

**FARTYGSPROPELLRAR**

**och**

**FARTYGS FRAMDRIFT**

**Jan Tornblad**

Marinlaboratoriet

KaMeWa AB

Kristinehamn

R-370-2 S, 1990



## FÖRORD

Inom ämnena fartygs framdrift och propellerkonstruktion tycks det finnas en stor lucka mellan enklare beskrivningar, t ex artiklar i uppslagsverk, och vetenskaplig litteratur. Denna skrift är avsedd att fylla åtminstone en del av denna lucka dock utan att göra anspråk på att vara en egentlig lärobok. Det har varit avsikten att täcka hela området propulsion i alla dess aspekter, från framdrivningsmotorer över hydrodynamik till buller. Härigenom har vissa ämnen kanske fått en något ytlig eller förenklad behandling, medan andra, där det ansetts vara viktigt för förståelsen av sammanhangen, har behandlats grundligare. De flesta avsnitt kan läsas fristående och man kan i många fall hoppa över svåra passager utan att det går ut över förståelsen av det följande. För den som vill fördjupa sig i något av ämnesområdena finns en lista med referenser till lämplig litteratur.

I många fall saknas svenska ord för begrepp och beteckningar. Det har därför inte kunnat undvikas att "svengelska" då och då förekommer.

ISO-standard och ITTC-standard för bokstavsbeteckningar har använts där det är möjligt, och SI-systemet gäller för alla enheter om ej annat anges.

Detta material är avsett endast för information, och KaMeWa AB åtar sig inget ansvar eller garanti för den givna informationen eller för konsekvenser av dess användande.

INNEHÅLL

|                                             | Sid  |
|---------------------------------------------|------|
| 1. INLEDNING                                | 1-1  |
| 1.1 Propellerns historia                    | 1-1  |
| 1.2 Dimensionslös presentation              | 1-2  |
| 1.3 Simpsons regel                          | 1-3  |
| 2. HYDRODYNAMIK                             | 2-1  |
| 2.1 Bernoullis lag                          | 2-1  |
| 2.2 Strömning kring plattor och profiler    | 2-2  |
| 2.3 Cirkulation                             | 2-4  |
| 2.4 Angreppspunkt                           | 2-5  |
| 2.5 Reynolds tal                            | 2-6  |
| 2.6 Gränsskikt, avlösning, coanda-effekt    | 2-7  |
| 2.7 Vågrörelse                              | 2-9  |
| 2.8 Kármáns virvelgata                      | 2-10 |
| 3. FARTYGET, BESKRIVNING                    | 3-1  |
| 3.1 Skrovdimensioner                        | 3-1  |
| 3.2 Displacement, blockkoefficient, tonnage | 3-2  |
| 3.3 Linjeritning                            | 3-3  |
| 3.4 Akterskepp                              | 3-4  |
| 3.5 Fartygstärmer                           | 3-7  |
| 4. FARTYGETS MOTSTÅND, PROPULSIVA FAKTORER  | 4-1  |
| 4.1 Fartygets motstånd                      | 4-1  |
| 4.2 Medström, sugfaktor                     | 4-5  |
| 4.3 Verkningsgrader                         | 4-10 |
| 5. FARTYGET, MODELLPROVNING                 | 5-1  |
| 5.1 Släpprov                                | 5-2  |
| 5.2 Självdriftsprov                         | 5-3  |
| 5.3 Medströmsmätning                        | 5-6  |
| 5.4 Övriga prov                             | 5-7  |
| 6. PROPELLERN, BESKRIVNING OCH GEOMETRI     | 6-1  |
| 6.1 Bladantal                               | 6-2  |
| 6.2 Diameter                                | 6-3  |
| 6.3 Stigning                                | 6-3  |
| 6.4 Bladarea                                | 6-5  |



Sid

|                                                                    |         |
|--------------------------------------------------------------------|---------|
| 6.5 Bladtjocklek                                                   | 6-5     |
| 6.6 Bladprofil                                                     | 6-6     |
| 6.7 Rake, skew                                                     | 6-6     |
| 6.8 Bladgeometri och -ritning                                      | 6-7     |
| <br>7. KAVITATION, VIBRATION, BULLER                               | <br>7-1 |
| 7.1 Kavitation                                                     | 7-1     |
| 7.1.1 Teori, historia                                              | 7-1     |
| 7.1.2 Olika typer av kavitation                                    | 7-3     |
| 7.1.3 Kavitationens verkan                                         | 7-5     |
| 7.1.4 Åtgärder mot kavitation                                      | 7-9     |
| 7.2 Vibration                                                      | 7-11    |
| 7.2.1 Allmänt                                                      | 7-11    |
| 7.2.2 Propellerinducerade tryckimpulser                            | 7-13    |
| 7.2.3 Variation av krafter och moment                              | 7-15    |
| 7.3 Buller                                                         | 7-15    |
| <br>8. PROPELLERN, MODELLPROVNING                                  | <br>8-1 |
| 8.1 Allmänt                                                        | 8-1     |
| 8.2 Skallagar, propellerkoefficienter                              | 8-3     |
| 8.3 $K_Q$ - $K_T$ - $\eta$ - $J$ diagram                           | 8-4     |
| 8.4 Diagram för dragning i kaj                                     | 8-6     |
| 8.5 Generella propellerkoefficienter                               | 8-9     |
| 8.6 Kavitationsobservation                                         | 8-10    |
| 8.7 Mätning av bladkrafter                                         | 8-13    |
| <br>9. PROPELLERKONSTRUKTION                                       | <br>9-1 |
| 9.1 Bladantal                                                      | 9-1     |
| 9.2 Optimalt varvtal                                               | 9-2     |
| 9.3 Optimal diameter                                               | 9-5     |
| 9.4 Wagingens systematiska propellerserie,<br>Bp- $\delta$ diagram | 9-8     |
| 9.5 Bladarea                                                       | 9-12    |
| 9.5.1 Burrills metod                                               | 9-12    |
| 9.5.2 Cirkulationsberäkningsmetoden                                | 9-14    |
| 9.6 Bladform, stigningsfördelning, profilform                      | 9-15    |
| 9.6.1 Bladform                                                     | 9-15    |
| 9.6.2 Rake                                                         | 9-17    |
| 9.6.3 Stigningsfördelning                                          | 9-17    |
| 9.6.4 Profilform                                                   | 9-18    |

|                                      | Sid   |
|--------------------------------------|-------|
| 9.7 Hållfasthet, bladtjocklek        | 9-21  |
| 9.7.1 Hållfasthet                    | 9-21  |
| 9.7.2 Bladtjockleksfördelning        | 9-25  |
| 9.8 Material                         | 9-25  |
| 9.9 Cirkulationsberäkning            | 9-27  |
| 9.10 Massa, tröghetsmoment           | 9-28  |
| 9.11 Beräkningsexempel               | 9-29  |
| 10. PROPELLERNS VERKNINGSSÄTT        | 10-1  |
| 10.1 Propellerteorier                | 10-1  |
| 10.2 Propellerlagen                  | 10-2  |
| 10.3 Slip                            | 10-5  |
| 10.4 Olika driftskonditioner         | 10-7  |
| 10.4.1 Fri fart med reducerad effekt | 10-7  |
| 10.4.2 Dragning i kaj                | 10-8  |
| 10.4.3 Acceleration                  | 10-9  |
| 10.4.4 Turbingång                    | 10-10 |
| 10.4.5 Stoppmanöver                  | 10-11 |
| 10.4.6 Fri fart back                 | 10-12 |
| 10.4.7 Stopp från back               | 10-12 |
| 10.4.8 Låst propeller                | 10-12 |
| 10.4.9 Startmoment                   | 10-13 |
| 11. DEN STÄLLBARA PROPELLERN         | 11-1  |
| 11.1 Allmänt, historia               | 11-1  |
| 11.2 Navkonstruktion                 | 11-2  |
| 11.3 Manöversystem                   | 11-4  |
| 11.4 Bladkonstruktion                | 11-6  |
| 11.4.1 Bladarea                      | 11-7  |
| 11.4.2 Hållfasthet, tjocklek         | 11-7  |
| 11.4.3 Stigningsfördelning           | 11-8  |
| 11.5 Omställningsmoment              | 11-9  |
| 11.6 Konstruktionsfilosofi           | 11-12 |
| 11.7 Speciella bladformer            | 11-14 |
| 11.8 Driftskonditioner               | 11-15 |
| 11.8.1 Fri fart                      | 11-15 |
| 11.8.2 Dragning i kaj, bogsering     | 11-17 |
| 11.8.3 Acceleration                  | 11-19 |
| 11.8.4 Turbingång                    | 11-19 |

