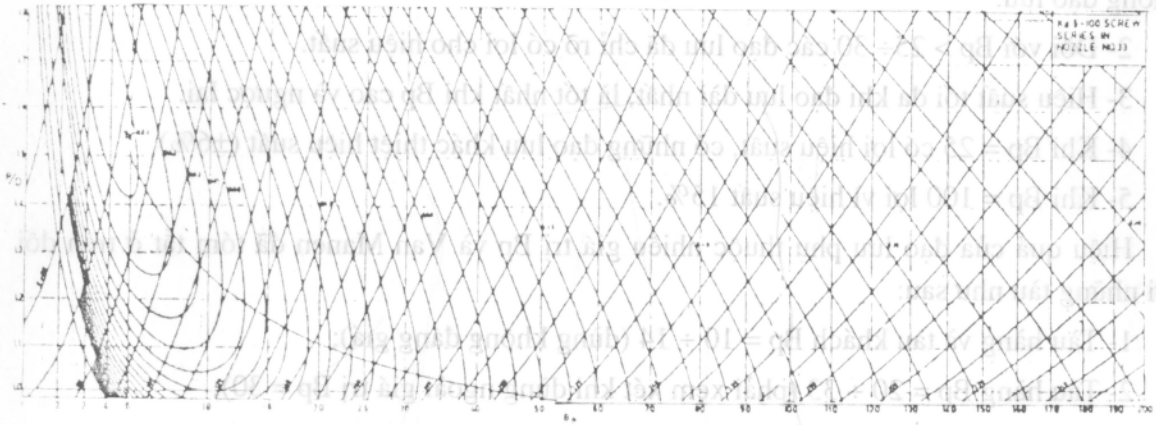
Hình 12.24. Đồ thị Bρ-δ của seri Ka 4-70 chân vịt trong đạo lưu số 19A



Hình 12.25. Đồ thị Bρ-δ của seri Ka5-75 chân vịt trong đạo lưu số 19A



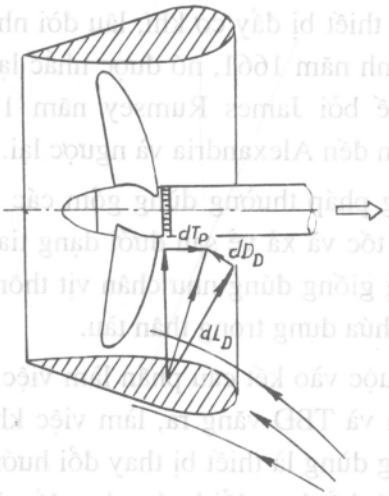
Hình 12.26. Đồ thị Bρ-δ của seri Ka4-55 chân vịt trong đạo lưu số 19A



Hình 12.27. Đồ thị Bρ-δ của seri Ka5-100 chân vịt trong đạo lưu số 33

Phía trước đạo lưu, nước vào với đường kính lớn hơn chân vịt, vì vậy nó kéo một lượng nước lớn hơn chân vịt không đạo lưu và sự bóp dòng sau chân vịt được giảm nhiều. Nhờ gia tốc của nước vào đạo lưu áp suất bên trong của phần dẫn (leading part) nhỏ hơn bên ngoài, kết quả là có lực đẩy về trước trên đạo lưu cũng như trên thân tàu.

Đối với tàu kéo, lợi lớn nhất là khi kéo tàu đứng yên (at-rest). Khi kéo vẫn còn lợi lớn hơn nữa khi kéo tốc độ thấp nhng khi tốc độ tăng hệ số lực tải C_T giảm vì tăng sức cản đạo



Hình 12.28. Nguyên tắc hoạt động của đạo lưu: xuất hiện lực đẩy trên phần tử đạo lưu.

lưu. Tàu chạy tốc độ tự do (không kéo) ít dùng đạo lưu. Đối với những tàu khác, tốc độ cao hơn và không kéo dùng đạo lưu mảnh (thinner) ít sức cản, nhng tất nhiên nó không tạo ra cùng lực đẩy như ở tốc độ thấp.

Ở một số tàu kéo, tàu sông, tính quay trở rất quan trọng, đạo lưu quay trở nên tác dụng tốt cho máy kéo. Trên biển, đạo lưu có tác dụng như thiết bị giảm chòng chành dọc và ngăn ngừa lọt không khí.

Van Manen đã thí nghiệm ở bể thử mô hình Netherlando với những thay đổi đạo lưu và chân vịt, đã công bố nhiều đồ thị có giá trị. Tám mẫu thử đạo lưu khác nhau có l/D = 0,5 ÷ 0,1 và seri chân vịt B.4.55. Ông trình bày kết quả ở dạng đồ thị thiết kế dùng Bρ-δ, P và η. Ông kết luận tóm tắt như sau:

1. Tất cả những đạo lưu được dùng, đường kính tối ưu D nhỏ hơn đường kính chân vịt không đạo lưu.

2- Đối với Bp > 25÷ 30 các đạo lưu đã chỉ rõ có lợi cho hiệu suất.

3- Hiệu suất tối đa khi đạo lưu dài nhất, là tốt nhất khi Bp cao và ngược lại.

4- Khi Bp = 25 có lợi hiệu suất, có những đạo lưu khác thiệt hiệu suất (±6%)

5- Khi Bp = 100 lợi vì hiệu suất 15%.

Hiệu quả của đạo lưu phụ thuộc nhiều giá trị Bp và Van Manen đã tóm tắt ở trên đối với những tàu như sau:

1- Tàu hàng và tàu khách Bp = 10 ÷ 14 (dùng không đáng giá);

2- Tàu hàng Bp = 20 ÷ 33 (phải xem xét khi dùng ngoài giá trị Bp = 30);

3- Tàu ven biển Bp = 40 ÷ 60 (đánh giá xem xét sử dụng);

4- Tàu kéo khi kéo Bp = 100 (nên dùng đạo lưu).

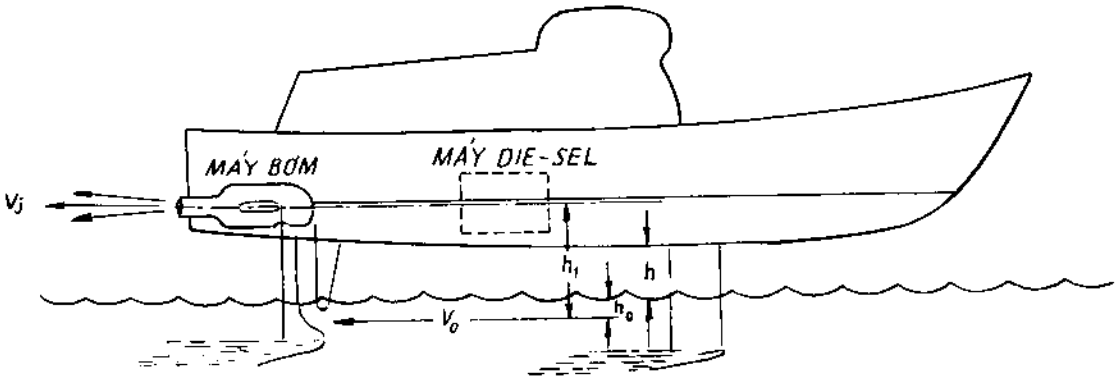
12.5.6. Thiết bị phụt nước (Jet propulsion)

Đây là thiết bị đẩy cơ khí, lâu đời nhất. Bằng phát minh được bảo đảm tại Toogood và Hayes ở Anh năm 1661, nó được nhắc lại do Ô. Benjamin Frankhin năm 1775 và áp dụng vào thực tế bởi James Rumsey năm 1782, đẩy tàu khách 80ft trên sông Potomac từ Washington đến Alexandria và ngược lại.

Phương pháp thường dùng gồm các bơm bên trong vỏ tàu hút nước từ bên ngoài, đặt vào nó gia tốc và xả về sau dưới dạng tia như hình 12.29. Có tốc độ lớn. Bởi vậy phản lực của thiết bị giống đúng như chân vịt thông thường, nhưng trong nó có những phần chuyển động còn chứa đựng trong thân tàu.

Phụ thuộc vào kết cấu phần làm việc, phân ra thiết bị đẩy với bơm trục xoắn, TBĐ với bơm li tâm và TBĐ văng ra, làm việc không bơm, lẫn khí xả của động cơ và nước, TBĐ phụt thường dùng là thiết bị thay đổi hướng phun khói nước hoặc khí với nước (mâm quay, bánh lái) có thể thay đổi hướng lực đẩy. TBĐ như vậy đồng thời là TB lái, tàu cũng có thể chạy lùi không cần đảo chiều quay động cơ. Ưu điểm khác của TBĐ phụt là dễ bảo vệ về

phần hoạt động của TBĐ trước những hư hỏng cơ khí, điều đó có ý nghĩa thiết thực đối với tàu nội địa hoạt động trong vùng nước tĩnh.



Hình 12.29. Thiết bị phụt trên tàu cánh ngầm

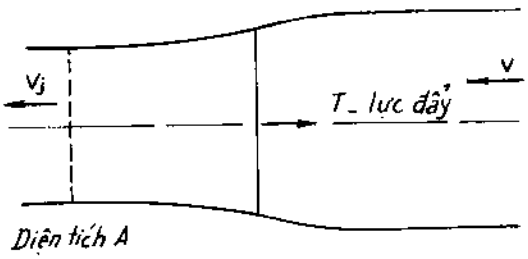
Nhiều yêu cầu làm TBĐ phụt nhưng không thể chứng minh đúng hiệu quả, hình 12.30.

Khối lượng nước đẩy ra trong 1 đơn vị thời gian:

$$M = \rho v_j A \qquad (12.33)$$

Lực đẩy T bằng động lượng thay đổi trong một đơn vị thời gian

$$T = \rho v_j A(v_j - v) \qquad (12.34)$$



Hình 12.30

Công có ích mà tàu thực hiện:

$$Tv = \rho v_j A (v_j - v)v \qquad (12.35)$$

Động năng bị mất trong khi phụt:

$$\frac{1}{2} \rho v_j A(v_j - v)^2 \qquad (12.36)$$

Hiệu suất:

$$\eta = \frac{\text{công có ích}}{\text{công có ích + động năng bị mất}} \qquad (12.37)$$

$$= \frac{\rho v_j A(v_j - v)v}{\rho v_j A(v_j - v)v + \frac{1}{2}\rho v_j A(v_j - v)^2}$$

hoặc

$$\eta = \frac{2v}{v_j - v} \qquad (12.38)$$

Nếu v_j tiến gần bằng tốc độ tàu v, hiệu suất tiến gần bằng 1, nhưng thời điểm ấy, lực đẩy tiến tới bằng không trừ khi A cực lớn. Cũng như với chân vịt thông thường, hiệu suất tăng khi cả khối nước được sử dụng tăng và gia tốc chuyển vào đó giảm. Trị số A lớn tất nhiên tốt hơn, nhưng chân vịt sau thân tàu bắt buộc kích thước nhỏ.

Trong những tính toán này, không tính đến hiệu suất cơ khí của bơm và lực ma sát không thể tránh khỏi và các tổn thất khác nơi nước vào và ống. Hiệu suất toàn bộ, trong thực tế hoàn toàn thấp.

Ở tốc độ thấp, thiết bị đẩy phụt không có hiệu quả, bởi vì lực đẩy phụ thuộc sự thay đổi động lượng, ở tốc độ chậm, tia phụt phát triển lực đẩy nhỏ. Tuy nhiên nếu tốc độ tăng thì hiệu suất TBĐ phụt tăng. TBĐ phụt có lợi ở tốc độ cao, không chỉ đối với tàu cánh ngầm, có thể những tàu lớn hơn hoặc tàu nhỏ chạy trong nước hạn chế.

15.5.7. Chân vịt đồng trục ngược chiều quay (counter rotating propellers)

Khi chân vịt bị hạn chế về chiều chìm hoặc vì lý do khác như khi kích thước cũng như khối lượng của chân vịt quá lớn (những tàu dầu lớn, một chân vịt nặng 100 tấn) cần tìm biện pháp giải quyết vì hệ số tải trọng lớn mà vẫn giữ ưu điểm đẩy tàu bằng một trục và giảm đường kính chân vịt. Từ đó đưa đến khái niệm 2 chân vịt trên 1 trục cùng chiều hoặc ngược chiều. Áp dụng 3 chân vịt trên 1 trục cùng chiều hoặc ngược chiều. Áp dụng 3 chân vịt trên 1 trục cùng chiều và 3 đường trục như tàu Turbinia.

Chân vịt xếp đặt trên 1 trục và quay cùng chiều gọi là cấp chân vịt (tandem). Như chân vịt lắp trên tàu Francis. B.Ogden do Ericson ở Anh năm 1837. Sau thí nghiệm tàu Turbinia, áp dụng trên các tàu chiến Anh vào khoảng năm 1900 có 4 đường trục với chân vịt 2 cấp mỗi trục.

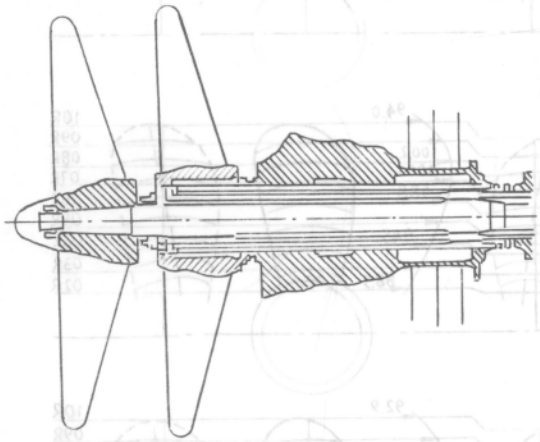
Với 2 chân vịt quay cùng chiều, năng lượng quay trong dòng của chân vịt trước, bổ sung công cho chân vịt sau. Ý tưởng tận dụng năng lượng của chân vịt trước có sức thuyết phục và phát triển chân vịt quay ngược chiều trên cùng 1 trục, trục quay ngược. Tất nhiên không thể thu lại tất cả sự tổn thất năng lượng quay của chân vịt trước. Bởi vì sự giao thoa giữa 2 chân vịt gây nên chân vịt sau làm việc trong dòng rối nên hiệu suất thấp hơn một chân vịt cùng tải trọng. Đường kính chân vịt giảm nhưng hiệu suất chung cao hơn vì hiệu suất vỏ và hiệu suất quay tăng. Dòng nước sau chân vịt thứ hai không còn bị xoáy. Lợi ích chính khi dùng chân vịt quay ngược chiều là tăng hiệu suất đẩy từ 5 đến 9% đối với những tàu có δ lớn và 10 đến 20% những tàu δ nhỏ. Giảm tiêu hao chất đốt, giảm đường kính tối ưu (quan trọng đối với những tàu chạy trong nước cạn, lợi về tiếng ồn và dao động). Tuy có những lợi này, nhưng không phải thường xuyên dùng chân vịt quay ngược.

Hai chân vịt quay ngược chiều không thích nghi với vòng quay cao, bởi ảnh hưởng sủi bọt của chân vịt trước đối với chân vịt sau. Ngoài ra yêu cầu về hệ bánh răng, đồng tâm trục tốn kém, lắp đặt phức tạp.

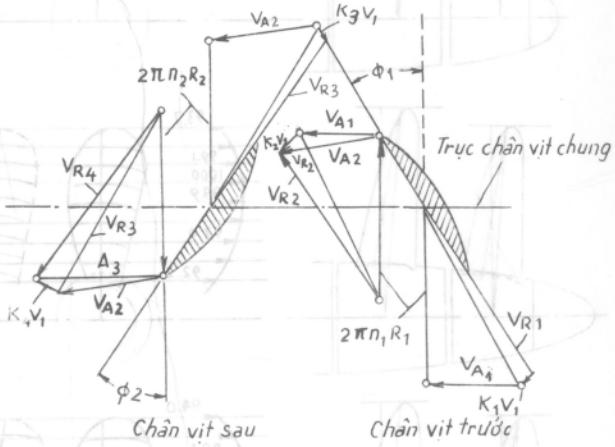
Khi thiết kế 2 chân vịt quay ngược chiều: bước chân vịt sau lớn hơn bước chân vịt trước thích nghi tốc độ nước vào tăng, đường kính chân vịt sau nhỏ hơn chân vịt trước 10 ÷ 20% để tránh ảnh hưởng cho chân vịt sau, xoáy mút cánh của chân vịt trước.

Đồ thị vec-tơ tốc độ ở hình 12.32 chỉ rõ rằng tốc độ tịnh tiến v_{A1} và tốc độ quay $2\pi n_1R_1$ tại bán kính R_1 trên cánh của chân vịt trước, tốc độ cảm ứng là k_1v_1 và tốc độ tổng hợp v_{R1}. Khi nước xa mép theo của cánh, tốc độ cảm ứng tăng đều k_2v_1 và tốc độ tổng hợp của nước so với tàu mang chân vịt là v_{A2}. Giả thiết, trong trường hợp này, mép theo của cánh chân vịt trước và mép dẫn của cánh chân vịt sau nằm trong mặt phẳng ngang gần nhau. Ở hình 12.32 chúng tách ra một khoảng trục lớn để chỉ rõ.

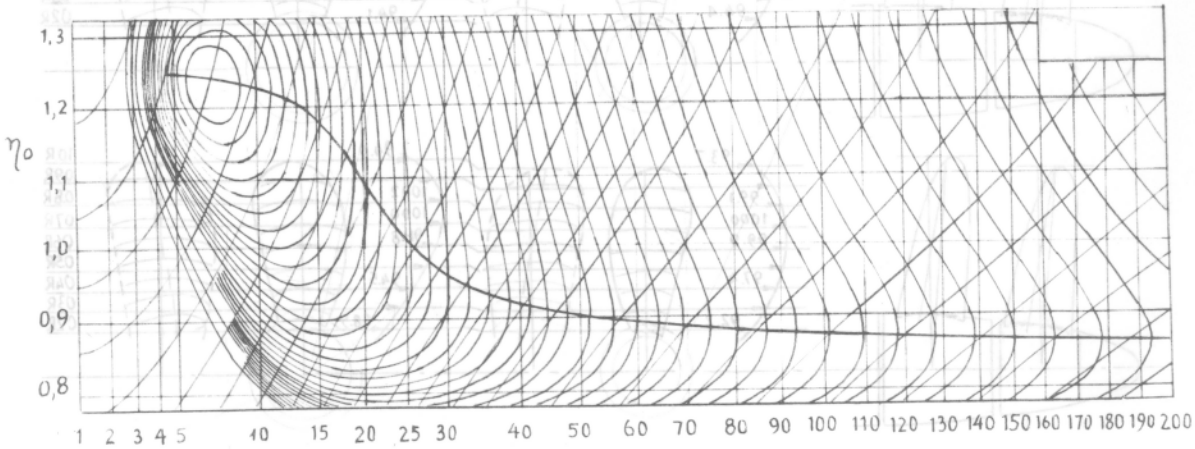
Giả thiết rằng vec-tơ tốc độ biểu thị tốc độ của nước vào gần chân vịt sau giữ bằng về trị số và hướng v_{A2}, giả thiết rằng tốc độ quay của cánh sau ở bán kính R_2 hơi nhỏ hơn R_1 là $2\pi n_2R_2$ (bởi vì tia nước ra thu ngắn lại) và tốc độ cảm ứng tăng đến k_3v_1, tốc độ cảm ứng tại mép dẫn của chân vịt sau là v_{R3}. Ở mép thoát của cánh này, tốc độ cảm ứng tăng đến k_4v_1 và tốc độ tổng hợp tương đối so với cánh là v_{R4}. Vì trục lắp vào tàu, tốc độ tổng hợp là v_{A3}. Mục đích thiết kế để ứng dụng cặp chân vịt để không còn quay trong những tia nước ra. Tốc độ dọc trục tăng phải nhận lấy, nếu các chân vịt không lắp chặt khớp lồng với nhau.



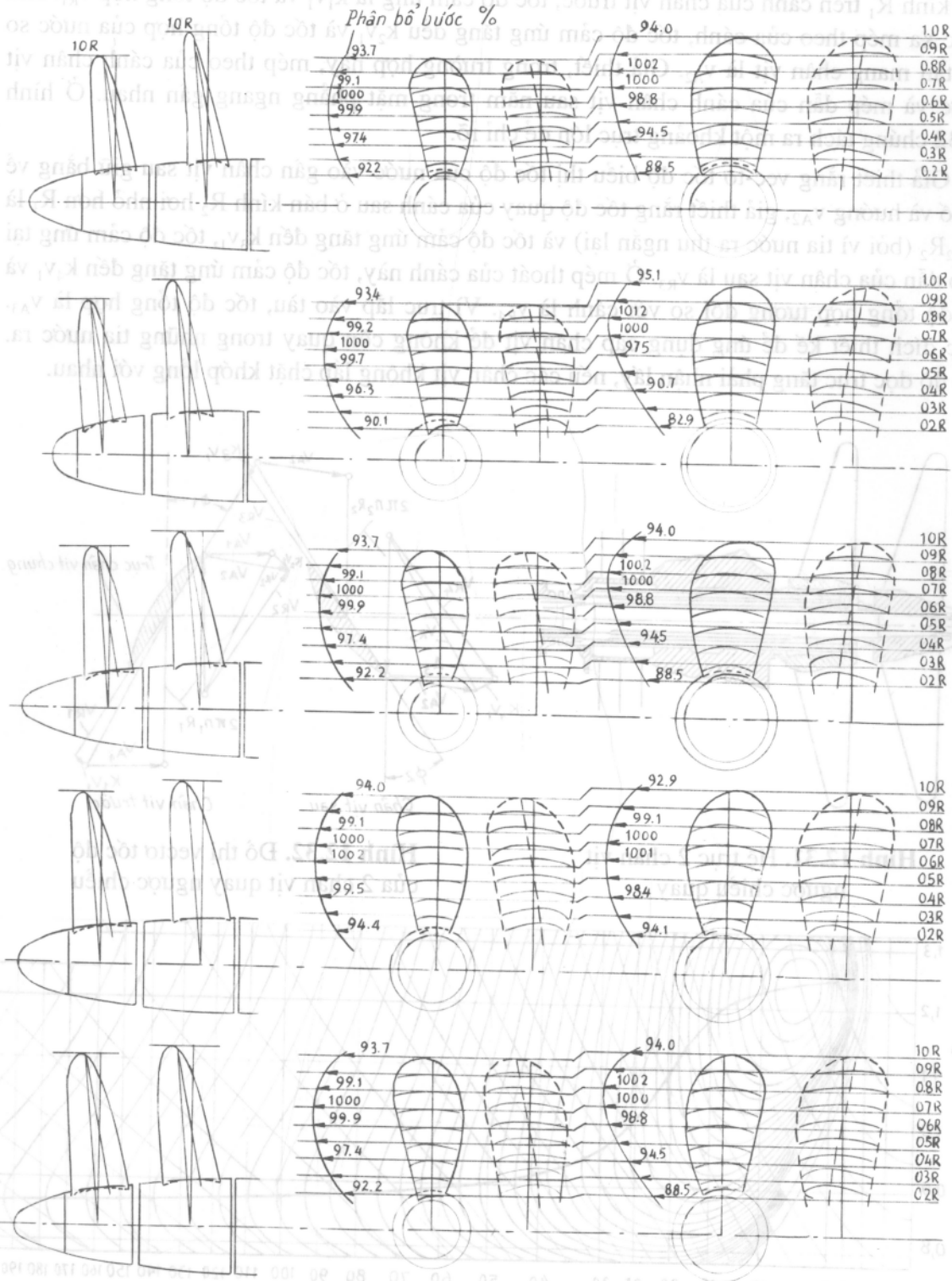
Hình 12.31. Hệ trục 2 chân vịt ngược chiều quay



Hình 12.32. Đồ thị vectơ tốc độ của 2 chân vịt quay ngược chiều



Hình 12.33. Đồ thị Bp-δ của chân vịt quay ngược chiều



Hình 12.34. Đặc tính của chân vịt đồng trục ngược chiều quay

Bảng 12.1

Số lượng	1		2		3		4		5	
	Trước	Sau	Trước	Sau	Trước	Sau	Trước	Sau	Trước	Sau
Đường kính D(mm)	210,00	179,34	208,00	182,72	210,00	191,01	217,50	203,83	210,00	198,90
Số cánh	4	5	4	5	4	5	4	5	4	5
Tỉ số bước tại 0,7R	0,627	0,957	0,779	1,034	0,931	1,110	1,083	1,196	1,235	1,306
Tỉ số diện tích A_E/A_o	0,432	0,507	0,432	0,515	0,432	0,523	0,432	0,531	0,432	0,539
$D_{sau}/D_{trước}$	0,854		0,878		0,910		0,935		0,947	

Hai chân vịt quay ngược chiều đầu tiên do John Ericsson lắp trên tàu hơi nước Robert. F.Stockton đóng ở Birkenhead (Anh) năm 1837. Lý thuyết vòng được áp dụng vào thiết kế chân vịt, giữa lý thuyết và kết quả thử mô hình phù hợp tốt.

Kết quả khảo sát mô hình tàu 2 chân vịt,1 chân vịt, tàu 2 chân vịt ngược chiều, 2 chân vịt cùng chiều của tàu vận tải, hệ số béo thể tích δ lớn, được Hadler, Morgan và Meyers ghi lại năm 1964. Kích thước tốc độ của những tàu đó đòi hỏi công suất 30.000hp hoặc lớn hơn trên mỗi trục.

Mẫu chọn để thí nghiệm là tàu dầu Mahalton trọng tải 106.000t, công suất máy lắp đặt 43.000 dhp vì nặng tải nên làm 2 chân vịt.

Mô hình tàu 2 chân vịt so sánh với tàu 1 chân vịt nặng tải, tốc độ chậm, so sánh với tàu 2 cấp chân vịt và 2 chân vịt ngược chiều.

Tàu vẫn để nguyên hình dáng đoạn thon mũi, đoạn thân ống nhng đoạn thon đuôi hoán cải mở đuôi để đường kính chân vịt 25ft đủ xếp đặt chân vịt trước và sau ngược chiều quay, như vậy chiều dài tàu tăng 20ft so với tàu 2chân vịt. Các thông số của tàu và của các chân vịt khác nhau cho ở bảng 12.1.

Bảng 12.2. So sánh hiệu suất đẩy tàu 2 chân vịt, 1 chân vịt, chân vịt 2 cấp và 2 chân vịt quay ngược chiều nhau.

Đặc tính vỏ tàu:

1 chân vịt: 915,0ft Lpp x 132,0ft x 49,08ft x 136130 tấn x 0,803 C_B

2 chân vịt: 895,0ft Lpp x 132,0ft x 49,08ft x 136130 tấn x 0,821 C_B

Bảng 12.2

	Bố trí chân vịt	TS[a]	SS	SS	Cấp chân vịt		2 chân vịt quay ngược		
	Bánh lái	Hai	Một[b]		Đơn		Đơn		
					Trước 5	Sau 5	Trước 5	Sau 5	Tổng
Chi tiết chân vịt	Số cánh	4	5	9					
	Đường kính, ft	22,0	25,0	24,0	22,5	22,5	22,5	21,05	-
	Tỉ số bước tại 0,7R	0,90	0,853	0,903	0,867	1,200	0,900	1,083	
	A_E/A_o	0,504	0,785	0,923	0,532	0,527	0,551	0,559	-
	t_{max}/D	0,040	0,050	0,043	0,048	0,041	0,045	0,048	-
	Trọng lượng lb[c]	-	123465	144320	137855		143160		-
	d/D	-	0,19	0,30	0,20	0,18	0,22	0,20	-
	Độ nghiêng cánh	-	6[e]						
Công suất	Tốc độ,hli/h	19,25	19,25						
	ehp[d]	30600	30800	30800	30800	30800	-	-	30800
	dhp	47300	45000	47200	-	-	-	-	-
	n vòng/phút[e]	117,5	105,3	105,3	101,4		99,5	99,5	99,5
	Phần trăm thay đổi dhp[f]	-	-0,4	+4,5	+2,5		-	-	-7,0
Các hệ số	ω	0,16	0,36	0,33	0,36		0,33	0,28	0,44
	t	0,16	0,16	0,14	0,14		-	-	0,18
	η_p	0,655	0,51	0,51	0,49		0,60	0,64	-
	η_v	1,000	1,30	1,28	1,34		-	-	1,47
	η	0,646	0,68	0,65	0,66		-	-	0,73

TS - (twin screws) - 2 chân vịt;

SS- (single screw) - 1 chân vịt;

a- 2 chân vịt quay ra - trục hớ và giá đỡ;

b- chiều rộng bánh lái 25ft và tỉ số chiều dày từ 0,08 đến 0,20;

c- trọng lượng kể cả trục mang chân vịt và ống bao đuôi;

d- ehp dựa trên hệ số ATTC, với C_A - 0,00015;

e - lực xoắn cân bằng trên 2 chân vịt quay ngược chiều ở cùng số vòng quay: 55% của chân vịt trước, 45% của chân vịt sau.

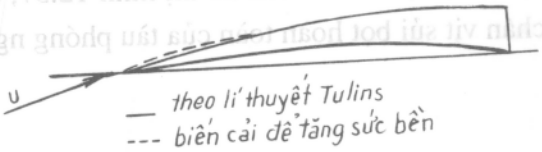
f - dhp cho tàu 2 chân vịt với bánh lái xoay vào trong 4° tại mép dẫn làm tăng sức cản 4,5%.

15.5.8. Chân vịt sủi bọt hoàn toàn (Fully - cavitating propellers)

Khi sủi bọt trên cả bề mặt hút của cánh chân vịt, ta nói đó là chân vịt làm việc ở chế độ sủi bọt hoàn toàn. Sau khi mặt hút của tiết diện trở nên hoàn toàn không có nước (denuded of water) tăng vòng quay/phút hơn nữa, áp suất trên mặt thoát không giảm hơn và cũng không thêm lực nâng do mặt thoát tạo nên. Nhưng trên mặt đạp áp suất tiếp tục tăng ở vòng quay cao hơn và làm nên tổng lực đẩy, dù ở mức thấp hơn, trước khi sủi bọt bắt đầu. Một cái lợi của một số chân vịt là xâm thực không có ở mặt hút bởi vì sủi bọt phồng lên không đập vào bề mặt lâu. Cũng như các hợp lực không ổn định vì sủi bọt không liên tục, có thể giảm nhiều, dao động ít.

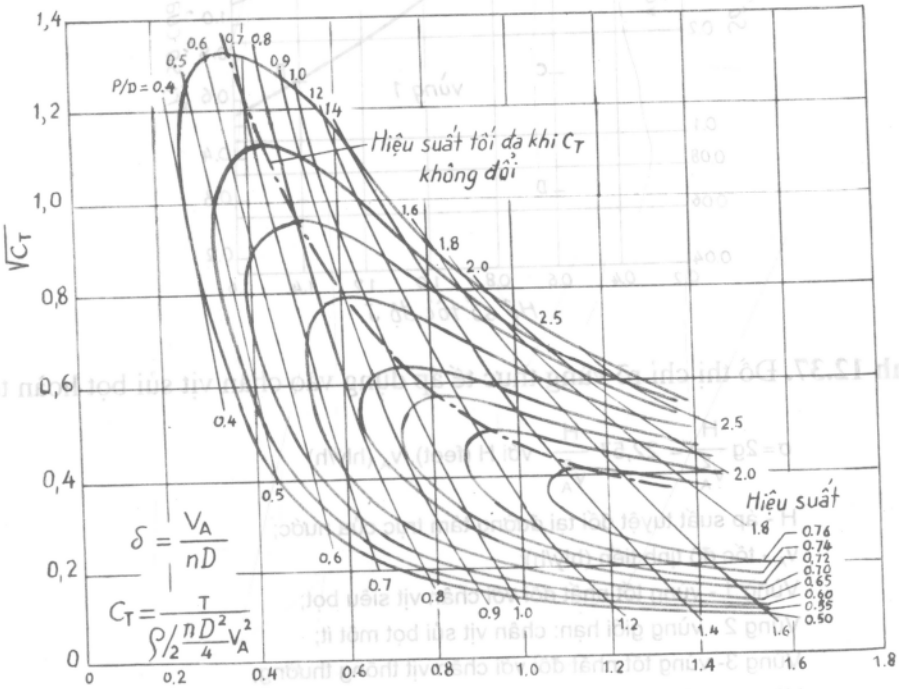
Parsons quan sát chân vịt làm việc ở chế độ sủi bọt hoàn toàn trong vòm nhỏ của ông. Một trong những người đi đầu trong việc khảo sát là V.L. Pozdunine, Viện hàn lâm Maxcơva, Ông hướng sự quam tâm sử dụng chân vịt sủi bọt hoàn toàn, trên bài báo giới thiệu ở Luân Đôn 1944. Ông đa ra mô hình lý thuyết về dòng chảy và ông viết lại các biểu thức về lực đẩy và hiệu suất lý tưởng. Khi ấy, ông nói tiết diện cánh "hình nêm" và những bài báo khác chỉ rõ tiết diện hoàn toàn tương tự mà ngày nay đã dùng những chân vịt như thế. Ông cũng phát biểu rõ ràng rằng, sự hoạt động của những chân vịt đó khác những chân vịt quy ước; lý thuyết của nó không đơn giản mà bao trùm cả hai loại.

Mặt hút của tiết diện, khi sủi bọt hoàn toàn, tiếp xúc với nước không lâu hơn, chủ yếu trong thiết kế phải chọn tiết diện như thế nào để bảo đảm tách dòng rõ ràng ở mép dẫn và mép theo và xác định cho đúng giá trị tỉ số lực nâng và lực cản L/D để mang lại hiệu suất cao. Tiết diện cánh hình nêm, mép dẫn mảnh, đảm bảo tách dòng hình 12.35.



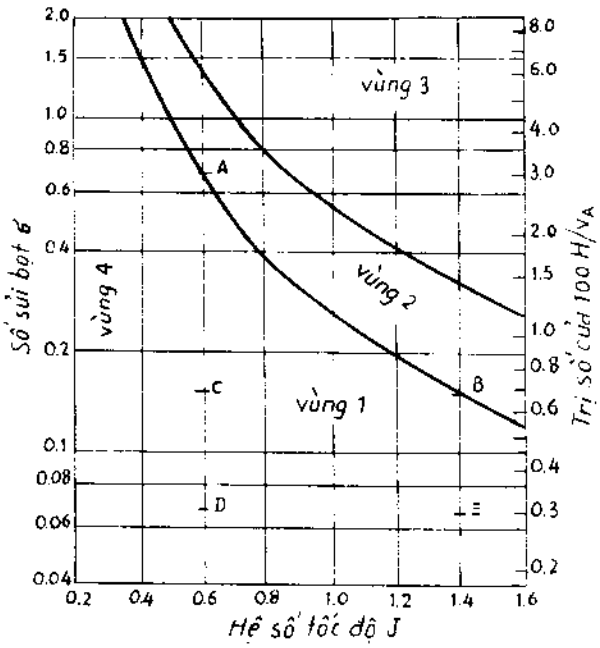
Hình 12.35

Các thí nghiệm từ trước với các mô hình tiết diện như thế, mép dẫn rất mỏng, gây dao động và nứt, phải dầy hơn hoặc góc tấn lớn hơn. Các thí nghiệm cũng chỉ ra rằng để phù hợp khi khai thác, chân vịt sủi bọt hoàn toàn có số sủi bọt tại tiết diện 0,7R ($\sigma_{0,7R}$) phải bằng hoặc nhỏ hơn 0,045. Áp dụng điều đó, các tác giả tính toán hiệu quả của hệ thống sê-ri chân vịt 3 cánh và thiết lập để thử, hình 12.36.



Hình 12.36. Đồ thị thiết kế chân vịt sủi bọt

Tachmindji và Morgan cũng đa ra đồ thị chỉ vùng mà trong đó chân vịt sủi bọt hoàn toàn, hình 12.36. Dùng đồ thị thiết kế và dựa vào tính toán những điều kiện tại điểm A, nơi dùng chân vịt sủi bọt có giới hạn. Bảng 12.2 so sánh hiệu suất giữa chân vịt thường và chân vịt siêu bọt hoàn toàn. Vùng đối với chân vịt quy ước, giả thiết rằng không sủi bọt, hoặc ít tác dụng đến lực đẩy. Những giá trị tính toán ở bảng 12.2 chỉ rằng, để đạt trị số σ thấp để sủi bọt hoàn toàn thì số vòng/phút phải cao hơn và tỉ số bước thấp hơn chân vịt quy ước. Đối với tàu chuyên tuyến, chân vịt sủi bọt hoàn toàn, hiệu quả nhỏ hơn 10% so với chân vịt qui ước, trong khi đó tàu phóng ngư lôi, tàu nhỏ sự khác biệt rất ít về hiệu quả. Ví dụ các điểm B, C, D và E trên đồ thị hình 12.37, đa đến giá trị đường kính, vòng quay, tốc độ của chân vịt sủi bọt hoàn toàn của tàu phóng ngư lôi, bảng 12.3.



Hình 12.37. Đồ thị chỉ rõ vùng thực tế áp dụng vào chân vịt sủi bọt hoàn toàn

$$\sigma = 2g\frac{H}{v_A^2} = 22{,}57\frac{H}{v_A^2} \quad \text{với H (feet), } v_A \text{ (hlý/h)}$$

H - áp suất tuyệt đối tại đường tâm trục của nước;

v_A - tốc độ tịnh tiến (hlý/h);

Vùng 1 - vùng tốt nhất đối với chân vịt siêu bọt;

Vùng 2 - vùng giới hạn: chân vịt sủi bọt một ít;

Vùng 3- vùng tốt nhất đối với chân vịt thông thường;

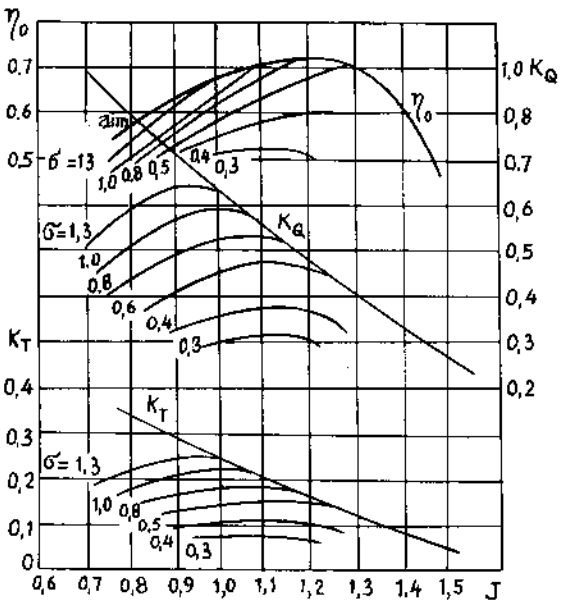
Vùng 4 - vùng hiệu suất thấp ($\eta_p < 0{,}64$).

Trong nhiều trường hợp, chân vịt sủi bọt hoàn toàn phần có hiệu suất cao hơn chân vịt không sủi bọt mà có hệ số $\frac{A_E}{A_o}$ lớn. Sở dĩ như vậy vì có lúc hiệu suất bị giảm do hệ số $\frac{A_E}{A_o}$ tăng lên lớn hơn hiệu suất bị giảm do sủi bọt.

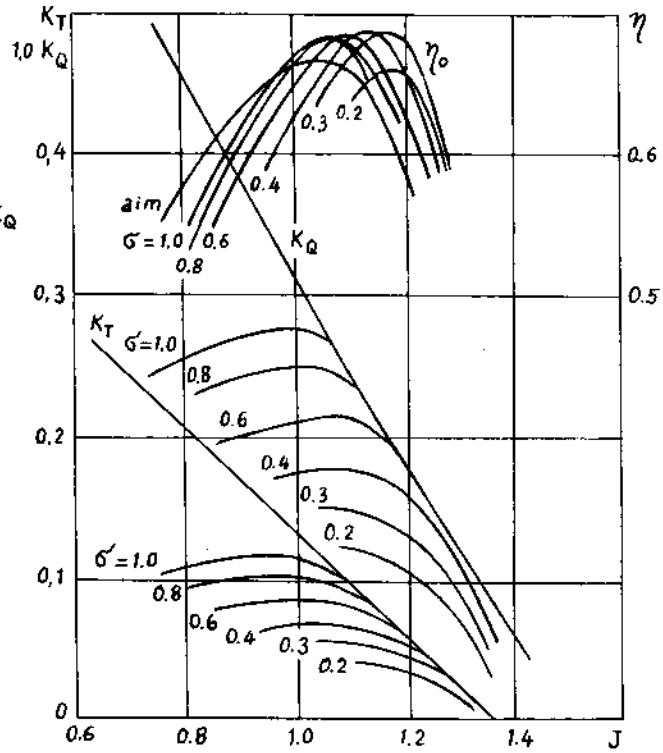
Trong trường hợp do chọn $\frac{A_E}{A_o}$ cao có thể tránh hiện tượng sủi bọt, chân vịt có tốc độ cao được thiết kế bình thường theo các phương pháp đã trình bày ở mục 12.4, sử dụng đồ thị chân vịt seri Gawn. Seri Gawn chỉ gồm chân vịt 3 cánh nhằm giảm hệ số chiều dày profin xuống mức tối thiểu.

Nếu trong thiết kế sơ bộ thấy rằng không thể nào tránh hiện tượng sủi bọt được, lúc đó chân vịt cần thiết kế ở điều kiện sủi bọt toàn phần.

Làm việc trong điều kiện sủi bọt, đặc tính động lực của chân vịt khác với lúc nó làm việc trong điều kiện không sủi bọt. Sự thay đổi đặc tính này xem hình 12.38.



Hình 12.38. Đặc tính thuỷ động của chân vịt sủi bọt Z = 3; A_E/A_o = 0,65; P/D=1,4



Hình 12.39. Đặc tính thuỷ động chân vịt siêu bọt Z = 2; A_E/A_o = 0,34; P/D = 1,4

Bảng 12.3. So sánh hiệu quả giữa chân vịt thường và chân vịt sủi bọt hoàn toàn

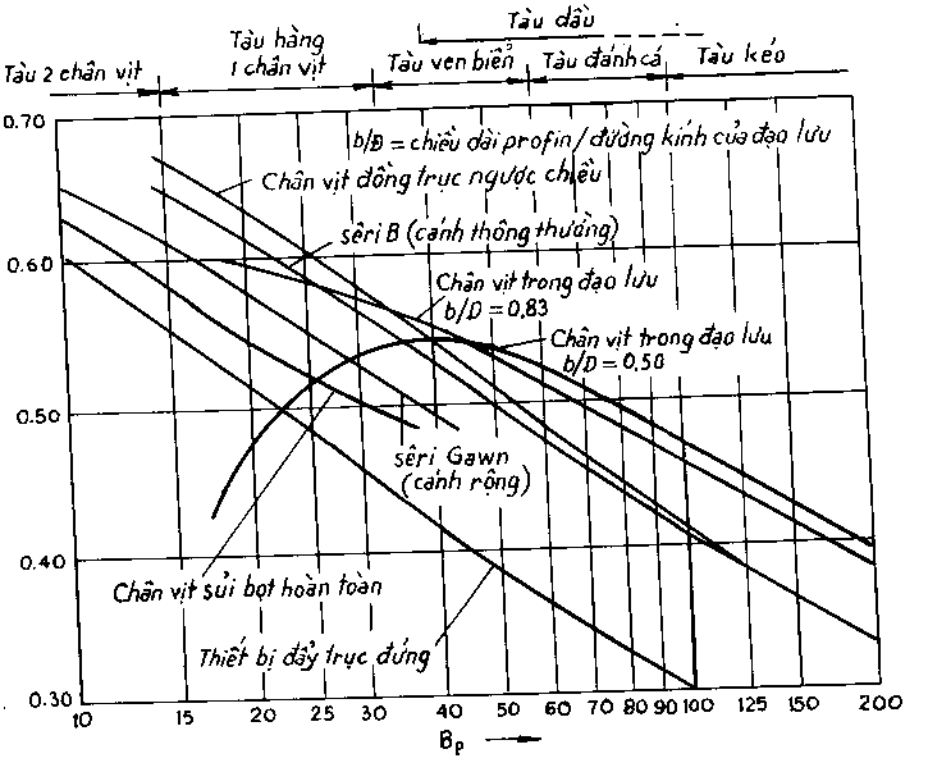
Loại tàu	Tàu khách chuyên tuyến		Tàu phóng ng lôi		Tàu nhỏ	
v (hlí/h)	40		30		36,5	
SHP	250.000		100.000		8.000	
Số thuyền viên	4		2		4	
Kiểu tàu	NC	FC	NC	FC	NC	FC
Đờng kính, ft	18,6	10,0	12,6	10,0	2,38	2,40
Vòng quay/phút	200	688	350	655	1800	2570
Tỉ số bước	1,23	0,96	1,18	0,94	1,16	0,90
Hiệu quả	0,68	0,61	0,66	0,62	0,67	0,64

NC- thiết kế không sủi bọt;

FC- thiết kế sủi bọt hoàn toàn

Bảng 12.4. Bảng tổ hợp tốc độ, vòng quay/phút,
đường kính chân vịt sủi bọt hoàn toàn của tàu phóng ngư lôi.
(Giả thiết chiều chìm 12ft, đường kính chân vịt 6ft) lt = 45ft cả áp suất không khí.

Các điểm trên đồ thị ở hình 12.37	A			B		C		D		E	
$100\ \frac{H}{V_A^2}$	3,0			0,7		0,7		0,3		0,3	
v_A (hlí/h)	38,7			80,2		80,2		122,5		122,5	
J	0,6			1,4		0,6		0,6		1,4	
Đờng kính chân vịt (ft)	12	10	6	12	6	12	6	12	6	12	6
Vòng quay	545	655	1090	483	966	1127	2254	1728	3456	740	1840



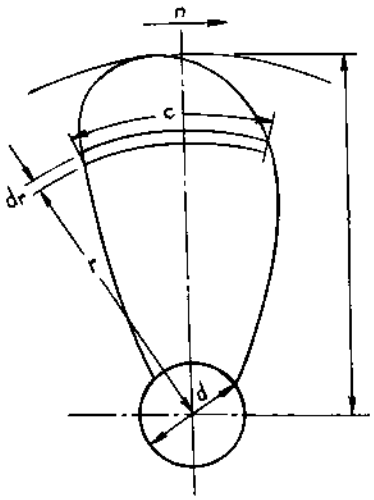
Hình 12.40. So sánh hiệu suất đẩy tối ưu giữa các thiết bị đẩy khác nhau

Hiệu suất đẩy chung phụ thuộc chủ yếu vào hiệu suất của TBĐ là φ_p. Hệ số η_p tối ưu cho các dạng TBĐ được thể hiện ở hình 12.40.

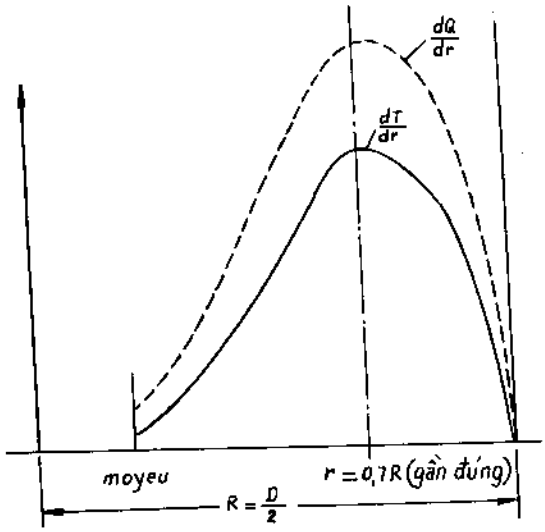
12.6. LÝ THUYẾT PHẦN TỬ CÁNH CHÂN VỊT

Trong lý thuyết phần tử cánh, chân vịt được xem xét như một số cánh tạo thành. Cánh có thể chia thành những dải ngang nhỏ kế tiếp, từ mép dẫn đến mép theo hình 12.41. Các lực tác dụng lên mỗi dải nhỏ được định rõ từ nhận biết tốc độ tương đối của dải so với nước và đặc tính hình dáng tiết diện. Các lực cơ bản được phân tích thành các phần tử lực đẩy dT hướng phía trước và dQ lực xoắn trong mặt phẳng chong chóng quay. Các đường cong dT và dQ biểu diễn từ mômen đến mút cánh hình 12.42 đường cong lực đẩy và xoắn thu được bởi tích phân cho ta toàn bộ lực đẩy T và xoắn Q của cả chân vịt. Hiệu suất đó là:

$$\eta_o = \frac{Tv_A}{2\pi nQ} \tag{12.40}$$



Hình 12.41. Xác định cánh chân vịt



Hình 12.42. Đường cong tải trọng của cánh

Lực trên tiết diện cánh làm thành góc tới so với dòng chảy, có thể phân thành 2 thành phần, lực nâng L và lực cản D, lực nâng L vuông góc và lực cản dọc theo dòng chảy vào, hình 12.43.

Góc giữa mặt đạp của tiết diện và dòng chảy tới là góc tới α.

Các lực thường biểu diễn ở dạng hệ số không thứ nguyên.

Hệ số lực nâng: $$C_L = \frac{L}{1/2\rho A v^2} \quad (12.41)$$

Hệ số lực cản: $$C_D = \frac{D}{1/2\rho A v^2} \quad (12.42)$$

Trong đó: ρ - tỉ trọng của chất lỏng;

A - diện tích của tiết diện;

v - tốc độ của dòng chảy tới.

Hiệu quả của tiết diện như là hình ảnh lực nâng được đo bằng tỉ số:

$$\frac{\text{lực nâng}}{\text{lực cản}} = \frac{L}{D} = \frac{C_L}{C_D} = \frac{1}{tg\gamma} \quad (12.43)$$

Hai dạng thông dụng nhất trong chân vịt tàu thuỷ là mặt đẩy cong tròn và tiết diện cánh máy bay (hình 12.44). Người thiết kế áp dụng mặt đạp phẳng, mặt đẩy cung tròn và mép nhọn trong giới hạn công nghệ chế tạo và sức bền.

Kết quả của một số mẫu thử ở một số tiết diện thể hiện ở hình 12.43. Có một số điểm cần quan tâm.

1- Hệ số lực nâng C_L ở những góc tới nhỏ là hàm tuyến tính của góc tới α;

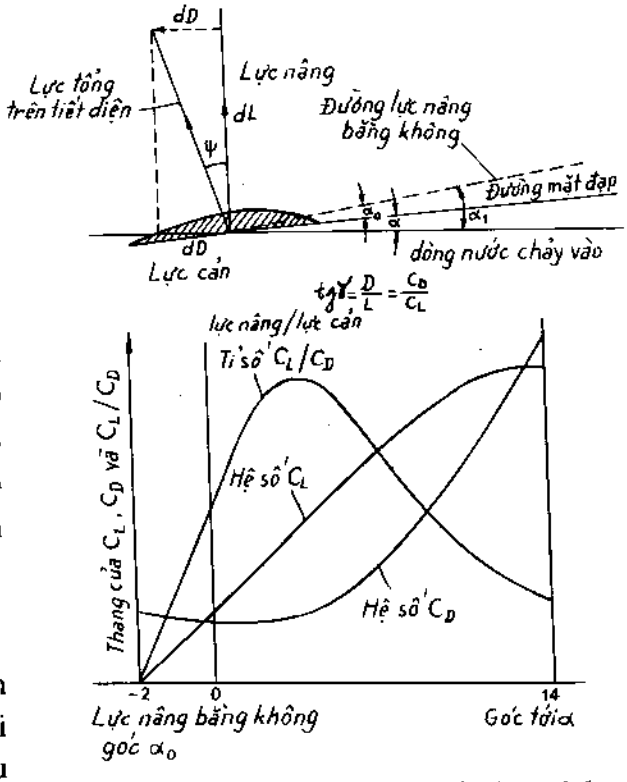
2- Ở những góc lớn hơn, hệ số lực nâng ngừng tăng tuyến tính theo α;

3- Lực nâng bằng không, không xuất hiện ở góc tới bằng không nhưng ở góc âm nhỏ, được gọi là góc nâng bằng không α_0. Góc đó bằng -2° (hình 12.43). Do đó chúng ta có thể có "đường không lực nâng" từ phần sau mặt đạp tạo góc α_0. Khi góc tới tạo bởi mặt đạp là α, góc tới thuỷ động α_1 bằng:

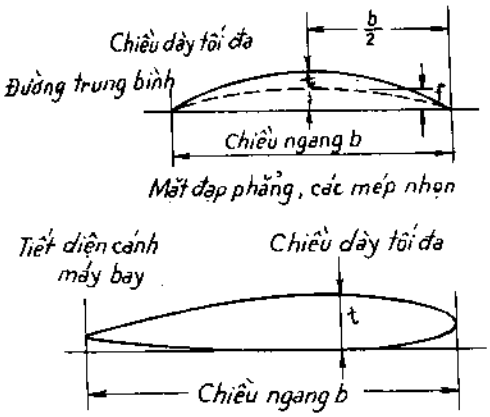
$$\alpha_1 = \alpha_0 + \alpha$$

4- Hệ số lực cản còn nhỏ và lớn hơn hoặc thay đổi ít ở những góc tới nhỏ. Nhng khi hệ số lực nâng bắt đầu giảm, hệ số lực cản tăng nhanh.

5. Trị số lực nâng và lực cản có trị số tối đa ở góc tới nhỏ và đối với một số tiết diện làm việc hiệu quả ở góc tới phải nhỏ. Sự quan trọng của chong chóng làm việc là sự phân bố áp suất quanh tiết diện. Ví dụ cánh máy bay chỉ rõ ở hình 12.44. Ở mặt đạp của tiết diện, áp suất tăng, lớn nhất gần mép dẫn. Ở mặt đẩy áp suất giảm và có chóp nhọn cách mép dẫn một khoảng cách nhỏ. Lực nâng có được là kết quả của hiệu áp suất trên hai mặt và với sự phân phối áp suất như ở hình 12.45.

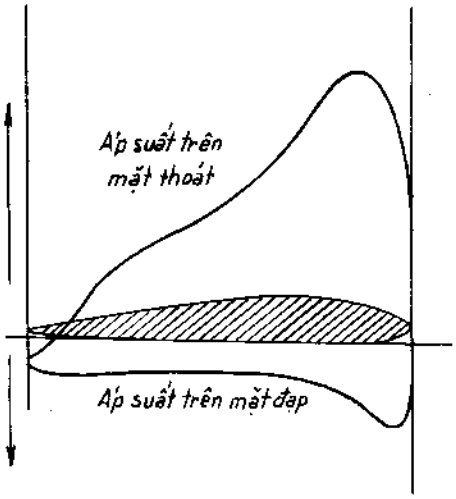


Hình 12.43. Các lực trên tiết diện cánh

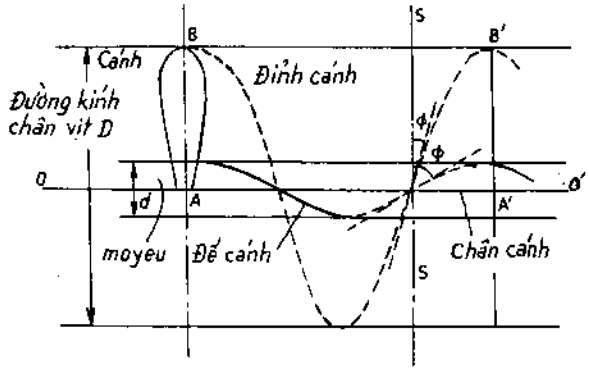


Hình 12.44. Xác định hình dáng tiết diện cánh

Mặt đạp của cánh chân vịt là một phần của bề mặt xoắn ốc thực, nghĩa là bề mặt quét bởi đường thẳng AB, (hình 12.46) một đầu của nó là A, trên cùng một tốc độ dọc theo trục OO', trong khi đường đó quay quanh điểm A với cùng vận tốc góc ω. Khi đường sinh thực hiện đủ 1 vòng và ở vị trí A'B', nó đã tịnh tiến một khoảng AA' gọi là bước hình học P.



Hình 12.45. Sự phân bố áp suất trên tiết diện cánh



Hình 12.46. Xác định đường xoắn ốc

Hình trụ nào đó đồng trục với OO' cắt mặt xoắn ốc, góc giữa đường xoắn ốc và mặt tiếp tuyến với trục như trục SS', gọi là góc bước Φ. Góc không đổi đối với đường xoắn ốc đã cho, nghĩa là ở bán kính đã cho trước nhưng nó tăng giá trị từ mút cánh đến moay-ơ. Trong thực tế, bước không phải luôn luôn một giá trị ở tất cả bán kính mặt cắt, bước giảm hướng về moay-ơ và thường ít hướng về mút cánh. Trong những trường hợp như vậy, bước ở 0,7R thường là bước trung bình và tại đó gần đúng có lực nâng tối đa, hình 12.42.

Hình dạng đường bao và tiết diện thay đổi nhiều tuỳ thuộc vào loại tàu mà ý định riêng của người thiết kế thể hiện trong bản thiết kế chân vịt. Hình 12.47 chỉ rõ một dạng chân vịt và các thông số thường dùng.

Nếu chúng ta xem xét một tiết diện của cánh ở bán kính r với góc bước Φ và bước P, hình 12.48 và tưởng tượng cánh đang quay và qua một vòng chong chóng tịnh tiến từ điểm A đến A' một khoảng cách P. Nếu chúng ta không lăn khối trụ với bán kính r vào bề mặt phẳng, đường xoắn ốc đi ngoài bởi điểm A khai triển thành đường thẳng AM và

$$\mathrm{tg}\phi = \frac{P}{2\pi r} \qquad (12.44)$$

Nếu chân vịt quay n vòng trong một đơn vị thời gian và trong thời gian ấy nó tiến một khoảng Pn và chúng ta có đồ thị tốc độ của tiết diện (hình 12.49).

Trong chất lỏng thực, khi quay một vòng, chân vịt tiến theo hướng trục không phải một khoảng cách LM bằng Pn trong một đơn vị thời gian mà là LS nhỏ hơn, khoảng cách MS được gọi là lượng trượt và tỉ số:

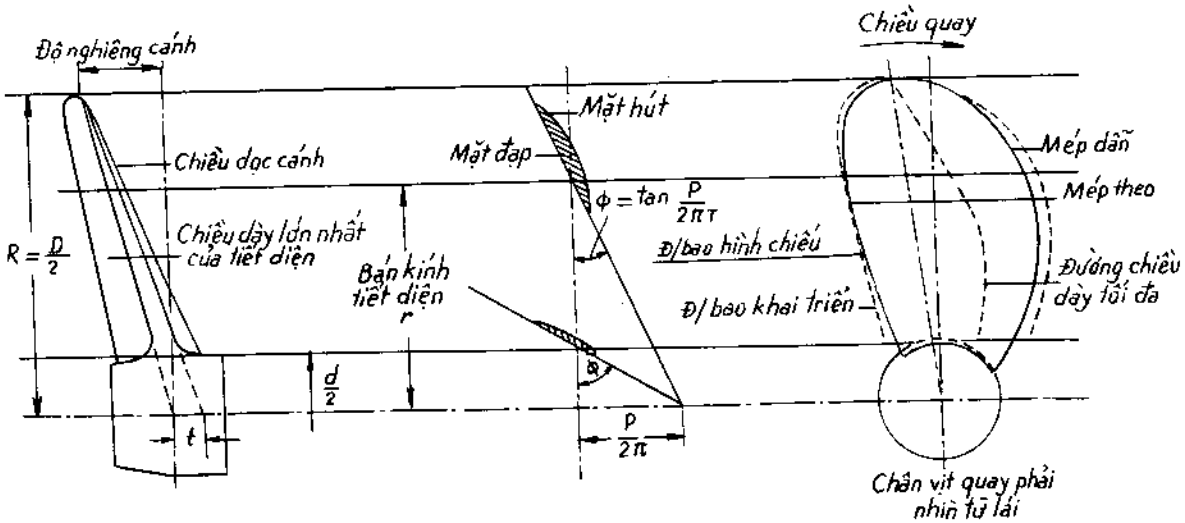
$$\frac{MS}{ML} = s_R \qquad (12.45)$$

gọi là tỉ số trượt thực và góc MAS là góc trượt hoặc góc trượt hình học.

Từ hình 12.49 thấy rằng:

$$s_R = \frac{P.n - v_A}{P.n} = 1 - \frac{v_A}{P.n} \qquad (12.46)$$

Như trong trường hợp đĩa kích thích, sự làm việc của các cánh chân vịt tạo lực đẩy kết quả do gia tốc nước trước chân vịt, vì thế cả tốc độ dọc trục tại tiết diện cánh tăng từ v_A đến v_A (1+A) trong khi cả tốc độ quay giảm từ $2\pi rn$ đến $2\pi rn$ (1-a'), hình 12.48.



Hình 12.47. Hình mẫu chân vịt

Đường kính D; Tỉ số bước = P/D;

Bước P; Góc bước = ϕ;

Số cánh = Z; Tỉ số chiều dày cánh = t/D;

Diện tích đĩa = diện tích của vòng tròn tại đỉnh = $\pi D^2/4 = A_o$;

Diện tích trải của các cánh = A_D; Diện tích duỗi của các cánh ngoài moay-ơ A_E;

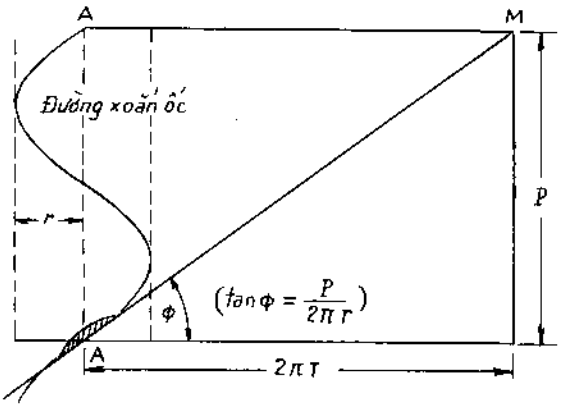
Tỉ số diện tích DAR= A_D/A_o; Tỉ số diện tích EAR = A_E/A_o;

Diện tích hình chiếu cánh (mặt phẳng ngang) = A_p;

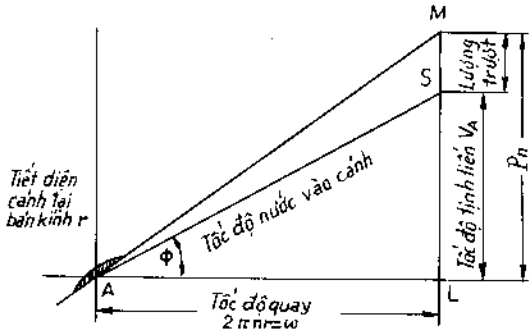
Tỉ số diện tích hình chiếu = PAR = A_P/A_o;

Tỉ số chiều rộng BWR = Chiều rộng tối đa cánh/D

Tỉ số chiều rộng trung bình = MWR = [A_D/chiều dài cánh (ngoài moay-ơ)]/D



Hình 12.48. Xác định góc bước φ góc bước của cánh chân vịt

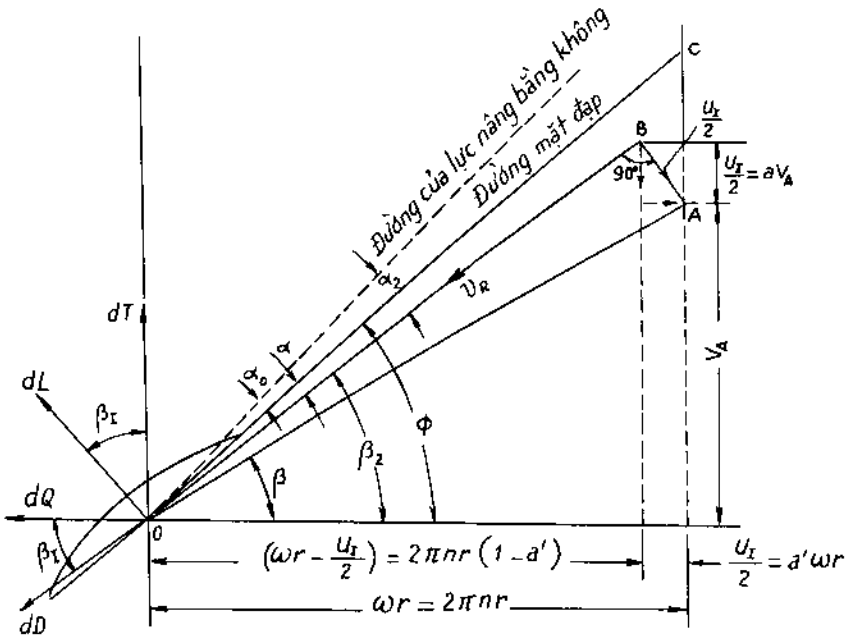


Hình 12.49. Xác định lượng trượt

$$tg\phi = \frac{Pn}{2\pi nr} = \frac{P}{2\pi r}$$

Tỉ số trượt thực:

$$S_R = \frac{MS}{MR} = \frac{Pn - v_A}{Pn} = 1 - \frac{v_A}{Pn}$$



Hình 12.50. Biểu đồ tốc độ cánh

Từ đồ thị tốc độ, cả hai yếu tố a và a' đều do góc tới giảm từ AOC xuống BOC. Góc BOC luôn luôn bé, thường trong khoảng từ 3° đến 6°. Ở những góc đó, tỉ số L/D gần đúng đạt trị số tối đa.

Từ hình 12.50 chúng ta thấy rằng:

$$tg\beta_1 = \frac{v_A(1+a)}{2\pi rn(1-a')} = \frac{1+a}{1-a'}\,tg\beta \qquad (12.47)$$

và tốc độ tương đối của nước chảy vào tiết diện cánh là vec-tơ v_R.

$$v_R = \frac{v_A(1+a)}{\sin\beta_1} \qquad (12.48)$$

Góc tới α bằng $\phi - \beta_1$, trong đó ϕ là góc bước hình học.

Giả thiết chân vịt có Z cánh, chiều rộng b ở bán kính r và tại tiết diện này có hệ số lực nâng và lực cản C_L và C_D ở góc tới α. Đặt hợp lực nâng và lực cản của phân tử cánh chân vịt dL và dD tương ứng, có chiều dài dr dọc cánh. Vậy:

$$dL = \frac{1}{2}\rho x \text{ diện tích x (tốc độ)}^2 \text{ x } C_L \qquad (12.49)$$

$$= \frac{1}{2}\rho bdrZ\,.\,\frac{(v_A)^2(1+a)^2}{\sin^2\beta_1}\,.\,C_L \qquad (12.50)$$

và

$$dD = \frac{1}{2}\rho bdrZ\,\frac{(v_A)^2(1+a)^2}{\sin^2\beta_1}\,.\,C_D \qquad (12.51)$$

Phần tử lực nâng dL vuông góc với v_R, phần tử lực cản d_D dịch theo hướng của tốc độ tương đối v_R. Phần tử lực đẩy và lực xoắn sẽ là:

$$dT = dL\cos\beta_1 - dD\sin\beta_1 \qquad (12.52)$$

$$dQ = (dL\sin\beta_1 + dD\cos\beta_1)\,r \qquad (12.53)$$

Công thức ban đầu có thể viết ở dạng:

$$dT = dL\left(\cos\beta_1 - \frac{dD}{dL}\sin\beta_1\right) \qquad (12.54)$$

$$= dL\left(\cos\beta_1 - \frac{C_D}{C_L}\sin\beta_1\right)$$

$$= dL\,(\cos\beta_1 - tg\gamma\sin\beta_1)$$

trong đó: $tg\gamma = \frac{C_D}{C_L}$ ở hình 12.43.

Từ đây: $$dT = dL\left(\frac{\cos\beta_1\cos\gamma - \sin\beta_1\sin\gamma}{\cos\gamma}\right) = dL\,\frac{\cos(\beta_1+\gamma)}{\cos\gamma}$$

$$= \frac{1}{2}\rho bdrZ(v_A)^2(1+a)^2C_L\,\frac{\cos(\beta_1+\gamma)}{\sin^2\beta_1\cos\gamma} \qquad (12.55)$$

Do đó: $$\frac{dT}{dr} = \frac{1}{2}\rho bZ(v_A)^2(1+a)^2C_L\,\frac{\cos(\beta_1+\gamma)}{\sin^2\beta_1.\cos\gamma} \qquad (12.56)$$

và $$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2}\rho bZr(v_A)^2(1+a)^2C_L\,\frac{\sin(\beta_1+\gamma)}{\sin^2\beta_1.\cos\gamma} \qquad (12.57)$$

dT/dr và dQ/dr bây giờ có thể dựng đồ thị theo hàm của bán kính. Toàn bộ lực đẩy T và lực xoắn Q có được bằng tích phân, hình 12.42. Đường cong chỉ số rằng, phần lớn lực đẩy và xoắn phát triển ở phần gần mút cánh, tối đa xuất hiện khoảng r = 0,7R.

Hiệu suất của phần tử cánh:

$$\eta = \frac{dT\,.\,v_A}{2\pi ndQ}$$

$$= \frac{v_A dL\,\dfrac{\cos(\beta_1+\gamma)}{\cos\gamma}}{2\pi nrdL\,\dfrac{\sin(\beta_1+\gamma)}{\cos\gamma}}$$

$$= \frac{v_A}{2\pi nr}\cdot\frac{1}{tg(\beta_1+\gamma)}$$

$$= \frac{tg\beta}{tg(\beta_1+\gamma)} = \frac{1-a'}{1+a}\cdot\frac{tg\beta_1}{tg(\beta_1+\gamma)} \qquad (12.58)$$

Hiệu suất của cả chân vịt sẽ là:

$$\eta_o = \frac{Tv_A}{2\pi nQ} \qquad (12.59)$$

12.7. LÝ THUYẾT XOÁY CỦA CHÂN VỊT

Các phương pháp lý thuyết hiện đại về thiết kế chân vịt dựa trên lý thuyết xoáy F.W. Lanchester phát biểu đầu tiên trong bài khái luận "Không gian bay" công bố năm 1907.

Khảo sát dạng đường dòng chảy như ở hình 12.51 được xác định bằng phương trình:

$$rv = c = const \qquad (12.60)$$

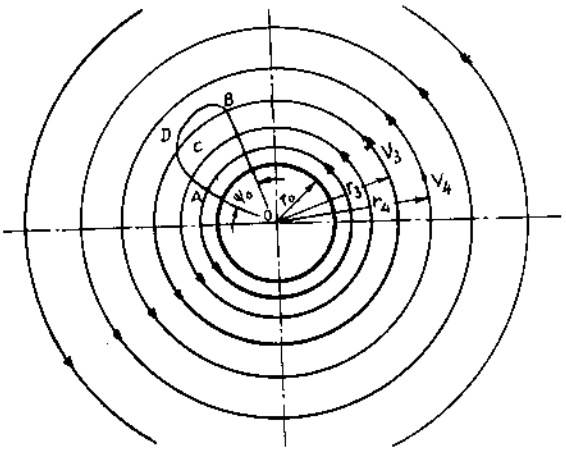
trong đó:

r - Bán kính vec-tơ được vẽ từ điểm 0 đến điểm bất kỳ trong trường tốc độ.

v - Tốc độ tại điểm bất kỳ vuông góc với bán kính vec-tơ.

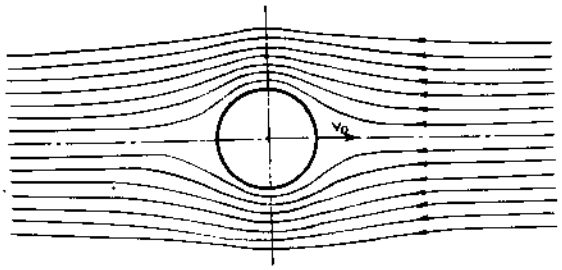
Đường dòng bên trong có bán kính r_o có thể xem như thành của hình trụ mà trục vuông góc với mặt phẳng của dòng chất lỏng chảy quanh. Khi bán kính r_o rất nhỏ, chúng ta có ống hoặc sợi xoáy, bởi vì luật phân bổ tốc độ biểu thị như phương trình 60 áp dụng gần đúng với trường bên ngoài của chuyển động xoáy có trong thiên nhiên.

Nếu một hình trụ đặt trong dòng chảy đồng nhất như trong chất lỏng lý tưởng nhưng không có dòng chảy vòng vèo, đường dòng sẽ đối xứng với trục, dòng chảy và không có lực nào tác dụng lên hình trụ (hình 12.52).



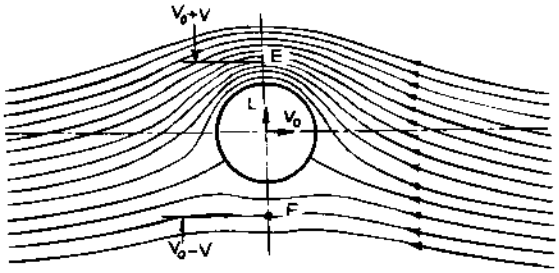
a)

Hình 12.51. Dòng xoáy



b)

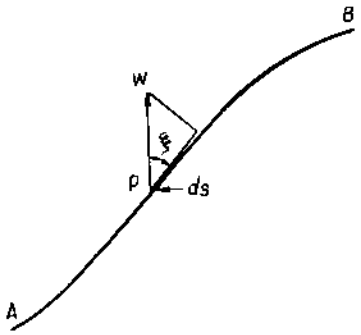
Hình 12.52. Đường dòng chảy qua khối trụ không xoáy



c)

Hình 12.53. Đường dòng chảy qua khối trụ có xoáy

Nếu bây giờ dòng chảy quanh hình trụ, mẫu dòng chảy thay đổi nhiều, trở nên không đối xứng như chỉ rõ hình 12.53. Tại điểm E, tốc độ song song với trục dòng là $v_o + v$ trong khi tại điểm F là $v_o - v$. Sự phân bố tốc độ không đối xứng làm cho sự phân bố áp suất tương tự không đối xứng, áp suất tại điểm F lớn hơn tại điểm E. Kết quả, lực tác dụng lên hình trụ vuông góc với hướng của dòng chảy đồng nhất.



Hình 12.54

Khái niệm vòng trong toán học giải thích càng rõ hơn, đặt A và B, trong hình 12.53 hai điểm nối bằng một mặt cong bất kỳ, và đặt ω là vec-tơ tại điểm P trên đường cong làm thành góc ξ với hướng của đường phân tử của ds. Rồi tích phân đường giữa A và B bằng công thức:

$$\int_A^B \omega \cos\xi ds$$

Trong trường hợp riêng, khi vec-tơ biểu thị tốc độ và tích phân được thực hiện quanh một đường cong kín, tích phân đường được gọi là tích phân vòng Γ.

$$\Gamma = \oint \omega \cos\xi ds$$

Ký hiệu $\oint$ là tích phân vòng đường cong kín.

Dòng chảy kiểu này có đặc tính riêng, khi đường cong kín được vẽ trong trường và tích phân đường dọc theo đường cong kín được tính, vòng Γ bằng không, khi đường cong không chạy quanh điểm gốc 0, nhưng có giá trị không đổi bằng 2πc khi đường cong chạy quanh điểm gốc.

Xem xét hai điểm A và B trong hình 12.51 chúng nối được bằng đường cong bất kỳ nào. Theo định nghĩa phân tích đường dọc đường cong là:

$$\Gamma_{AB} = \int_A^B \omega \cos\xi ds$$

Để tính tích phân này, chúng ta thay đường cong đã chọn bằng đường gãy (từng đoạn) gồm những đường tia ngắn và các cung tròn. Tích phân theo các đường thẳng xuyên tâm không góp phần nào về giá trị cuối cùng do đường và vec-tơ tốc độ vuông góc với nhau. Vậy cosξ bằng không. Tích phân theo cung tròn có giá trị xác định, do vậy trong trường hợp này cosξ bằng 1. Phân tích điều này, chúng ta tìm giá trị của tích phân đường cong tự chọn:

$$\Gamma_{AB} = \int_A^B \omega ds = \int_A^B \omega r d\psi = \pm c\psi_o \qquad (12.61)$$

Trong đó ψ_o là góc tạo bởi các tia đi qua A và B. Dấu + áp dụng khi tích phân theo một hướng và dấu - khi hướng ngược lại. Nó xuất hiện trong phương trình này là giá trị của tích phân đường không phụ thuộc dạng đường mà chỉ phụ thuộc những điểm cuối. Tích phân dọc đường tự chọn như ABC (hình 12.51) rồi tích phân theo chiều ngược lại dọc đường bất kỳ khác không bao quanh điểm gốc BDA, giá trị tích phân quanh đường tròn kín ACBDA sẽ bằng không. Mặt khác, nếu chúng ta tích phân quanh đường cong kín quanh điểm gốc 0, thì góc ψ_o trong phương trình (12.61) có giá trị 2π, tích phân đường quanh vòng tròn, hoặc tích phân vòng sẽ có giá trị $2\pi c$.

Lực ngang L tác dụng lên hình trụ trong dòng đồng nhất như hình (12.51) có thể chỉ rõ bằng phương trình:

$$L = \rho\Gamma v_o \qquad (12.62)$$

trong đó: ρ - Tỉ trọng chất lỏng;

$\Gamma = 2\pi c$ - Cường độ dòng chảy vòng;

v_o - Tốc độ của dòng đồng nhất.

Phương trình (12.62) được biết là phương trình của Kutta-Youkowski là một sự khái quát nhất về cơ học, do đó nó được áp dụng cho tất cả vật thể, không để ý đến hình dáng của chúng, yếu tố hình dáng đã chứa đựng trong yếu tố vòng Γ. Nhờ phương trình này, sự xem xét bằng toán đối với sự hoạt động chân vịt được đơn giản nhiều, bởi vì chúng ta không xem hình dáng chân vịt đến bây giờ là hết, trong khi chúng ta xem xét những đường xoáy hoặc "đường nâng" (lifting lines) nhờ lý thuyết vòng. Những đường nâng được xem là chiều dài có hạn, tương ứng với chiều dài cánh, không kết thúc đột ngột tại mút cánh, ngược lại còn tiếp tục, còn gọi là đỉnh xoáy ở mút tự do. Sự liên tục này xuất hiện ở mút cánh máy bay và tại đỉnh đế của chân vịt. Sức nâng có được ở cánh máy bay hoặc cánh chân vịt là kết quả của sự tăng áp suất ở mặt đạp (hình 12.45) và giảm áp suất ở mặt thoát. Do vậy chất lỏng theo gradient áp suất, nó có hướng chảy ra ngoài mút, từ mặt đạp sang mặt thoát, gây ảnh hưởng đến độ xuôi dòng xoáy, các trục của chúng thực tế vuông góc với trục của cánh và tạo lớp giới hạn tiếp xúc với cánh.

12.7.1. Lý thuyết xoáy của Youkowski, Wettchinkine, Riabouchinsky

Năm 1906, Giáo sư Youkowski thiết lập lần đầu định luật nổi tiếng liên quan lực nâng trong dòng chảy vòng:

$$L = \rho \Gamma dr v \tag{12.63}$$

một cách khác, lực nâng:

$$L = \frac{C_L}{2} \rho . b . dr . v^2 \tag{12.64}$$

trong đó: b- Chiều rộng cánh;

dr - Phần tử bán kính;

ρ - Mật độ nước;

C_L - Hệ số lực nâng.

Cũng lần đầu, trong công trình nghiên cứu của ông: dòng xoáy liền (nối). Youkowski viết:

$$\Gamma = \frac{C_L}{2} . b . v \tag{12.65}$$

Ba năm sau, 1909 Giáo sư Flamm công bố tại Berlin những tấm ảnh đáng chú ý thể hiện một chân vịt, sự phân bố các bong bóng khí, phía dưới dạng dòng xoáy 1 trục, những dòng xoáy khác là dòng xoáy xoắn ốc mà số lượng bằng số cánh chân vịt.