|                                                 | Sid   |
|-------------------------------------------------|-------|
| 11.8.5 Stoppmanöver                             | 11-21 |
| 11.8.6 Fri fart back                            | 11-22 |
| 11.8.7 Stopp från back                          | 11-22 |
| 11.8.8 Låst propeller                           | 11-22 |
| 11.8.9 Nollstigning                             | 11-23 |
| 12. OLIKA PROPELLERTYPER                        | 12-1  |
| 12.1 Dyspropellrar                              | 12-1  |
| 12.2 Roterbara thrustrar                        | 12-6  |
| 12.3 Styrpropellrar                             | 12-7  |
| 12.4 Voith-Schneider-propellern                 | 12-11 |
| 12.5 Stråldrif                                  | 12-12 |
| 12.6 Motroterande propellrar                    | 12-14 |
| 12.7 Grims ledhjul                              | 12-15 |
| 13. FRAMDRIVNINGSMOTORER                        | 13-1  |
| 13.1 Motortyper                                 | 13-2  |
| 13.1.1 Ångmaskin                                | 13-2  |
| 13.1.2 Ångturbin                                | 13-2  |
| 13.1.3 Dieselmotor                              | 13-3  |
| 13.1.4 Gasturbin                                | 13-6  |
| 13.1.5 Elmotor                                  | 13-6  |
| 13.2 Kraftöverföring                            | 13-7  |
| 13.2.1 Reduktionsväxlar                         | 13-7  |
| 13.2.2 Mekaniska kopplingar                     | 13-7  |
| 13.2.3 Hydraulisk överföring                    | 13-7  |
| 13.2.4 Elektrisk överföring                     | 13-9  |
| 13.3 Motorarrangemang                           | 13-9  |
| 13.3.1 Direkt drift                             | 13-9  |
| 13.3.2 Växlat maskineri                         | 13-10 |
| 13.3.3 Tvåmotorarrangemang                      | 13-10 |
| 13.3.4 Axelgenerator                            | 13-11 |
| 13.3.5 Dubbeländat arrangemang                  | 13-12 |
| 13.3.6 Dieselelektriskt maskineri               | 13-12 |
| 13.3.7 Kombination av dieselmotor och gasturbin | 13-12 |
| 14. PROVTUR, FULLSKALEMÄTNING                   | 14-1  |
| 14.1 Fartmätning                                | 14-1  |
| 14.2 Mätning av dragkraft                       | 14-3  |
| 14.3 Styrpropellerprov                          | 14-4  |

|                                   | Sid   |
|-----------------------------------|-------|
| 14.4 Manöverprov                  | 14-6  |
| 14.5 Övriga mätningar             | 14-7  |
| 15. MANÖVRERING                   | 15-1  |
| 15.1 Kursändring                  | 15-1  |
| 15.1.1 Styrning med roder         | 15-1  |
| 15.1.2 Styrning med propeller     | 15-3  |
| 15.1.3 Styrning med styrpropeller | 15-7  |
| 15.2 Förflyttning i sidled        | 15-9  |
| 15.3 Dynamisk positionering       | 15-10 |
| 16. NOMENKLATUR                   | 16-1  |
| 17. REFERENSER, REGISTER          | 17-1  |

## 1. INLEDNING

### 1.1 PROPELLERNS HISTORIA

Ordet propeller kommer av det latinska pro, fram, och pellere, att driva eller stöta, och betyder alltså "framdrivare" i vidaste bemärkelse. Betydelsen har kommit att inskränkas till vad som kan betecknas som skruv-propellern. I åtskilliga språk används också ordet för skruv, exvis engelska screw, tyska Schraube, franska hélice.

I Sverige betraktas John Ericsson som propellerns ende och verkliga uppfinnare. Han gjorde visserligen en stor praktisk insats men var långt ifrån den förste som sysslade med idén. Leonardo da Vinci var förstas allra först - han snuddade vid propellerproblemet när han skissade en idé till helikoptern. Flera hundra år senare, år 1731, beskrev fransmannen du Quet en "dragare i vatten" enligt skruvprincipen. Flera andra uppfinnare i Schweiz, Frankrike och England framkastade idéer, men de ledde inte till praktiska resultat. Först i början på 1800-talet lyckades amerikanen John Stevens uppnå 6-7 knop med fartyget "Little Juliana" som hade två fyrbladiga propellrar. Flera andra gjorde under 1800-talets början experiment som dock rann ut i sanden av olika anledningar.

Den 31 maj 1836 fick engelsmannen Francis Pettit Smith patent på en skruvpropeller, och han visade sin propellers effektivitet genom att med fartyget "Infant Royal" bogsera en motstretande hjulångare baklänges. Det var f ö Smith och inte John Ericsson som råkade ut för en grundstötning, varvid delar av bladen, som var formade som en hel gänga, slogs av. Propellern blev därigenom mera lik våra dagars propellrar, och verkningsgraden ökade.

Den 13 juli samma år lämnade John Ericsson in en patentansökan på en propeller som bestod av "två breda tunna metallband eller korta cylindrar, uppburna av spiralarmer eller ekrar, vilka rotera i motsatt riktning men med olika hastighet kring ett gemensamt centrum. Dessa band eller cylindrar äro placerade helt under vattenytan och försedda med en serie korta spiralplan eller skivor, skivorna i varje serie luta i en viss vinkel, vilken är exakt motsatt skivorna i den andra serien och rotera medelst kraften från en ångmaskin".

Det var alltså två motroterande propellrar. John Ericsson var möjligen rädd för att propellermomentet skulle få fartyget att kränga eller kantra. 1839 reste Ericsson till USA, och det var i detta land som han gjorde det verkliga pionjärarbetet.

Som det vanligen går med uppfinningar - när tiden är mogen - utvecklades alltså propelleridén samtidigt på flera håll.

Propellern antog snart det utseende som den i stora drag har bibehållit fram till idag. Men det betyder inte att utvecklingen har stått stilla. Det har gjorts stora framsteg i

riktning mot bättre verkningsgrad, bättre beräknings- och konstruktionsmetoder, bättre material och bättre kavitations- och vibrationsegenskaper. Det senaste framsteget inom bekämpning av vibration är high-skew propellern med kraftigt bakåtsvepta blad. Men inget är nytt under solen - denna idé dök upp redan 1883, men utvecklades inte förrän under 60- och 70-talet. Principen för den ställbara propellern var också känd tidigt, redan 1840. Men utvecklingen mot stora effekter för denna propellertyp tog inte verklig fart förrän under 1960-talet.

Världens största propeller idag (1990) har en diameter på 11 m.

## 1.2 DIMENSIONSLÖS PRESENTATION

Inom framdrifts- och propellerteorin använder man sig i stor utsträckning av dimensionslös presentation av storheter, en metod som inte tycks finna större användning inom andra tekniska grenar. Dimensionslös presentation lämpar sig väl inom områden där man arbetar mycket med modellförsök, och det är just vad man gör när man sysslar med fartygspropellrar och fartygs framdrift. Vad är då dimensionslös presentation? Låt oss anta att vi har en låda vars form skall beskrivas, medan den absoluta storleken är mindre intressant. Lådan har dimensionerna längd  $L$  m, bredd  $B$  m och höjd  $H$  m. Vi väljer längden  $L$  som huvuddimension och kan nu uttrycka bredd och höjd som bredd-längd-förhållandet  $B/L$  respektive höjd-längdförhållandet  $H/L$ . Båda har dimensionen m/m, dvs ingen. När  $B/L$  och  $H/L$  är kända, är lådans proportioner fastställda. För att sedan ange lådans absoluta storlek behöver vi bara ange huvuddimensionen  $L$  m. Har man en fullskale-låda med längden  $L_g$  och en likformig modell av denna med längden  $L_M$ , är  $B/L$  och  $H/L$  lika.

På en propeller är diametern  $D$  huvuddimensionen, och stigningen  $P$  anges dimensionslöst som stignings-diameterförhållandet  $P/D$ . Även areor, hastigheter och krafter kan uttryckas dimensionslöst. Låt oss ta ett exempel på det senare, motståndet mot en kropps rörelse genom en vätska. Motståndet är proportionellt mot vätskans densitet  $\rho$ , hastigheten i kvadrat  $V^2$  och kroppens tvärsnittsarea  $A$ . Vi kallar proportionalitetsfaktorn  $C_D$  och får motståndet  $D$  (eng drag)

$$D = C_D \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A$$

$C_D$  är detsamma som det dimensionslösa motståndet. Vi löser ut  $C_D$ :

$$C_D = \frac{D}{\rho \cdot V^2 \cdot A}$$

och kontrollerar att  $C_D$  verkligen är dimensionslös genom att insätta enheter.

$$\frac{N}{\text{kg/m}^3 \cdot (\text{m/s})^2 \cdot \text{m}^2} = \frac{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2}{\text{kg/m}^3 \cdot \text{m}^2/\text{s}^2 \cdot \text{m}^2} = 1$$

För en given form på kroppen är  $C_D$  oberoende av kroppens storlek. För att räkna motståndet vid en godtycklig hastighet  $V$  och tvärsnittsarea  $A$  sätter man in dessa i uttrycket för  $D$ , och motståndet kan beräknas direkt. Man kan också beskriva  $C_D$  som motståndet av en kropp med tvärsnittsarean  $1 \text{ m}^2$  som rör sig med hastigheten  $1 \text{ m/s}$  genom en vätska med densiteten  $1 \text{ kg/m}^3$ .

### 1.3 SIMPSONS REGEL

Skeppsbyggaren har ett enkelt och bra verktyg till förfogande för beräkning av areor som vattenlinjeareor, propellerbladareor m m, nämligen Simpsons regel. Eftersom denna metod inte tycks finna större användning inom andra områden av tekniken kan det vara lämpligt att behandla den närmare här. Simpson uppställde två regler; här nedan skall vi beskriva den första, se fig 1-1.