Tiếp theo đó, Youkowski có ý nghĩ thiết lập lý thuyết chân vịt quan hệ với cánh nâng. Luận văn của ông từ năm 1912. Trước đó vài tháng, Wettchinkine và Riabouchinski cùng có những suy nghĩ đóng góp tương tự.

Năm 1935 M.Riabouchinski, trong bài "Những ngày khoa học và kỹ thuật của cơ học chất lỏng", ông kiến nghị cùng các người khác xây dựng bức hoạ thể hiện dòng xoáy trong chân vịt, có trong trang thứ 3 tập lý thuyết của Youkowski.

Tồn tại không ít sự mở rộng toán học của lý thuyết này, nếu khái niệm của Youkowski đáng để ý, sự trình bày các tính toán có sai trong áp dụng thực tế, phi lý trong những đơn giản mà tác giả thừa nhận: giới hạn số cánh là 2, chiều rộng cánh giảm, chảy vòng không đổi trên cả chiều dài cánh.

12.7.2. Lý thuyết xoáy của Prandtl, Betz, Helmbold

Việc lý giải theo Prandtl và Betz là thực tế hơn Youkowski, Helmbold cùng đi đến các kết luận tương tự.

Người ta xem xét, chiều dài cánh, một loạt dòng xoáy liền, và tổng vòng liên quan với lực bổ sung theo công thức 12.65 và một loạt dòng xoáy tự do mà vòng giữa tiết diện r và r + dr có giá trị $d\Gamma$. Người ta xác định tiếp những tốc độ cảm ứng vuông góc với tốc độ tiến, góc tiến thực nhỏ hơn góc tấn hình học.

Lực nâng vuông góc với tốc độ tổng hợp của dòng chảy và đối với tốc độ cảm ứng, người ta phải xoay lực nâng 1 góc nào đó để cho ta thành phần lực cản cảm ứng.

Như cánh nâng, người ta chứng minh dễ dàng rằng tốc độ cảm ứng ngang tầm chân vịt bằng nửa tốc độ cảm ứng phía sau vô hạn.

Sơ đồ của Prandtl phải chăng rõ hơn của Youkowski.

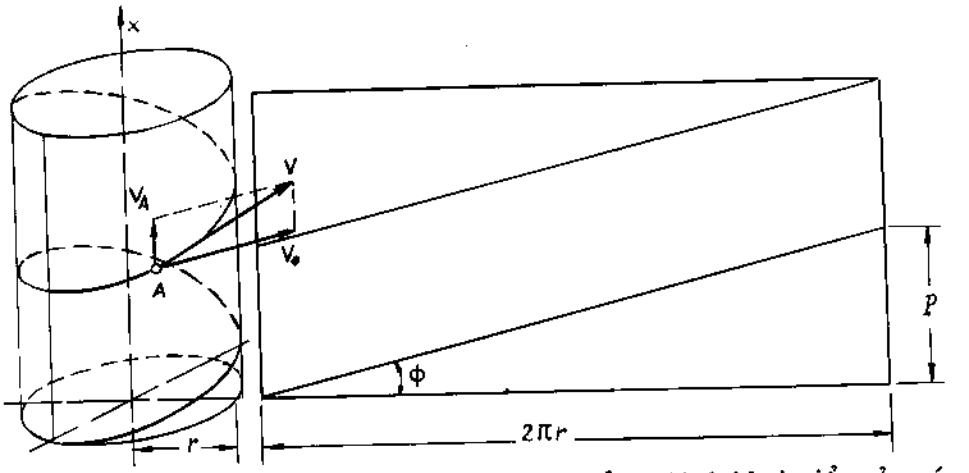
Betz cũng đã chứng minh về chân vịt, sự tổn thất năng lượng là tối thiểu để các dòng xoáy ốc tự do đẩy về sau và quay quanh trục chân vịt nhưng không phụ thuộc bề mặt cứng.

Đó là quy tắc dùng làm cơ sở cho việc mở rộng tính toán bằng các phương pháp hiện tại của lý thuyết xoáy.

12.8. HÌNH HỌC CHÂN VỊT

12.8.1. Đường xoắn ốc và mặt xoắn ốc

Đường xoắn ốc là quỹ tích của một điểm quay với tốc độ v_θ không đổi quanh một trục và cách trục một đoạn r đồng thời tịnh tiến với tốc độ v_x song song với trục này.



Hình 12.55. Đường xoắn ốc có bước không đổi và hình khai triển của nó

Bước xoắn của đường xoắn ốc là quãng đường mà điểm tịnh tiến dọc trục, sau khi thực hiện đúng một vòng quay, ký hiệu bước P.

Góc bước của đường xoắn ốc là góc mà tiếp tuyến của đường xoắn ốc với mặt phẳng vuông góc với trục hình trụ. Nếu tỉ số giữa hai thành phần tốc độ không đổi v_x/v_0 = const, thì đường xoắn ốc có bước không đổi.

$$\Phi = \text{artg}\,\frac{P}{2\pi r} = \text{const}$$

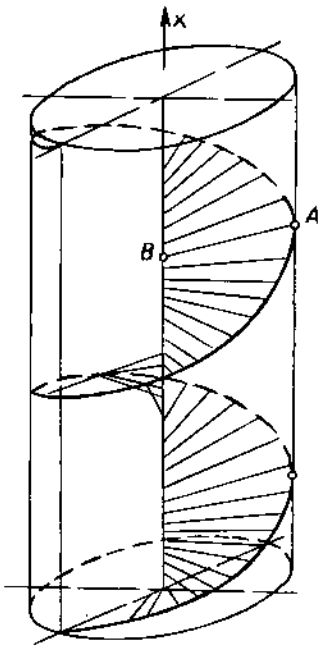
Hình khai triển đường xoắn ốc bước không đổi lên mặt phẳng là một đoạn thẳng, ngược lại, đường xoắn ốc có bước thay đổi, hình khai triển của nó là đường cong.

Nếu điểm A nằm trên đường sinh hình trụ nối với điểm B bằng cung nằm trên trục x và tất cả các điểm của cung này (từ điểm B) dịch chuyển thành những đường xoắn ốc như đã

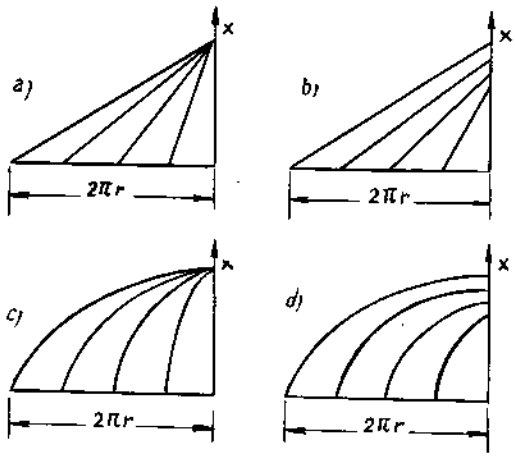
nói ở trên, và điểm B - dọc trục x (các điểm khác có cùng hướng), tập hợp các đường xoắn ốc xác định mặt xoắn ốc (hình 12.56). Trường hợp đặc biệt, nếu cung được thay bằng đoạn thẳng $\overline{AB}$ vuông góc với trục x và đoạn ấy tịnh tiến dọc trục x với tốc độ không đổi, đồng thời với tốc độ góc không đổi đối với trục x, xác định cho ta mặt xoắn ốc chuẩn. Cung AB gọi là đường sinh mặt xoắn ốc. Mặt xoắn ốc là mặt không khai triển. Giả thiết rằng cung AB nằm cố định trong mặt phẳng đi qua trục x và điểm A nằm trên đường sinh và giả thiết rằng tốc độ góc quay của mặt phẳng này đối với trục x là không đổi, gây ra mặt xoắn ốc có:

- Bước không đổi, nếu v_x = const;
- Bước thay đổi theo chiều bán kính, nếu $v_x = v_x(r)$;
- Bước thay đổi theo chiều trục, nếu $v_x = v_x(x)$;
- Bước thay đổi theo chiều bán kính - trục, nếu $v_x = v_x(r,x)$.

Trên hình 12.57 chỉ rõ các đường xoắn ốc khai triển, nằm trên những bề mặt xoắn ốc trong trường hợp thay cung AB bằng đoạn thẳng $\overline{AB}$.



Hình 12.56. Mặt xoắn ốc chuẩn



Hình 12.57. Hình khai triển của đường xoắn ốc tạo bởi các mặt xoắn ốc

a- Bước không đổi; b- Bước thay đổi theo chiều trục bán kính; c- Bước thay đổi theo chiều trục; d- Bước theo bán kính và trục.

12.8.2. Hình học đường xoắn ốc

Sự chuyển động của một điểm trên bề mặt hình trụ có thể biểu diễn dạng toán học. Dùng hệ toạ độ vuông góc x, y, z, trong đó trục x trùng với trục OO', trục quay (hình 12.58).

Nếu góc θ và thời gian t được đo từ thời điểm khi đường r ở vị trí thẳng đứng, thì θ = wt. Bước là quãng đường mà r tịnh tiến đủ 1 vòng, nghĩa là θ thay bằng 2π. Đối với trị số khác, r sẽ tịnh tiến 1 quãng bằng P.θ/2π.

Toạ độ của một điểm trên đường xoắn ốc là:

$x = P.\theta/2\pi$

$y = r\sin\theta$

$z = r\cos\theta$

Chiều dài khai triển của một phần đường xoắn ốc như ac trong hình 12.58 có thể tìm được bằng cách khai triển hình trụ trên bề mặt phẳng như ở hình 12.48. Tam giác abc có các cạnh:

$ab = r\theta$

$bc = P\theta/2\pi$

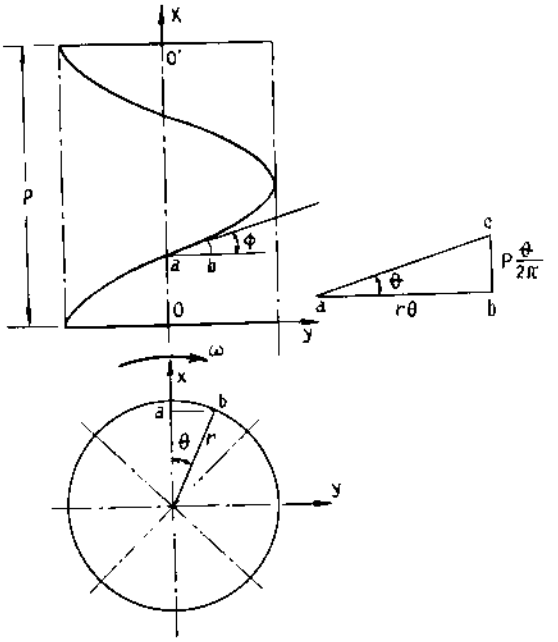
Góc bac bằng góc bước ϕ

Cạnh ac sẽ bằng:

$$(ac)^2 = (ab)^2 + (bc)^2$$

$$= r^2\theta^2 + \frac{P^2\theta^2}{4\pi^2}$$

$$= \frac{\theta^2}{4\pi^2}(4\pi^2r^2 + P^2)$$



Hình 12.58. Hình học đường xoắn ốc

$$ac = \frac{\theta}{2\pi}(4\pi^2r^2 + P^2)^{1/2}$$

Cũng có thể biểu diễn bán kính cung cong của đường xoắn ốc bằng:

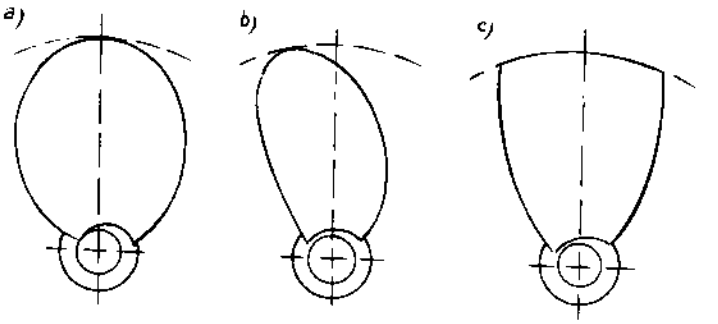
$$R_h = \frac{r}{\cos^2\phi}$$

12.8.3. Hình dáng chân vịt tàu thuỷ

Bề mặt cánh chân vịt tàu là những bề mặt xoắn ốc, trong đó có ít nhất một mặt xoắn ốc không chuẩn. Bề mặt cánh quay về hướng mũi tàu gọi là mặt hút, bề mặt quay về hướng đuôi tàu gọi là mặt đạp. Thường mặt đạp là mặt xoắn ốc chuẩn. Mép giao giữa 2 mặt tạo thành đường bao cánh. Phần cánh xa nhất trục chân vịt là đỉnh cánh. Phần tiếp giáp với lõi là đế cánh. Mép cánh xác định hướng quay chân vịt mang tên là mép dẫn, ngược lại mép kia là mép theo. Hình chiếu lên bề mặt vuông góc với trục chân vịt có thể là hình e-lip.

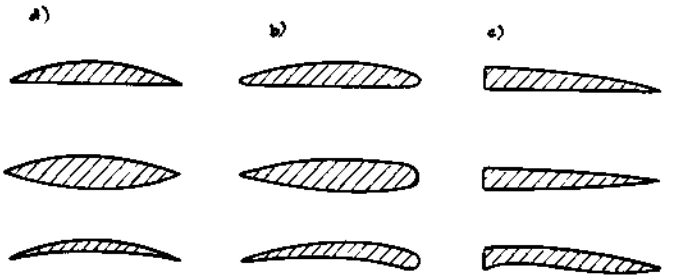
Hình cái kéo, mút cánh rộng và bằng (hình 12.59). Tiết diện cánh bằng bề mặt hình trụ mà trục trùng với chân vịt, là profil cánh mà mặt đạp (cả hoặc 1 phần) thường là một phần của đường xoắn ốc có bước không đổi. Profil cánh là 1 cung (1 đoạn vòng tròn) cánh máy

bay hoặc hình nêm (hình 12.60) trong đó mỗi loại có thể: dẹt-lồi, hai mặt lồi hoặc lõm-lồi. Dạng profil máy bay với các ký hiệu các thông số thể hiện ở hình 12.61. Đoạn nối mép dẫn với mép theo gọi là dây cung profil. Cung là quỹ tích của các tâm đường tròn trong profil, là đường cong bao profil. Hình dáng profil cũng là hình dáng đường cong bao đồng thời là sự phân bố chiều dày. Đường hình dáng profil có các đặc trưng: độ uốn của đường cong bao, vị trí độ uốn và chiều dày tối đa, tất cả các đại lượng so với chiều dày dây cung.



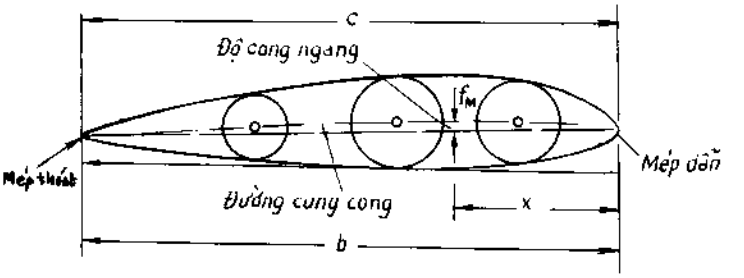
Hình 12.59. Hình dáng đường bao cánh

a- Hình elip; b- Hình cái kéo; c- Cánh đầu rộng và bằng



Hình 12.60. Hình dáng các tiết diện cánh

a- Mẫu khối cong; b- Cánh máy bay; c- Cánh hình nêm



Hình 12.61. Hình dáng và các thông số của prôfin máy bay

b- Chiều rộng; c- Chiều dài dây cung; f_M - Cong ngang; t- Chiều dày tối đa.

12.9. ĐẶC TÍNH THUỶ ĐỘNG LỰC CHÂN VỊT

Chân vịt làm việc trong nước, thực hiện đồng thời chuyển động tịnh tiến dọc trục với tốc độ v_A và chuyển động quay quanh trục với tốc độ góc $w = 2\pi n$, trong đó n số vòng chân vịt quay trong một đơn vị thời gian. Khi chân vịt chuyển động trong môi trường rắn (như mũi khoan đang quay trong lỗ khoan) được một đoạn trong thời gian 1 vòng bằng bước của chân vịt P, tốc độ chuyển động Pn. Trong chất lỏng, thời gian 1 vòng, chân vịt đi một quãng p_A, gọi là lượng tịnh tiến của chân vịt. Sự khác nhau giữa bước và lượng tịnh tiến là lượng trượt của chân vịt và sự khác nhau giữa tốc độ chuyển động của chân vịt trong môi trường rắn và chất lỏng - tốc độ trượt. Hệ số trượt được xác định như sau:

$$S_R = \frac{P - p_A}{P} = 1 - \frac{p_A}{P} = 1 - \frac{v_A}{Pn} \qquad (12.66)$$

bởi vì giữa tốc độ tịnh tiến của chân vịt trong chất lỏng v_A và lượng tịnh tiến của nó có quan hệ:

$$v_A = p_A \cdot n$$

Hệ số tịnh tiến của chân vịt là tỉ số:

$$J = \frac{p_A}{D} = \frac{v_A}{Dn} \qquad (12.67)$$

Giữa hệ số tịnh tiến và hệ số trượt của chân vịt quan hệ như sau:

$$S_R = 1 - \frac{v_A}{P.n} = 1 - \frac{v_A}{Dn} \cdot \frac{D}{P} = 1 - J\frac{D}{P}$$

trong đó: P/D là hệ số bước. Dạng biến đổi đơn giản:

$$J = (1 - S_R)\frac{P}{D} \qquad (12.68)$$

Khi $S_R = 0$ thì $J = \frac{P}{D}$ và khi $S_R = 1$ ta có J = 0. Hệ số tịnh tiến cũng được xác định bằng cách sau đây:

$$\lambda = \frac{v_A}{R\omega} = \frac{v_A}{R2\pi n} = \frac{v_A}{Dn} \cdot \frac{1}{\pi} = \frac{1}{\pi} \cdot J \qquad (12.69)$$

Hệ số này giải bằng hình học đơn giản: đối với bán kính chân vịt bất kỳ là tang của góc tịnh tiến β (hình 12.50).

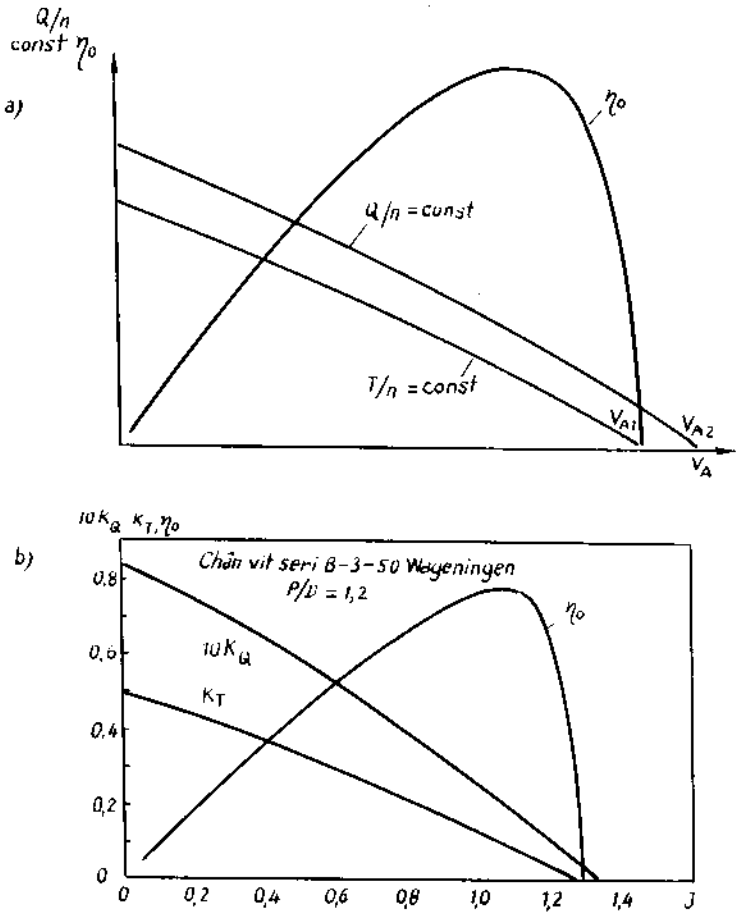
$$\lambda_r = \frac{v_A}{r.\omega} = tg\beta \qquad (12.70)$$

Tương tự dẫn đến khái niệm hệ số tịnh tiến cảm ứng:

$$\lambda_{rl} = \frac{v_A + \frac{1}{2}u_{AO}}{\omega r - \frac{1}{2}u_{TO}} = tg\beta_1 \qquad (12.71)$$

Khi các thông số hình học đã xác định. Lực đẩy và mômen phụ thuộc vào vòng quay và tốc độ tịnh tiến. Quan hệ này đối với vòng quay không đổi thể hiện ở hình 12.62. Trên hình này cũng thể hiện hiệu suất của chân vịt xa thân tàu.

$$\eta_p = \frac{Tv_A}{Qw} = \frac{Tv_A}{Q2\pi n} = \frac{J}{2\pi} \cdot \frac{TD}{Q} \qquad (12.72)$$



Hình 12.62. Đặc tính thuỷ động của chân vịt

a - Có thứ nguyên; b- Không có thứ nguyên.

Trên trục hoành của đồ thị này, thay tốc độ v_A, đặt hệ số tịnh tiến J bởi vì khi vòng quay không đổi, giữa các đại lượng xuất hiện cùng quan hệ tuyến tính. Các điểm đặc trưng công của chân vịt là:

- Công khi chạy tại bến: tốc độ tịnh tiến và hệ số tịnh tiến có trị số không, góc tấn có ích của dòng nước vào các phần tử cánh đạt trị số lớn nhất, do đó lực đẩy và mômen giống nhau (đối với $J \geq 0$), hiệu suất có giá trị bằng không.

- Công khi hiệu suất tối đa - ở điểm này hoặc gần nó (về phía tốc độ nhỏ hơn) chân vịt phải làm việc, tuy nhiên không phải lúc nào cũng được như thế.

- Công khi lực đẩy bằng không: tốc độ tịnh tiến của chân vịt có giá trị v_{A1} tương ứng lượng tịnh tiến p_1, nó lớn hơn bước chân vịt P; hiệu suất chân vịt bằng không - cả công suất cung cấp cho chân vịt thắng sức cản của dòng chảy qua;

- Công khi mômen bằng không: tốc độ tịnh tiến có trị số v_{A2} tương ứng lượng tịnh tiến p_2; nước chảy qua chân vịt làm chân vịt quay lực cảm ứng gây lực đẩy âm.

Lượng tịnh tiến trong khoảng: $0 \leq p_A \leq p_1$ chân vịt làm việc như thiết bị đẩy, công suất cung cấp ra từ máy chính tạo ra lực đẩy. Nếu lượng tịnh tiến thoả mãn bất đẳng thức: $p_A > p_2$, chân vịt làm việc như tua-bin; tổn hao công suất để tạo mômen như làm cho máy phát điện quay. Nếu lượng tịnh tiến thoả mãn bất đẳng thức: $p_1 \leq p_A \leq p_2$, chân vịt không phải thiết bị đẩy, không phải tua-bin, toàn bộ công suất cung cấp được dùng để thắng sức cản dòng chảy qua. Chân vịt sau tàu, điều kiện chân vịt không còn thiết bị đẩy, tức là khi lượng tịnh tiến thoả mãn bất đẳng thức $p_A \geq p_1$ xảy ra trong trạng thái riêng biệt: qua thời gian ngắn trong khi thực hiện một vài chuyển động tàu (ma-nơ) hoặc khi tàu được kéo.

Hệ thức lực đẩy và mômen của chân vịt đối với tốc độ thể hiện thuận lợi hơn ở dạng không thứ nguyên. Thay lực đẩy bằng hệ số lực đẩy K_T, và thay momen - hệ số momen K_Q.

$$K_T = \frac{T}{\rho D^4 n^2} \tag{12.73}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho D^5 n^2}$$

Những hệ số này biểu diễn như hàm hệ số tịnh tiến J.

Biểu diễn chúng nhờ hiệu suất chân vịt:

$$\eta_p = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi} \tag{12.74}$$

Hệ số lực đẩy và momen liên quan hệ số chịu tải lực đẩy (công thức 12.24) và hệ số chịu tải công suất (công thức 12.25) bằng các hệ thức sau đây:

$$K_T \frac{T}{\rho D^4 n^2} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho\pi\frac{1}{4}D^2 v_A^2} \cdot \frac{\pi v_A^2}{8D^2 n^2} = C_{Th}\frac{\pi}{8} \cdot J^2 \tag{12.75}$$

$$K_Q \frac{Q}{\rho D^5 n^2} = \frac{Qw}{\frac{1}{2}\rho\pi\frac{1}{4}D^2 v_A^3} \cdot \frac{\pi v_A^3}{8D^3 n^2 2\pi n} = C_{Th}\frac{1}{16} \cdot J^3 \qquad (12.76)$$

Hệ số lực đẩy và momen cũng như hiệu suất chân vịt phụ thuộc hệ số tịnh tiến, được gọi là các đặc tính thuỷ động lực chân vịt, chỉ rõ ở hình 12.63. Đặc tính thuỷ động lực chân vịt, xác định bằng tính toán lý thuyết hoặc bằng thực nghiệm (khảo sát mô hình).

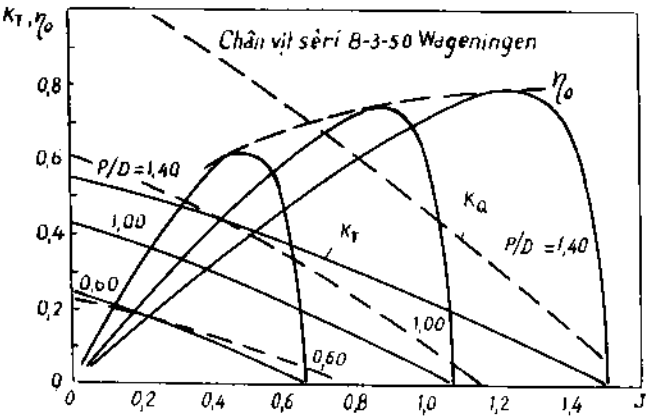
12.9.1. Ảnh hưởng của các yếu tố hình học đến đặc tính thuỷ động của chân vịt

Đặc tính thuỷ động của chân vịt phụ thuộc vào các thông số hình dáng. Ảnh hưởng mạnh nhất: hệ số bước P/D, độ cong của đường bao profil f_M/b và hệ số bề mặt duỗi thẳng A_E/A_0. Ảnh hưởng yếu hơn là hệ số đường kính lõi d/D, chiều dày tương đối của profil t/b và số cánh. Các thông số ảnh hưởng thứ yếu: đường bao cánh, độ nghiêng và hình dáng đường sinh.

Tăng hệ số bước cũng như tăng góc bước dẫn đến tăng góc tấn có ích, dòng chảy vào các phần tử cánh, dẫn đến tăng lực đẩy và momen và do vậy tăng hệ số đẩy và hệ số momen trong cả khoảng hệ số tịnh tiến J. Ảnh hưởng số bước đến hiệu suất chân vịt rất là phức tạp. Đành rằng tăng hệ số bước làm tăng lực và momen, tăng tải trọng chân vịt, thường dẫn đến giảm hiệu suất cảm ứng, tuy nhiên hiệu suất thiết kế thay đổi khác khi hệ số bước nhỏ và khác khi J lớn. Khi những hệ số tịnh tiến nhỏ và tăng hệ số bước làm cho góc tấn có ích lớn lên, luôn luôn làm giảm hiệu suất thiết kế chân vịt. Khi những hệ số tịnh tiến lớn và tăng hệ số bước, ban đầu từ lực đẩy bằng không, góc tấn có ích lớn lên nghĩa là gần với trị số tối ưu của hệ số nghịch đảo hoàn chỉnh profil, bây giờ tăng rất nhanh hiệu suất chân vịt, vượt nhiều lượng giảm hiệu suất cảm ứng.

Vậy khi tăng hệ số bước, khi các hệ số tịnh tiến nhỏ, hiệu suất chân vịt giảm, và hệ số tịnh tiến lớn - hiệu suất chân vịt tăng. Nguyên tắc đó thể hiện trên hình 12.63.

Từ đồ thị này cho thấy hiệu suất tối đa mà chân vịt có thể đạt cùng với sự tăng hệ số bước. Hiệu suất tăng tối đa xem trong khoảng các giá trị hệ số tịnh tiến J. Khi P/D ≈ 2, trên giá trị tối đa, hiệu suất giảm nhanh.



Hình 12.63. Ảnh hưởng hệ số bước đến đặc tính thuỷ động chân vịt.

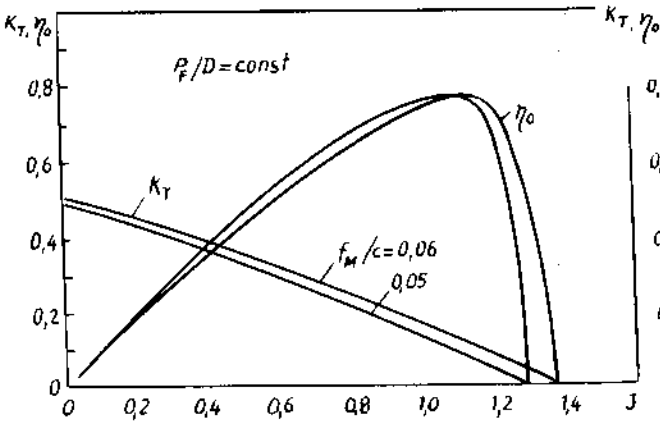
Giữa góc lực nâng bằng không và độ uốn có quan hệ:

$$\alpha_o = 2\frac{f_M}{b} \qquad (12.77)$$

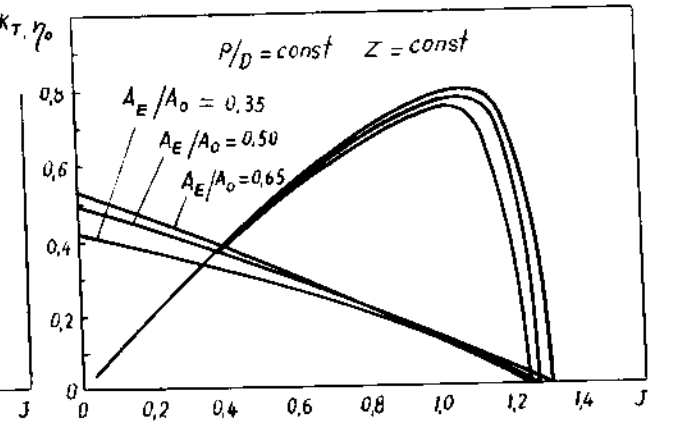
Tăng độ uốn đường bao profil, tăng góc lực nâng bằng không α_o, gây tăng góc tấn thuỷ động của các profil trên các bán kính mặt cắt cánh r. Do tăng độ uốn, chất lượng cũng tương tự như khi tăng hệ số bước (hình 12.64)

Tăng bề mặt chân vịt khi không thay đổi các thông số còn lại cũng dẫn đến tăng lực đẩy và momen chân vịt và từ đó tăng tương ứng các hệ số của chúng. Tăng cả 2 hệ số, không tỷ lệ với sự tăng bề mặt chân vịt nhưng hơi chậm hơn. Do đó tăng lực trên chân vịt dẫn đến tăng tốc độ cảm ứng, như vậy làm giảm góc tấn có ích.

Tác dụng tăng bề mặt hơi yếu. Tăng bề mặt chân vịt thường dẫn đến tăng hiệu suất chân vịt: giảm hiệu suất cảm ứng vì những nguyên nhân đã nói trên cũng như hiệu suất thiết kế, bởi vì hệ số nghịch đảo hoàn chỉnh profil lớn lên. Nguyên tắc đó thể hiện ở hình 12.65.



Hình 12.64. Ảnh hưởng độ uốn prôfin đến đặc tính thuỷ động chân vịt



Hình 12.65. Ảnh hưởng bề mặt cánh đến đặc tính thuỷ động chân vịt

Tuy nhiên, nếu khảo sát chân vịt có cùng đường kính và cùng hệ số tịnh tiến, lực đẩy như nhau, điều đó khó đi đến kết luận rằng, khi tăng bề mặt cánh luôn cho hiệu suất chân vịt tối đa. Thực tế, với các giả thiết ban đầu, hiệu suất cảm ứng không đổi, hiệu suất chân vịt thay đổi chỉ phụ thuộc hiệu suất cấu trúc, những điều đó luôn luôn đạt được tối đa khi hệ số đảo hoàn chỉnh profil tối thiểu, đồng nghĩa với việc xác định bề mặt tối ưu của chân vịt.

Các thông số khác đặc trưng hình dáng chân vịt ảnh hưởng không đáng kể đến đặc tính thuỷ động. Tăng chiều dày tương đối của các profil t/b. Khi độ uốn của đường bao profil không đổi, có thay đổi ít đặc tính thuỷ động, trước hết là do thay đổi sức cản profil.

Tăng đường kính lõi (moay-ơ) làm giảm lực đẩy và momen chân vịt, do đó giảm tương ứng các hệ số của nó. Nhưng vì điều kiện nào đó đòi hỏi tăng đường kính lõi mà không thay đổi lực đẩy (khi không thay đổi đường kính chân vịt), như vậy phải tăng tương ứng bề mặt và bước, gây giảm hiệu suất chân vịt.

12.10. SỦI BỌT

Sủi bọt thường gặp với những chân vịt nặng tải, vượt số vòng quay tới hạn nào đó, có dòng chảy không liên tục và lực đẩy giảm đột ngột, tốc độ tàu không đạt như mong muốn. Trước khi sủi bọt đạt cao điểm, có tiếng ồn, rung và xâm thực cánh, giá đỡ, bánh lái.

Thời kỳ đầu những vấn đề này chỉ đề cập đến đối với những tàu tốc độ cao, nhưng dần dần tốc độ và công suất tàu tăng, hiện tượng xâm thực của sủi bọt tạo nên càng nhiều và càng quan trọng, đặc biệt những tàu có công suất lớn, tàu một chân vịt. Ở những tàu có sự thay đổi lớn về dòng theo trên chân vịt, nó kích thích sủi bọt, và cần thiết có sự xem xét đặc biệt đến khoảng cách chân vịt với vỏ tàu và những tác động quá tải của chân vịt khi thời tiết xấu hoặc khi đáy tàu bẩn. Tránh sủi bọt và xâm thực là yêu cầu quan trọng trong việc thiết kế chân vịt, cần lưu ý vấn đề sủi bọt trước khi đi vào các phương pháp thiết kế chân vịt.

Bài báo sớm nhất về sủi bọt chân vịt tàu thuỷ do Osborme Reynolds viết năm 1875, ông đề cập đến ảnh hưởng của chân vịt quay nhanh. Augustin, Normand là những người đầu tiên thí nghiệm và lí giải như sau: chất lỏng dịch chuyển do cánh chân vịt quạt nước đẩy về sau nó, cần phải làm đầy thường xuyên chỗ trống.

Tốc độ thực của dòng chảy một phần do hiệu áp suất sản sinh. Nếu tốc độ này không đủ, xảy ra sự ngắt quãng khối nước và chân vịt sẽ quay trong hỗn hợp nước, hơi nước và không khí.

Để rõ hiện tượng này Augustin Normand thí nghiệm trên tàu phóng ngư lôi 138 Hải Quân Pháp. Ông thực hiện đo đạc có hệ thống thay đổi độ ngập của chân vịt. Ông chú ý lực kéo thay đổi gần như bình phương với số vòng quay của chân vịt.

Cũng vào thời điểm ấy, Ông Charles Parsons đóng chiếc tàu Turbinia chứng minh sáng tạo của ông về tuabin hơi tàu thuỷ. Năm 1894, tàu chạy đầu tiên 1 trục, 1 chân vịt, 2 cánh đường kính 30 in cho kết quả không như ý muốn. Qua lần chạy thử tàu Daring, ông nảy ra ý tưởng giới hạn lực đẩy mà chân vịt phát ra cân bằng với áp suất $11\frac{1}{2}$ psi (do sự hình thành sủi bọt trong nước).

Sau đó ông thay 1 chân vịt bằng 3 chân vịt trên một trục. Khoảng cách xếp đặt chân vịt thứ 2 đúng giữa cái trước, cái sau có kết quả tốt hơn, tốc độ $19\frac{3}{4}$ hlí/h. Sau cùng Parsons lắp vào tàu Turbinia 3 trục và mỗi trục 3 chân vịt, đường kính chân vịt 18 in, tỉ số diện tích

A_p/A_o = 0,60. Những chân vịt này cho đốc độ thử $32\frac{3}{4}$ hlí/h với 2000 hp. Những lần thử sau, tốc độ vượt 34 hlí/h.

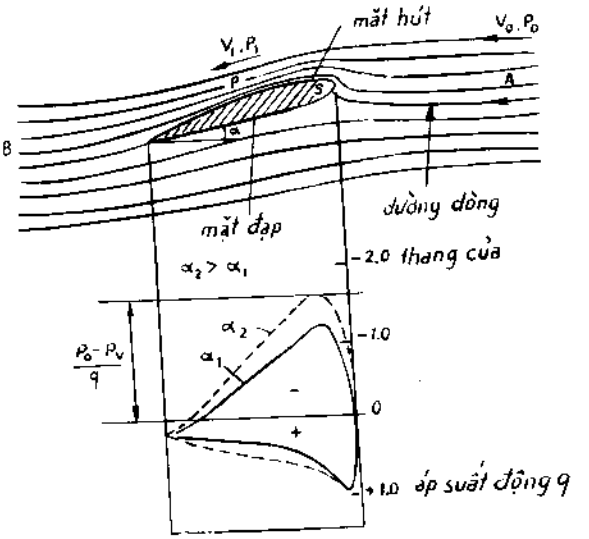
Ban đầu, người ta nghiên cứu về các nguyên nhân của sủi bọt với nhiều tiêu chuẩn để tính khả năng xuất hiện sủi bọt.

Để hiểu tính chất cơ học về sủi bọt, chúng ta coi tiết diện cánh chân vịt hoặc cánh máy bay đặt dưới một góc tấn nhỏ trong 2 chiều, ổn định, dòng không nhớt, hình 12.66. Đặt v_o tốc độ đồng nhất, ổn định, cách xa phía trước tiết diện và tương ứng áp suất P_o.

Một đường dòng riêng như AB, theo Bernomilli, ta có hệ thức:

$$\frac{p_o}{\omega} + \frac{v_o^2}{2g} = \text{const}$$

hoặc $$p_o + \frac{1}{2}\rho v_o^2 = \text{const}$$



Hình 12.66. Dòng và áp suất quanh cánh máy bay

Tại một điểm bất kỳ P trên đường dòng có áp suất p_1 và tốc độ v_1, ta có:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_o + \frac{1}{2}\rho v_o^2$$

và sự thay đổi về áp suất sẽ là:

$$\Delta p = p_1 - p_o = \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_1^2)$$

Nếu v_1 lớn hơn v_0 nghĩa là dòng có gia tốc, vậy p_1 nhỏ hơn p_o, áp suất giảm và Δp âm, và ngược lại.

Tại điểm S gần mép dẫn dòng rẽ ra và chất lỏng theo đường dòng sẽ xoay qua 90°, mất hết tốc độ và động lượng của nó trong hướng chuyển động dọc đường dòng. Do vậy tại điểm S, tốc độ v_1 bằng không, và:

$$\Delta p = p_1 - p_o = \frac{1}{2}\rho . v_o^2$$

Sự tăng áp suất tại điểm S vượt áp suất xung quanh p_o bởi vì bằng $\frac{1}{2}\rho . v_o^2$; S gọi là điểm ngưng và áp suất động của dòng là q.

$$q = \frac{1}{2}\rho . v_o^2$$

Chất lỏng trên những đường dòng sẽ đi qua bề mặt thoát của cánh với tốc độ tăng do áp suất giảm, trong lúc phía dưới, mặt đạp áp suất tăng, hình 12.66. Do hiệu số áp suất giữa hai mặt, phát sinh lực nâng trên tiết diện.

Tại một điểm trên mặt thoát của cánh, áp suất p_1 và tốc độ v_1.

$$p_1 = p_o + \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_1^2)$$

$$= p_o + \Delta p$$

Nếu p_1 trở nên bằng không

$$\Delta p = -p_o$$

Do nước không chịu nổi sức căng mặt, dòng bị gãy xuống tại điểm đó với sự hình thành bong bóng và xâm thực.

Trong thực tế, tình trạng này xảy ra hơi sớm hơn khi p_1 giảm không phải đến không mà đến áp suất hơi nước p_1.

Tiêu chuẩn sẽ là:

$$p_v = p_o + \Delta p$$

hoặc: $$\Delta p = -(p_o - p_v)$$

Chia 2 vế phương trình cho áp suất động $\frac{1}{2}\rho . v_o^2$ hoặc q, sủi bọt bắt đầu khi:

$$-\frac{\Delta p}{q} \geq \frac{p_o - p_v}{q}$$

Đặt $$\frac{p_o - p_v}{q} = \sigma$$

được gọi là số sủi bọt.

Số sủi bọt, ngoài những điều kiện làm việc của profil, phụ thuộc độ sâu của profil dưới mặt nước, phụ thuộc nhiệt độ nước và tốc độ v_o. Trong trường hợp đặc biệt nào đó, σ có thể tính p_o là tổng áp suất tính bằng tổng áp suất thuỷ tĩnh và áp suất không khí:

$$p_o = p_a + \gamma h_s$$

trong đó: p_a - Áp suất không khí (kG/m^2)

γ - Trọng lượng riêng của nước (kG/m^3);

h_s - Độ sâu của profil (m);

p_v - Áp suất hơi nước bão hoà phụ thuộc nhiệt độ của nước bảng.

Bảng 12.5. Áp suất hơi nước bão hoà phụ thuộc vào nhiệt độ

t(°C)	5	10	15	20	30	40	50
$p_v.10^{-2}$ [Pa]	8,73	12,26	17,07	23,35	42,48	73,77	123,41

q- Áp suất động phụ thuộc vào tốc độ v_o. Tốc độ v_o càng lớn, nhiệt độ nước càng cao và độ sâu nhỏ, số sủi bọt càng nhỏ, hiện tượng sủi bọt càng dễ xảy ra.

Δp/p phụ thuộc vào hình dáng profil và góc tấn.

$(\Delta p/q)_{max}$ là thông số đặc trưng độ nhậy sủi bọt của profil gọi là hệ số loãng lớn nhất, ký hiệu ξ_{max}. Hệ số loãng có trị số lớn nhất gọi là số sủi bọt tới hạn:

$$\sigma_1 \approx \xi_{max}$$

Số sủi bọt tới hạn tương ứng tốc độ tới hạn của dòng chảy vào profil:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_o - p_v}{\sigma_1}}$$

Số sủi bọt tới hạn phụ thuộc hệ số lực nâng, chiều dày tương đối (t/b) và độ uốn tương đối fm/t là đặc tính quan trọng của profil mà người ta sử dụng trong thiết kế chân vịt tàu bằng phương pháp lý thuyết xoáy đã xác định chiều rộng tối thiểu của cánh ở những bán kính cho trước, đảm bảo không sủi bọt trên profil làm việc.

Những pha sủi bọt cơ bản trên profil:

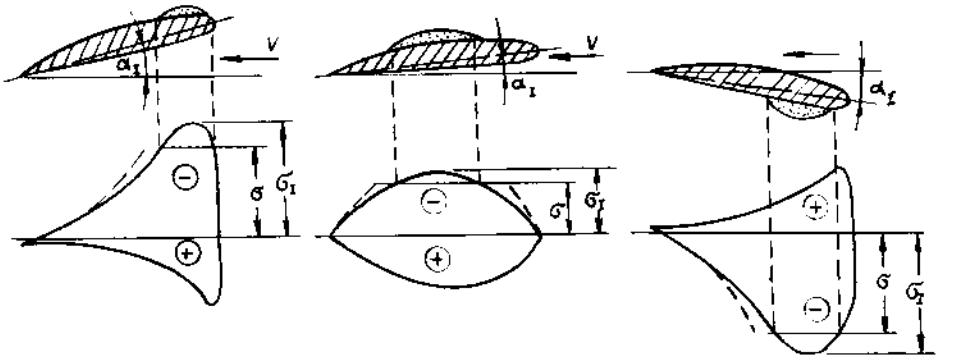
Pha ban đầu, nhận thấy những bong bóng sủi bọt nhỏ, xuất hiện trước hết do sự phân tán hơi vào trong những ion sủi bọt trên các điểm profil, nơi đó áp suất cục bộ giảm dưới áp suất hơi bão hoà. Đó là sủi bọt hơi trước hết. Thực tế những bong bóng nhỏ này không ảnh hưởng đặc tính thuỷ động của profil.

Trong pha thứ nhất trên profil có sủi bọt hơi. Tính chất và vị trí sủi bọt phụ thuộc trước hết thuỷ động lực góc tấn của profin (hình 12.67). Nếu góc tấn lớn, sủi bọt xuất hiện gần mép dẫn của profil, trên mặt thoát.

Nếu góc tấn nhỏ gần bằng không, sủi bọt xuất hiện ở đoạn giữa hoặc gần phía sau của mặt thoát. Nếu góc tấn âm, sủi bọt xuất hiện ở mặt đạp gần mép dẫn.

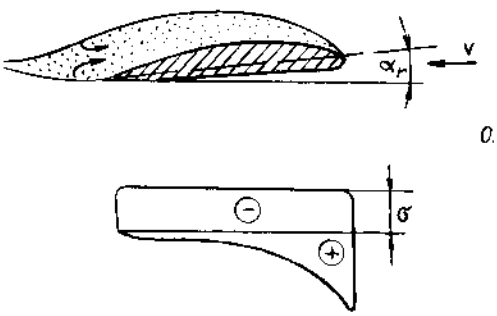
Pha thứ hai, sủi bọt cả bề mặt thoát của profil (hình 12.68) và biến mất ở xa profil. Bởi vì trên cả mặt thoát, áp suất không đổi bằng áp suất hơi bão hoà p_v. Trong pha này, sủi bọt thay đổi rõ nhất đặc tính thuỷ động của cánh: hệ số lực nâng giảm và - hơi ít hơn - hệ số lực cản.

Sủi bọt mạnh trong giai đoạn ba, sủi bọt gọi là siêu sủi bọt hoặc sủi bọt hoàn toàn. Profil đặc biệt chịu những điều kiện làm việc siêu sủi bọt có các đặc tính hình dáng: rất nhọn và cùn ở mép dẫn dầy ở mép theo. Dầy mép theo đảm bảo thêm về sức bền với profil mỏng. Profil siêu bọt có đặc tính hệ số lực nâng nhỏ hơn, hệ số lực cản cũng nhỏ hơn.

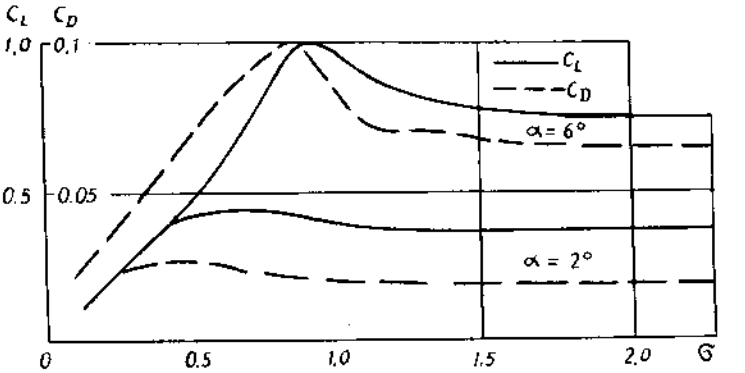


Hình 12.67. Ảnh hưởng thuỷ động của góc tấn đến vị trí xâm thực trong pha đầu sủi bọt

Ảnh hưởng sủi bọt đến đặc tính thuỷ động của profil như đồ thị ở hình 12.69. Từ hình vẽ ta thấy rõ rằng không chỉ như bắt đầu, pha sủi bọt phụ thuộc vào số sủi bọt và góc tấn profil: khi góc tấn lớn, sủi bọt nhanh hơn.



Hình 12.68. Xâm thực và phân bổ áp suất trên cánh trong pha thứ hai



Hình 12.69. Ảnh hưởng sủi bọt đến đặc tính thuỷ động của Prôfin

Profil làm việc sau tàu dễ bị sủi bọt hơn chân vịt xa thân tàu, do vùng sau tàu áp suất trên mặt đạp giảm.

Tiêu chuẩn để ngăn ngừa sủi bọt:

Nhiều tiêu chuẩn đã đưa ra đoán trước sự bắt đầu sủi bọt. Tiêu chuẩn sớm nhất, sử dụng lực đẩy trung bình trên 1 inch vuông diện tích hình chiếu cánh, đến bây giờ không đủ chính xác, tuy nhiên thiết kế vẫn còn dùng xem như hướng dẫn ban đầu.

Ô.Barnaby tính ra tiêu chuẩn từ lần thử tàu Daring là giới hạn áp suất $11\frac{1}{4}$ psi của diện tích hình chiếu chân vịt khi mút cánh ngập 11 inch. Nếu giới hạn này tăng 3/8 psi thì tăng độ ngập 1 foot. Tiêu chuẩn này đã được xác nhận khi thử Turbinia. Cũng hệ số lực nâng trên tiết diện, sự giảm áp suất trên mặt thoát phụ thuộc vào hình dáng tiết diện và những điều kiện khai thác. Một tiêu chuẩn bất kỳ đưa ra cũng phải tính đến các yếu tố đó, và khó tìm một tiêu chuẩn thoả mãn thực tế.

Phương pháp hiện đại tiến gần đến sự tính toán sự phân bổ áp suất quanh tiết diện, hoặc đo chúng trong hầm gió hoặc nước. Biết góc tấn thực, từ lý thuyết vòng xác định sự giảm áp suất tối đa trên mặt thoát của tiết diện, để so sánh với áp suất tĩnh (p_o - p_v). Góc tấn thực phụ thuộc vào dòng theo, trong đó chân vịt làm việc. Trong thực tế, góc tấn thay đổi trên hoặc dưới giá trị trung bình, sủi bọt có thể xuất hiện ở vòng quay hơi thấp hơn. Sủi bọt muộn xuất hiện hoặc tránh được nếu để ý hình dáng thân tàu, khoảng hở giữa chân vịt và vỏ tàu, sự bố trí đầu trục hoặc trục và giá đỡ với hướng dòng chảy.

Tiêu chuẩn chung là sự cần thiết chọn diện tích cánh để tránh sủi bọt. Đồ thị thiết kế xem như hướng dẫn để tránh sủi bọt quá mức và xâm thực dưới những điều kiện khai thác bình thường do Burrill đưa ra năm 1943. Dùng hệ số γ_c biểu thị hệ số tải lực đẩy trung bình trên các cánh:

$$\gamma_c = \frac{T / A_p}{1/2\rho . v_R^2}$$

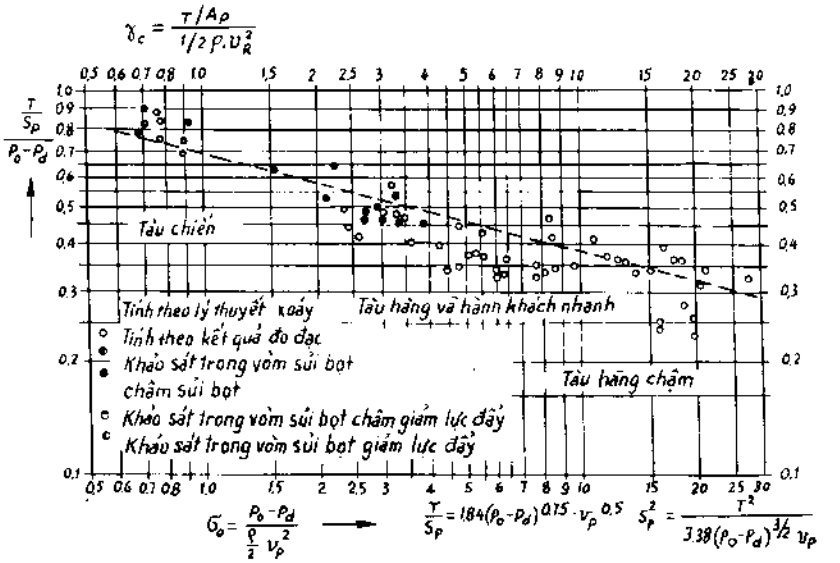
Burrill xây dựng theo số xâm thực tại tiết diện 0,7R ($\sigma_{0,7R}$)

trong đó: T - Lực đẩy, lb

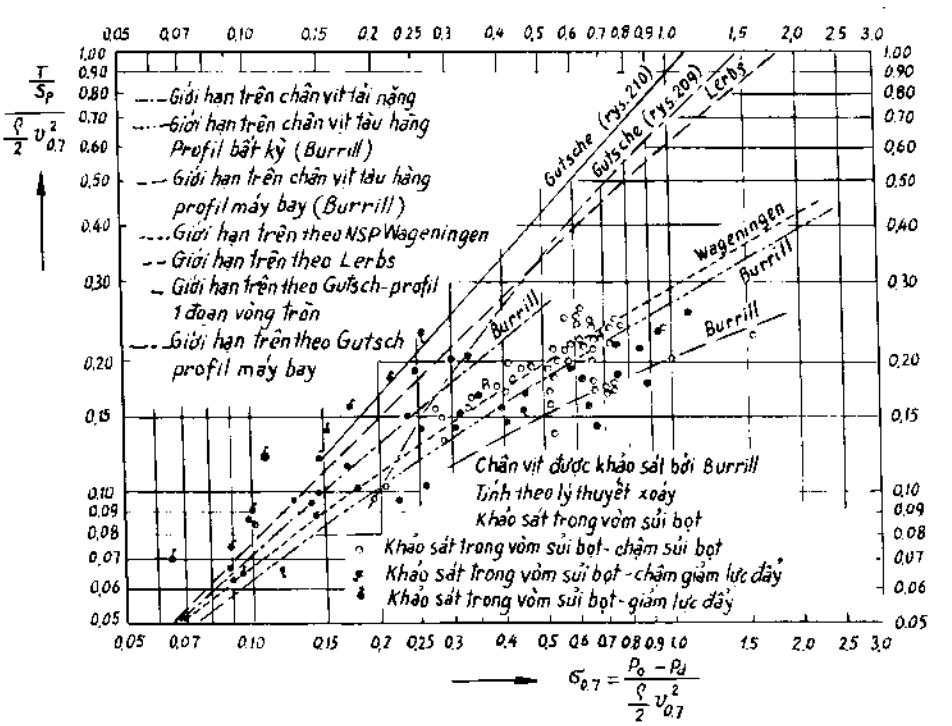
A_p - Diện tích hình chiếu của cánh, sqft;

v_R - Tốc độ tương đối của nước tại tiết diện 0,7R, fps;

$\sigma_{0,7R}$ - Số sủi bọt cục bộ tại tiết diện 0,7R.



Hình 12.70. Đồ thị sủi bọt theo viện Wageningen



Hình 12.71. Đồ thị sủi bọt theo Burrill

Diện tích hình chiếu của cánh Ap có thể tìm được từ công thức gần đúng thông dụng của Taylor (A_D - diện tích khai triển).

$$A_p/A_D = 1{,}067 - 0{,}229\ P/D$$

Lực đẩy trên một đơn vị diện tích có thể tính từ ehp và dhp (P_E, P_D)

$$\frac{T}{A_p} = \frac{p_E(1+x).33000}{(1-t)v.101,33} \cdot \frac{1}{144 A_p} \text{ psi}$$

$$= 2,26 \frac{p_E(1+x)}{(1-t)\ v\ .\ A_p} \text{ psi}$$

$$P_E = \eta_p \cdot P_D$$

trong đó: 1+x - Hệ số tương quan mô hình tàu;

v - Tốc độ tàu, hải lí/h;

A_p - Diện tích hình chiếu của các cánh, sp.ft.

Số xâm thực $\sigma_{0,7R}$ được tính, dùng tốc độ tương đối v_R ở bán kính 0,7 và áp suất tại đường tâm chân vịt. Burrill cho công thức để tính:

$$\rho_o - \rho_v = 14,45 + 0,45h$$

và

$$q_T = \frac{1}{2}\zeta v_R^2 = (v_A / 7,12)^2 + (nD/329)^2$$

trong đó: p_o, p_v - Áp suất tại đường tâm chân vịt, psi;

h - Khoảng cách từ đường tâm chân vịt đến mặt nước, ft;

q_T - Áp suất động tương ứng với v_R, psi;

v_A - Tốc độ tiến, hải lí = v (l-w);

n - Số vòng quay trong 1 phút;

D - Đường kính chân vịt, ft.

Số xâm thực cục bộ sẽ là:

$$\sigma_{0,7R} = \frac{p_o - p_v}{q_T}$$

Đồ thị ở hình 12.72 xuất phát từ thí nghiệm đối với các cỡ chân vịt và có những đường đề nghị (không liền nét) giới hạn trên của T/Ap với những chân vịt làm việc nặng nề (tàu chiến, tàu buồm) do các tiết diện khác biệt để tránh sủi bọt trên mặt đạp. Đường thứ ba, giới hạn thấp hơn của T/Ap để tránh sủi bọt đối với tàu kéo và tàu đánh cá.

Để thử mô hình tàu Netherlands đưa ra tiêu chuẩn gần giống, cho diện tích tối thiểu của cánh để tránh sủi bọt. Tiêu chuẩn này dựa trên sự phân tích của một số chân vịt.

$$A_p^2 = \frac{T^2}{1360(p_o - p_V)1,5 v_A}$$

trong đó: A - Diện tích hình chiếu các cánh ft^2;

T - Lực đẩy, lb;

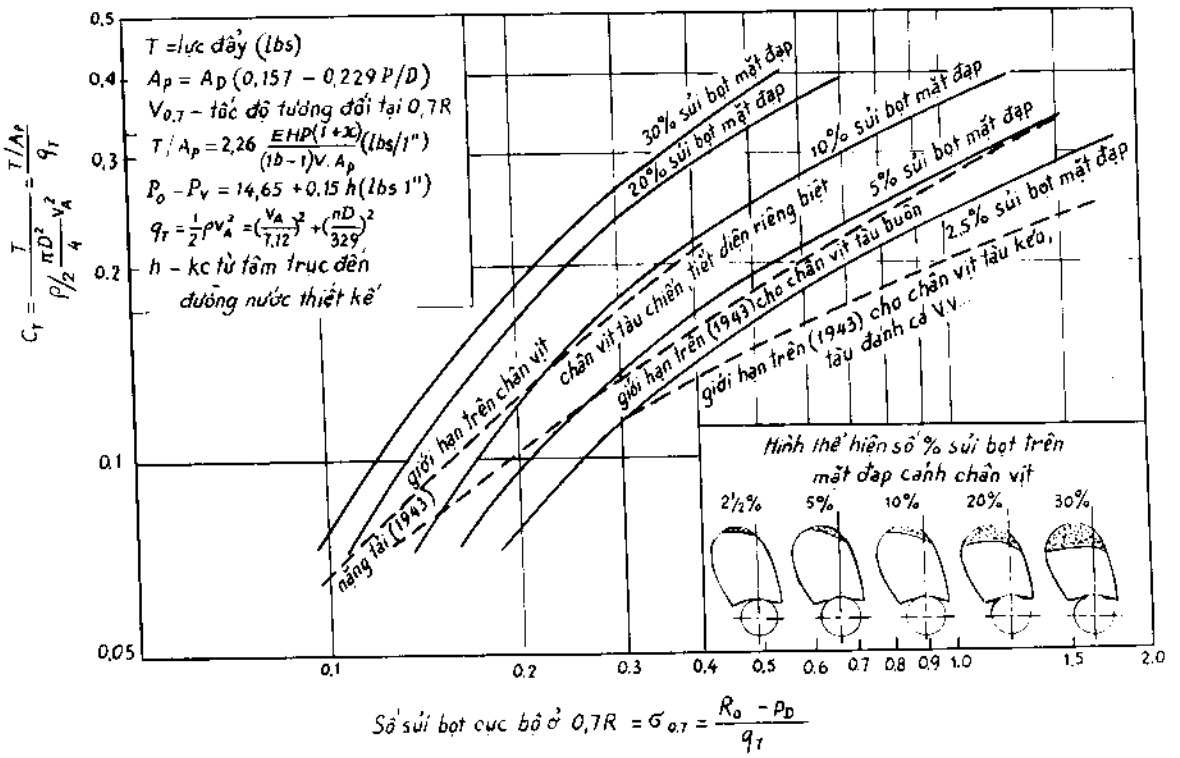
p_o - Áp suất tại tâm chân vịt do ngập nước cộng với áp suất không khí, psi;

p_v - Áp suất hơi bão hoà, psi;

v_A - Tốc độ tịnh tiến hải lý/h.

Đường cong được thiết lập theo công thức đưa vào đồ thị Burrill nằm trên đường giới hạn trên của chân vịt tàu hàng.

Phương pháp thiết kế cụ thể, dùng lý thuyết xoáy, tỉ số diện tích có thể chọn từ một trong những công thức kinh nghiệm và sau đó chọn.



Hình 12.72. Biểu đồ sủi bọt đơn giản

Trong bước thiết kế ban đầu, công thức hướng dẫn của Keller để tránh các bong bóng sủi bọt là tính tỉ số diện tích.

$$\frac{A_E}{A_o} = \frac{(1{,}3 + 0{,}3Z)T}{(p_o - p_v)D^2} + K$$

trong đó:

A_E/A_o - Tỉ số diện tích của chân vịt;

Z - Số cánh của chân vịt;

T - Lực đẩy (kG);

p_o - Áp suất tính tại tâm chân vịt (kG/m^2);

p_v - Áp suất hơi (kG/m^2);

D - Đường kính chân vịt (m);

K - Hằng số phụ thuộc chiều dầy cánh;

K = 0,30 đối với 1 chân vịt bằng đồng đỏ và độ nghiêng cánh gần 10°;

K = 0.15 so với 2 chân vịt bằng đồng và 1 chân vịt hợp kim niken - nhôm;

K = 0,1 đối với 2 chân vịt bằng hợp kim niken - nhôm và độ nghiêng cánh nhỏ;

K = 0 đến 0,05 đối với chân vịt tàu chạy nhanh như tàu săn bắt, tuần tiễu.

12.11. TÁC ĐỘNG TƯƠNG HỖ GIỮA VỎ TÀU VÀ CHÂN VỊT

Chân vịt làm việc trong vùng gần vỏ tàu, khác khi ở xa trong môi trường nước không xoáy. Chân vịt gây ra sự giảm áp trên mặt hút làm việc, người ta nhận biết dễ dàng rằng chân vịt làm tăng sức cản R của thân tàu.

Để làm rõ tác động tương hỗ giữa vỏ tàu và chân vịt, người ta đưa ra hai hệ số:

- Một là hệ số dòng theo w;
- Hai là hệ số lực hút t.

Hệ số dòng theo đặc trưng cho tác động của vỏ tàu lên chân vịt.

Hệ số hút đặc trưng cho tác động của chân vịt lên vỏ tàu.

12.11.1. Dòng theo

Khi tàu chuyển động, thân tàu làm rối loạn dòng nước bao quanh. Trong vùng làm việc của chân vịt xuất hiện dòng chảy có một tốc độ nhất định và có hướng trùng với hướng chuyển động của tàu. Dòng chảy này được gọi là dòng theo. Sự khác nhau giữa tốc độ tàu v và tốc độ tịnh tiến v_A, gọi là tốc độ dòng theo. Tốc độ dòng theo thay đổi trong vùng làm việc của chân vịt và có giá trị lớn nhất ở những chỗ gần thân tàu. Càng xa thân tàu, giá trị này càng nhỏ. Dòng theo thường có lợi khi hướng của nó trùng với hướng của tàu nhưng có khi bất lợi (giá trị âm) như đối với các tàu tốc độ cao, tàu chiến.

Froude biểu diễn tốc độ dòng theo như tỉ số tốc độ tới v_A.

$$w_F = \frac{v - v_A}{v_A} \qquad \text{(Froude)}$$

Taylor đưa ra khác, biểu diễn tốc độ dòng theo như tỉ số tốc độ tàu v.

$$w_F = \frac{v - v_A}{v} \qquad \text{(Taylor)}$$

và

$$v_A = v\,(1 - w_T) \qquad \text{(Taylor hoặc Paris)}$$

trong đó: v - Tốc độ của tàu;

v_A - Tốc độ tịnh tiến (có ích) của chân vịt.

w_F - Hệ số dòng theo Froude;

w_T - Hệ số dòng theo Taylor.

Người ta có thể nói rằng dòng theo đặc trưng cho sự khác nhau giữa dòng chảy có tốc độ song song đến vô cùng và dòng chảy thực trong vùng chân vịt, sự khác nhau đó do:

- Sự tồn tại trường tốc độ do tàu chạy tới với tốc độ v;
- Sự tồn tại lớp giới hạn, nơi mà các lực nhớt tham gia;
- Sự hiện diện của sóng di theo.

Tổng hệ số dòng theo w_t gồm có:

a) Dòng thế w_p: Mũi tàu bắn về phía trước và mở rộng ra hai bên các đường nước đổi hướng, tập hợp về sau đổi hướng lần hai; để làm đầy chỗ trống do thân tàu:

$$w_p = 8 \text{ đến } 10\%\ w_t$$

Hình 12.72. Dòng thế w_p

b) Dòng theo ma sát w_f: nó là kết quả tác động của sự cọ xát, nó phụ thuộc độ nhám của tàu và chiều dài tàu. Trị số của nó thay đổi do độ nhớt chất lỏng. Nó trở nên bằng không nhanh khi xa vỏ tàu.

$$w_f = 80 \text{ đến } 90\%\ w_t$$

c) Dòng theo vòng tròn W_{or}:

Theo lý thuyết sóng trochoid, người ta biết rằng tốc độ vòng của các phân tử nước (vitesse orbitaies des molécules) có hướng ngược tạo thành đỉnh sóng và đáy sóng. Dòng theo vòng tròn do ảnh hưởng sóng theo có thể lợi hoặc không lợi khi chân vịt ở đỉnh sóng hoặc đáy sóng. Cường độ dòng theo vòng tròn yếu hơn hai dòng theo khác. Người ta tính giá trị trung bình gần đúng thường dùng tỉ số D/L (đường kính chân vịt/chiều dài tàu) để chỉ độ lớn của dòng theo vòng.

$$w_{or} = 3 \text{ đến } 5\%\ w_t$$

Tổng hệ số dòng theo liên quan ba thành phần tốc độ: thành phần dọc trục, góc và quay (vòng). Thành phần quan trọng nhất là thành phần dọc trục, nói chung lấy nó để xem xét.

Thường dòng theo ba chiều chỉ đo trong những trường hợp đặc biệt (lực và momen thuỷ động xác định các đặc tính của dao động tàu).

12.11.2. Lực hút

Tác động của chân vịt đối với thân tàu là khi làm việc, chân vịt làm thay đổi dòng chảy phía sau thân tàu và gây sự chênh lệch áp suất giữa mũi và đuôi tàu. Nói chung sức cản tàu tăng thêm và lượng tăng này là lực hút.

Ta có thể viết: $$T = \frac{R}{1-t} \text{ (Froude – Taylor)}$$

trong đó: T - Lực đẩy của chân vịt;

R - Sức cản của tàu;

t - Hệ số lực hút (Froude - Taylor)

Cũng như dòng theo, có hệ số lực hút ma sát t_f và hệ số lực hút dòng thế t_p.

12.11.3. Các công thức hiệu suất chung và hiệu suất vỏ theo hàm của w và t.

Hiệu suất chung của hệ vỏ tàu - chân vịt:

$$\eta = \frac{\text{công có ích}}{\text{công cung cấp cho chân vịt}} = \frac{Rv}{2\pi Qn}$$

Q - Lực xoắn của chân vịt;

n - Số vòng trên giây.

Nếu đặt chỉ số 0 cho những thông số của chân vịt làm việc trong nước tự do, ta có thể viết:

$$\eta = \frac{Rv}{2\pi Qn} = T(1-t)\cdot\frac{v_A}{1-w}\cdot\frac{1}{2\pi Qn} = \frac{1-t}{1-w}\cdot\frac{Tv_A}{2\pi Qn}$$

$$= \frac{T_0 v_0}{2\pi Q_0 n_0}\cdot\frac{1-t}{1-w}\cdot\frac{n_0 v_0}{nv}\cdot\frac{TQ_0}{T_0 Q}$$

Biểu thức đầu tiên là hiệu suất chân vịt tự do: η_p;

Biểu thức thứ hai là hiệu suất vỏ η_v;

Biểu thức thứ ba bằng 1;

Biểu thức thứ tư gần bằng 1, gọi là hiệu suất quay: ξ_r

12.11.4. Trị số của dòng theo và lực hút

Trong nhiều trường hợp dòng theo tăng theo hệ số béo thể tích, nhưng sự thay đổi tốc độ ít. Kích thước của chân vịt, trừ đường kính, có hoặc không có ảnh hưởng đến dòng theo

và lực hút. Mô hình tàu 1 chân vịt có đường kính nhỏ, thí nghiệm chứng tỏ hệ số dòng theo cao hơn, hệ số hút nhỏ hơn chân vịt đường kính lớn.

Mô hình tàu 2 chân vịt, góc của trục ống bao 45° cho sức sản nhỏ nhất, nhỏ hoặc lớn hơn 45°, sức cản tăng nhưng không ảnh hưởng đến hệ số hút.

Hệ số dòng theo cao:

- Khi góc của trục ống bao nằm ngang (horizontal bossings) với chân vịt quay ra; và

- Khi góc của trục ống bao thẳng đứng (vertical bossings) với chân vịt quay vào (quay vào - quay ra là nhìn từ đuôi về mũi tàu). Hiệu suất đẩy tốt nhất khi chân vịt quay ra, khi góc của trục nhỏ hơn 45°, và chân vịt quay vào khi góc của trục lớn hơn 45°.

Sự khảo sát khác quan trọng về dòng theo do giáo sư Bragg ở Michigan với 2 nhóm mô hình tàu 1 chân vịt. Kết quả thí nghiệm chỉ rõ rằng hệ số dòng theo tăng với hệ số béo đứng (δ / α), tỉ số B/T của mô hình và độ cao đường trục nhưng hệ số dòng theo giảm khi đường kính chân vịt tăng.

Sự khảo sát lần thứ ba của Taylor về dòng theo bằng hệ thống thí nghiệm mô hình, thực hiện ở bể thử ở Mỹ, mô hình 1 chân vịt mà nhiều chân vịt khác nhau, đã thấy rằng dòng theo tăng khi đường kính giảm như khi chân vịt nhô trên mặt nước. Taylor cho trị số trung bình của hệ số dòng theo khi thiết kế ban đầu, giá trị này rút ra từ sự phân tích kết quả thử của 150 tầu.

Bảng 12.6. Bảng trị số của hệ số dòng theo Taylor

Hệ số C_B	Tàu 2 chân vịt	Tàu 1 chân vịt
0,50	-0,038	0,230
0,55	-0,021	0,234
0,60	+0,007	0,243
0,65	0,045	0,260
0,70	0,091	0,283
0,75	0,143	0,314
0,80	-	0,354
0,85	-	0,400
0,90	-	0,477

Schoenherr đã thí nghiệm và phân tích hệ số dòng theo và lực hút với mô hình tự chạy ở bể thử USEMB (U.S. Experimental model basin)(*). Cũng trong thời gian này 65 mẫu thử, thống kê của 61 mô hình tàu 1 chân vịt được phân tích và đưa ra công thức kinh nghiệm.

(*) Công trình này đã đăng và ghi trong sách "Principles of Naval Architecture" năm 1939 (trang 149).

Hệ số dòng theo tàu 1 chân vịt Schonherr:

$$w = 0{,}10 + 4{,}5\,\frac{C_{vp}C_p}{(7-6Z)(2{,}8-1{,}8C_p)}\cdot\frac{B}{L} + \frac{1}{2}\left(\frac{E}{T} - \frac{D}{B} - k^1K\right)$$

trong đó: C_{vp} - Hệ số béo đứng;

C_p - Hệ số béo dọc;

B - Chiều rộng tàu, ft;

L - Chiều dài tàu, ft;

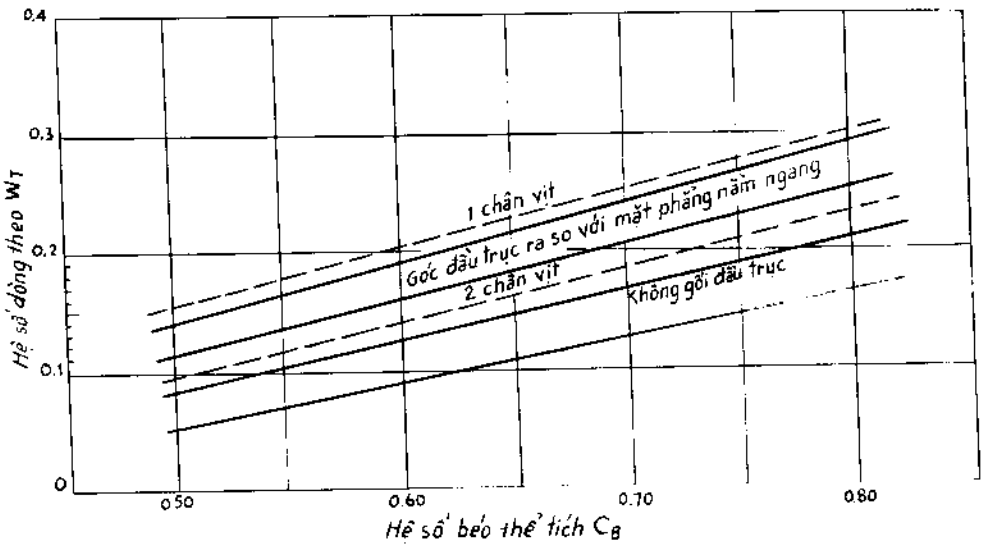
T - Chiều chìm tàu, ft;

E - Chiều cao trục chân vịt trên đường cơ bản, ft;

D - Đường kính chân vịt, ft;

K - Độ nghiêng của cánh chân vịt, radians;

k^1 - Hệ số = 0,3 cho sống đuôi bình thường, bằng 0,5 ÷ 0,6 cho đuôi hớt.



Hình 12.73. Hệ số dòng theo Taylor của mô hình tàu 1, 2 chân vịt

Bảng 12.7. Ảnh hưởng sự bố trí đường trục với hiệu suất vỏ

C_B	0,50			0,60		
	30°	Trục hở	60°	30°	Trục hở	60°
w	0,111	0,071	0,111	0,143	0,103	0,043
t	0,165	0,110	0,143	0,176	0,132	0,151
$\eta_v = \frac{1-t}{1-w}$	0,036	0,958	0,867	0,961	0,968	0,887

ψ - góc của trục so với mặt phẳng nằm ngang (horizontal plane)

Khi $C_B = 0,50$ và 0,60, giá trị w và t lấy ở bảng trên.

Hệ số dòng theo tàu 2 chân vịt của Taylor.

$$w = 2C_B^5(1-C_B) + 0,2.\cos^2\left(\frac{3}{2}.\psi\right) - 0,02$$

Khi chân vịt quay ra, góc trục nằm ngang

$$w = 2C_B^5(1-C_B) + 0,2\cos^2\left[\frac{3}{2}(90-\psi)\right] + 0,02$$

Khi chân vịt quay vào

$$w = 2C_B^5(1-C_B) + 0,04 \qquad \text{(có giá đỡ trục)}$$

Hệ số lực hút tàu 2 chân vịt của Taylor

$$t = 0,55\,C_B - 0,2 = w$$

Hệ số hút tính theo Schoenherr:

- Tàu 1 chân vịt: $t = kw$

$k = 0,50 \div 0,70$ nếu sau chân vịt là bánh lái thoát nước;

$k = 0,70 \div 0,90$ nếu sau chân vịt là bánh lái khối hộp;

$k = 0,90 \div 1,05$ nếu sau chân vịt là bánh lái tấm.

- Tàu 2 chân vịt: $t = 0,25\,w + 0,14$

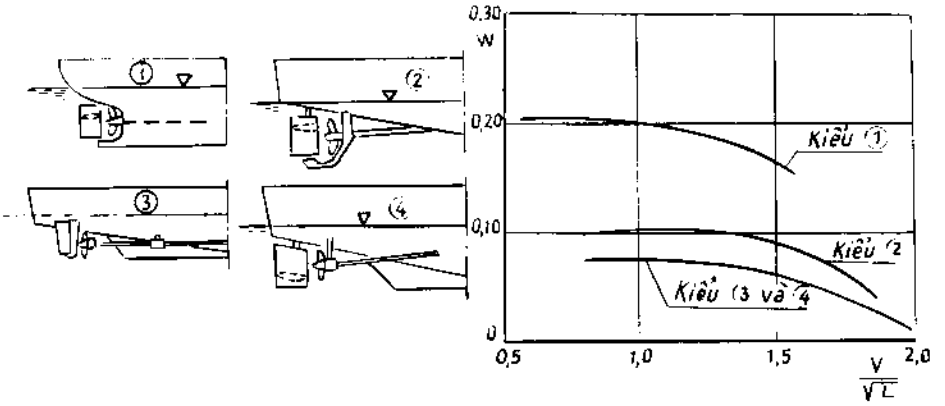
Khi trục không giá đỡ (bossings)

$$t = 0,70w + 0,06$$

Khi có giá đỡ trục (struts)

Đối với các tàu quân sự có đường hình dáng không khác nhiều so với tàu hàng, w, t có thể tính theo bảng 12.7.

Nếu tàu quân sự có đường hình dáng đặc biệt, có thể xác định sơ bộ theo bảng 12.8.



Hình 12.74. Hệ số dòng theo của thuyền máy

Bảng 12.8. Hệ số w, t của tàu quân sự

Loại tàu	w	t
Tàu bọc thép và tàu tuần dương nặng	0,15 ÷ 0,20	0,18 ÷ 0,22
Tàu tuần dương nhẹ	0,035 ÷ 0,10	0,05 ÷ 0,10
Tàu khu trục, tàu vớt mìn	0,00 ÷ 0,10	0,06 ÷ 0,08
Tàu ngầm	0,10 ÷ 0,04	0,01 ÷ 0,03

Đối với thuyền máy loại nhỏ hệ số dòng theo có thể xác định sơ bộ theo hình 12.74. Hệ số lực hút xác định theo công thức Schoenher. C_1 nhận từ 0,7 ÷ 1,1. Nhận C_1 nhỏ cho thuyền có bánh lái, sống đuôi, giá đỡ trục chân vịt không làm cho dòng chảy thay đổi lớn. Nhận C_1 lớn cho điều kiện dòng chảy xấu.

Đối với tàu kéo có thể tính theo các công thức sau:

Công thức Keldvil.

Cho tàu kéo một chong chóng

$$w = \frac{1}{3}\delta + 0{,}01 \qquad (12.78)$$

Cho tàu kéo hai chóng chóng

$$w = \frac{1}{3}\delta - 0{,}01 \qquad (12.79)$$

t_1 cho cả hai loại tàu

$$t = aw \qquad (12.80)$$

a = 0,5 ÷ 0,7 khi bánh lái và trụ lái có profin dạng khí động học;

a = 0,7 ÷ 0,9 khi bánh lái có profin dạng khí động học, trụ lái có tiết diện chữ nhật;

a = 0,9 ÷ 1,05 khi bánh lái không có prôfin dạng khí động học.