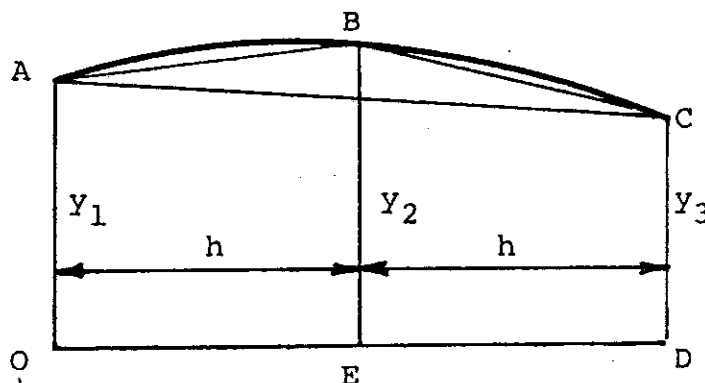


Fig 1-1. Simpsons regel, approximering

Vi skall beräkna arean under kurvan A B C, dvs hela area O A B C D. Bågen A B C kan approximeras med ett parabelsegment. Sträckan O D delas i två lika stora delar O E och E D, vardera med längden  $h$ . Ordinaterna till A, B och C betecknas med respektive  $Y_1$ ,  $Y_2$  och  $Y_3$ . Det kan nu visas att hela arean O A B C D kan approximeras med uttrycket  $h/3 \cdot (Y_1 + 4Y_2 + Y_3)$ , dvs summan av trapetset O A C D och  $4/3$  av triangeln A B C.

På fig 1-2 har kurvan delats i 4 intervall, dvs två dubbelintervall, och arean blir då

$$A = h/3 \cdot (Y_1 + 4Y_2 + Y_3) + h/3 \cdot (Y_3 + 4Y_4 + Y_5) \\ = h/3 \cdot (Y_1 + 4Y_2 + 2Y_3 + 4Y_4 + Y_5)$$

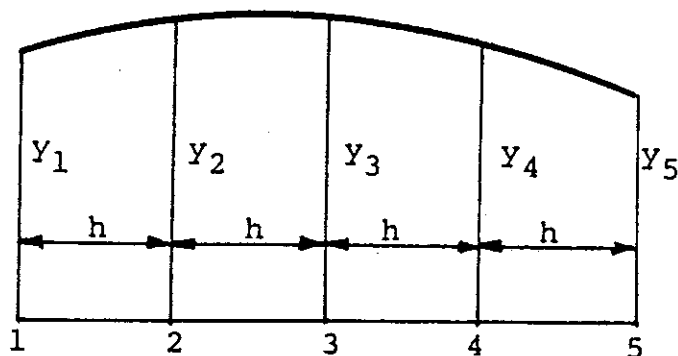


Fig 1-2. Simpsons regel, tillämpning

Antalet intervall måste alltid vara jämt, dvs antalet ordinatorer udda. För  $n$  intervall, dvs  $n + 1$  ordinatorer, och med en 2:a utflyttad ur parenteserna fås

$$A = 2/3 \cdot h \cdot (1/2 Y_1 + 2Y_2 + Y_3 + 2Y_4 + \dots + 2Y_n + 1/2 Y_{n+1})$$

Första termen i parenteserna har alltså faktorn  $1/2$ ; andra, fjärde, sjätte osv faktorn 2; tredje, femte, sjunde osv 1; och sista  $1/2$ .

Ju flera intervall en given kurva delas i dess större blir förstås noggrannheten.



## 2. HYDRODYNAMIK

För att förstå propellerns funktion och strömningen kring ett fartyg är det nödvändigt att känna till litet teoretisk hydrodynamik. Det är ett svårt och omfattande ämne, och här skall bara behandlas de delar som mer eller mindre direkt berör propellrar och fartygs framdrift. Några praktiska exempel, observationer eller experiment man kan göra själv har tagits med för att bättre förklara vissa hydrodynamiska lagar.

### 2.1 BERNOULLIS LAG

Bernoullis lag handlar om energins konstans i en strömning. Vi betraktar ett rör, med en förträngning, igenom vilket det strömmar vatten med en viss hastighet, se fig 2.1.

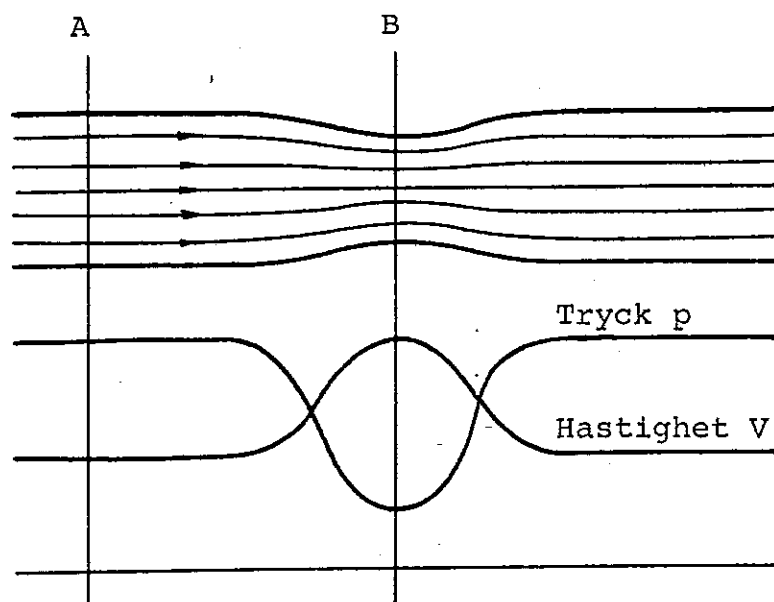


Fig 2.1 Hastighets- och tryckförlopp i en rörförträngning

Per sekund passerar en viss mängd vatten tvärsnittet A. I förträngningen passerar per sekund samma vattenmängd tvärsnittet B. Eftersom tvärsnittsarean är mindre vid B än vid A, måste vattenhastigheten vara större, hastighetsenergin har alltså ökat. Denna energi måste tas någonstans ifrån. Vid A har vattnet ett visst tryck, dvs en viss tryckenergi per volymenhet vatten. Ingen energi tillförs vattnet utifrån mellan A och B, den totala energin, summan av hastighets- och tryckenergi, är alltså konstant (vi bortser från friktionsförluster). Vid B har hastighetsenergin ökat, alltså måste tryckenergin vara mindre och trycket lägre. Kort sagt, ökad hastighet ger lägre tryck, minskad hastighet högre tryck.

På fig 2.1 har strömlinjer inritats i röret. Ju tätare strömlinjerna ligger dess högre är vattenhastigheten. Kurvor för tryckets och hastighetens variation visas också.

Matematiskt uttryckt lyder Bernoullis lag så här

$$p \cdot V_1 + 1/2 \cdot m \cdot V^2 = \text{konstant, dvs}$$

tryckenergi + hastighetsenergi = konstant

$V_1$  är den betraktade vätskevolymen. Om  $V_1$  förkortas bort får vi

$$p + 1/2 \cdot \rho \cdot V^2 = \text{konst}$$

Om en vätska med hastigheten  $V$  bromsas upp helt fås stagnationstrycket

$$q = 1/2 \cdot \rho \cdot V^2$$

Detta använder man för hastighetsmätning med ett s k prandtl-rör<sup>\*)</sup> se fig 2.2. Vid hålet i rörets ände har man totaltrycket, statiskt plus stagnationstryck, vid hålen i sidorna endast statiska trycket. Differensen är stagnationstrycket ur vilket man kan beräkna hastigheten.

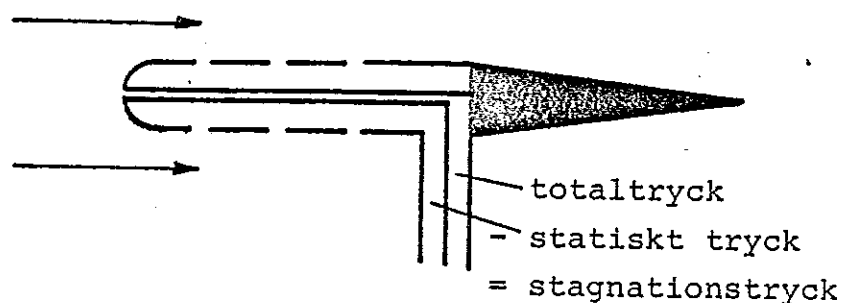


Fig 2.2 Prandtl-rör

## 2.2 STRÖMNING KRING PLATTOR OCH PROFILER

När en platta träffas av en snett infallande vattenström omlänkas strömmen, se fig 2.3. På undersidan bromsas vattnet upp och trycket ökar, på översidan ökar vattenhastigheten och trycket faller. Dessa tryckändringar ger upphov till dels en lyftkraft  $L$  vinkelrätt mot strömningsriktningen, dels ett motstånd  $D$  i strömmens riktning.

Lyftkraften beräknas ur uttrycket  $L = C_L \cdot 1/2 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A$ , där  $C_L$  är lyftkraftkoefficienten och  $A$  plattans area. För måttliga anfallsvinklar  $\alpha$  har man  $C_L = 0,1097 \cdot \alpha$  ( $\alpha$  i rad).

<sup>\*)</sup> kallas ofta pitotrör. Med ett pitotrör mäter man dock endast totaltrycket.

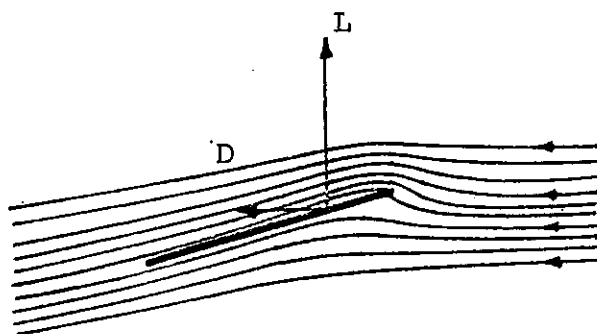


Fig 2.3 Strömning kring plan platta

Om plattan ges en vällvning (krökning) som på fig 2.4 fås en lyftkraft utan snedställning av plattan. En tunn platta är dock normalt inte praktiskt användbar i propulsiva sammanhang. Redan vid måttliga värden på anfallsvinkeln får man en avlösning på sugsidan med virvelbildning och reduktion av lyftkraften, se fig 2.5.

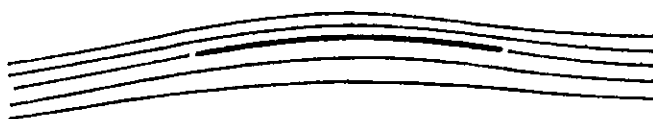


Fig 2.4 Strömning kring välvd platta

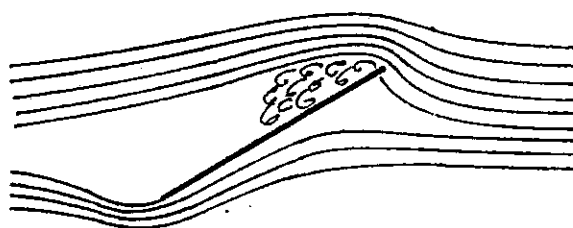


Fig 2.5 Strömning kring platta, avlösning

Om man tjockar på plattan och ger den strömlinjeform har man en vingprofil, som på en flygplansvinge, se fig 2.6.

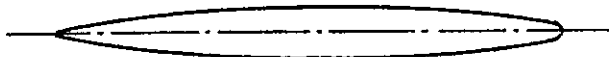


Fig 2.6 Vingprofil (utan vällvning)

Denna kan ges anfallsvinkel eller völvning som plattan, men völvning, som på fig 2.7, ger ett lägre motstånd  $D$  i förhållande till lyftkraften  $L$ , dvs förhållandet  $\epsilon = C_D/C_L$  blir lägre.

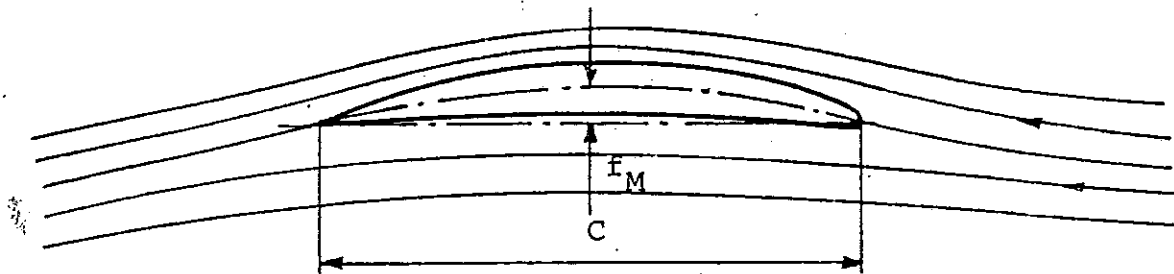


Fig 2.7 Völvd profil i strömning

Lyftkraftkoefficienten beräknas ur  $f_M/c = k \cdot C_L$  där  $f_M$  är völvningen, dvs profilmedellinjens maximala avstånd från kordalinen, och  $k$  är en konstant som varierar något för olika profiler, normalt  $k \approx 0,066$ .

### 2.3 CIRKULATION

Strömningen kring en profil kan tänkas sammansatt av parallellströmning och en cirkulerande strömning:

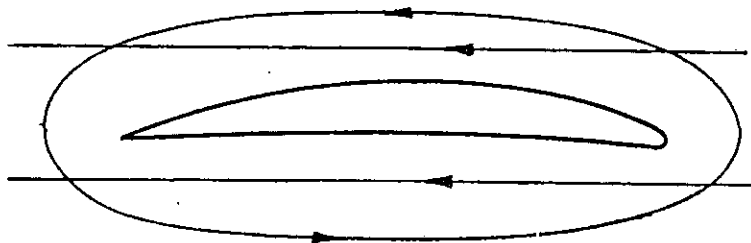


Fig 2.8 Cirkulation kring profil

Man ser att cirkulationen ökar strömningshastigheten på sugsidan och minskar den på trycksidan, precis som i fig 2.7. Ju mera profilen är völvd desto kraftigare blir cirkulationen och desto större lyftkraften.

Uttryckt matematiskt definieras cirkulationen  $\Gamma$  (gamma) som produkten av hastighet  $V$  och vägsträcka  $\Delta S$ , summerat längs en sluten kurva, se fig 2.9, alltså  $\Gamma = \sum V \cdot \Delta S$ . Lyftkraften på en profil fås ur formeln  $L = \rho \cdot V \cdot \Gamma$ .

Man kan själv göra ett praktiskt försök som visar hur cirkulationen ger lyftkraft. Man lindar ett snöre flera varv kring mitten av ett papprör från en hushållsrulle och lägger rullen

på ett bord som visat på fig 2.10. Man rycker kraftigt nedåt

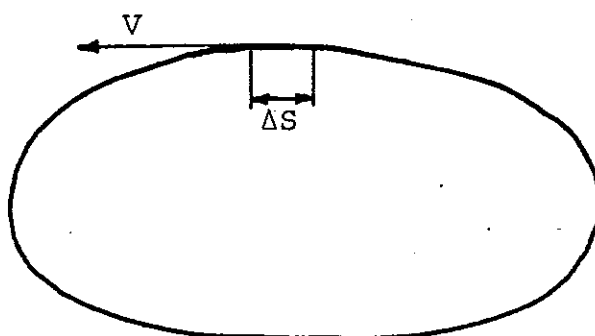


Fig 2.9 Definition av cirkulation

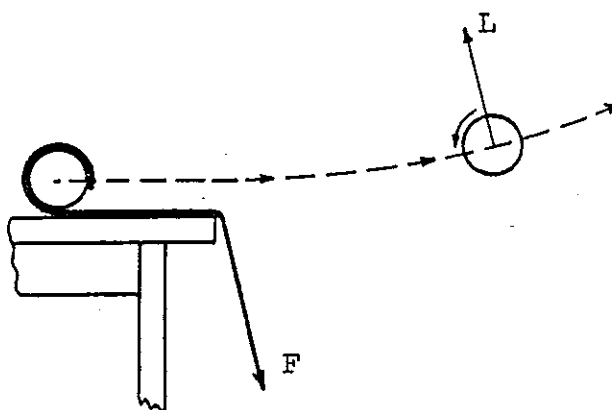


Fig 2.10 Aero- (hydro-)dynamiska tvärkraften

i snöret, och rullen rör sig i sidled samtidigt som den roterar snabbt. Rullen åstadkommer genom sin rotation och friktionen mot luften en rotation av luften, alltså en cirkulation. I samband med sidorörelsen ger cirkulationen en lyftkraft, och trots att draget i snöret var horisontellt stiger rullen i en båge uppåt.

#### 2.4 ANGREPPSPUNKT

Lyftkraften på en profil kan tänkas koncentrerad i en viss punkt, angreppspunkten. På en profil där hela lyftkraften alstras genom välvning ligger angreppspunkten ungefär vid profilens mitt. En plan skiva med anfallsvinkel har angreppspunkten på en fjärdedel av bredden räknat från förkanten. Detsamma gäller om en välvd profil ställs i negativ anfallsvinkel och alltså blir välvd åt "fel håll". Fordras vid normal strömning en lyftkraft som är större än den som alstras på en välvning, måste en del av lyftkraften alstras med anfallsvinkel och angreppspunkten kommer att ligga någonstans

mellan mitten och fjärdedelspunkten. Ett praktiskt exempel: Om man låter en pappers- eller kartongbit falla fritt rör den sig som på fig 2.11. Papperet släpps alltid litet snett och faller med ena kanten före. Det påverkas av ett luftmotstånd med angreppspunkt nära denna kant. Papperet tippar och andra kanten faller före, och angreppspunkten flyttar till fjärdedelspunkten närmast denna, papperet tippar på nytt, osv. Ett fallande löv rör sig på detta sätt.

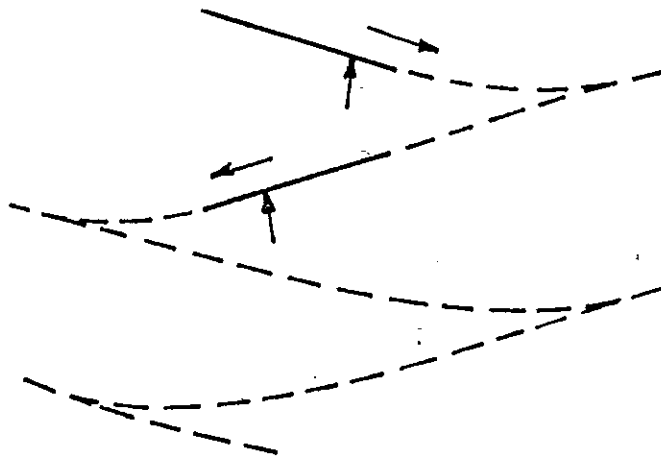


Fig 2.11 Fallande platta

## 2.5 REYNOLDS TAL

Reynolds tal,  $R_n$ , är ett begrepp som har stor betydelse för vätskors strömning längs och friktion mot ytor. Det definieras som

$$R_n = \frac{\ell \cdot V}{\nu}$$

där  $\ell$  är en sträcka längs vilken vätskan strömmar,  $V$  är vätskans hastighet och  $\nu$  den dynamiska viskositeten. Viskositeten är vätskans trögflutenhet, tjock olja t ex har högre viskositet än vatten.