Đối với tàu kéo một chong chóng cũng có thể tính theo các công thức sau:

$$w = 0,35\delta + 0,05 \quad (12.81)$$

$$t = 0,225\delta + 0,16 \quad (12.82)$$

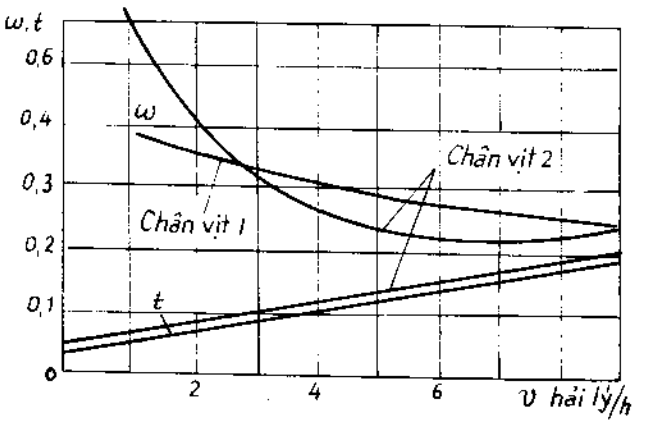
Đối với tàu kéo sông, w và t có thể lấy theo bảng (12.6) và bảng (12.9), (12.10)

Bảng 12.9

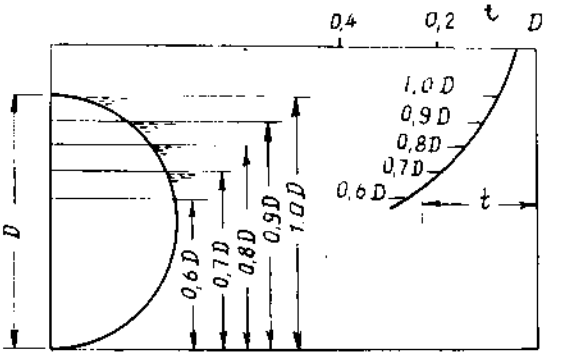
Loại máy đẩy	w	t
Hai chong chóng được che	0,278	0,335
Hai chong chóng trong đường vòm	0,276	0,114
Hai chong chóng trong đường vòm (chong chóng nhô ra 0,3m dưới ky tàu)	0,238	0,102
Ba chân vịt được che	0,326	0,256
Bốn chong chóng trong đường vòm	0,354	0,196

Bảng 12.10

Loại máy đẩy	w	w/t
Vòm đuôi, 1 chong chóng	0,20	1,85
Vòm đuôi, 2 chong chóng	0,27	1,85
Vòm đuôi, 3 chong chóng	0,31	1,85
Vòm đuôi, 4 chong chóng	0,35	1,85
Chong chóng được che	0,27	0,85



Hình 12.75. Liên hệ giữa hệ số lực hút và dòng theo với tốc độ tàu



Hình 12.76. Hệ số lực hút chong chóng không ngâm toàn phần trong nước

Đối với tàu kéo, các giá trị w, t không những cần thiết xét trong trường hợp tàu bơi tự do (đã cho trong các công thức và bảng) mà cả trong trường hợp thử tại bến (v=0) nữa. Trong trường hợp v = 0, có thể nhận t = 0,04 ÷ 0,05 và tăng tuyến tính cho đến giá trị xác định theo bảng hay công thức ở tốc độ bơi tự do. w có thể nhận không đổi nhưng trong thực tế có xu hướng giảm dần khi tốc độ tăng (h.12.75).

Đối với tàu có đuôi dạng đường vòm, hệ số hút t phụ thuộc nhiều vào chiều sâu ngập nước của chong chóng và có thể tính theo đồ thị trên hình 12.76.

Đối với tàu cá, w và t có thể tính theo công thức Taylor, Keldvil, hoặc theo công thức Heckscher:

Cho tàu đánh lưới giã

$$w = 0{,}77\,\varphi - 0{,}28 \qquad (12.83)$$

$$t = 0{,}77\,\varphi - 0{,}30 \qquad (12.84)$$

t và w có thể chọn sao cho hiệu suất thân tàu

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w} = 1{,}01 \div 1{,}06 \qquad (12.85)$$

Sự phân bố t và w có thể chọn như của tàu kéo.

12.12. THIẾT KẾ CHÂN VỊT

12.12.1. Các phương pháp thiết kế

Việc thiết kế chân vịt tàu thuỷ hầu như không thay đổi bởi một trong hai phương pháp, tuy nhiên mỗi phương pháp có một số việc cụ thể khác nhau.

Phương pháp thứ nhất: thiết kế dựa trên những đồ thị, rút ra từ những kết quả thí nghiệm trên hàng loạt mô hình chân vịt. Trong đó có một số thông số thiết kế thay đổi như tỉ số bước, tiết diện cánh và các dạng tiết diện chân vịt thoả mãn với các đặc tính của sêri riêng nào đó, có thể nhanh chóng thiết kế và vẽ theo các yêu cầu khai thác của tàu.

Phương pháp thứ hai: được sử dụng trong trường hợp chân vịt làm việc nặng nề, phải chịu sủi bọt hoặc làm việc trong dòng theo không phẳng lặng, phải áp dụng lý thuyết xoáy để thiết kế.

Trước khi thiết kế cần có các thông tin sau:

1. Các kích thước chủ yếu, tỉ số kích thước, các hệ số hình dáng của tàu để tính dòng theo và các lực hút, các thông số về động lực đẩy.

2. Công suất có ích EHP tính toán.

3. Công suất và vòng quay của máy đã chọn.

4. Tốc độ của tàu.

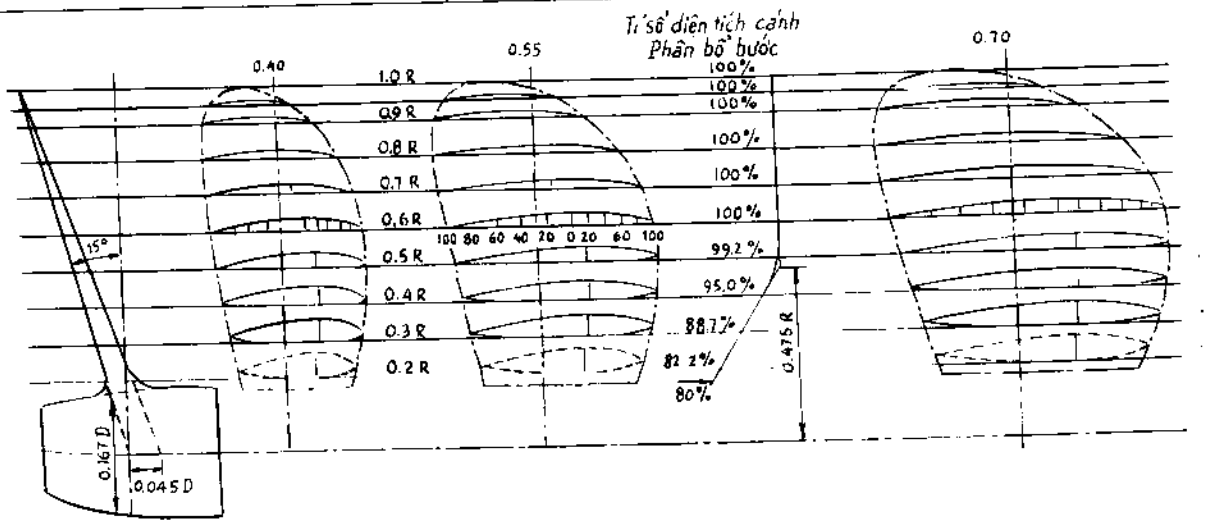
5. Các giới hạn khác như giới hạn đường kính tối đa của chân vịt.

12.12.2. Tính toán chân vịt nhờ những đồ thị B-Wageningen

Nhiều sêri được thử (120 mô hình) do chính công trình của Fronde và Taylor. Sêri được phát triển nhất là bể thử mô hình Wageniningen ở Hà Lan (NSMB) trải qua giữa những năm 1937 và 1964. Các chân vịt từ 2 đến 7 cánh và giới hạn tỉ số bề mặt rất rộng như bảng dưới đây:

Bảng 12.11. Sêri B ở bể thử chân vịt Hà Lan

	Số cánh					
	2	3	4	5	6	7
Tỉ số diện tích	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
	0,38	0,5	0,55	0,60	0,65	0,70
		0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
		0,88	0,85	1,05		
			1,00			
Đường kính moay-ơ / Đường kính chân vịt		0,18	0,167	0,167	0,167	0,180
Tỉ số chiều dầy cánh	0,050	0,050	0,040	0,040	0,035	0,035



Hình 12.77. Hình dáng cánh và các tiết diện của sêri B.4

Sêri đầu tiên NSMB, sêri A, công trình của Baker ở NPL (phòng thí nghiệm vật lý quốc gia) ở Teddington, đầu cánh hơi hẹp, giảm 20% bước ở chân cánh và tiết diện cánh máy bay. Có hiệu suất cao nhưng hệ số lực đẩy thấp.

Sêri thứ hai, sêri B được chỉ rõ ở hình 12.77. Có đầu cánh rộng hơn, tiết diện của cánh

hình cánh máy bay. Đầu cánh rộng hơn sẽ giảm áp suất đều trên cánh cùng mặt đạp cong làm giảm nguy hiểm sủi bọt.

Chúng ta tính chong chóng cho tàu cụ thể, trong thực tế thông thường, chúng ta cũng đã biết những đặc tính của máy, tức là công suất, vòng quay của máy, chong chóng phải đảm bảo tận dụng tối đa công suất của máy, tức là có thể đạt tốc độ của tàu lớn nhất, cũng như đạt được lực kéo lớn nhất như tốc độ đã cho của tàu kéo.

Nếu chong chóng phải đảm bảo tốc độ lớn nhất, bây giờ tốc độ này phải coi như đại lượng chưa biết. Giả thiết tốc độ của tàu v, chúng ta tính tốc độ v_p và sau đó tính hệ số B_p. Lần lượt dùng đồ thị B_p-δ: đạt trị số B_p đã tính trên trục hoành và vẽ đường vuông góc với trục B_p. Đường vuông góc cắt đường cong không liền nét. Giao điểm đó ta nhận được giá trị δ, cũng đồng thời được η_p tối ưu.

Như kết quả thực nghiệm cho thấy, trị số δ đã có phải giảm từ 5-8% đối với tàu 1 chong chóng và giảm 4% đối với tàu 2 chong chóng. Sự giảm này tương ứng với lượng giảm đường kính chong chóng là cần thiết đối với dòng nước không đều chảy qua sau thân tàu.

Với B_p đã xác định và trị số δ đã giảm, từ đồ thị đọc các giá trị P/D và η_p. Có δ ta tính được đường kính chong chóng nhờ công thức:

$$D = \delta \cdot v_A/n$$

Công suất cần thiết cho chong chóng:

$$P_D = \frac{P_E}{\xi_0} = \frac{P_E}{\eta_p \cdot \xi_k \cdot \xi_r}$$

trong đó: η_p - Hiệu suất chong chóng tự do;

ξ_k - Hiệu suất vỏ;

ξ_r - Hiệu suất quay.

Trong công thức này có công suất kéo P_E, chúng ta tính từ đường cong sức cản của tàu.

Công suất cần thiết cho chong chóng phải bằng công suất cung cấp của máy. Nếu không đạt được phù hợp, bấy giờ chúng ta giảm hoặc tăng tốc độ và cả phép tính phải thực hiện lại. Và nếu cũng không đạt, thì phải làm lại lần nữa.

Thường thường sau 2 hoặc 3 lần, đạt được công suất đúng yêu cầu.

Nhiều trường hợp, khi chiều chìm nhỏ, đường kính tối ưu của chong chóng đã tính được là lớn hơn đường kính của chong chóng có thể lắp vào tàu. Bấy giờ chúng ta lấy giá trị đường kính cho phép lớn nhất và tính trị số δ cho phù hợp. Điều rõ ràng rằng trong trường hợp đó trị số có được phải giảm.

Nếu chong chóng phải đảm bảo lực kéo lớn nhất ở tốc độ yêu cầu, bây giờ tốc độ tịnh tiến v_A phải biết để tính B_p. Khối lượng tính tiếp theo như khi tính chong chóng ở tốc độ tối đa, nhưng có điều khác là không cần thiết áp dụng những lần gần đúng tiếp mà cuối cùng phải tính lực đẩy của chong chóng bằng công thức:

$$T = \frac{75.P_E}{v(1-t)} = \frac{75.P_D.\eta_p.\xi_r}{v_A} \qquad (12.86)$$

Lực kéo được tính từ công thức:

$$Z = T(1 - t) - R$$

Trong tất cả những trường hợp trên, trong tính toán phải để ý hiện tượng xâm thực, chọn hệ số bề mặt chong chóng tối thiểu thích hợp.

Trị số σ, chúng ta đọc trên đường cong (η_p) từ đồ thị của 2 seri chong chóng, chúng khác nhau hệ số bề mặt. Để tính hệ số bề mặt tối ưu phòng ngừa xâm thực, tính số xâm thực σ_o theo công thức:

$$\sigma_o = \frac{p_o - p_d}{\varsigma/2.v_A^2} \qquad (12.87)$$

Dựa vào hình 12.70 với σ_o đã tính, ta đọc được trị số $\frac{T}{A_p}\Big/p_o - p_d$. Để tìm diện tích bề mặt chiếu, chúng ta tính lực đẩy theo công thức 12.86 và sau đó tính diện tích bề mặt chiếu A'_p theo yêu cầu. Trị số thực diện tích bề mặt chiếu A_p, chúng ta tính từ công thức.

$$A_p = \frac{A_o}{A} A(1{,}067 - 0{,}229P/D) \qquad (12.88)$$

Có được các giá trị A'_p, A_p cũng như P_D, η_p và D thể hiện bằng đồ thị, hàm của A_o/A hình 12.73 nối các điểm là những đường thẳng. Điểm giao giữa đường A_p và A'_p xác định cho ta trị số A_o/A có để ý xâm thực. Đồng thời từ đồ thị chúng ta có được P/D, η_p và D. Công suất cung cấp cho chong chóng có thể tính từ công thức (12.85).

Ví dụ 12.1: Xác định các kích thước chính của chong chóng và tốc độ của tàu đạt được:

Cho biết: L = 120,0; B = 16,0; T = 7,10m; δ = 0,743

Tàu lắp máy diezen có công suất P_e = 5800 cv, vòng quay n = 125v/phút, hệ số dòng theo w = 0,321, hệ số lực hút t = 0,237.

Chiều sâu từ mặt nước đến tâm h = 4,90m

Cho biết đường cong sức cản của tàu:

Bài giải: Ví dụ được giải với cách sau đây:

Giả thiết tàu đạt được tốc độ 15 hải lý. Tính công suất dẫn đến chong chóng, lấy hiệu suất trục $\eta_{tr} = 0,97$, tính chuyển sang mã lực Anh HP, đồng thời giản ước trọng lượng riêng nước ngọt và nước mặn, bởi vì những đồ thị thống kê từ khảo sát mô hình được thực hiện trong nước ngọt:

$$P_D = P_E . \eta_{tr} . \frac{75}{76} . \frac{1000}{1025} = 5800 . 0,97 \frac{75}{76} . \frac{1000}{1025} = 5430\,HP$$

Đối với nước biển:

$$P_D = P_E . \eta_{tr} = 5800 . 0,97 = 5620cv$$

Số vòng quay để ý quá tải, tăng khoảng 0,5 ÷ 1%, tức là chúng ta thừa nhận:

$$n = 126 \text{ vòng/phút.}$$

Giả thiết tốc độ v = 15 hải lý, tính chong chóng, nghiệm khi công thức tính toán xem công suất có đủ theo yêu cầu hay không. Nếu công suất không đủ, như ở ví dụ dưới đây, không đạt được sự phù hợp, giả thiết tốc độ khác và tính lại chong chóng. Việc tính dẫn đến lần gần đúng tiếp theo, đến khi đạt được công suất phù hợp với yêu cầu. Cả phép tính đưa về dạng bảng.

Giải thích các mục tính toán:

1. v: Giả thiết tốc độ cho những gần đúng

2. $v_A = v(1 - w) = v\,(1 - 0,321) = 0,679v$

3&4. $Bp = \dfrac{n . P_D^{0,5}}{v_A^{2,5}} = \dfrac{126\sqrt{5430}}{v_A^{2,5}} = \dfrac{9400}{v_A^{2,5}}$

5. Đọc từ đồ thị Bp - δ trên đường (η_p) opt.

6. δ giảm 6%

7&8. Đọc từ đồ thị Bp - δ đối với Bp và 0,94δ

9. $D = \dfrac{0,94\delta . v_A}{n} = \dfrac{0,94\delta . v_A}{126} = 0,00746\delta v_A$

Bảng 12.12

1	v		Hải Lý	15,00	14,92
2	v_A		Hải lý	10,18	10,12
3	v_A		m/s	5,24	5,21
4	B_p			28,4	28,7
5		δ	-	216	217
6		$0{,}94\delta$	-	203	204
7	Seri	η_P	-	0,600	0,599
8	B.4.40	P/D	-	0,79	0,79
9		D	(ft)	16,4	16,4
10		D	(m)	5,00	5,00
11		δ	-	207	208
12		$0{,}94\ \delta$	-	195	196
13	Sere	η_P	-	0,567	0,565
14	B.4.55	P/D	-	0,85	0,85
15		D	(ft)	15,8	15,8
16		D	(m)	4,80	4,80
17	σ_o		-	10,5	10,6
18	$\dfrac{\dfrac{T}{Ap}}{p_o - p_d}$		-	0,38	0,38
19	Seri	T	(kg)	49500	59500
20	B.4.40	A_p	(m^2)	8,60	8,60
21		A'_p	(m^2)	6,94	6,94
22	Seri	T	(kg)	46700	46700
23	B.4.55	A_p	(m^2)	8.13	8,13
24		A'_p	(m^2)	8,62	8,62
25	Nội suy	η_p	-	0,573	0,572
26		P/D	-	0,835	0,583
27		D	(m)	4,84	4,84
28		P_D	cv	5740	5630

11, 12, 13, 14 & 15 xem tương ứng với 5, 6, 7, 8, 9

17. $$\sigma_o = \frac{p_o - p_d}{\frac{\varsigma}{2} v_A^2} = \frac{2(10330 + 1025\ .\ 4{,}90 - 240)}{104{,}5\, v_A^2} = \frac{298}{v_A^2}$$

18. Từ đồ thị ở hình 12.73

19. $$T = \frac{75\, p_{e} \cdot \eta_p \cdot \xi_r}{V_A} = \frac{75.5620.1{,}0252\, \eta_p}{V_A} = 431000 \cdot \frac{\eta_p}{V^2}$$

Khi: P_D - Công suất mã lực ở nước biển.

ξ_r = 1,025 (giả định)

20. $$A_p = \frac{T}{(p_o - p_d)\dfrac{A_p}{p_o - p_d}} = \frac{T}{15100\dfrac{A_p}{p_o - p_d}}$$

21. $A'_p = 0{,}40S\,(1{,}067 - 0{,}229\,P/D)$

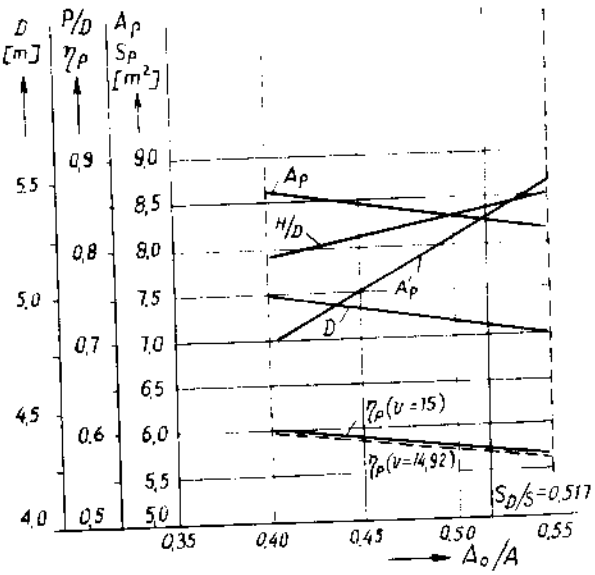
Khi: $A_o = \dfrac{\pi D^2}{4}$

Trị số ở dòng 20 và 21 ta vẽ đồ thị nội suy:

22&23. xem 19&20

24. $A'_p = 0{,}55S\,(1{,}067 - 0{,}229P/D)$

Trị số ở dòng 23 và 24, ta vẽ đồ thị nội suy.



25, 26, và 27. η_p, P/D, D chúng ta có trị số nội suy từ dòng 7, 8 và 10, 13, 14 và 16 (xem hình 73) đối với A_o/A = 0,517.

28. $$P_D = \frac{P_E}{\xi_o} = \frac{P_E}{\eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_r} = \frac{1}{1{,}15} \cdot \frac{P_E}{\eta_p}$$

R_E - Từ đường cong công suất kéo.

Lần gần đúng thứ hai khi giả thiết tốc độ V = 14,92, chúng ta có sự phù hợp công suất phép tính đến lần gần đúng này, có thể kết thúc.

Ví dụ 12.2: Xác định kích thước chính của chong chóng đảm bảo lực kéo tối đa của tàu kéo, tốc độ kéo v = 7 hải lí.

Kích thước tàu kéo: L = 23,89; B=6,40m; T_m = 2,184m

T_d = 2,819m; δ = 0,587

Công suất của máy: P_E = 800cv. Với vòng quay n = 250v/phút

w = 0,16; t = 0,10.

Bài giải:

Công suất dẫn đến chong chóng:

Đối với nước ngọt HP:

$$P_D = \eta_{Tr} \cdot P_E \cdot \frac{75}{76} \cdot \frac{1000}{1025} = 0{,}95 \cdot 800 \cdot \frac{75}{76} \cdot \frac{1000}{1025} = 725\,HP$$

Đối với nước biển, mã lực (cv)

$$P_D = \eta_{Tr} \cdot P_E = 0{,}95 \cdot 800 = 752cv$$

Chúng ta chọn chong chóng 4 cánh, seri B.4.40. Tính thể hiện ở dạng bảng 12.13

Bảng 12.13. Tính chong chóng của tàu kéo

1	v	(Hải lí)	7,0
2	v_A	(Hải lí)	5,95
3	v_A	(m/s)	3,06
4	Bp	-	79
5	δ	-	354
6	0,94 δ	-	332
7	P/D	-	0,57
8	η_p	-	0,471
9	D	(ft)	7,9
10	D	(m)	2,41
11	T	(kg)	8900
12	T_N	(kg)	8190
13	Z	(kg)	8110

Giải thích bảng tính:

2. $v_A = v\,(1 - w)$

4. $B_p = \dfrac{n \cdot P_D^{0,5}}{V_D^{2,5}}$

5. Đọc từ đồ thị B_p - δ ở đường (η_p) opt

6. δ giảm 6%

7&8. đọc từ đồ thị B_p - δ đối với B_p và 0,94δ

9. $D = \dfrac{0{,}94\delta v_A}{n}$

11. $D = \dfrac{75 P_D . \xi . \eta_p}{v_A}$, trong đó $\xi_r = 1{,}0$ (giả thiết)

12. $T_N = T(1-t)$

13. $Z = T_N - R$, R - từ đường cong sức cản

Ví dụ 12.3: Cho biết tốc độ khai thác v = 21 hl/h

Công suất có ích EHP từ thử mô hình ehp = 13000.

Tàu 1 chân vịt, máy đặt giữa tàu

Công suất tối đa với vòng quay p_s = 21000 hp với 109 v/phút

Shp khi tối đa 21 hlí/h tính khi khai thác p_s = 17500 hp

Hệ số dòng theo w=0,20

Hệ số lực hút t = 0,15

Chân vịt thiết kế với đường kính hạn chế 21,0 ft

Chân vịt 4 cánh phù hợp với lực chấn động.

Bài giải:

$$v_A = v(1 - \omega) = 21\ (1-0{,}2) = 16{,}8 \text{ hlí/h}$$

Giả thiết hiệu suất trục $\eta_t = 0{,}97$

Công suất cung cấp: $P_D = 17500 \times 0{,}97 = 16975$ hp

Hiệu suất: $\dfrac{P_E}{P_D} = \dfrac{13000}{16975} = 0{,}766$

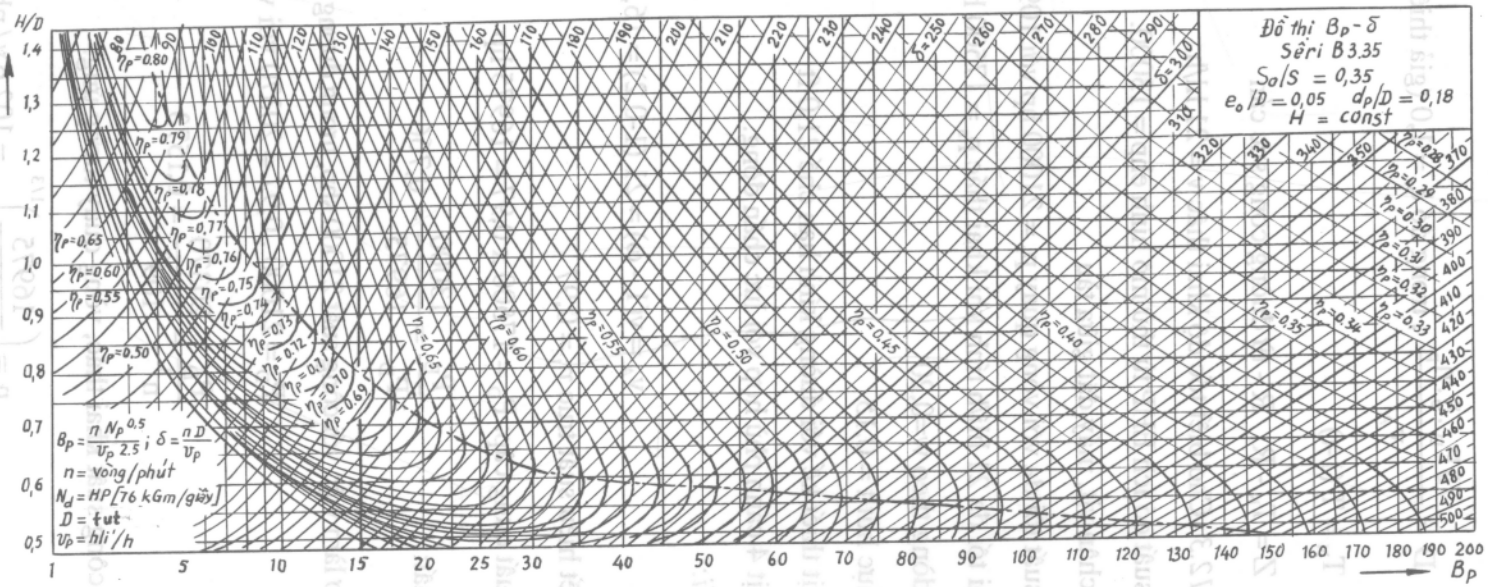
Động cơ làm việc với công suất 21000 shp, tương đương với công suất cung cấp chân vịt:

$$P_D = 21000 . 0{,}97 = 20370 \text{ với vòng quay 109 v/phút}$$

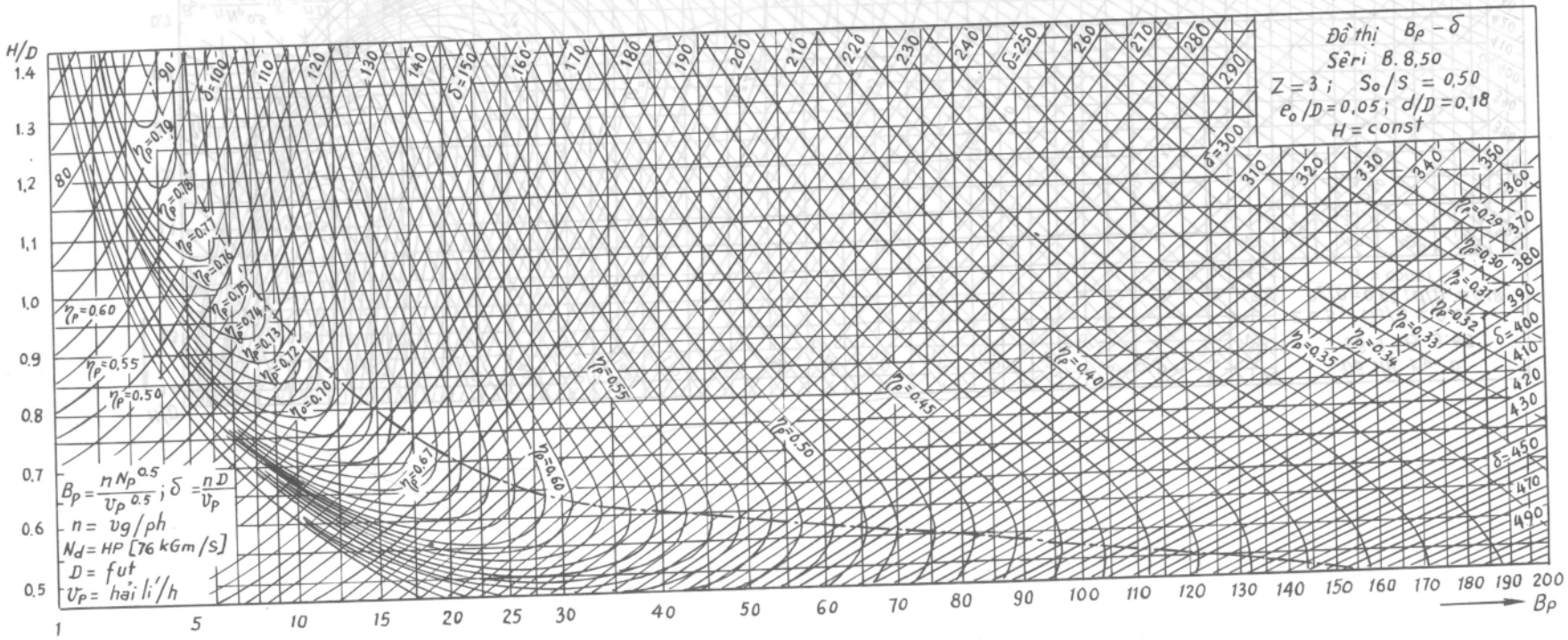
Do đó $\dfrac{P_D}{n^3} = \dfrac{20370}{109^3} = 0{,}1573$

Đối với công suất khai thác, vòng quay tương ứng:

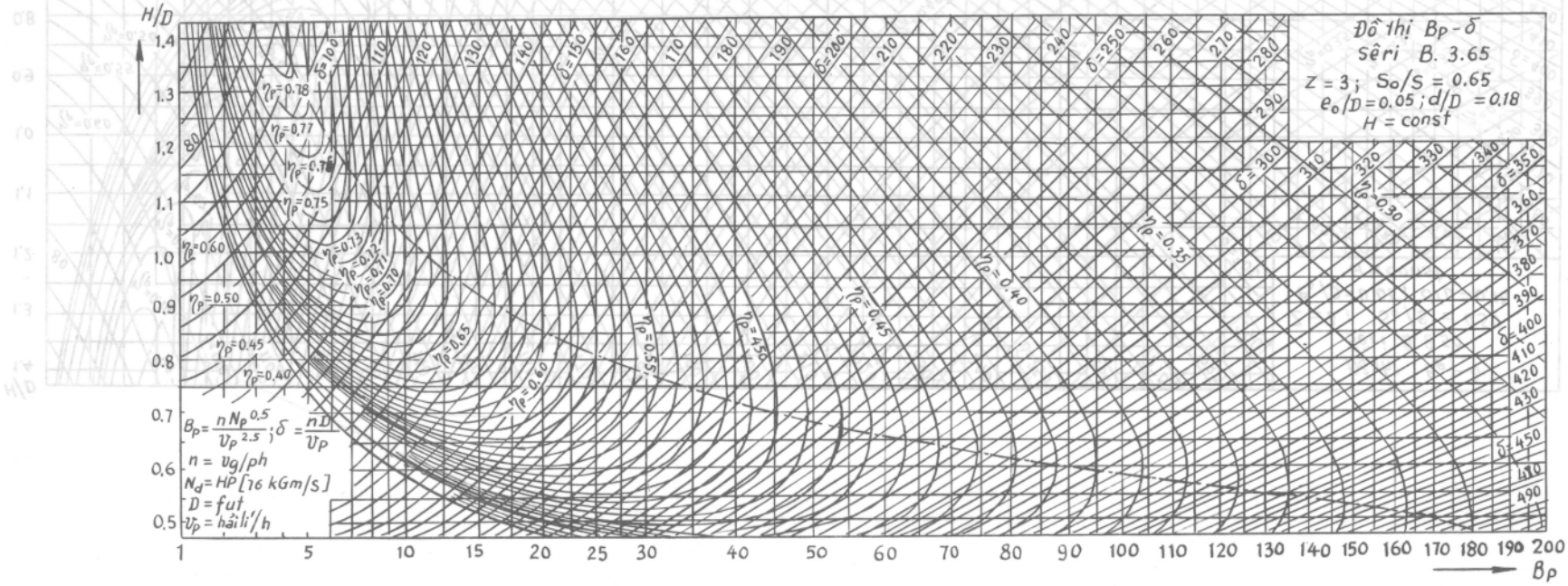
$$n = \left(\frac{16975}{0{,}01573}\right)^{1/3} = 102{,}6 \text{ v/ phút}$$



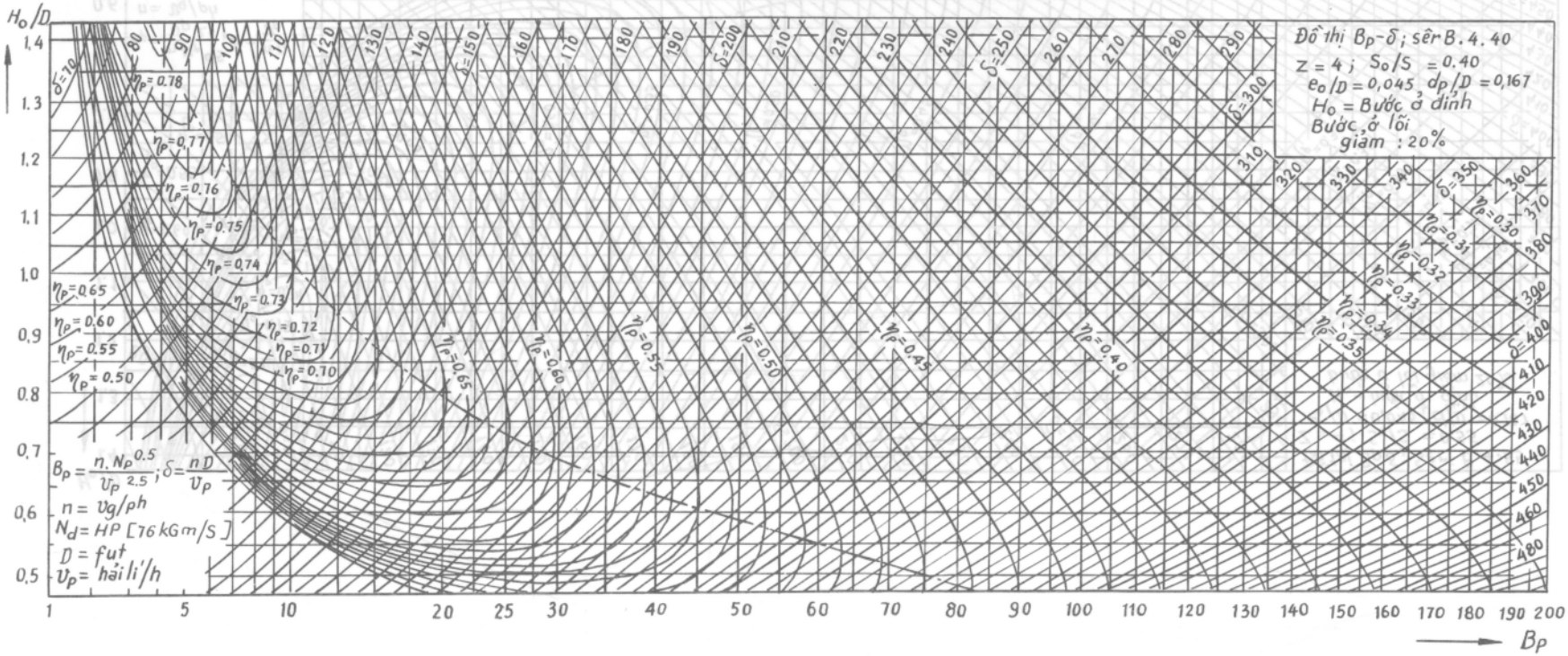
Hình 12.78. Đồ thị Bp - δ cho chân vịt seri B- 3.35 Wageningen



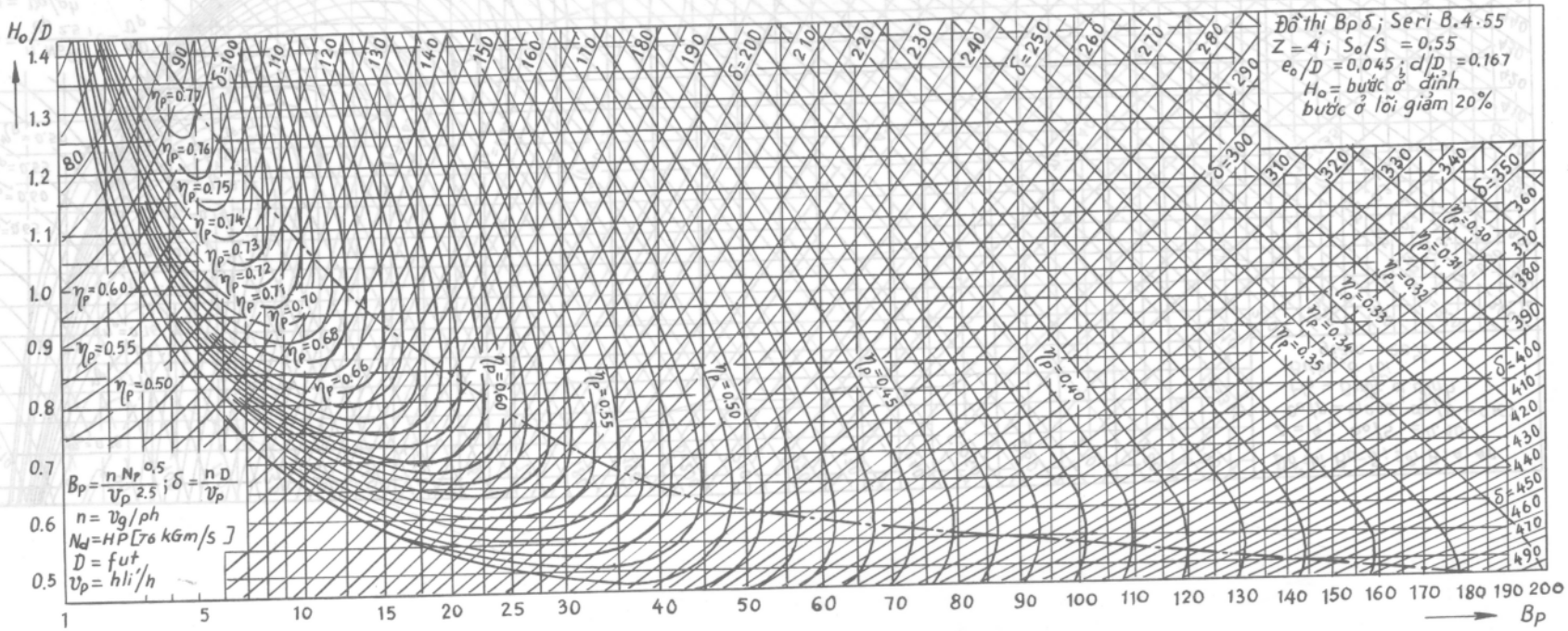
Hình 12.79. Đồ thị Bp - δ cho chân vịt seri B3.50 - Wageningen