Vid ett lågt Reynolds tal är en strömning laminär, dvs de olika vätskeskikten rör sig parallellt och blandas inte med varandra. När hastigheten eller sträckan ökar, blir Reynolds tal större och vid ett visst värde av detta sker ett omslag till s k turbulent, dvs virvlande, strömning. Vid samma hastighet är friktionsmotståndet större vid turbulent än vid laminär strömning. Ett exempel från vardagslivet: I ett dragfritt rum lägges en tänd cigarett på en askkopp. Röken stiger först i en tunn, slät sträng, strömningen är laminär. Ett par decimeter över cigaretten blir strömningen plötsligt orolig och virvlande, dvs turbulent. På vägen upp ökar den tillryggalagda

sträckan,  $R_n$  ökar, och vid ett visst värde på  $R_n$  sker omslaget, se fig 2.12.

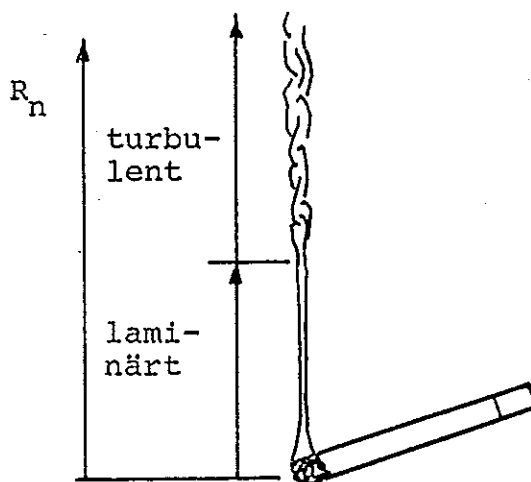


Fig 2.12 Omslag från laminär till turbulent strömning

Friktionskoefficienten, dvs den dimensionslösa friktionskraften för en strömning längs en yta,  $C_F$ , är en funktion av  $R_n$ .

## 2.6 GRÄNSSKIKT, AVLÖSNING, COANDA-EFFEKT

Potentialströmning är den typ av strömning man skulle ha i en friktionsfri vätska. En sådan vätska finns förstås inte i sinnesvärlden, men antagandet om strömning utan friktion är användbart för en teoretisk matematisk behandling av strömningsfenomen. T ex ett klot nedsänkt i friktionsfri strömmande vätska skulle inte ha något strömningsmotstånd eftersom tryckfördelningen skulle vara symmetrisk på klotets fram- och baksida i strömningsriktningen.

I en vanlig vätska påverkas potentialströmningen av friktionen. När vätskan strömmar längs en yta bildas ett gränsskikt. Närmast ytan är hastigheten noll, vid gränsskiktets yttre begränsning är strömningen inte påverkad. Gränsskiktets tjocklek växer längs ytan i strömningens riktning. Tjockleken är en funktion av Reynolds tal och tillryggalagd sträcka. Förhållandet är det samma om ytan rör sig fram genom stillastående vatten, t ex om ytan är en fartygssida, givetvis med den skillnad att det nu är vattnet närmast skrovytan som har största hastigheten, och gränsskiktets yttre begränsning är det ostörda, omgivande vattnet.

För strömning längs en plan yta finns ett antal uttryck för gränsskiktets tjocklek; ett av dem är

$$\delta = \ell \cdot \frac{0,154}{\sqrt{R_n}}$$

där  $\ell$  är sträckan längs ytan.

Avlösning eller separation är ett fenomen som förekommer när en begränsningsyta, som en vätskeström följer, viker av under så stor vinkel att strömningen inte förmår följa ytan, utan släpper denna. Ett exempel är strömning i ett rör som vidgar sig med större öppningsvinkel (halvvinkel) än  $8^\circ$ , se fig 2.13.

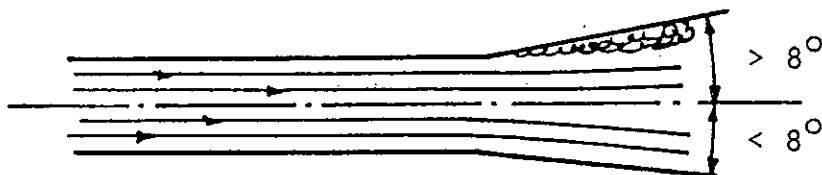


Fig 2.13 Avlösning vid strömning i ett rör

Vid strömning längs en yta är risken för avlösning beroende på vätskans energi-innehåll. Hög energi, dvs hastighet, minskar risken för avlösning. Strömmar vätskan långsamt sker avlösningen lättare. Om en strömning är på gränsen till avlösning kan en skarp kant i ytan, belägen tvärs strömningsriktningen, starta avlösningen tidigare. På ett fartygsskrov uppstår avlösning där skrovet smalnar i akterskeppet.

Avlösningens motsats är den s k Coanda-effekten, namngiven efter flygpionjären Henri Coanda, som först uppmärksammade effekten. Den innebär att en strömning med hög hastighetsenergi förmår följa en yta som kröker undan markant. Fenomenet är välkänt för var och en som försökt hålla vatten ur ett kärl med rundad kant. Vattnet tenderar att följa rundningen och rinna ner efter kärlets sida, se fig 2.14.

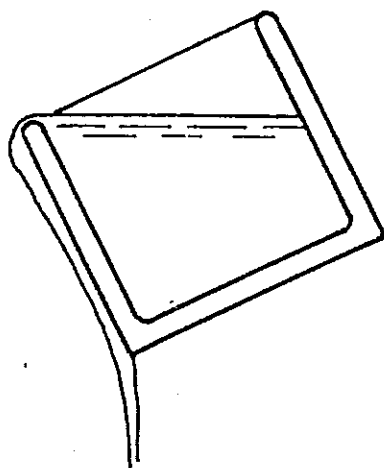


Fig 2.14 Coanda-effekt

Fenomenet har stor betydelse vid t ex borrhullformar, supplyfartyg och andra fartyg som är försedda med roterbara thrustrar.



Dessa kan riktas i godtycklig riktning, och thrustersns slipström kan på grund av Coanda-effekten avböjas runt skrovsidan. En avböjning innebär att vattnet påverkas av en kraft. Enligt lagen om aktion och reaktion måste skrovet påverkas av en lika stor och motriktad kraft, och resultanten av denna kraft och thrustersns tryckkraft kan avvika upp till  $8-10^\circ$  från tryckkraftens ursprungliga riktning - och bli 15-20 % lägre.

## 2.7 VÅGRÖRELSE

De vågor som förekommer i vatten kan delas i fyra grupper, tryckvågor, kapillärsvågor, gravitationsvågor och grundvatten-vågor.

Tryckvågor förekommer under vattnet och är inte synliga. De är helt enkelt ljudvågor som rör sig med hastigheten 1440 m/s.

Kapillärsvågor är de små krusningar som dör bort så fort en vindkäre avtar. De är huvudsakligen påverkade av vattnets ytspänning och de har den egenheten att utbredningshastigheten avtar med ökande våglängd. För fartygs framdrift är de utan intresse.

Gravitationsvågor eller tyngdvågor är den vanliga sortens vågor som förekommer som ett fartygs svallvågor eller som sjö-hävning.

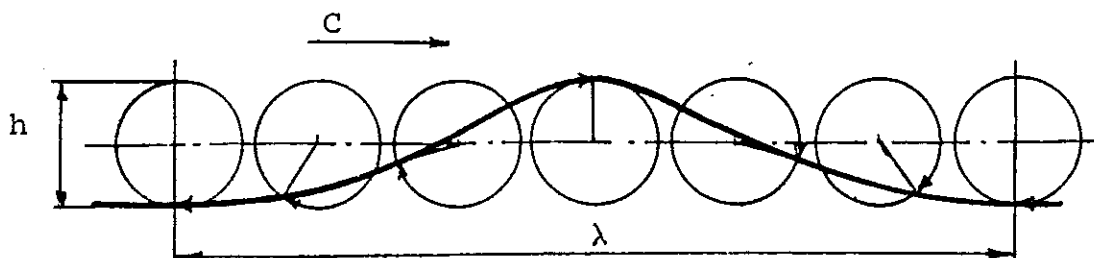


Fig 2.15 Vågrörelse

Varje vattenpartikel rör sig i en cirkelbana, framåt i vågtoppen, bakåt i vågdalen, se fig 2.15. Det är alltså ingen generell vattentransport i vågens rörelseriktning. Pojken som kastar sten i vattnet bortom sin leksaksbåt, som har slitit sig, för att driva den tillbaka mot land anstränger sig alltså förgäves, båten rör sig bara en aning fram och tillbaka i vågskvalpet.