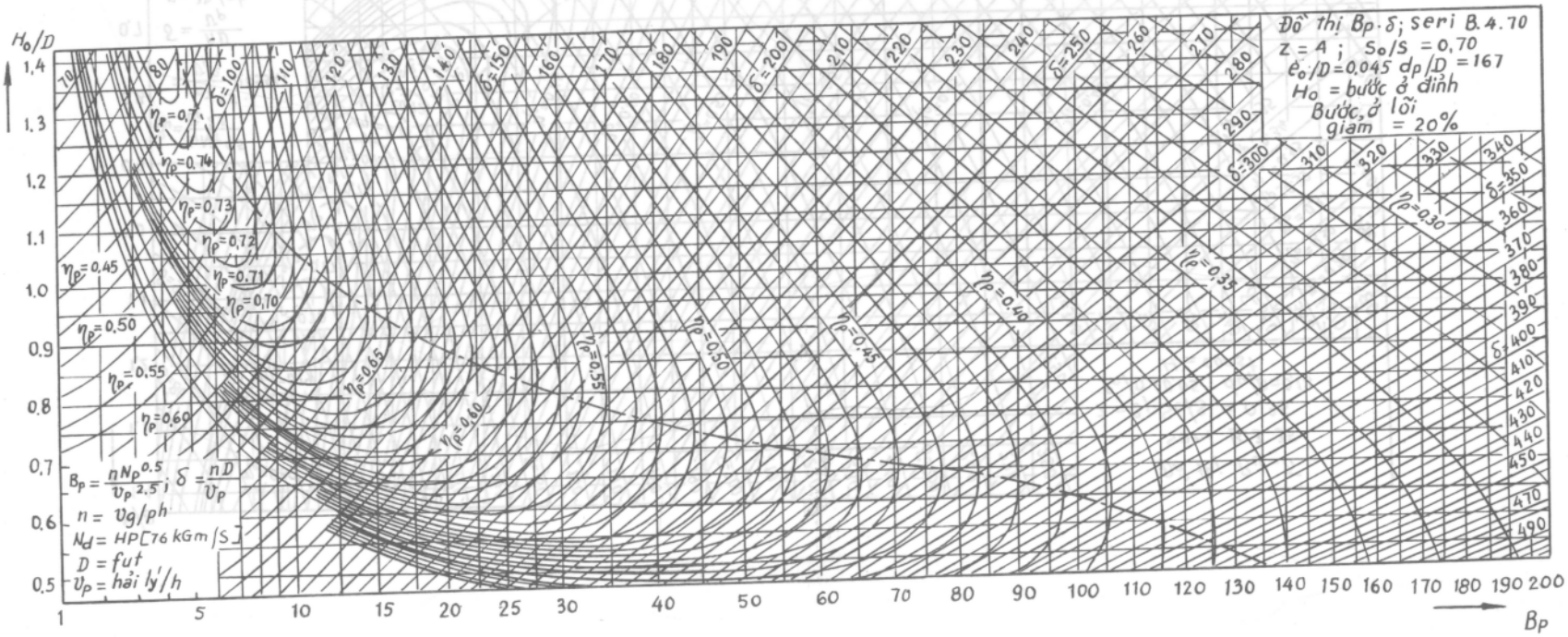
Hình 12.80. Đồ thị Bp - δ cho chân vịt seri B3.65 - Wageningen



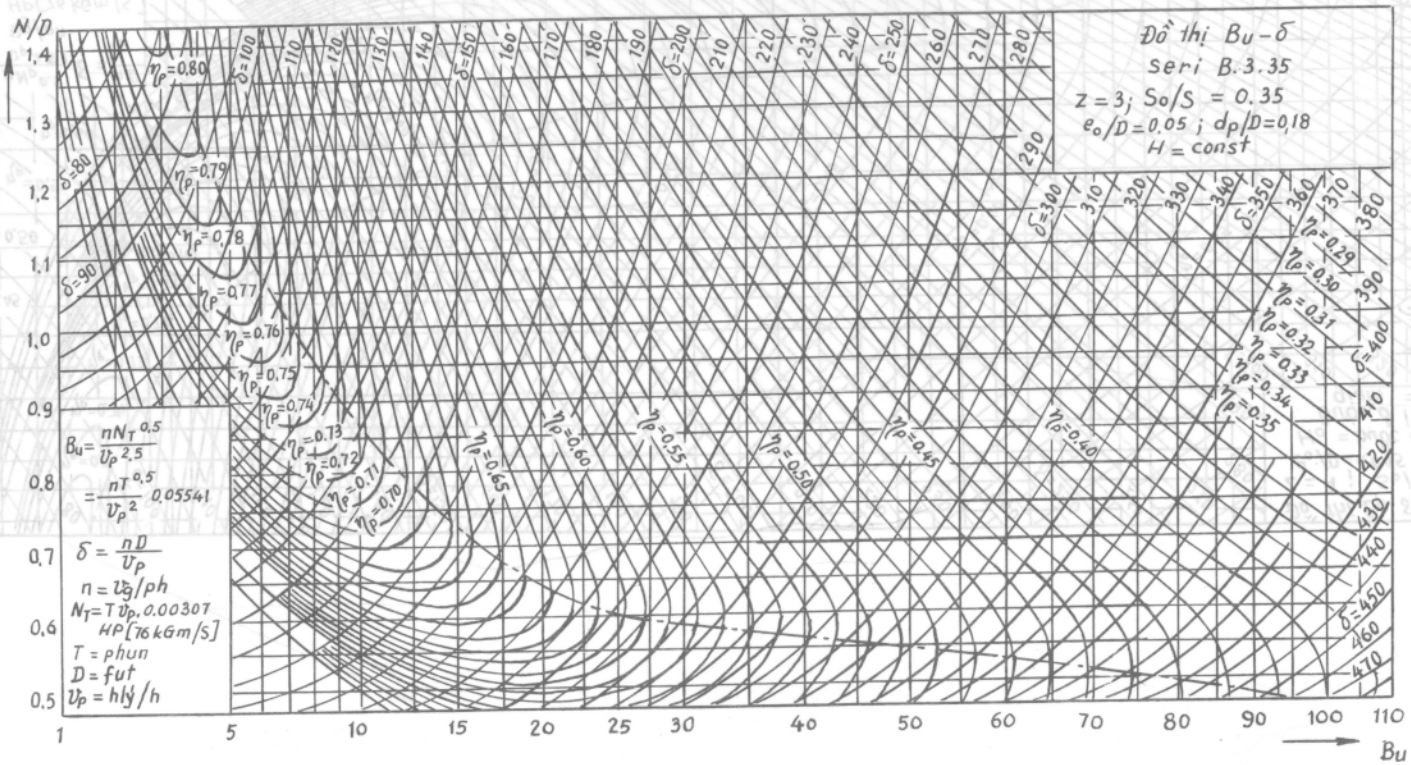
Hình 12.81. Đồ thị Bp - δ cho chân vịt seri B.4.40 - Wageningen



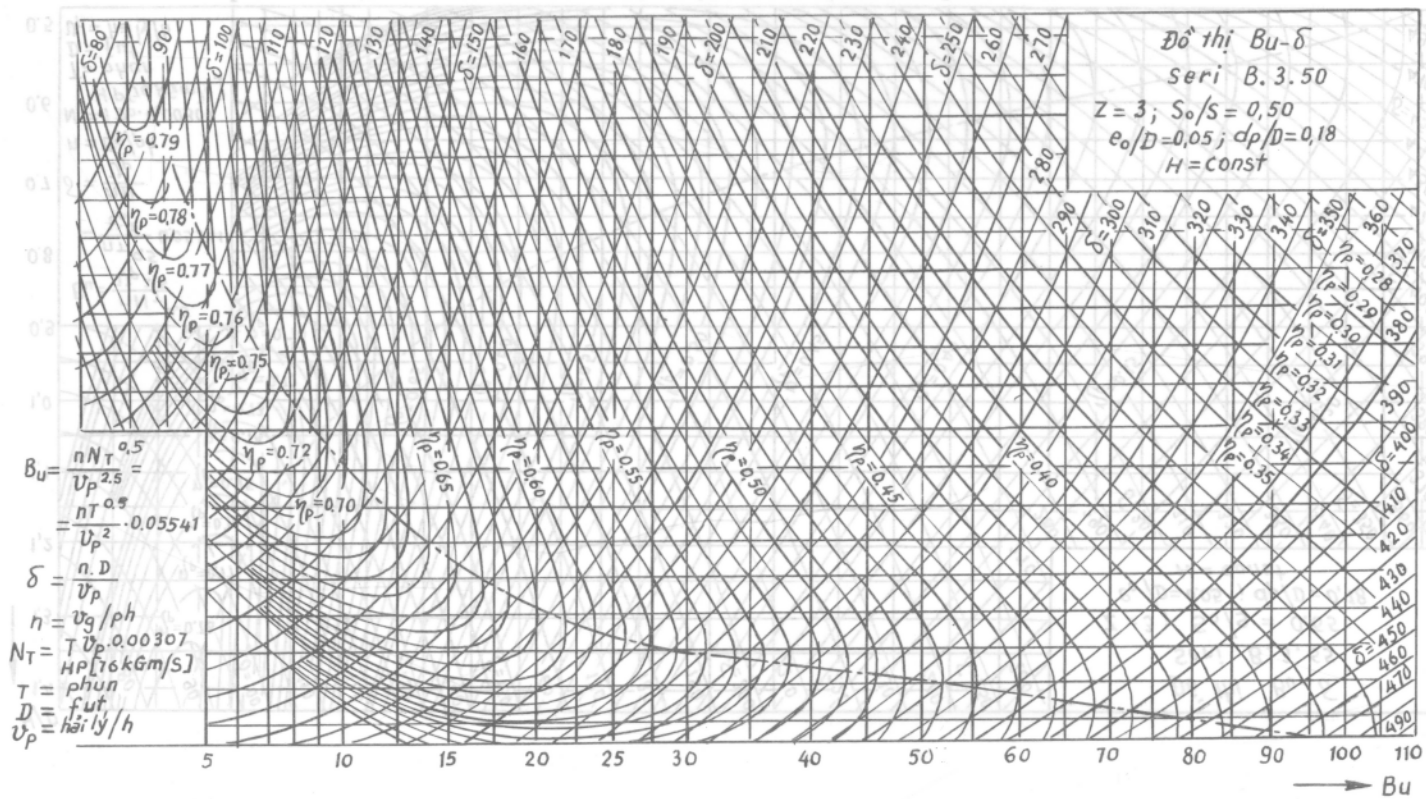
Hình 12.82. Đồ thị Bp - δ cho chân vịt seri B.4.55 - Wageningen



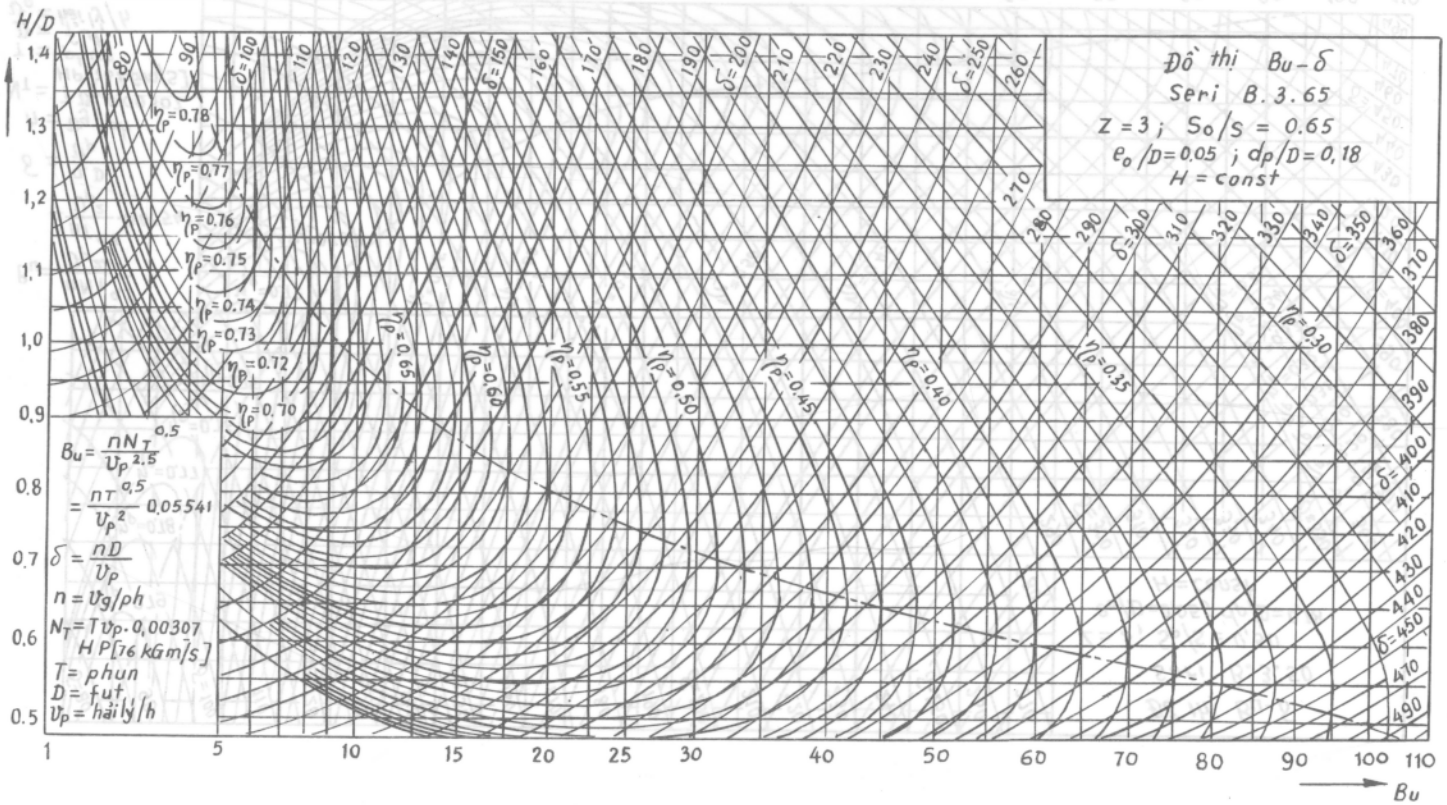
Hình 12.83. Đồ thị Bp - δ cho chân vịt seri B.4.70 - Wageningen



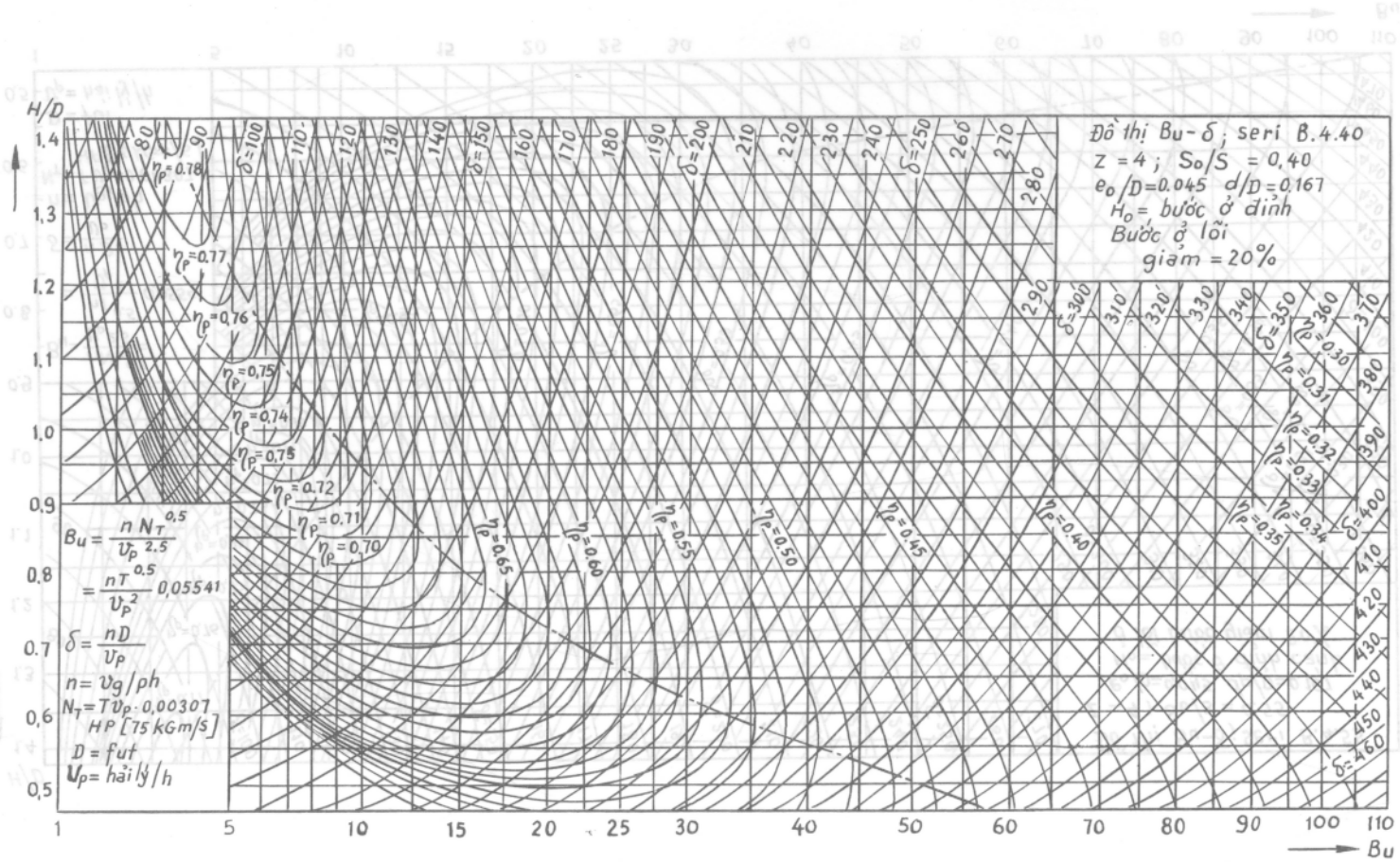
Hình 12.84. Đồ thị B_U - δ cho chân vịt seri B.3.35. Wageningen



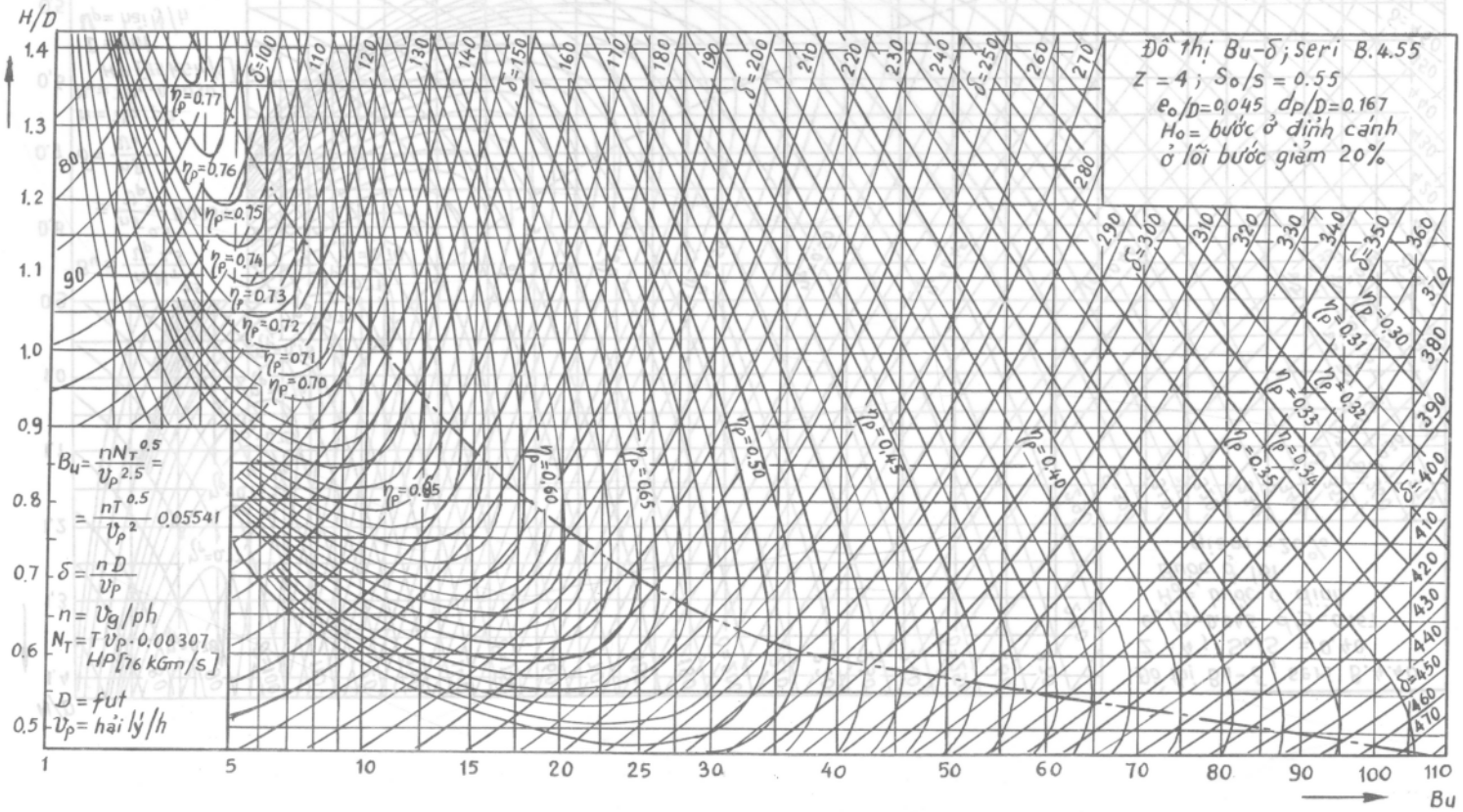
Hình 12.85. Đồ thị B_U - δ cho chân vịt seri B.3.50 - Wageningen



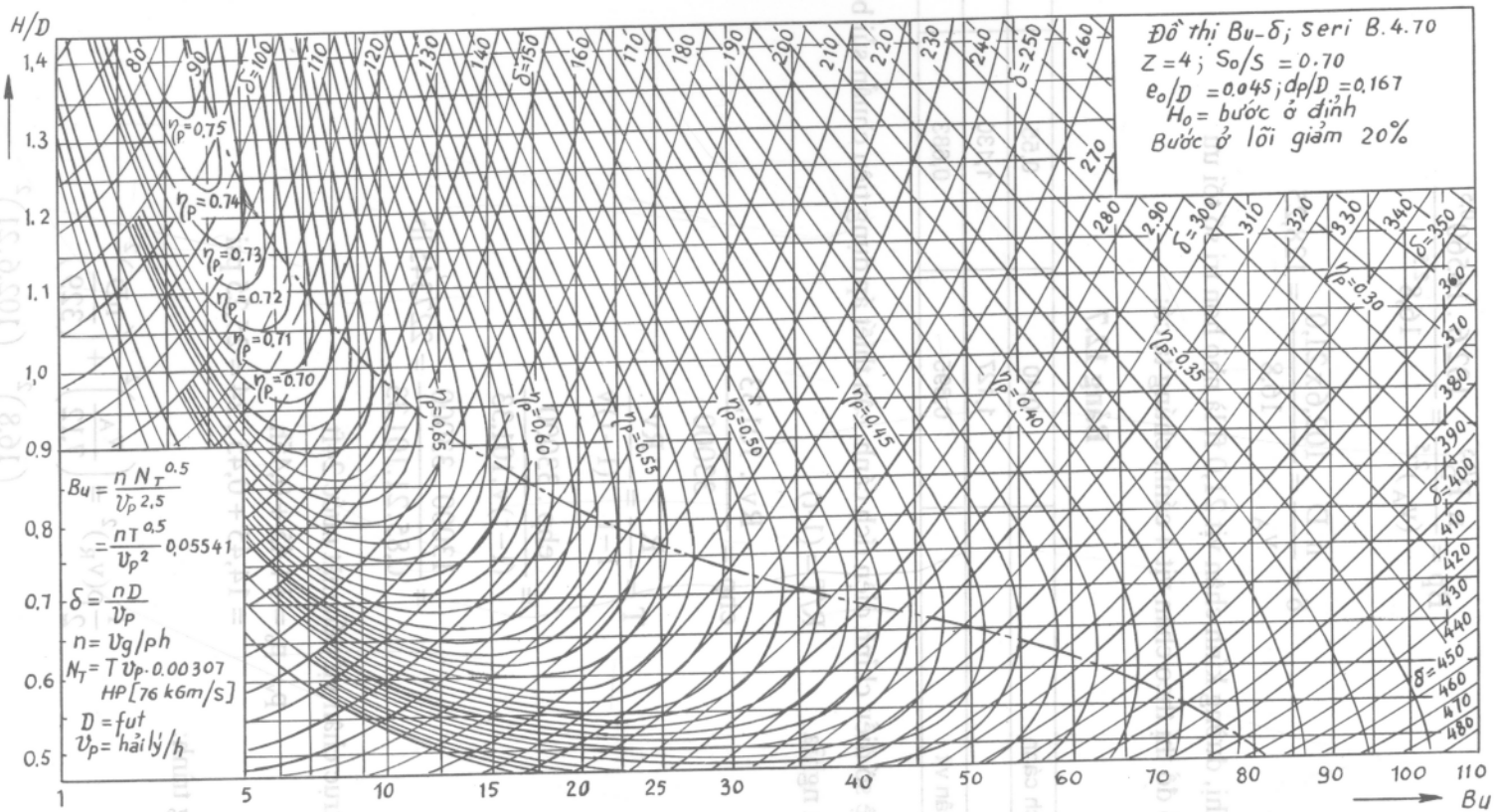
Hình 12.86. Đồ thị B_U - δ cho chân vịt seri B.3.65 - Wageningen



Hình 12.87. Đồ thị B_U - δ cho chân vịt seri B.4.40 - Wageningen



Hình 12.88. Đồ thị B_U - δ cho chân vịt seri B.4.55 - Wageningen



Hình 12.89. Đồ thị B_U - δ cho chân vịt seri B.4.70 - Wageningen

Đồ thị được xây dựng từ kết quả thực nghiệm mô hình trong nước ngọt nên công suất cung cấp sẽ là: 16975/1,025 = 16560 dhp

$$Bp = \frac{n.P_D^{0,5}}{(v_A)^{2,5}} = \frac{102,6\ .\ 16560^{0,5}}{16,8^{2,5}}$$

Và

$$\delta = \frac{n.D}{v_A} = \frac{102,6 \times 21,0}{16,8} = 128,25$$

Từ đồ thị, đường kính chân vịt 21,0 ft là nhỏ hơn trị số tối ưu

Dùng 3 đồ thị theo chân vịt 4 cánh, chúng ta có:

Bảng 12.7

Tỉ số diện tích cánh	0,40	0,55	0,70
Tỉ số bước	1,127	1,130	1,140
Hiệu suất chân vịt	0,695	0,683	0,665

Chọn hệ số điều chỉnh diện tích cánh, cần thiết áp dụng tiêu chuẩn sủi bọt.

Từ định nghĩa $R/T = (1-t)$

và $$ehp = \frac{Rv\ .\ 101,33}{33000}$$

Vậy T $$T = \frac{R}{1-t} = \frac{Rv}{(1-t)v}$$

$$= \frac{ehp\ .\ 33000}{(1-t)v.101,33}$$

$$= \frac{13000\ .\ 33000}{0,85.21.101,33} = 227345\ \text{lb}$$

Từ tâm trục chân vịt đến mặt nước 24ft

$$p_v - p_o = 14,45 + 0,45h$$
$$= 14,45 + 0,45\ .\ 24 = 25,25\ \text{psi}$$

và từ phương trình:

$$\frac{1}{2}\rho(v_R)^2 = \left(\frac{v_A}{7,12}\right)^2 + \left(\frac{nD}{329}\right)^2$$

$$= \left(\frac{16,8}{7,12}\right)^2 + \left(\frac{102,6.21}{329}\right)^2 = 48,47$$

Vậy:

$$\sigma = \frac{p_o - p_v}{\frac{1}{2}\rho(v_R)^2} = 0{,}521$$

Từ hình (12.70) trị số giới hạn γ_c là:

$$\gamma_c = \frac{T/A_p(psi)}{\frac{1}{2}\cdot\rho(v_R)^2} = 0{,}187$$

Và $T/A_p = 1{,}87 \times 48{,}47 = 9{,}06$ psi

$$A_p = \frac{227{,}345}{9{,}06.144} = 142{,}2\,ft^2$$

Diện tích đĩa A_o là:

$$A_o = \frac{\pi}{4}.21^2 = 346{,}4\,ft^2$$

và diện tích hình chiếu cánh = 174,2/346,4 = 0,503 với tỉ số bước 1,14; $P_D/P_o = 0{,}806$

$$A_D = \frac{174{,}2}{0{,}806} = 216\,ft^2$$

$$\frac{A_D}{A_o} = \frac{216}{346{,}4} = 0{,}624$$

Nội suy từ bảng 12.7 - P/D = 1,15 được giảm 20% tại chân cánh đến 0,908 và

$\eta \div 0{,}675$

Trị số chấp nhận của hiệu suất đẩy:

$$\eta_D = \frac{1-t}{1-w}\eta_o \cdot \eta_R = \frac{0{,}85}{0{,}80}.0{,}675.1{,}05 = 0{,}753$$

Giá trị này so sánh với giá trị giả thiết 0,766. Công suất mới tính sử dụng $\eta_D = 0{,}753$ vì vậy:

dhp = ehp/0,753 = 17265 ở vòng quay 103 v/phút

P/D = 1,222 giảm xuống 0,898 tại chân cánh.

Tỉ số diện tích = 0,620, $\eta_D = 0{,}753$ như giả thiết.

12.12.3. Tính toán đặc tính động lực đẩy của tàu

a) Đồ thị đặc tính động lực.

Đồ thị đặc tính động lực của tàu là tập hợp đặc tính của động cơ chính, đặc tính chân vịt và vỏ tàu, tức là tập hợp đường sức cản của tàu, công suất hoặc mômen của động cơ phụ thuộc vào vòng quay và tốc độ.

Đồ thị đặc tính động lực là cơ sở để phân tích động lực đẩy tàu ở các điều kiện khai thác khác nhau của tàu. Xây dựng đặc tính động lực được tiến hành ở giai đoạn cuối của thiết kế chong chóng, nghĩa là khi các đặc tính hình học của chong chóng đã được xác định. Ngoài ra cần có đặc tính động cơ chính, đường sức cản của tàu, các hệ số dòng theo và lực hút phụ thuộc vào tốc độ tàu.

Để làm cơ sở xây dựng đồ thị đặc tính động lực, dùng các liên hệ sau đây giữa chong chóng, vỏ tàu và động cơ chính:

1. Số đo vòng quay của chong chóng phải bằng số vòng quay của động cơ chính sau khi đã tính đến độ giảm tốc nếu có.

2. Momen quay của chong chóng phải bằng momen quay của động cơ hoặc công suất dẫn đến chong chóng phải bằng công suất của động cơ ở điểm cuối của trục chong chóng, sau khi đã tính đến hiệu suất các bộ truyền động và mất mát trên đường trục nếu có.

3. Tốc độ tiến của chong chóng (so với nước tĩnh) phải bằng tốc độ tàu.

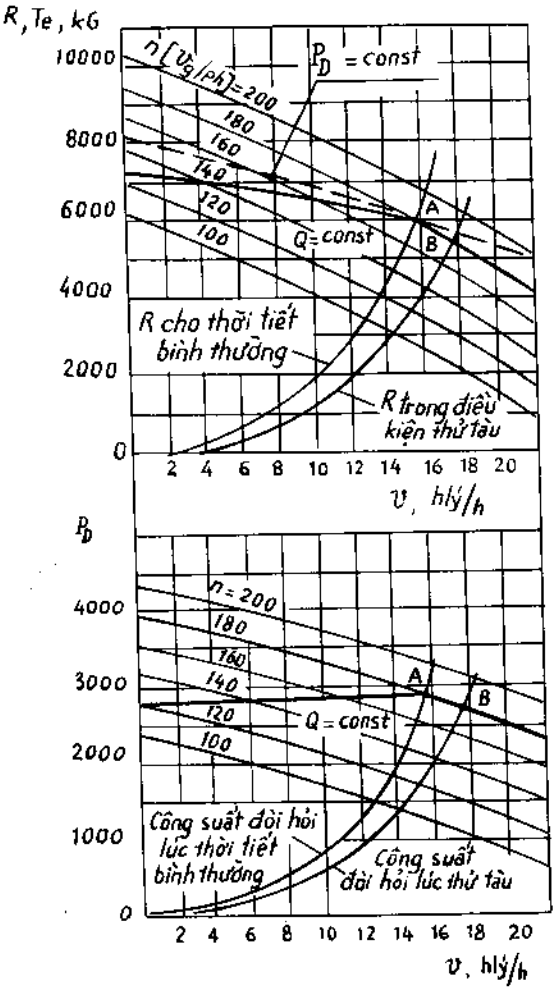
4. Lực đẩy do chong chóng sinh ra phải bằng sức cản của tàu ở tốc độ đã cho.

Phụ thuộc vào loại động cơ chính, đặc tính động lực, có thể xây dựng cho trường hợp momen, vòng quay không đổi (động cơ pittông) hoặc công suất không đổi (động cơ tuabin).

Có nhiều cách để tính đặc tính động lực. Dưới đây chúng tôi đưa ra sơ đồ tính dựa vào đồ thị μ - σ.

Đầu tiên giả thiết các giá trị φ nguyên (φ = 0,1) sau đọc các giá trị μ và σ ứng với giả thiết và các đặc tính hình học của chong chóng (P/D; A_o/A). Đặt các giá trị vòng quay n = const, tính các giá trị momen, tốc độ tàu, lực đẩy và công suất.

Trong trường hợp tỷ số mặt đĩa A_o/A không ứng với đồ thị có sẵn cần phải nhận các đồ thị kế



Hình 12.90. Đồ thị đặc tính động lực của tàu hàng.

cận tỷ số đó ghi các giá trị μ - σ theo các đồ thị này, sau đó nội suy μ - σ cho hệ số A_o/A cần thiết theo đồ thị tuyến tính.

Trên hình 12.90 biểu diễn đặc tính động lực của tàu hàng với chong chóng bước cố định. Sức cản của tàu được tính và vẽ cho 2 trường hợp: Cho thời tiết bình thường hay gặp trong khai thác R_1 và thời tiết lúc thử tàu R_2, thông thường có sức cản bé hơn R_1. Lực đẩy của chong chóng T_e phát ra được tính toán cho các giả thiết vòng quay n = const = 100, 120, 140, 160, 180 và 200 vg/phút; đồng thời T_e cũng tính cho trường hợp momen quay của máy chính không thay đổi, tức Q = const. Tương tự như vậy là đồ thị ở dưới biểu diễn công suất động cơ được phát huy với n = const và Q = const. Đối với công cơ diesel, động cơ chỉ được làm việc ở trạng thái momen thiết kế $Q= Q_{nom}$. Nếu có quá tải chỉ được 10% trong chốc lát vì tuổi thọ của động cơ. Vì thế nếu trên đường chạy tàu, có sóng to gió lớn, sức cản tàu tăng lên (đường sức cản lùi về phía bên trái) chong chóng lúc đó không thể quay với vòng quay thiết kế là 180 vg/phút mà là bé hơn, có thể 160 hoặc 140 v/ph, tức là chong chóng làm việc lùi về trên đường $Q = const = Q_{nom}$ hoặc miền dưới của đường Q = const. Trên hình 12.90 điểm làm việc của vỏ - máy - chong chóng là A cũng là điểm thiết kế. Nếu trong quá trình thử hoặc chạy tàu có điều kiện thời tiết thuận lợi, sức cản tàu nhỏ, đường sức cản tiến qua bên phải và điểm làm việc sẽ là điểm B (điểm giao nhau của T_e với n = 180 vg/ph và sức cản R_2), chứ không phải điểm C vì nếu cho làm việc ở điểm C có nghĩa máy và chong chóng quay nhanh hơn vòng quay thiết kế là 180 vg/ph. Điều này dẫn đến việc gia tăng các lực trong động cơ cao hơn thiết kế, dẫn đến suy giảm tuổi thọ động cơ hoặc làm hỏng máy.

Trên hình 12.91 biểu diễn đồ thị đặc tính động lực của tàu kéo cá với chong chóng cố định. Trong trường hợp này điểm thiết kế - điểm làm việc (kéo lưới) là điểm A ứng với các thông số thiết kế của động cơ là 140vg/ph (có thể qua hộp số). $Q = const = Q_{nom}$, N_d = 440 cv và tốc độ kéo lưới v = 3,5 hlí/h. Khi tàu hết kéo lưới, chạy tự do ví dụ trên đường về cảng, thì sức cản của tàu nhỏ hơn nhiều và đường biểu diễn sức cản nằm về bên phải. Điểm làm việc khi chạy tự do của tàu là điểm B chứ không phải điểm C, vì động cơ không thể làm việc trên vòng quay thiết kế (quá tải vòng quay), mặc dầu chưa đạt đến momen thiết kế Q_{nom}.

Trên đồ thị này cũng vẽ đường sức kéo Z của chong chóng là biểu thị giá trị sức kéo của tàu ở các tốc độ khác nhau.

Qua 2 ví dụ trên cho thấy có thể xảy ra các trường hợp sau:

- Chong chóng có thể thiết kế tối ưu cho chạy tự do.
- Chong chóng có thể thiết kế tối ưu cho kéo - đẩy
- Chong chóng có thể thiết kế tối ưu ở một điểm dung hoà giữa vận tốc chạy tự do và vận tốc kéo tuỳ thuộc vào sự phân tích về thời gian hoạt động của hai chế độ.

Để khắc phục các khiếm khuyết của các trường hợp đó, người ta sử dụng chong chóng biến bước - nghĩa là thông qua việc xoay các cánh ở các góc độ khác nhau để có H/D hợp lý và tận

dụng tối đa công suất máy chính. Loại kết cấu này phức tạp, đắt tiền, do đó phần nhiều sử dụng cho động cơ công suất lớn và số lượng sử dụng ngày càng nhiều. Đối với các loại động cơ nhỏ vài trăm mã lực người ta cũng dùng chong chóng biến bước với kết cấu đơn giản.