För tyngdvågor råder ett enkelt samband mellan våglängden  $\lambda$  och våghastigheten  $c$ :

$$c = \sqrt{\frac{g}{2\pi} \lambda} = 1.25 \sqrt{\lambda}$$

Efter litet räkning kan man få våglängden uttryckt med vågperioden, tiden mellan två vågpasager:

$$\lambda = 1.56 \cdot t^2$$

Våghöjden är inte lika för alla vågor i ett vågsystem. Man skiljer på medelhöjden, den karakteristiska höjden som är medelhöjden av den högsta tredjedelen, och maximala höjden - outsize-vågen - som är den högsta av 1000 vågor. Om man betraktar ett vågsystem är det vågorna med den karakteristiska höjden man lägger märke till. De förekommer i grupper, och en grupp rör sig framåt med halva våghastigheten. För våghöjden gäller följande ungefärliga värden

Medelvåg  $h \approx \frac{\lambda}{20}$

Karakteristisk våg  $h \approx \frac{\lambda}{12}$

Maximal våg  $h \approx \frac{\lambda}{7}$

Våglängden beror på vindstyrkan, löpsträckan, och hur länge det har blåst. En typisk våglängd för Östersjön vid en vindstyrka på 12-15 m/s är ca 45 m. En typisk atlantvåg har längden ca 120 m och en period på 9 sekunder. Mer om vind och vågor kan man finna i [2].

Vattenpartiklarnas rörelse i en tyngdvåg sträcker sig ned till ett djup som är ungefär lika med våglängden. Om vattendjupet blir mindre än denna bromsas vågen upp, hastigheten avtar och våglängden förkortas, sjön blir krabb. När vattendjupet blir litet i förhållande till våglängden har man en grundvatten- eller kanalvåg, i vilken alla vattenpartiklar från ytan till botten rör sig framåt med samma hastighet. Tidvattenvågor och tsunamis, jordbävningsvågor, hör till denna typ. Våglängden kan vara flera hundra km, och våghöjden är så liten att den inte märks på ett fartyg ute till sjöss. I en kanal eller ett trångt farvatten kan en enstaka grundvattenvåg uppstå framför ett fartyg.

## 2.8 KÄRMÄNS VIRVELGATA

Kärmäns virvelgata är en rad virvlar bakom ett fast föremål i en strömmande vätska. Låt oss betrakta en cylinder i en vätska som strömmar i rät vinkel mot cylinderns axel. På båda sidor om cylindern förekommer avlösning. Vid en avlösningsspunkt avgår en virvel, och varje gång en virvel bildas börjar en motsatt rotation kring cylindern, vilket i sin tur medför att en avlösningssvirvel avgår på andra sidan cylindern. Virvlarna avgår växelvis och bildar en gata bakom cylindern, se fig 2.16. Kombinationen av cirkulation och parallellströmning ger en tvärkraft p g a Magnuseffekten som växlar i takt med virvelavlösningen. Ett exempel på Kärmäns virvelgata är virvlarna som får en flagga att fladdra bakom en flaggstång.

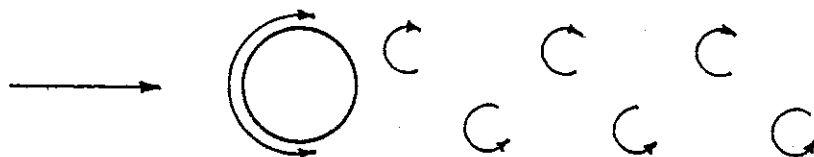


Fig 2.16 Kärmäns virvelgata

### 3. FARTYGET, BESKRIVNING

I detta kapitel beskrivs dimensioner och begrepp som är av betydelse för fartygets framdrift, dvs i huvudsak den del av fartygsskrovet som befinner sig under vattenlinjen.

#### 3.1 SKROVDIMENSIONER

Fartygets totallängd betecknas med  $L_{OA}$  (length overall). Från hydrodynamisk synpunkt har den mindre intresse. När man i allmänhet talar om ett fartygs längd avser man oftast:

Perpendikellängden, eller längden mellan perpendiklarna,  $L_{PP}$ . Detta är längden mellan främre perpendikeln, en lodrät linje genom förstävens skärningspunkt med konstruktionsvattenlinjen, och akter perpendikeln som normalt sammanfaller med hjärtstocken, dvs roderaxeln.

Längden i vattenlinjen,  $L_{WL}$ , är den längd som är av betydelse för ett fartygs framdrivningsmotstånd; med "vattenlinje" avses konstruktionsvattenlinjen.  $L_{WL}$  skiljer sig inte nämnvärt från  $L_{PP}$ .

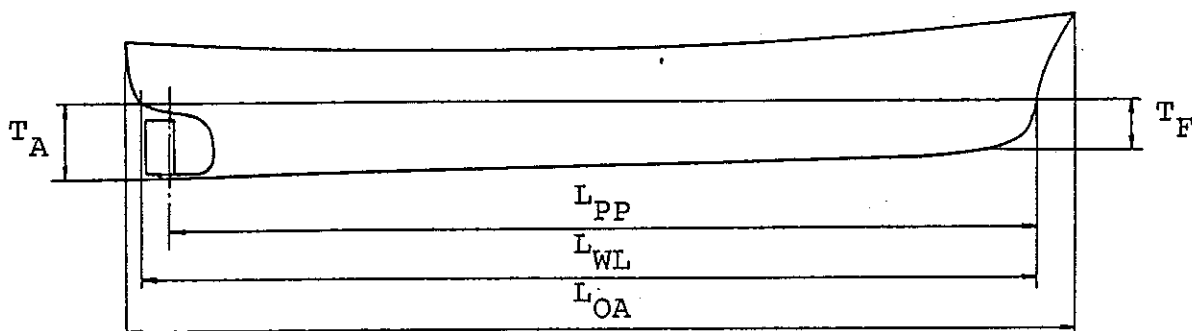


Fig 3.1 Skrovdimensioner

Skrovets bredd i vattenlinjen betecknas  $B_{WL}$ . Med beteckningen  $B$  avses fartygets största bredd över spant, tjockleken av bordläggningen ej medräknad. Normalt är det ingen större skillnad mellan  $B_{WL}$  och  $B$ .

Djupgåendet betecknas med  $T$  och definieras som lodräta avståndet från vattenlinjen till skrovets djupast belägna punkt. Oftast är djupgåendet för,  $T_F$ , och akter,  $T_A$ , lika. Om  $T_A$  är större än  $T_F$  sägs fartyget ha akterligt trim, och om  $T_F$  är större än  $T_A$  förlikt trim. Förväxla inte djupgåendet med fartygets djup  $D$ , som är lodräta avståndet mellan huvuddäck och köl.

Det s k lateralplanet är sidoprojektionen av hela skrovet, och det uppdelas i övervatten- och undervatten-lateralplanet.

### 3.2 DEPLACEMENT, BLOCKKOEFFICIENT, TONNAGE

Ett fartygs displacement är volymen av den mängd vatten, mätt i  $m^3$ , som den nedsänkta delen av skrovet undantränger. Volymen betecknas  $\nabla$ . Detta värde varierar förstås med vattnets densitet - ett fartyg med en viss massa sjunker djupare i sötvatten än i saltvatten. Man talar därför ofta om mass-displacement  $\Delta$  (delta), som är massan av det undanträngda vattnet och alltså lika med fartygets totala massa.  $\Delta$  anges oftast i ton. Ett metriskt ton betecknas på engelska "tonne" till skillnad från "ton" som betecknar 1 long ton = 2240 lbs = 1016 kg.

Undervattensskrovet kan vara mer eller mindre fylligt. Ett mått på fylligheten är blockkoefficienten,  $C_B$ , som definieras som den del som skrovet fyller ut av en låda med dimensionerna  $L_{WL} \times B_{WL} \times T$  (se fig 3.2)

$$C_B = \frac{\nabla}{L_{WL} \cdot B_{WL} \cdot T}$$

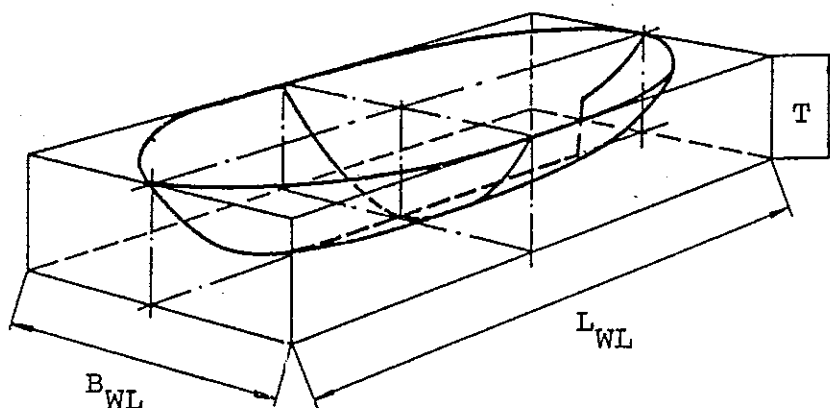


Fig 3.2 Definition av blockkoefficient

Några exempel på blockkoefficienter:

|                         |             |
|-------------------------|-------------|
| Nöjesbåtar              | ca 0.38     |
| Bogserbåtar, trålare    | 0.45 - 0.50 |
| Färjor                  | 0.50 - 0.60 |
| Snabba linjefartyg      | 0.55 - 0.65 |
| Lastfartyg              | 0.65 - 0.75 |
| Bulklastare, tankfartyg | 0.80 - 0.85 |
| Pråmar                  | ca 0.90     |

Ett fartygs dödviktstonnage, TDW (ton), är dess lastförmåga inklusive brännolja och övriga förråd. TDW är för en mindre färja några hundra ton, för en stor tanker upp till 90 % av fullastdeplacementet. Med benämningen en 25000 t tanker avser man alltid TDW.