Bảng 12.14 n = 200 vg/ph = 3,33 vg/s

1	φ =	-	-	0	1	...	φ_o
2	Cho seri	σ	-	1,275	1,235		
3	B. 4.55	μ		4,70	5,05		
4	Cho seri	σ	-	1,255	1,225		
5	B 4.70	μ		4,70	5,05		
6	Nội suy cho	σ	-	1,263	1,228		
7	So.S = 0,65	μ	-	4,70	5,05		
8	Từ tính toán	Q	kGm	340	295		
9		T	kG	1850	1555		
10		v_p	m/s	0	0,965		
11		v	km/s	0	1,205		
12		R	km/h	0	4,34		
13		N_d	m.l	95	82,5		
14		N_e	m.l	102	88		
15		T_e	kG	1760	1440		

Giải thích:

1. Giả thiết các giá trị nguyên từ 0 trở lên

2,5. Đọc từ đồ thị σ - μ ứng với H/D = 0,840

6,7. Từ đồ thị nội suy

8. $Q = \frac{\rho n^2 D^2}{\mu^2} \cdot \frac{n^2}{\mu^2} \cdot 102.1,46^5 = 675\frac{n^3}{\mu^2}$; (n, vg/s)

6. $T = \frac{2\pi Q\sigma}{D} = 4,30 \cdot Q.\sigma = 4,30.(6).(8)$

11.12. $v = \frac{v_p}{1-w} = \frac{(6)}{1-0,2} = 1,25.(6)$

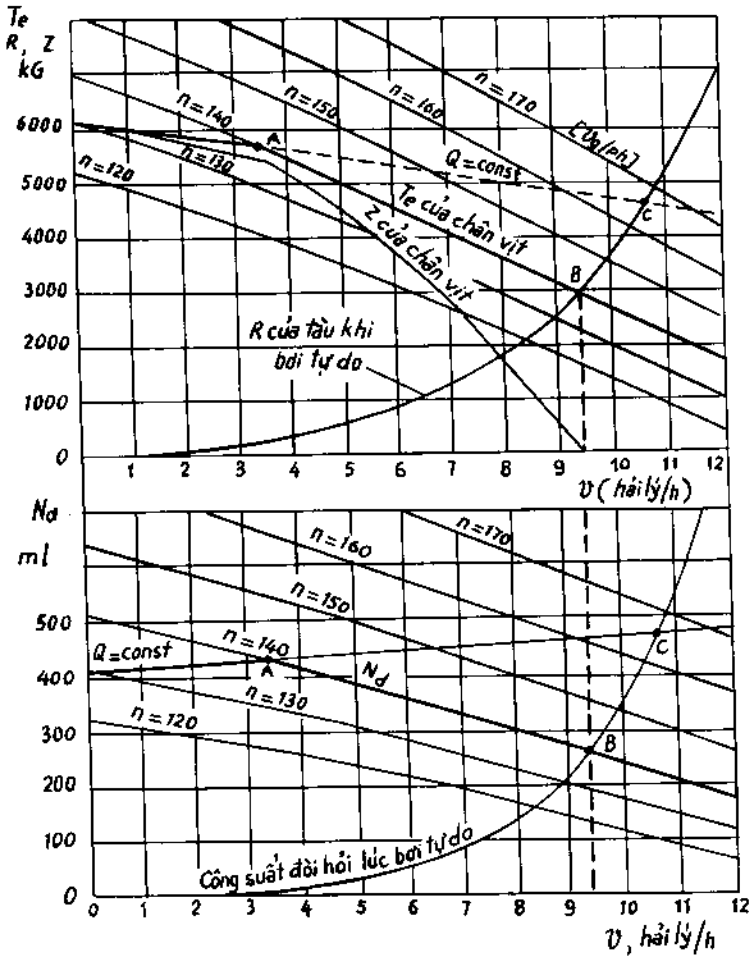
13. $N_d = \frac{Q_n}{716}$; (n, vg/ph)

14. $N_e = \frac{N_d}{\eta}$

15. $T_e = T(1-t) = (9).(1-t)$

b) Cách tính đường Q = const

Q = 300 kGm



Hình 12.91. Đồ thị đặc tính động lực của tàu kéo

Bảng 12.15

1	v		hải lý/h	1	3	v
2	v		m/s	1,03	1,545	
3	v_p		m/s	0,824	1,235	
4	φ		-	0,848	1,27	
5	cho seri	σ	-	1,24	1,22	
6	B.4.55	μ	-	4,90	5,10	
7	cho seri	σ	-	1,23	1,22	
8	B.5.70	μ	-	4,90	5,10	
9	nội suy cho	σ	-	1,235	1,22	
10	So/S= 0,65	μ	-	4,90	5,10	
11		T	kG	1590	1575	
12		T_e	kG	1512	1500	
13		n	vg/s	3,26	3,40	
14		N_d	m.l	82,0	85,5	
15		N_e	m.l	88	92	

Giải thích:

1. Giả thiết

2. v+ (1) . 0,515

3. $v_p = v(1-w) = (2) . (1-0,2) = 0,8 . (2)$

4. $$\varphi = v_p\sqrt{\frac{\rho D^3}{Q}} = (3).\sqrt{\frac{102.1,46^3}{Q}} = (3).\frac{17,8}{17,3} = (3).1,03$$

5÷8 Từ đồ thị σ - μ ứng với H/D = 0,840 và (4)

9÷10 Nội suy

11. $$T = \frac{2\pi Q\sigma}{D} = 4,30.Q.\sigma = 4,30.300.(9) = 1290.(9)$$

12. $T_e = T(1 - t)$

13. $$n = \mu\sqrt{\frac{Q}{\rho.D^5}} = \mu\sqrt{\frac{Q}{676}} = \mu.0,666 \text{ vg/s}$$

14. $$N_d = \frac{Q_n 2\pi}{75} = \frac{300.2\pi}{75}.(13) = 25,2.(13)$$

15. $$N_e = \frac{N_d}{\eta_{tro}} = \frac{N_d}{0,93}$$

c) Cách tính đường N_d = const

N_d = 100 m.l

Bảng 12.16

1	n		vg/s	4,0	5,0	...
2	Q		kGm	299	239	
3	μ		-	6,0	8,4	
4	cho seri	σ	-	3,0	6,4	
5	B.4.55	μ	-	1,11	0,83	
6	cho seri	σ	-	2,28	6,0	
7	B.5.70	μ	-	1,13	0,91	
8	nội suy cho	σ		2,28	6,13	
9	S_o/S = 0,65	μ		1,13	0,88	
10		v_p	m/s	2,21	5,32	
11		v	m/s	2,76	6,66	
12		v	hli/h	5,35	12,80	
13		T	kG	1452	905	
14		T_e	kG	1380	860	

Giải thích:

1. Giả thiết

2. $$Q = \frac{75}{2\pi} \cdot \frac{N_d}{n} = 11{,}95 \frac{100}{(1)}$$

3. $$\mu = n\sqrt{\frac{\rho D^5}{Q}} = (1).\frac{676}{(2)}$$

4.7. Đọc từ đồ thị μ - σ

8.9. Từ đồ thị nội suy

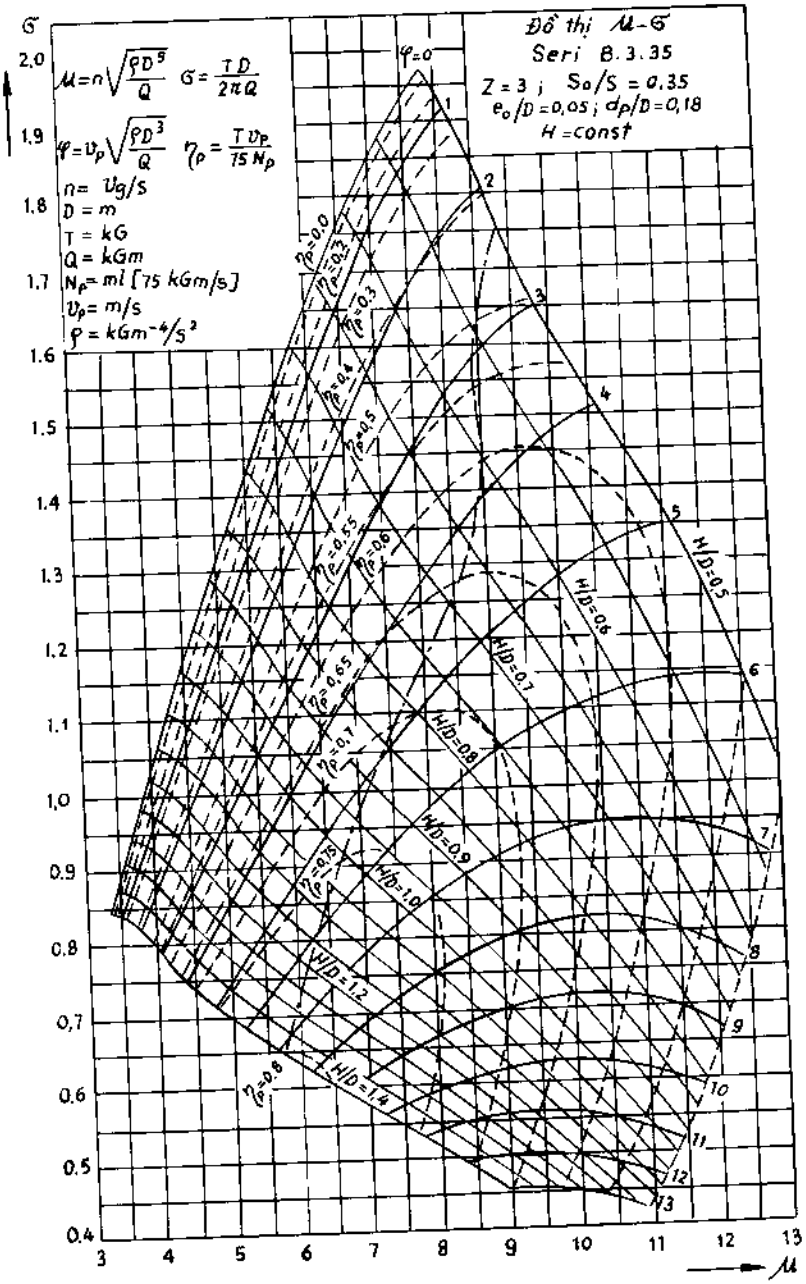
10. $$v_p = \varphi\sqrt{\frac{Q}{\rho D^3}} = (8).\sqrt{\frac{(2)}{17{,}8}}$$

11. $$v = \frac{v_p}{1-w}$$

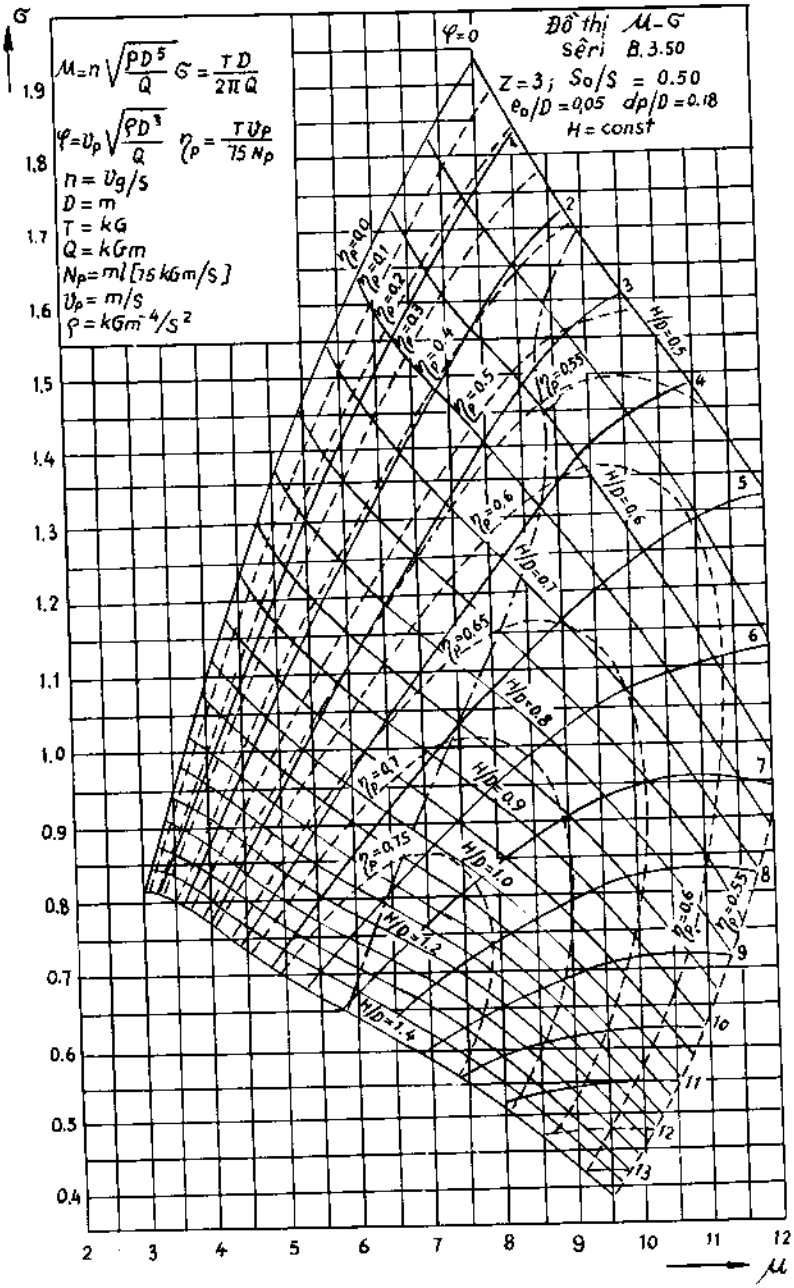
12. $v(\text{hlí}/h) = \dfrac{v(m/s)}{9{,}515(m/s/\text{hlí}/h)}$

13. $T = \dfrac{2\pi Q\sigma}{D} = \dfrac{2\pi}{D}(2).(9) = 4{,}30.(2).(9)$

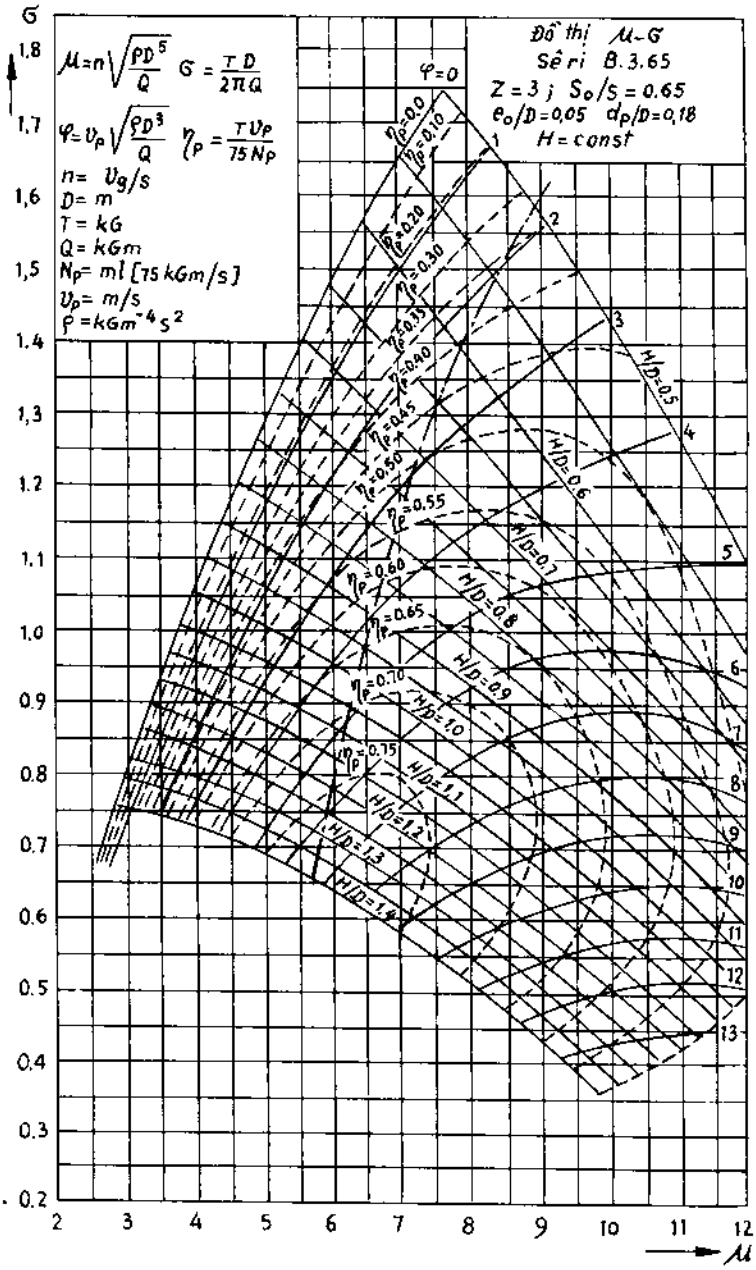
14. $T_c = T(1\text{-}t)$



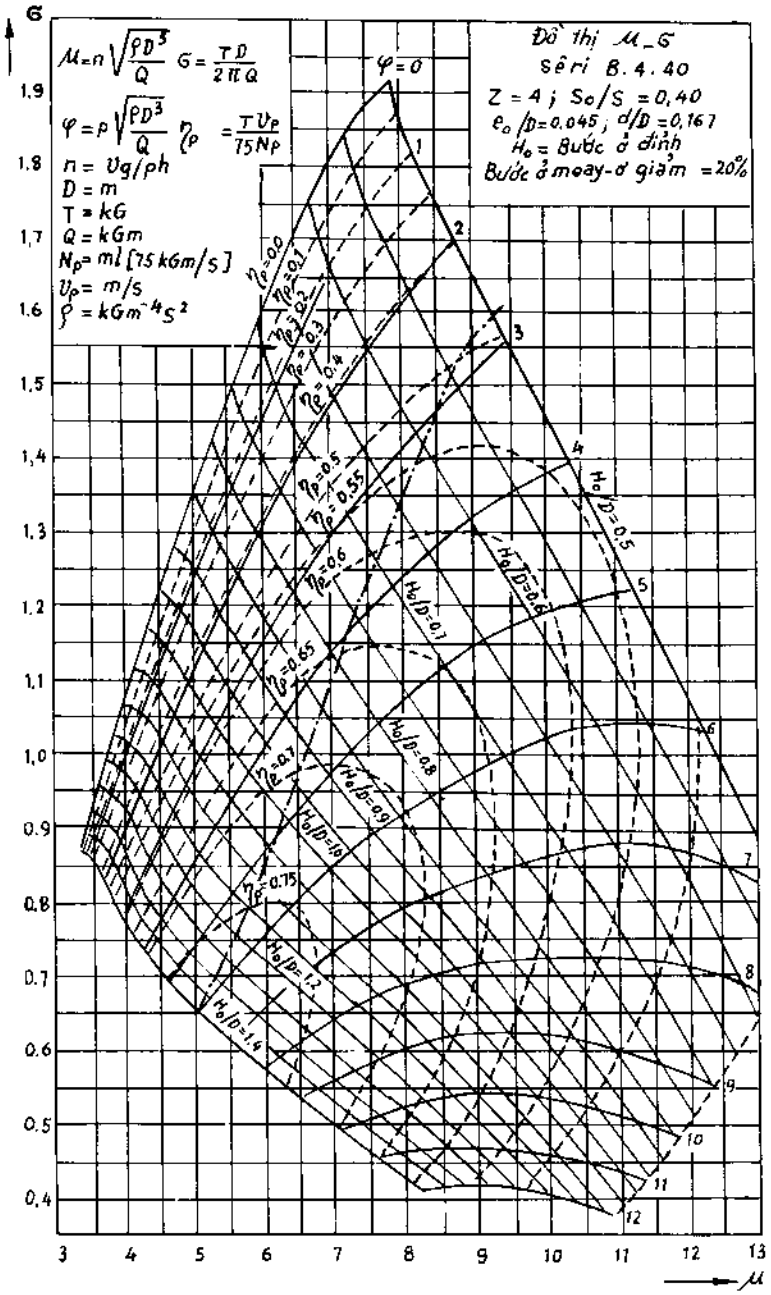
Hình 12.92. Đồ thị μ - σ - φ cho chân vịt seri B.3.35- Wageningen



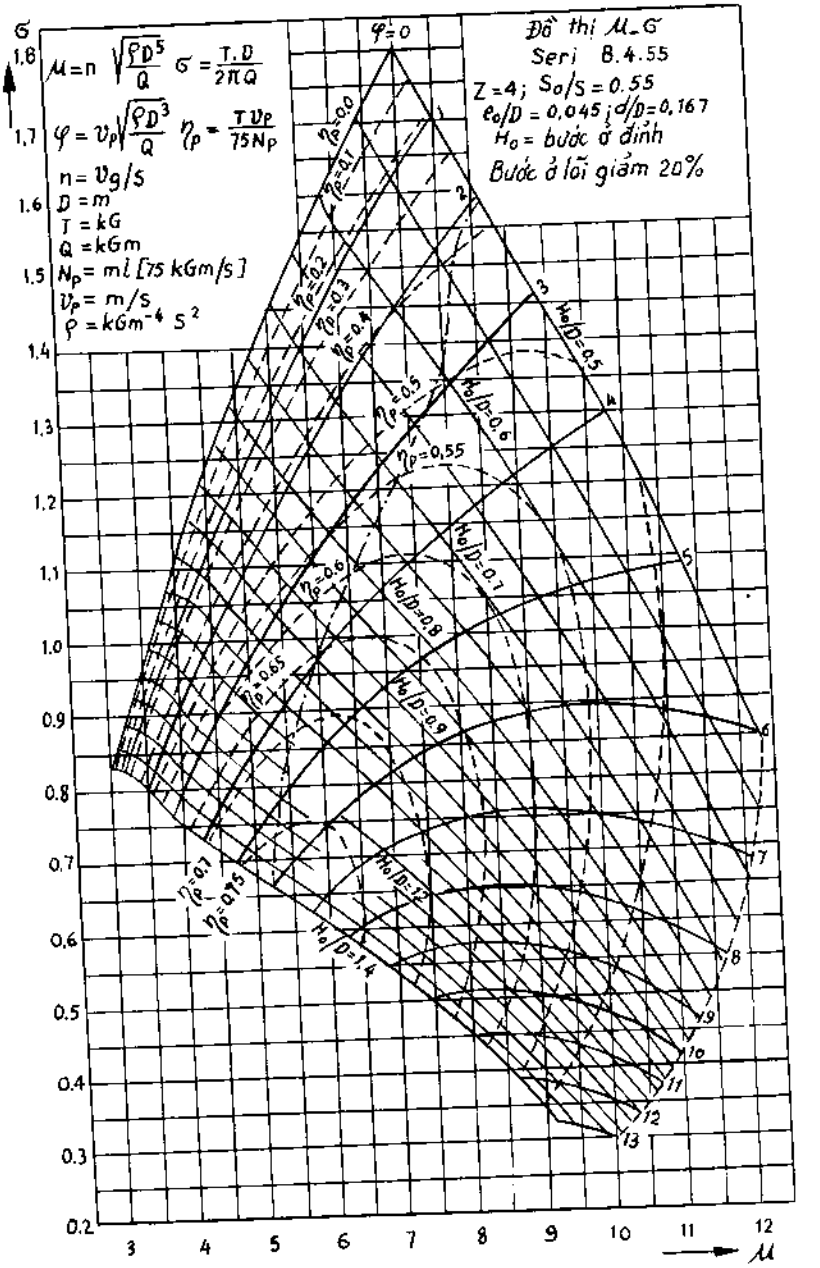
Hình 12.93. Đồ thị μ - σ - φ cho chân vịt seri B.3.50 - Wageningen



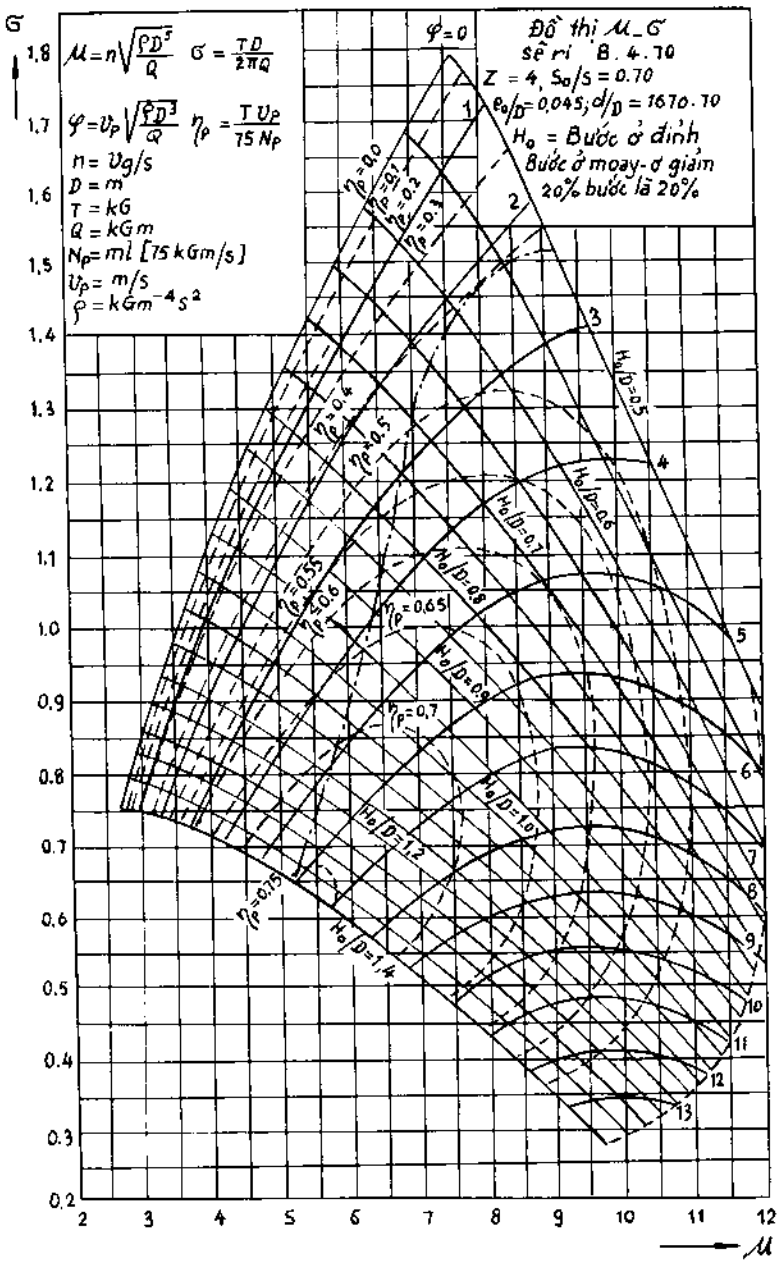
Hình 12.94. Đồ thị μ - σ - φ cho chân vịt seri B.3.65 - Wageingen



Hình 12.95. Đồ thị μ - σ - φ cho chân vịt seri B.4.40 - Wageningen



Hình 12.96. Đồ thị μ - σ - φ cho chân vịt seri B.4.55 - Wageningen



Hình 12.97. Đồ thị μ - σ - φ cho chân vịt seri B.4.70. Wageningen

12.13. VẼ CHONG CHÓNG

Sau khi tính được chong chóng với các yếu tố hình học như đường kính D, bước xoắn H, số cánh Z, tỷ lệ mặt đĩa S_o/S, chiều dày cánh ở điểm mút cánh và tâm lõi (moay-ơ) v.v... Chúng ta tiến hành tính toán kích thước hình học của cánh như đường bao cánh, hình dạng, kích thước của từng tiết diện cánh theo bảng 12.13.1, 12.13.2, 12.13.3 và bắt đầu vẽ chong chóng đã thiết kế. Cạnh dẫn của chong chóng là cạnh đi trước hướng về chiều quay chong chóng, đôi khi người ta còn gọi là cạnh đạp hay cạnh tấm còn cạnh kia đi sau gọi là cạnh theo. Điểm cách trục xa nhất trên đường chu vi cánh gọi là đỉnh cánh, còn mặt cắt bởi mặt trụ với bán kính r (hình 12.98) gọi là prôfin của bán kính r đã cho. Như vậy một chong chóng thực tế thì profin này cong với bán kính r và khi duỗi thẳng ra để phục vụ cho bản vẽ và thi công thì là prôfin được duỗi thẳng (hình 12.98).

Chiều dày của prôfin cánh là chiều dày lớn nhất của cánh ở bán kính đã cho, ký hiệu là e.

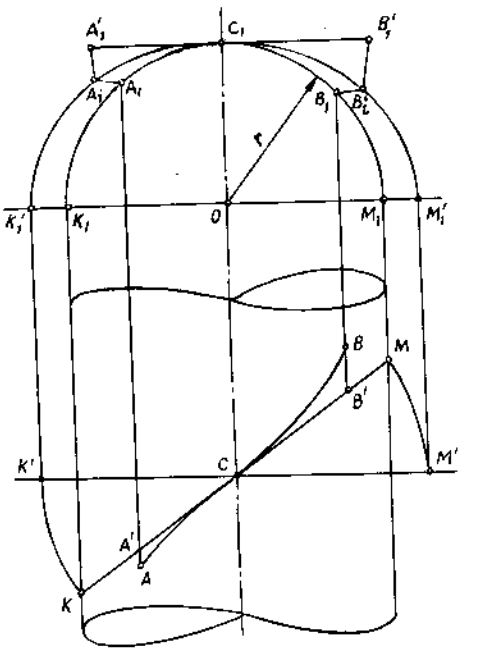
Để vẽ chong chóng, đầu tiên chúng ta xem xét phương pháp khai triển đường xoắn ốc (hình 12.98).

Diện tích mặt xoắn ốc giới hạn bởi chu vi cánh gọi là diện tích cánh (diện tích cánh của tất cả các cánh được ký hiệu là S_o).

Hình chiếu của cánh lên mặt phẳng vuông góc với trục quay của chong chóng gọi là hình chiếu vuông góc của cánh, diện tích hình chiếu đó gọi là diện tích mặt chiếu S_p.

Vì mặt xoắn ốc là một mặt cong hai chiều, nên không thể khai triển chính xác trên mặt phẳng. Vì vậy phải dùng phương pháp gần đúng. Thường thường người ta dùng phương pháp khai triển ellip.

Trên hình 12.98 biểu diễn một đoạn của đường xoắn ốc ACB. Đoạn này là giao tuyến của mặt xoắn ốc và mặt hình trụ có bán kính r. Mặt phẳng tiếp tuyến với mặt xoắn ốc ở điểm C và mặt hình trụ giao nhau tạo thành ellip. Hình chiếu của vết cắt của ellip này là đường KCM. Trải ellip này lên mặt phẳng vuông góc với trục hình trụ, ta được đường K'CM', là hình chiếu của hình trải ellíp. Đường K'_1 C'_1 M'_1 ở hình chiếu thứ hai là độ dài thật của ellip. Đoạn đường xoắn ốc trong hình chiếu thứ hai là cung A'_1 C'_1 B'_1. Đoạn A'_1 C'_1 B'_1 không phải là hình trải của đoạn đường xoắn ốc ACB, mà là hình trải của cung ellip A'CB'.



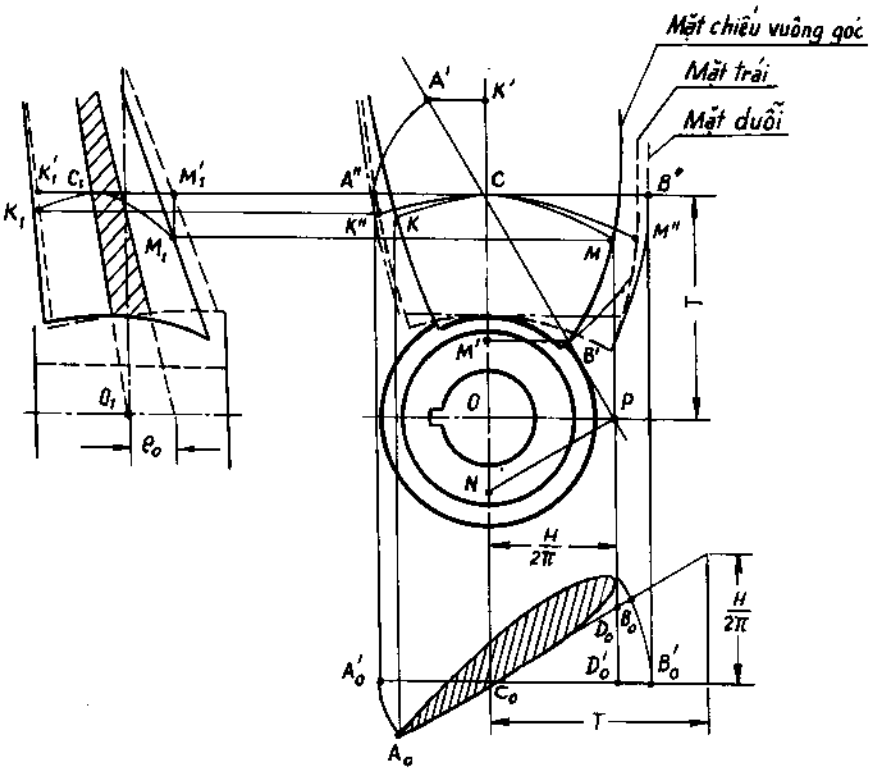
Hình 12.98. Phương pháp khai triển ellíp đường xoắn ốc

Song đối với cánh không quá rộng thì sự khác nhau này không đáng kể. Nối điểm cuối của các đoạn trải của đường xoắn ốc ở các bán kính cắt khác nhau, ta được hình dáng mặt trải của cánh. Diện tích của mặt này gọi là *mặt trải của cánh.*

Đặt độ dài cung $A'_1 C'_1 B'_1$ lên tiếp tuyến với nó ở điểm C_1 ta được độ dài duỗi của đường xoắn ốc $A''_1 B''_1$. Nối điểm cuối của các đường duỗi của đường xoắn ốc ở các bán kính cắt khác nhau ta được hình dáng mặt duỗi cánh. Diện tích của mặt này gọi là mặt trải của cánh.

Trên hình chiếu thứ hai, cung $A_1C_1B_1$ là hình chiếu vuông góc của đoạn đường xoắn ốc ACB. Nối điểm cuối của các đường trên hình chiếu vuông góc ở các bán kính cắt khác nhau, ta được hình chiếu vuông góc của cánh. Diện tích giới hạn bởi hình chiếu này gọi là mặt chiếu vuông góc.

Trên hình 12.99 trình bày mặt trải, mặt duỗi, mặt chiếu vuông góc của cánh.



Hình 12.99. Phương pháp vẽ hình chiếu vuông góc và hình chiếu cạnh cánh chong chóng

Trên hình 12.99 trình bày cách vẽ các hình chiếu của chong chóng.

Cách vẽ các hình chiếu ở mặt cắt r của cánh như sau:

- Trên trục nằm ngang lấy một đoạn $\overline{OP} = \dfrac{H}{2\pi}$, nối P với C trên trục đường, góc PCO là góc bước xoắn.

- Từ O vẽ những cung tròn có bán kính CB" và CA". Các cung này cắt PC tại A' và B' (A" và B" nằm trên mặt duỗi của cánh).

- Trải các đoạn CM' và CK' lên cung tròn có bán kính $\overline{CO}$ và tâm O: Điểm K và M thu được tương ứng nằm trên mặt chiếu vuông góc của cánh.

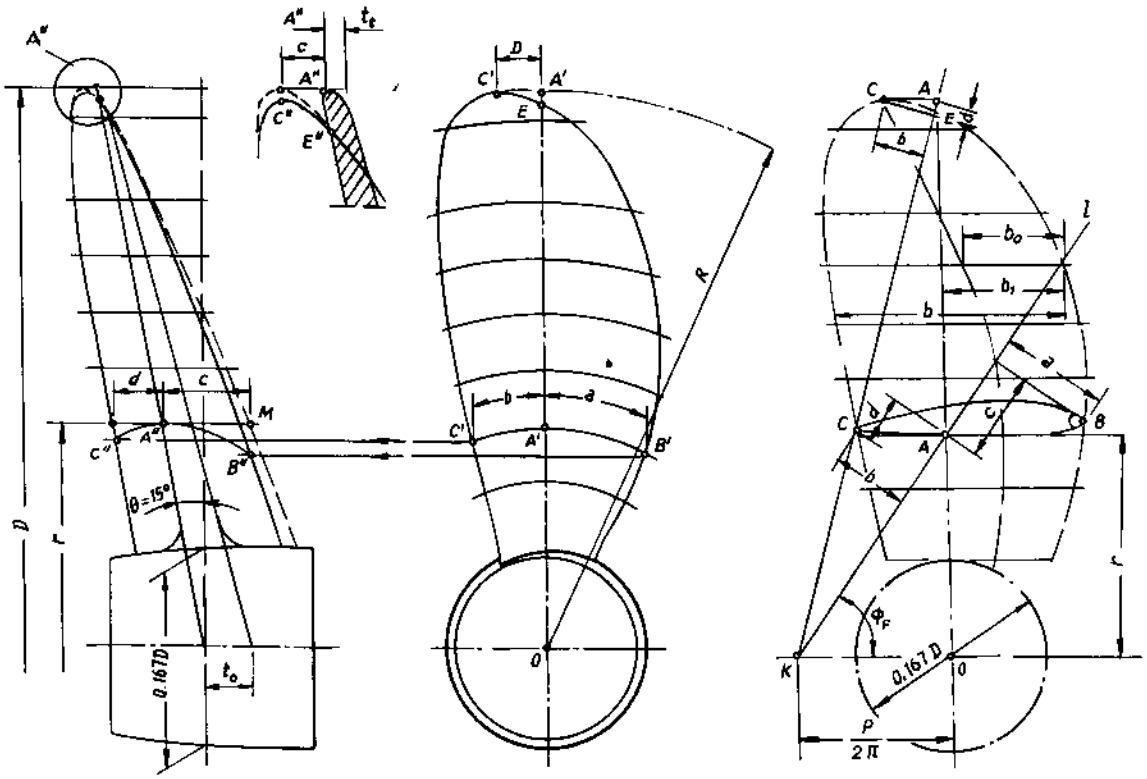
- Trên đường O_1C_1 ở hình chiếu cạnh, đặt lần lượt $A'K' = C_1K'_1$ và $M'B' = C_1M'_1$. Dóng các điểm K và M sang, thu được các điểm K_1, M_1 nằm trên hình chiếu cạnh.

- Nếu dóng các điểm K và M tương ứng cắt cung tròn có bán kính $\overline{NC}$ tâm N (CPN = 90°), ta được các điểm M" và M" nằm trên mặt trải của cánh.

Một cách tương tự ta có thể vẽ các mặt cắt khác. Cách vẽ trên là theo phương pháp khai triển ellip.

Một phương pháp khác vẽ hình khai triển cánh, hình chiếu thẳng và chiếu cạnh của chân vịt B-Wageningen được biểu diễn trên hình 12.100 lấy ví dụ xác định vị trí điểm B của tiết diện bán kính "r" trên hình chiếu thẳng và cạnh như sau:

a) Điểm B' trên hình chiếu thẳng được xác định trên cung tròn với bán kính r, đo chiều dài của chúng A'B' = a (đoạn thẳng thẳng góc từ điểm B lên đường Kl). Nối các điểm B', C' với các điểm tương tự ở các bán kính khác ta sẽ có hình chiếu thẳng.

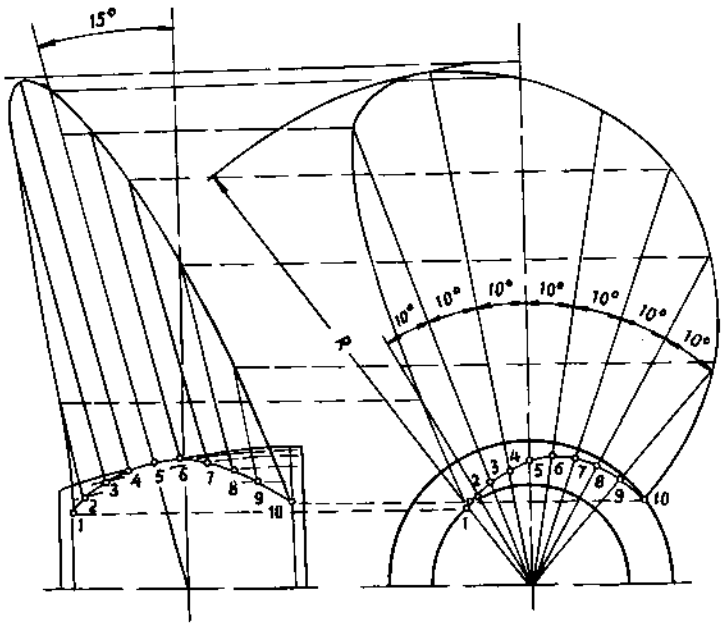


Hình 12.100. Vẽ hình khai triển, hình chiếu thẳng và chiếu cạnh của cánh chân vịt

b) Điểm B" trên hình chiếu cạnh được xác định bằng cách xác định điểm gặp nhau của đường chiếu từ B' sang và đường thẳng đứng đi qua điểm M cách điểm A" một đoạn thẳng bằng "c" được đo trên hình khai triển cánh. Nối các điểm B", C" và các điểm tương tự ở các bán kính khác, chúng ta sẽ có hình chiếu cạnh của cánh chân vịt.