Brutto- och nettoregistertonnage, BRT och NRT, är volymmått, som inte direkt har med V eller TDW att göra. Ett registerton är lika med 100 engelska kubikfot =  $2,83 \text{ m}^3$ .

### 3.3 LINJERITNING

Ett skrovs form beskrivs med hjälp av en linjeritning och en spantruta, se fig 3.3.

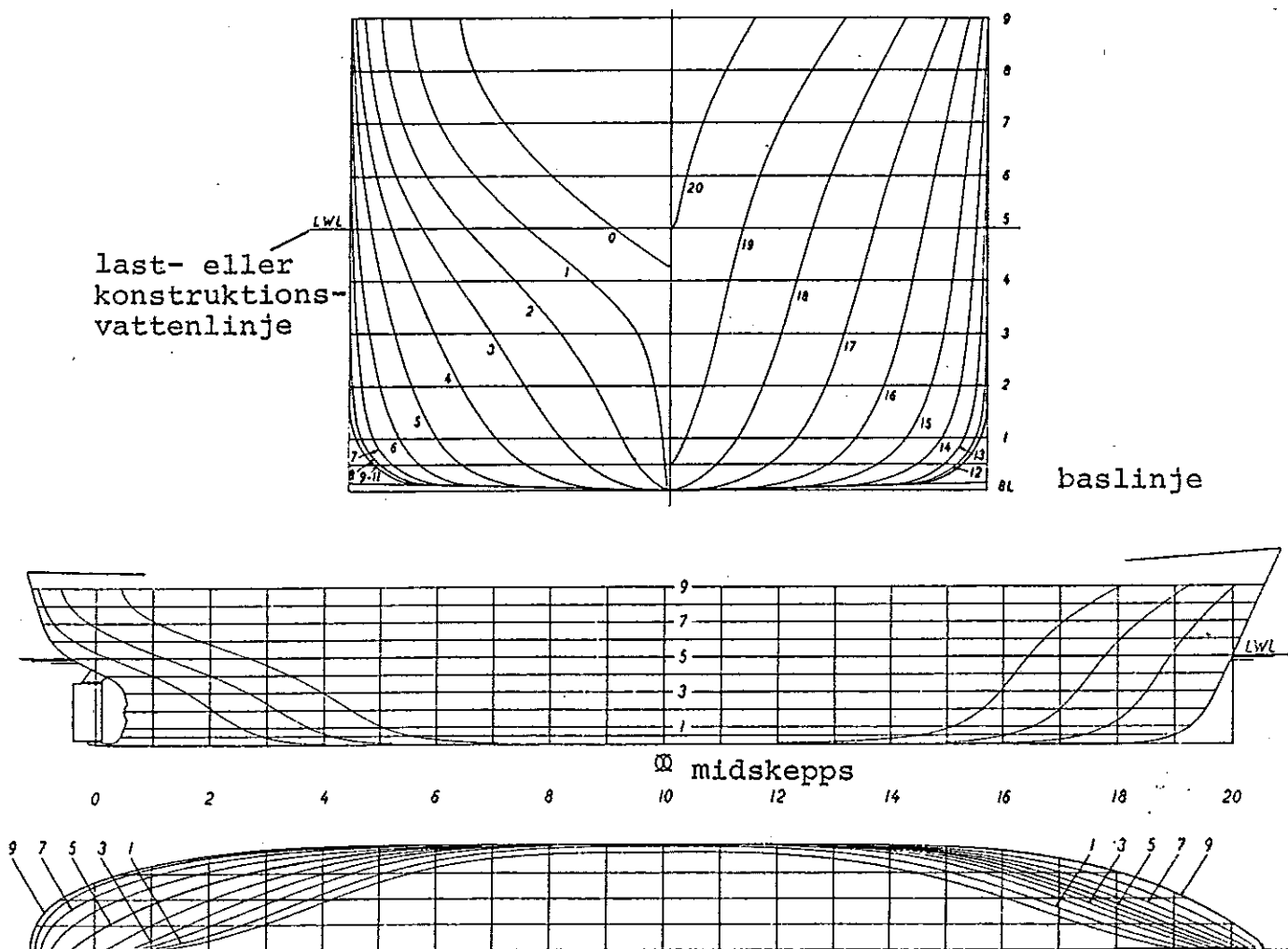


Fig 3.3 Linjeritning och spantruta

Linjeritningen visar skrovet sett från sidan. Skärningskurvor, s k vertikaler, mellan ett antal lodräta plan, parallella med skrovets mittplan, och skrovytan ger en uppfattning om skrovformen. Perpendikellängden,  $L_{pp}$ , delas upp med 10 eller 20

tvärskeppssnitt. Snitten numreras från akter till för med nr 0 vid akter perpendikeln. Snittens skärning med skrovytan ger konstruktionsspanten som visas i spantrutan. Byggspanten, som fartyget bygges på, placeras med kortare inbördes avstånd än konstruktionsspanten. Ett antal vattenlinjeplan parallella med konstruktionsvattenlinjen kan också läggas in. Skärningskurvorna med skrovytan ger de olika vattenlinjekonturerna som visas i en vy sedd uppifrån.

På alla ritningar av fartyg, linjeritning, generalarrangemang etc visas alltid fartygets styrbords (högra) sida, man har alltså aktern till vänster och fören till höger. Sedvänjan lär härstamma från gamla tider, då skeppen var försedda med styråra. Denna placerades alltid på styrbordssidan, och man ritade alltså styrbords sida för att få med åran på ritningen.

### 3.4 AKTERSKEPP

Akterskeppets utformning spelar en stor roll för strömningen kring propellern och för propellerns funktion. I första hand är det antalet propellrar, vanligtvis en eller två, som bestämmer hur akterskeppet ser ut.

På en-propellerfartyg är propellern placerad i propellerbrunnen, en öppning som framtill begränsas av akterstäven, upptill av fartygsbotten, valvet, akterut av rodret och nedtill eventuellt av skäddan, som fungerar som stöd för rodret och skydd för propellern. På äldre fartyg var hela begränsningen av propellerbrunnen alltid gjuten i ett stycke av stål (fig 3.4), nu har man oftast en nedtill öppen propellerbrunn med ett fritt hängande s k spadroder (fig 3.5). Akterstäven framför propellern kan dras framåt för att ge vattnet friare tilllopp till propellern, i det extrema utförandet som en s k hogner-akter, varigenom medströmstoppen ("dödvattnet" bakom akterstäven) reduceras. Ett speciellt utförande är skeg-aktern med en platt bordläggning och en utpräglad separat kölfena, se fig 3.6.