Đường hình chiếu cạnh của cánh chân vịt thể hiện hình bao của không gian do chân vịt quay. Nó quan trọng bởi vì phải xác định chính xác khoảng cách của chân vịt đến vỏ tàu hoặc kết cấu phần lồi vỏ tàu.

Vẽ đường cắt của mặt xoắn cánh chân vịt (mặt bụng) với củ chân vịt được giải thích cách vẽ trên hình 12.100. Để làm việc đó ta vẽ một cụm các mặt phẳng đi qua trục chân vịt (hình 12.101) với độ nghiêng cách nhau, ví dụ 10° trên hình chiếu thẳng. Các mặt phẳng này cắt mặt xoắn chân vịt dọc theo đường bao và trên hình chiếu cạnh chúng là các đường thẳng song song với đường sinh. Vẽ các đường cắt của cụm mặt phẳng với các đường bao (đường sinh) của củ trên hình chiếu cạnh, trong các điểm cắt của các cạnh đó với các cạnh chạy song song với đường sinh của cánh, ta sẽ nhận được các điểm xác định đường cắt mà chúng ta muốn tìm giữa cánh chân vịt và củ trên hình chiếu cạnh cũng như hình chiếu thẳng (hình 12.101).



Hình 12.101. Vẽ đường cắt của mặt bụng cánh chân vịt và củ chân vịt

Bảng 12.17. Tung độ để vẽ prôfin mặt cắt của cánh chong chóng B-Wageningen

		Từ điểm dày nhất đến cạnh theo (%)					Từ điểm dày nhất đến cạnh dẫn (%)							Đường kính vo tròn mút cạnh so với chiều dày nhất (%)		
r/R		100	80	60	40	20	20	40	60	80	90	95	100	r/R	cánh theo	cánh dẫn
Tung độ mặt lưng (trên)	0,2		53,35	72,65	86,90	96,45	98,60	94,50	87,00	74,40	64,35	56,95		0,2	6,4	-
	0,3		50,95	71,60	86,80	96,80	98,40	94,00	85,00	72,50	62,65	54,90		0,3	6,5	
	0,4		47,70	70,25	86,55	97,00	98,20	93,25	84,30	70,40	60,15	52,20		0,4	6,6	
	0,5		43,40	68,40	86,10	96,95	98,10	92,40	82,30	67,70	56,80	48,60		0,5	6,7	
	0,6		40,20	67,15	85,40	96,80	98,10	91,25	79,35	63,60	52,20	43,35		0,6	6,8	
	0,7		39,40	66,90	84,90	96,65	97,60	88,80	74,90	57,00	44,20	35,00		0,7	6,9	
	0,8		40,95	67,80	85,30	96,70	97,60	85,30	68,70	48,25	34,55	24,45		0,8	7,0	
	0,9		45,15	70,00	87,00	97,00	97,60	87,00	70,00	45,15	30,10	22,00		0,09	11,1	11,1
	0,95		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		0,95	15,7	15,7
														Đỉnh		26,7
Tung độ mặt bụng (dưới)	0,2	30,00	18,20	10,90	5,45	1,55	0,45	2,30	5,90	13,45	20,30	26,20	40,00			
	0,3	25,35	12,20	5,80	1,70		0,05	1,30	4,60	10,85	16,55	22,20	37,55			
	0,4	17,85	6,20	1,50				0,30	2,65	7,80	12,50	17,90	34,50			
	0,5	9,70	1,75						0,70	4,30	8,45	13,30	30,40			
	0,6	5,10								0,80	4,45	8,40	24,50			
	0,7										0,40	2,45	16,05			
	0,8												7,40			

Bảng 12.18. Hoành độ để vẽ đường bao cánh loại chong chóng 2 và 3 cánh B-Wageningen

r/R		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Chiều rộng cánh bằng phần trăm so với chiều rộng ở 0,6R	Từ trục ra cạnh theo	28,68	32,67	36,62	40,53	44,18	46,97	48,22	45,46	14,87
	Từ trục ra cạnh dẫn	46,05	51,24	54,91	56,52	55,82	52,55	44,63	30,31	-
	Toàn bộ chiều rộng cánh	74,73	83,91	91,53	97,05	100,0	99,19	92,85	75,77	-
Khoảng cách điểm chiều dày lớn nhất từ cạnh dẫn trong % của chiều rộng cánh		35	35	35	35,5	38,9	44,2	47,8	50	-

Bảng 12.19. Hoành độ để vẽ đường bao cánh loại chong chóng 4 và 5 cánh B-Wageningen

r/R		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Chiều rộng cánh bằng phần trăm của chiều rộng ở 0,6R	Từ trục ra cạnh theo	29,18	33,32	37,30	40,78	43,92	46,68	48,35	47,00	20,17
	Từ trục ra cạnh dẫn	46,90	52,64	56,32	57,60	56,08	51,40	41,65	25,35	-
	Toàn bộ chiều rộng cánh	76,08	85,96	93,62	98,38	100,0	98,08	90,00	72,35	-
Khoảng cách điểm chiều dày lớn nhất từ cạnh dẫn trong % của chiều rộng cánh		35	35	35	35,5	38,9	44,3	47,9	50	-

12.14. THỬ TÀU

12.14.1. Thử tàu tại bến

Thử tàu tại bến nhằm mục đích kiểm tra lại toàn bộ sự làm việc của các thiết bị, máy móc và các hệ thống của chúng để sửa chữa, hoàn thiện cho chuyến đi thử đường dài trước khi bàn giao tàu. Nội dung chi tiết thử tàu tại bến được đề cập trong các luật và hướng dẫn của cơ quan đăng kiểm và một phần trong hợp đồng đóng tàu nếu có. Thông thường trong cuộc thử tại bến (không kể thử nghiêng lệch, lắc, thử xác định trọng tâm tàu, thử từng phần các kết cấu và thiết bị máy móc trước đó) chủ yếu bao gồm những nội dung như sau:

- Hoạt động của máy chính và các hệ thống của nó, đo đạc xác định các thông số: nhiệt độ, áp suất, lưu lượng, các thông số giữa các xi lanh v. v...

- Hoạt động của hệ trục chân vịt và chân vịt, nhiệt độ gối đỡ.

- Độ ồn và độ rung của từng khu vực trên tàu và của toàn bộ vỏ tàu.

- Sức kéo của chân vịt (hệ đẩy) tương ứng với vòng quay và công suất.

- Hoạt động của các thiết bị vô tuyến điện, các thiết bị đo lường.

- Hoạt động của các hệ thống thiết bị phụ như hệ thống cứu hoả, balast, hệ thống lái, hệ thống đóng mở các cửa kín nước quan trọng và ở các vách, hệ thống cứu sinh.

Một trong những nội dung chính của cuộc thử tàu tại bến là kiểm tra, kiểm nghiệm hệ thống máy - trục chân vịt và chân vịt. Khi thử tại bến, có nghĩa là tàu được giữ chặt tại một chỗ trong khi máy, chân vịt vẫn làm việc và tạo ra sức đẩy lớn, nếu không tàu sẽ phá hỏng công trình, tàu sẽ bị hỏng do đâm va vì bị đứt dây buộc. Vì vậy người phụ trách thử phải tính toán lực do chân vịt tạo ra, phải biết sức bền của cầu tàu, công trình mà tàu buộc vào, chọn lực kế để đo v.v... Sau đây là một số nội dung cần lưu ý:

1. Khi thử tại bến, nếu là tàu lắp máy diezel, lúc này tốc độ tàu v = 0, phải xem bản vẽ đặc tính động lực đẩy của tàu, không được vượt quá vòng quay cho phép được giới hạn bởi momen quay của động cơ. Thông thường lúc thử tại bến, vòng quay của máy chỉ bằng 70 ÷ 80% vòng quay thiết kế. Nếu là chân vịt biến bước thì có thể đạt được 100% vòng quay thông qua việc giảm bước của cánh chân vịt. Tuy vậy người chủ trì phải xem kỹ tài liệu kỹ thuật của chân vịt bến bước.

2. Lực đẩy của chân vịt thông thường vào khoảng 10 ÷ 18 kG/1cv, trung bình là 15 kG/1cv. Ví dụ nếu tàu kéo có công suất 1000 cv thì dự kiến lực đẩy khi thử sẽ là 15000 kG = 15 tấn. Với lực đẩy này, nếu buộc tàu vào cầu tàu hay công trình nào thì phải tính đến sức chịu của nó. Hoặc nếu cho tàu ủi vào cầu tàu hay một kết cấu nào đó cũng phải tính. Nếu lực kế không đủ để đo lực lớn thì thông qua hệ ròng rọc để giảm lực trước khi vào lực kế.

3. Vùng nước thử phải tương đối sâu để chân vịt phát huy hiệu quả và không phá huỷ đáy bến.

4. Ghi chép đầy đủ mọi thông số như sức kéo, nhiệt độ nước, nhiệt độ xi lanh, nhiệt độ khí xả, nhiệt độ gối đỡ trục, áp lực dầu, nước v.v... tương ứng với các trạng thái thử của máy được quy định trong quy phạm như chạy 15%, 50%, 75% công suất máy v.v...

5. Tiến hành thường xuyên, xem xét kiểm tra kết cấu nối ghép chân vịt với trục, bánh lái nhất là sau khi thử tại bến để phục vụ cho việc sửa chữa và hoàn thiện trước khi đi thử đường dài.

12.14.2. Thử tàu đường dài

Thử tàu đường dài là một công đoạn trong quá trình đóng mới, hoán cải hoặc thậm chí sửa chữa lớn. Nó là cơ sở pháp lý về kỹ thuật cuối cùng để có thể bàn giao tàu đưa vào khai thác chính thức. Mục đích của nó là xem xét kiểm tra hầu hết tất cả mọi hoạt động của máy móc thiết bị trên tàu cũng như kết cấu, tính năng con tàu so với những yêu cầu thiết kế được nêu trong hợp đồng cũng như hồ sơ kỹ thuật được ghi trong các catalog chính thức của máy móc thiết bị.

Những vấn đề quan trọng nhất của ngành vỏ tàu được xem xét trong cuộc thử đường dài là:

- Kiểm tra độ rung động, độ ồn toàn tàu và từng phần, từng khu vực như trong buồng ở, buồng máy...
- Kiểm tra sức bền chung và cục bộ của tàu (nếu có ghi trong hợp đồng);
- Kiểm tra tính năng con tàu trên sóng;
- Kiểm tra sự hoạt động của các hệ thống cứu sinh, cứu hoả, neo, lái;
- Kiểm tra quán tính trớn của tàu, tức là chiều dài tàu đi được sau khi dừng máy;
- Kiểm tra bán kính quay vòng của tàu, tính toán so với chiều dài tàu, độ nhạy và nhẹ của bánh lái;
- Kiểm tra tốc độ chạy tàu trong điều kiện thử tàu ứng với các trạng thái công suất máy như 25%, 50%, 75%, 100%, 110% cũng như vòng quay n vg/ph của máy v.v... Đây là một chỉ tiêu vào loại quan trọng nhất mà thường chủ tàu đòi hỏi rất khắt khe, thậm chí có thể phạt hoặc không nhận tàu được ghi ngay trong hợp đồng.

Liên quan đến việc thử đo tốc độ tàu là đo các thông số của môi trường (sóng, gió, độ sâu và rộng luồng lạch) cũng như các thông số của máy chính như công suất, vòng quay, tiêu hao nhiên liệu v.v...

Ngoài việc đo đạc số liệu phục vụ cho thủ tục biên bản cuộc thử, cơ quan nghiên cứu thiết kế còn có thể tiến hành thử nghiệm đo đạc sức cản của tàu thực (loại nhỏ) bằng cách dùng một tàu kéo có công suất tương đối lớn để kéo tàu thực trên cơ sở đo tốc độ kéo và lực kéo trên lực kế. Bằng cách đó chúng ta có rất nhiều số liệu để phân tích rút kinh nghiệm và phương pháp tính toán sức cản đã được áp dụng tính cho con tàu này cũng như xác định nội dung khác để áp dụng chính xác hơn.

Ta trở lại với vấn đề thử tốc độ tàu. Thử và đo tốc độ tàu có nhiều phương pháp:

1. Ném phao (vật nổi), đo thời gian con tàu vượt qua, lấy chiều dài tàu, chia cho thời gian, ta có tốc độ.

Cách này dùng cho tàu nhỏ, tốc độ bé, tính năng bình thường và nhà máy không có điều kiện bến thử quy mô.

2. Bến thử chập tiêu, hai chập tiêu cách nhau một đoạn độ 1000 ÷ 2000 m tuỳ điều kiện luồng bến. Tốc độ của tàu là bằng chiều dài giữa hai chập tiêu (hình 12.102) chia cho thời gian tàu đi qua.

3. Bến thử không có chập tiêu mà xác định toạ độ hai điểm đo bằng hệ thống vệ tinh. Tốc độ của tàu bằng đoạn đường giữa hai điểm cho trước chia cho thời gian tàu vượt qua hai điểm đó. Phương pháp này rất có lợi vì chúng ta tuỳ điều kiện thời tiết và vùng nước mà chọn bất kỳ hai điểm nào đó mà không cần phải đầu tư chập tiêu, nạo vét luồng bến và bảo quản bến thử.

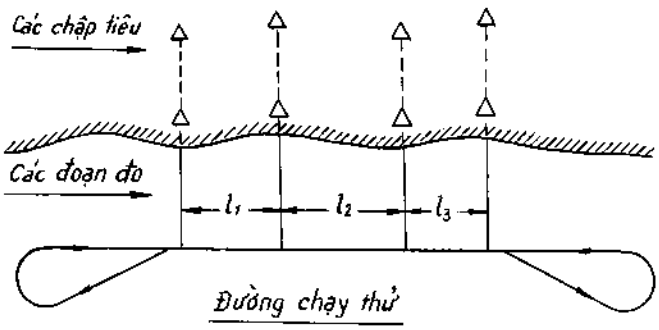
Kèm theo hồ sơ kết quả thử tốc độ còn có những nội dung sau đây:

- Ngày và thời gian tàu xuất bến đi thử....., trở về.....
- Bến thử....., chiều dài bến... m;
- Mớn nước tàu: T_m =... m, T_1 =..... m; Lượng nước đẩy =. ... t, góc chúi ban đầu...
- Chân vịt, đường kính D =..... m; bước H = ... m
- Trạng thái sóng biển.... Gió.... B_u. Khối lượng đo đạc v.v...
- Chiều sâu của bến đo H =... m. Chiều sâu H không thể nhỏ hơn công thức:

$$H \geq 0,5v^2$$

Ở đây: H - chiều sâu luồng đo bằng m; v - vận tốc tàu, m/s.

Bến đo thử phải sâu, tương đối cách xa bờ nhưng không được xa lắm để nhìn cho rõ chập tiêu. Bến đo thử tốc độ được biểu diễn trên hình 12.102. Thời gian mỗi lần đo khoảng từ 2 ÷ 4 phút.



Hình 12.102. Sơ đồ bến đo thử tốc độ

Công tác đo đạc được tiến hành đo ngược và đo xuôi để loại trừ ảnh hưởng của gió và của dòng nước nếu có.

Vận tốc tàu v được theo công thức:

$$v = \frac{L}{t}\ m/s = \frac{3,6L}{t}\ km/h = \frac{1,945L}{t}\ hlí/h$$

Ở đây: L - đoạn đường đo, như trên hình vẽ là bằng $L_1 + L_2 + L_3$.

Tốc độ của tàu sẽ lấy trung bình số học của tốc độ theo hai hướng ngược chiều nhau:

$$v = \frac{v_1 - v_2}{2}$$

Số lần đo trung bình 10 lần, 5 lần đi, 5 lần về, tuỳ thuộc vào độ chính xác đo lường. Số chập tiêu nhiều trường hợp cũng chỉ có 2 cặp chứ không phải 4 cặp như trên hình 12.102.

Đối với một số chế độ quan trọng ví dụ tốc độ lớn nhất của tàu, số đoạn đường chạy qua của tàu có thể tăng lên 2 nhịp (trên hình 12.102 là 3 nhịp). Trong trường hợp đó tốc độ và quay vòng của máy được xác định theo công thức:

$$v = \frac{v_1 + 2v_2 + v_3}{4} \qquad n = \frac{n_1 + 2n_2 + n_3}{4}$$

Ở đây các chỉ số 1, 2, 3 là số thứ tự của những đoạn đường L_1, L_2, L_3. Ở đó ta tiến hành đo các thông số.

Sau khi có số liệu đo đạc thử đường dài về tốc độ tàu ứng với vòng quay và công suất máy 25%, 50%, 75%, 100%, 110% chúng ta tiến hành:

1- Đánh giá kết quả so với hợp đồng đã được ký kết.

2- So sánh kết quả đo đạc với kết quả tính toán được biểu diễn trên đồ thị đường đặc tính động lực đẩy của chân vịt - vỏ - máy, từ đó rút ra kinh nghiệm trong việc tính toán sức cản của tàu, nguyên nhân tốc độ tàu tăng hoặc giảm so với thiết kế, sự hợp lý trong thiết kế chân vịt, về tốc độ tự do, tốc độ kéo và sức kéo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO (TẬP 2)

1. M.A.Alfariev - Sức cản tàu thuỷ - NXB "Transport" Moskva 1967
2. Nguyễn Đức Ân, Nguyên Bân... - Sổ tay đóng tàu thuỷ, tập II - NXB Khoa học KT Hà Nội 1978.
3. Jan Dudziak, TeoriaOkretu - Wydawnictwo morskie Gdan' sk 1988
4. Thomas C.Gillmer - Modern Ship design. United State Naval Institute, Annapolis, Maryland.
5. J.Marchal Théorie du narive Tome III Universié de Liège
6. Lech Kobylin'ski - Opór Okretu Panstwowe wydawnictwo naukowe 1960, czéssc I, II.
7. Lech, Kobylin'ski - Sruby Okretowe
8. Lech Kobylin'ski- Zbiór zadanz teorii okretu czéssc II, 1960.
9. T.P Obrien - The design of marinie crew propellers
10. Poradnik okretówca, tom II.Gd'nsk 1960
11. John P. Comstock Principles of na val architecture
12. Stalin'ski - Teoria Okretu - Wydawnitwo morskie, Gdan'sk 1969
13. V.Semyonov - Tyan - Shanski - Statics and dynamics of the Ship, Peace publishers Moskva.
14. Munro Smith - Applied Naval architecture,London.
15. Harold E, Saunders - Hydrodynamic in Ship design Tom I, II, III 1957
16. J.R.Shearer F.F. Cross. The Eperimental determination of the components of ship resistance of mathematical model Royal Institution of naval Architect 14.1.1965.
17. Jan Lefol- Hélices propulsives marine Paris 1950
18. J, Verhagen - Method to calculate of optimun diameter of marine propeller
19. Prot. Dr, W, P, A Van Lammeren and ir, T, Vahab Research on bulbow bow ships parts IA, IB - Int.shipbuilding progress
20. R, B, Couch and J, L, Moss, Application of large protruding bulbs to ships of high block coefficient Transaction of the cociety of Naval architect and Marine engineer vol 7.4.1966.
21. W.P. van Lammeren & J.D.van Manen and M.W.C.Oosterveld - The Wageningen B- Serew series - Int. Shipbuiding progess.

22. M.W.C.Oosterveld. Investigations on different propeller types- Inter. Shipbuilding progress 10/1965 vol 12.

23. R.E.Blackwell and G.J.Goodrich. The effect on resistance and propulstion of variation in LCB position Part I.

24. R.E.Blackwell and D.J. Doust. The effect on resistance of variation in breadth - dranght ratio and length -displacement ratio Part II. Institution of Naval Architects 27.3. 1957.

25. J.D. van Mamen and M.W.C.Oosterved, Analysis of ducted propeller degign. The socicty of Naval A Chitects and marine engineers 1966.

26. Prof.A.Nictku. Some considerations on the resistance of planning hulls. Inter, Shipbuilding progress N°88.

BẢNG SO SÁNH MỘT SỐ ĐƠN VỊ ĐO LƯỜNG

	Tên gọi	Giá trị và so sánh	Ghi chú
Chiều dài	Hải lý (biển) Hải lý (địa lý) Hải lý (Anh) Foot (ft) Inch (In) Yard (yd)	1' trên kinh tuyến = 1,852276 km ≈ 1,852 km (1/15°) trên xích đạo - 7,42159 km 1 hải lý Anh = 1,61 km 1 Ft = 12 in = 0,3048 m 1 in = 254 mm = 2,54 cm = 0,08333 ft 1 yd = 3 ft = 0,9144 m = 36 in	Đơn vị thường dùng 1m = 3,2808 ft 1 m = 39,37 in 1 m = 1,0936 yd
Diện tích	acre In^2	1 acre = 0,4068 ha 1 in^2 = 6,45 cm^2	1 ha = 2,5711 acre
Thể tích	Tấn đăng ký (RT) Gallon (Anh) Gallon (Mỹ) In^3	1 RT = 100 ft^3 = 2,8316 m^3 1 gallon = 4,5461 1 gallon (Mỹ) = 3,791 1 in^3 = 16,39 cm^3	 1l = 0,22 gallon
Vận tốc	Knot m.p.h (Anh)	1 knot = 1 hải lý/h = 1,852 km/h = 6080 ft/h hoặc 101,3 ft/ph 1 m.p.h = 1,61 km/h	Hải lý Anh trên giờ
Trọng lượng	Kilogram Ounce (OZ) Ounce troy Pound (Lb) Stone (Anh) Short cwt (Mỹ) Long cwt (Anh) Short ton Long ton	1 kG = 0,001T = 2,2046 lbs = 0,000984 LT 1 Oz = 28,35 g 1 Oz tr = 31,1035 g 1 pound = 0,45 KG 1 stone = 6,35 kG = 14 lbs 1 short cwt = 45,36 kG = 100 lbs 1 long cwt = 50,80 kG = 112 lbs 1 short ton = 0,91 T 1 long ton = 1,02 T	
Công suất	Kilowat (kW) 1 HP - mã lực Anh	1 kW = 1,36 cv = 1,34 HP = 102,0 kgm/s 1 HP = 76 kGm/s = 550 ft-lb/s hoặc = 33.000 ft-lb/phút = 1,0139 cv	1 cv = 0,736 kW $= 75\frac{kGm}{s}$
Lực	Funt (Anh) (lbs) Newton (N)	1 funt = 0,45359 kG 1 N = 0,1 kG	1 kG = 9,806 N ≈ 10 N
Áp lực ứng suất	$\frac{lb}{sqin}$ (psi) Bar (b) Pascal	Psi = pound per square inch Lb = 1,02 kG/cm^2 Mpa - Megapascal ; 1 MPa = 10 kG/cm^2 1 Pa = 0,1 kG/m^2	1 Psi ≈ 0,07 kG/cm^2 1 kG/cm^2 = 0,1 MPa

MỘT SỐ THUẬT NGỮ THÔNG DỤNG

Tiếng Việt	Tiếng Anh	Tiếng Pháp
CHƯƠNG 9		
Chuyển động của tàu trên biển	The ship in motion whith the sea	Les mouvements du navire en mer
Khái niệm chung	General consideration	Considération générale
Sáu bậc tự do của chuyển động	The six degrees of frecdon (on motion)	Six degrées de liberté
3 chuyển động chuyển vị	3 motions of translation	3 mouvements de translation
Chòng chành dọc	Surging	Cavalement
Chòng chành ngang	Swaying	Embadée
Chòng chành đứng	Heaving	Pilonnement
3 chuyển động quay	3 motions of rotation	3 motions de rotation
Chòng chành quanh trục dọc	Rolling	Roulis
Chòng chành quanh trục ngang	Pitching	Tangage
Chòng chành quanh trục đứng	Yawing	Lacet
Ảnh hưởng chòng chành đến tính năng hàng hải và sức bền vỏ tàu	Effect of ships' motion to seaworthiness and strength of hull ship	Effet dumouvement à la Nagavibilité et résistance du coque de navire
Các thông số đặc trưng của chuyển động	Characteristic parameters of the motion	Paramètres caractéristique du motion
Biên độ chòng chành	Amplitude ò the motion	Amplitu de du motion
Chu kỳ hoặc tần số góc	Period or angle frequency	Période ou fréquence angulaire
Góc lệnh pha	Angle of difference in phase	Angle du différence de phase
Chòng chành trong nước tĩnh	Motion in calm water	Motion en eau calme
Không để ý sức cản của nước	Without resistance of water	Sans résistance de l'eau
Có để ý sức cản của nước	With resistance of water	Avee résistance de l'eau
Các công thức gần đúng tính mômen quán tính khối lượng của tàu	Approximate formulas for calculation moment of mass inertia	Formula approximative de calcul du moment d'inertie de masse
Các công thức gần đúng tính khối lượng và mômen khối lượng nước kèm	Approximate formulas for calculating of mass and moment inertia of added mass	Formule approximative de calcul de masse et moment d'inertie de masse ajoutée
Xác định khối lượng nước kèm	Determination of added mass	Détermination du masse ajoutée
Xác định tính lực tắt dần trong chòng chành ngang, dọc, đứng	Determination of amortissement force (damping) in swaying, surging, heaving	Détermination de force amortisement dans l'embardée, cavalement, pilonnement.
Lý thuyết phát sinh sóng	Generated wave theory	Théorie de génération de houle.
Tàu chòng chành trên sóng điều hoà	The ship in motion with the regular wave	Le mouvement du navire dans les vagues régulières
Chòng chành của tàu trên sóng tự nhiên	The ship in motion with natural wave	Le mouvement du navire dans les vagues naturelles
Ảnh hưởng các kích thước của tàu đến chòng chành quanh trục dọc	Effect of ship dimensions to rolling	Effet de dimensions du navire à roulis
Chọn thông số vỏ tàu	Choice hull's parameters	Selection des paramètres du coque
Thiết bị giảm lắc	Motion damping devices	Amortisseur

Vây giảm lắc	Bilge kecl	Quille de roulis
Bể chống lắc	Anti-rolling tank	Caisse à anti - roulis
Vây giảm lắc điều chỉnh	Controllable fins	Quille de roulis vérifiable (manceuvrable)

CHƯƠNG 10

Tính quay vòng của tàu	Motion of ship in turning	La giration du navire
Đoạn tiến thẳng	Advance	Avance
Đoạn quay	Transfer	Transfert
Đường kính xác lập quay vòng	Tactical diameter	Diamètre tactique
Bán kính quay vòng	Radius of turning	Rayon de giration
Góc đạt	Drift angle	Angle de barre
Điểm quay	Pivot point	Point de pivotement
Góc quay của bánh lái	Rudder angle	Angle du gouvernail
Giai đoạn đầu	Initial phase	Phase initiale
Giai đoạn hai	Second phase	Phase seconde
Gai đoạn ba	Steady turning phase	Phase du fixe giration
Các lực trên bánh lái	Forces on the rudder	Les forces sur le gouvernail
Lực pháp tuyến	Normal force	Force normale
Lwjc tiếp tuyến	Tangent force	Force tangente
Lực tổng hợp	Total resultant force	Force résultante
Lực nâng	Lift force	Force ascensionnnelle
Lực cản	Drag	Résistance
Bánh lái	Rudder	Gouvernail
Chiều rộng đầu tiên của bánh lái	Root chord	Corde première-corde supéricur
Chiều rộng hình học trung bình	Mean geometrical chord	Moyenne geométrique du corde
Chiều rộng đầu dưới	Tip chord	Corde inférieur
Chiều cao trung bình	Mean span	Moyenne hauteur
Mép dẫn	Leading edge	Bord d'attaque
Mép theo	Trailing edge	Bord de fuite de sortie (postérieur)
Tâm áp lực	Center of pressure	Centre de pression
Tỉ số giữa diện tích bánh lái với diện tích chiều dài và chiều chim thường dùng là 0,017	The ratio of rudder area to the product of length and draft is usually about 0,017	La proportion de surface du gouvernail et le produit de longueur par tirant d'eau est usual environ de 0,017
Độ giang của bánh lái là tỉ số giữa chiều cao với chiều dài bánh lái	Aspect ratio is the ratio of the rudder height to rudder length	Allongement du gouvernail est le proportion de hauteur et de longueur
Trục quay bánh lái	Stock	Mèche (cuốn lái)
Tay lái	Rudder arm	Bras du gouvernail
Trục bánh lái	Rudder shaft, ruddler axele	Fause mèche
Cối bánh lái ở ky	Skeg	Crosse
Mặt bích lắp ráp	Coupling, palm coupling	Tourteau d'assemblage
Bánh lái tấm phẳng	Single plate rudder	Gouvernail à safran plat gouvernail plat
Bánh lái hộp	Double plate rudder	Gouvernail caréné

Bánh lái cân bằng	Balaced rudder	Gonvernail compensé
Bánh lái không cân bằng	Unbalaced rudder	Gouvernail non-compensé
Bánh lái bán cân bằng	Semi balanced rudder	Gouvernail semi compensé
Bánh lái 3 bản lề	Hinged rudder with 3 pintles	Gouvernail à 3 aiguillots
Bánh lái 2 bản lề	Hinged rudder with 2 pintles	Gouvernail à 2 aiguillots
Bánh lái kiểu Simplex	Simplex type rudder	Gouvernail genre Simplex
Bánh lái nửa treo ở dưới	Partly underhung (or semi spade rudder)	Gouvernail semi-suspendu à 2 aiguillots
Bánh lái không bản lề giữa	Rudder without inter mediate pintle	Gouvernail sans aiguillot intermédiaire
Bánh lái treo	Underhung (or spade)	Gouvernail suspendu
Bánh lái nửa treo - bản lề đơn giản	Partly underhung and partly hinged rudder with sengle pintle	Gouvernail suspendu à aiguillot simple
Với bản lề lồng thép	With inserted pintle	A aiguillot en castré
Bánh lái linh hoạt	Active rudder	Gourvernail actif
Tính ổn định hướng	Directional stability	Stabilité de route

CHƯƠNG 11

Sức cản và công suất	Resistance an powering	Résis tance et puissance
Mô hình thí nghiệm	Model experiments	Model expérimental
Những nguyên nhân của sức cản	Causes of resistance	Causes de résistance
Sức cản sóng	Wave resistance	Resistance de vague
Hệ sóng sơ cấp	Elementary wave system	Système élémentaire de vagues
Hệ sóng thứ cấp	Secondary wave system	Système secondaire de vagues
Phân bổ áp suất	Distribution of pressure	Distribution de pression
Sóng chéo	Divergent waves	Vagues divergentes
Sóng ngang	Transverse waves	Vagues transversales
Chiều dài tạo sóng	Generated length of wave	Ladistance entre le point générateur de la crête avant appelé épaule (shoulder) et le point générateur du creux arrière, appelé hanehe (hip)
Khoảng cách giữa điểm phát của đỉnh sóng trước gọi là vai và điểm phát của đáy sóng ở sau gọi là hông.		
Hệ số sức cản sóng	Wave resistance coeffcient	Coefficient de résistance de vagues
Sức cản ma sát	Frictional resistance	Résistance de frottement
Diện tích mặt ướt	Wetted area	Surface mouillée
Tình trạng bề mặt	Nature of the surface	Nature de surface
Chiều dài bề mặt	Length of surface	Longueur de la surface
Tỉ trọng của nước	Density of water	Densité de l'eau
Độ lớn của tốc độ	The nth power of the speed (v^n)	Puissance de vitesse
Hệ số sức cản ma sát	Frictional resistance coefficient	Coefficient de résistance de frottement
Số Reynolds	Reynold's number	Nombre de Reynolds
Số Froude	Froude's number	Nombre de Froude

Thông số Taylor	Quotient Taylor	Quotient de Taylor
Sức cản dư	Residuary resistance	Résistance résiduaire
Hệ số sức cản dư	Residuary resistance coefficient	Coefficient de résistance résiduaire
Sức cản áp suất	Pressure resistance	Résistance de pression
Định luật so sánh của Froude	Froude's law of comparison	Loi de comparaison de Froude
Sức cản không khí	Air resistance	Résistance due au vent
Sức cản phần nhô	Appendage resistance, skin resistance	Résistance d'appendices
Sức cản trong nước cạn	Resistance in confined water	Résistance en profondeur limitée
Các phương pháp xác định sức cản	Methods for determination resistance	Méthodes de détermination de résistance
Xác định sức cản bằng cách phân tích	Analitical determination resistance	Détermination analytique de résistance.
Xác định sức cản trên cơ sở khảo sát mô hình	Determination resistance on ground of rese arch the models	Détermination de résistance à base de recherches des models
Trên cơ sở khảo sát những tàu thực	On ground of research real ships	A bas de recherches des navires réelles
Trên cơ sở phân tích các kết quả thử trên một đoạn thẳng	On ground of analyse results for each running trial	A bas d'analyse des résultats mesurées dans les voyages d'essai
Hiệu suất	Effiency	Rendement
Hiệu suất vỏ	Hull effieiency	Rendement de coque
Hiệu suất chong chóng tự do	Propeller efficiency in open water	Rendement de l'hélice en eau libre
Hiệu suất chong chóng sau tàu	Propeller efficiency behind the ship	Rendement de l'hélice derrière la coque
Hiệu suất quay	Relative rotative efficiency	Rendement rotative relative
Hiệu suất trục	Shaft transmission efficiency	Rendement de transmission
Hiệu suất cơ	Machine effciency	Rendemment mécanique
Hiệu suất đẩy	Propulsive efficiency	Rendement global de propulsion
Hệ số dòng theo	Wake coefficient	Coefficient de sillage
Hệ số lực hút	Thrust deduction coefficient	Coefficient de succion
Tác động tương quan giữa vỏ tàu và chong chóng	Alteraction between the ship and propeller	Action réciproque de la coque et hélice

CHƯƠNG 12

Thiết bị đẩy: chèo, buồm	Propelling devices: oars, sails	Moyen propulsif: avirions, voiles
Chân vịt	Screw propellers	Hélices
Chân vịt cố định	Fixed pitch propeller	Hélice à pas fixes
Chân vịt biến bước	Controllable pitch propellers	Hélice à pas variables
Chân vịt đồng trục ngược chiều	Contra-rotating propellers	Hélices contra-rotatives
Thiết bị guồng	Paddle wheels	Aube
Thiết bị đẩy trục đứng	Vertical axis propellers	Axe de rotations vertical des propelleurs
Thiết bị đẩy phụ nước	Jet propulsion	Propeleurs par jet
Chân vịt đạo lưu	Kort Nozzle propeller	Hélice en tuyère
Chân vit V.S	Voith-Schneider propeller	Propulser Voith-Schneider

Chân vịt Kirsten	Kirsten - Boeing propeller	Hélice Kirsten-Boeing
Chân vịt sủi bọt hoàn toàn	Full cavitating propeller	Super cavitating hélice
Chân vịt quay phải	Right-handed propeller	Hélice à pas droite
Chân vịt quay trái	Left - handed propeller	Hélice à pas gauche
Mặt đạp	Pressure face	La face
Mặt hút	Suction back	Le dos
Mép dẫn	Leading edge	Bord d'attaque
Mép theo	Following or trailing edge	Bord de fuite
Độ nghiêng của cánh ở đỉnh	Foundry rake inclinaison	Inclinaison de pale, déversement longitudinal
Độ uốn của cánh ở đỉnh	Skewback	Déversement latéral
Đỉnh cánh	Blade tip	Extrémité de pale
Mặt chiếu	Projected outline	Contour projeté de pale
Mặt trải	Developed outline	Contour développé de pale
Mặt đuổi	Expanded outline	Contour étendu de pale
Mặt xoắn ốc	Helicoidal surface	Surface hélicoidale
Bước	Pitch	Pas
Cánh	Blade	Pale
Tàu 1 chân vịt tốc độ cao	Single rotating high speed propeller	À une hélice et à grande vitesse
Tàu 1 chân vịt tốc độ thấp	Single rotating low speed	À une hélice et à petite vitesse
Tàu 2 chân vịt	Twin screw propeller	À deux hélices
Hệ số lực đẩy	Thrust coefficient	Coefficient de poussée
Hệ số mômen	Torque coefficient	Coefficient de couple résistant de l'hélice
Then moyeu	Keyblock in lightening chamber	Saignée de clavette dans la cavité d' allègement
Moyeu chân vịt (củ chân vịt)	Propeller hub	Moyeu de l'hélice
Bán kính cong tại mo-yeu với cánh	Fillet radius	- Rayon de raccordement de la racien de pale
Mũ côn đầu trục	Cone cover, propeller nut cone, fairwater cap	Ogive, chapeau, masque d'hélice, casque
Đai ốc siết chặt chân vịt	Propeller nut	Ecrou de fixation de l'hélice
Tỉ số bước	Pitch ratio	Rapport de pas
Tỉ số diện tích cánh	Blade area ratio	Fraction de surface
Chân cánh	Blade root	Racine de pale
Số xâm thực	Number of cavitation	Nombre de cavitation
Áp suất tĩnh	Static pressure	Pression statique
Áp suất hơi bão hoà	Pression of satured vapour	Pression de vapeur saturante
Áp suất động	Dynamic pression	Pression dynamique
Hệ số tiến	Advance coefficient	Coefficient d'avance
Hệ số trượt	Slip coefficient	Coefficient glissant

CÁC CHỮ VIẾT TẮT

ASME	=	American Society of Mechanical Engineers
ATMA	=	Association Maritime et Aeronautique
ATTC	=	American Towing Tank Conference
BSRA	=	British Shipbuiding Research Association
DTMB	=	David Taylor Model Bassin
ICSTS	=	International Congress of ship Tank Superintendents (later, I,T. T.C)
IESS	=	Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland
IME	=	Institute of Marine Engineers
INA	=	(Royal) Institution of Naval Architects
I.T.T.C	=	International Towing Tank Conference
NECI	=	North-East Coast Institutions of Engineers and Shipbuiders
NPL	=	National Physial Laboratory
NSMB	=	Netherlands Ship Model Basin
SNAME	=	The Society of Naval Architects and marine Engineers
SSPA	=	Swedish State Shipbuilding Experimental Tank.

Chịu trách nhiệm xuất bản

LÊ TỬ GIANG

Biên tập và sửa bài

LÊ TỬ GIANG

NGUYỄN MINH NHẬT

NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI

80B – TRẦN HƯNG ĐẠO – HÀ NỘI

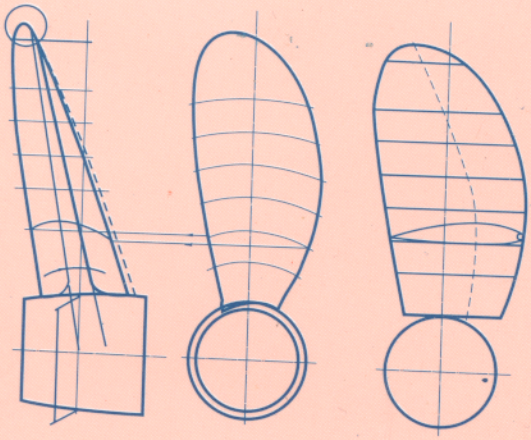
ĐT: 9.423346 - 9.423345 * FAX: 04.8224784

$$\text{MS}\ \frac{(075)\ (6V)}{\text{GTVT} - 05}\ 230/05 - 05$$

In 420 cuốn, khổ 19 x 27cm. In tại Công ty in Giao thông.
Giấy chấp nhận kế hoạch xuất bản số: 230/XB-QLXB cấp ngày 3/3/2005.
In xong và nộp lưu chiểu Quý II năm 2005.

LÝ THUYẾT TÀU THỦY

TẬP 2



Giá: 63.000 đ