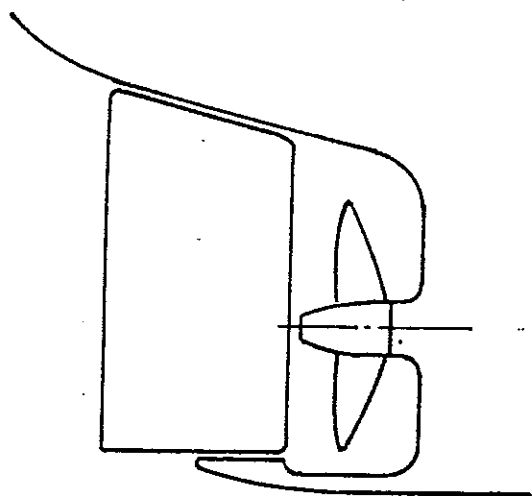


Fig 3.4 Propellerbrunn, äldre typ

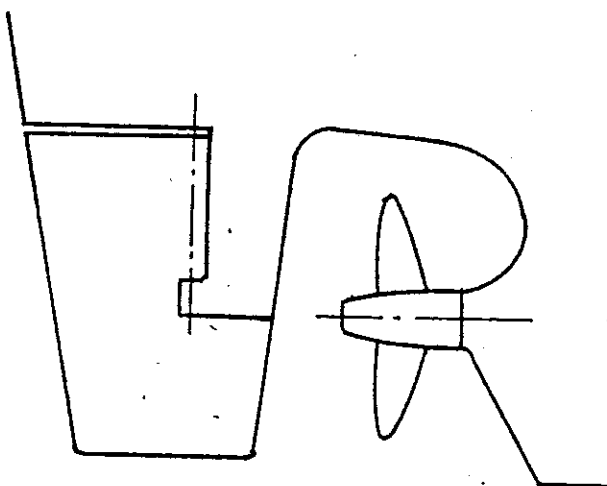


Fig 3.5 Propellerbrunn, modernare typ

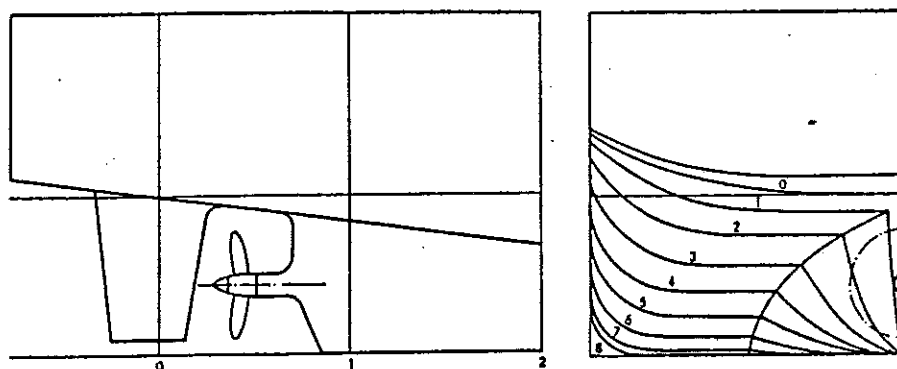


Fig 3.6 Skeg-akterskepp på en-propellerfartyg

Aktern kan utformas som en halvtunnel kring propellern med mycket liten klarning mellan propellerns bladspetsar och bordläggningen, 4-6 %, om man vill skydda propellern mot t ex is eller om propellerdiametern är mycket stor i förhållande till djupgåendet, se fig 3.7. I det senare fallet förhindrar de neddragna tunnelsidorna luftneddrag. Om tunnelsidorna fortsätter i två kölfenor, skegs, kan dessa förses med var sitt roder, och man får en mycket effektiv riktning av vattenströmmen vid styrning. Propellern kan omges helt av en kort cylindrisk tunnel, en dysa, mer eller mindre hopbyggd med skrovet, se mera om detta i kapitel 12.1, Dyspropellrar.

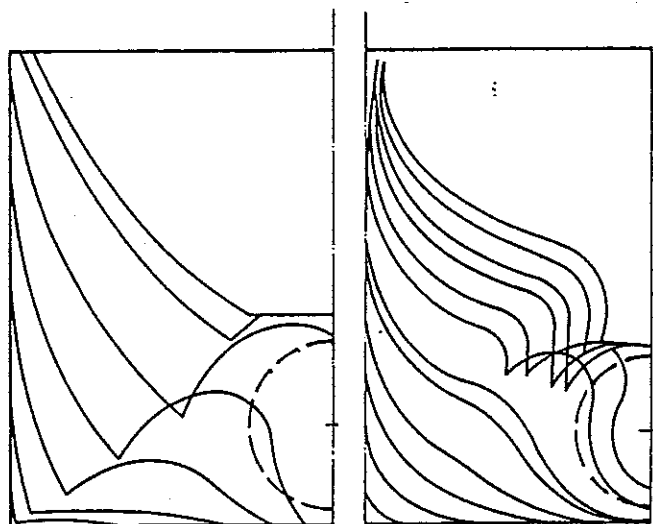


Fig 3.7 Halvtunnel- och kvartstunnelakter på en-propellerfartyg

Vid normala två-propellerarrangemang passerar propelleraxeln genom bordläggningen långt framför propellern. Man kan antingen ha en "öppen" axel som bärs upp av en eller två V-formiga axelbärare (fig 3.8) eller axeln kan vara försedd med sk "helbyxor", dvs vara inkapslad ända bak till propellern (fig 3.9).

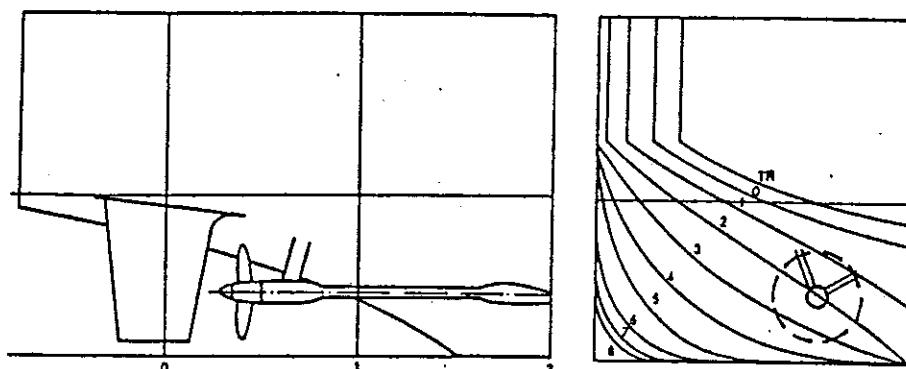


Fig 3.8 Två-propellerarrangemang, öppen axel med axelbärare

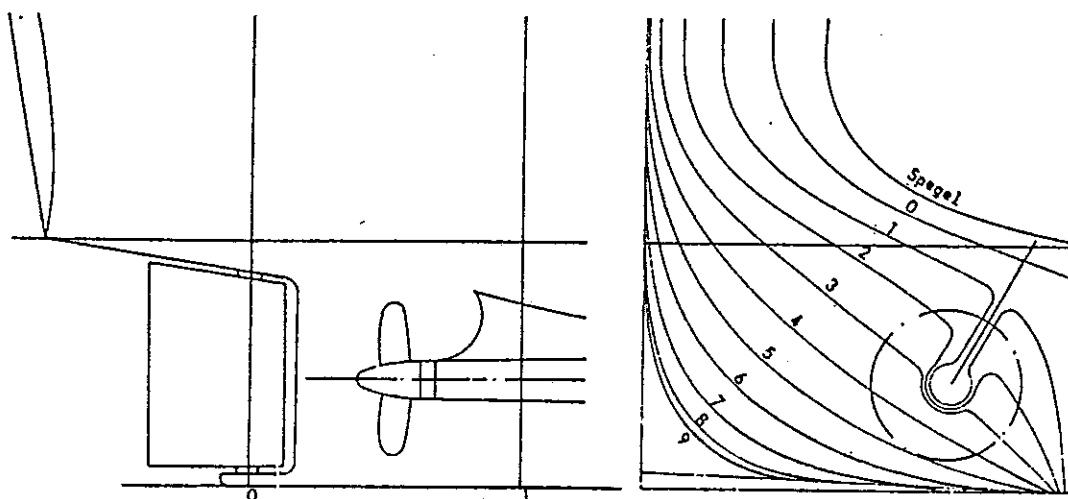


Fig 3.9 Två-propellerarrangemang med kapslad axel, s k "helbyxa"

Ett speciellt utförande är "Grimsche Welle", vid vilket aktersta lagret på propelleraxeln ligger en bit framför propellern, axeln har alltså överhäng. Den arbetar vid överkritiskt varvtal m h t böjsvängningar och kan göras klenare än vid ett konventionellt arrangemang.

På senare tid har man börjat tillämpa s k twin-skeg akterskepp, som ser ut som två en-propeller akterskepp bredvid varandra, se fig 3.10.



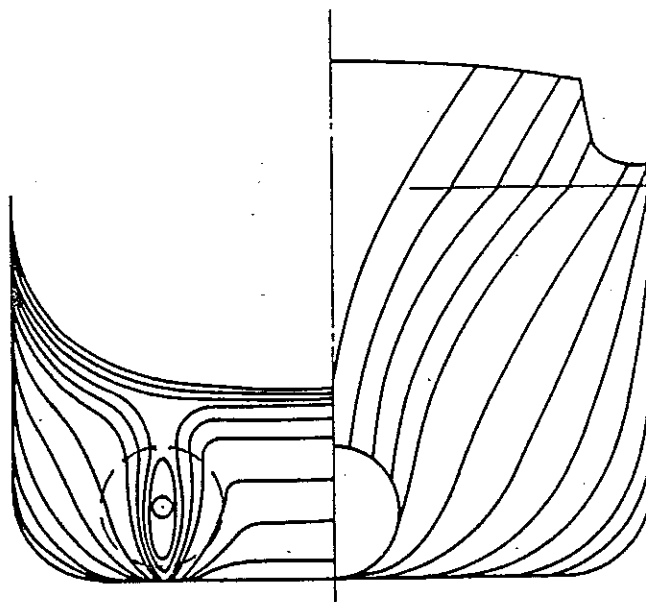


Fig 3.10 Twin skeg arrangemang på två-propellerfartyg

Två-propellerfartyg kan ha ett eller två roder. Det senare arrangemanget ger den bästa manöverförmågan då rodren är placerade i propellrarnas slipström, varigenom bättre roderkraft erhålles vid låg fart.

### 3.5 FARTYGSTERMER

Aptering, fartygets inredning, dvs hytter etc.

Bordläggning, skrovets yttre beklädnad, av plåt, trä (bord = plankor) eller glasfiberförstärkt plast.

Bottenresning, fartygsbottens tvärskepps slutning.

Bottenstock, tvärskeppsplåtar som förstärker spanten vid fartygets botten, underlag för nedersta däckets durk.

Bulb (eng = lök), mer eller mindre cylindrisk, framskjutande utbuktning på förstäven under vattenlinjen. Skapar ett lokalt undertryck och minskar därigenom bogvågens storlek och därmed vågmotståndet.

Bulkfartyg, fartyg för massgods, som t ex kol, malm, spannmål.

Containerfartyg, lastfartyg för containers, lådor med standardformat som lastas tätt, även på däck.

Dubbeländad färja, färja för korta ruttor (upp till 1 timme), lika i för och akter, som inte svänger runt vid hamnanlöp. Effekten kan fördelas på för- och akterpropeller eller absorberas enbart av den propeller som för tillfället är akterpropeller.

Durk, golv i ett fartygsutrymme.

Fribord, lodrätt avstånd mellan huvuddäck och vattenlinje, av betydelse för ett fartygs stabilitet och sjövärdighet.

Fregatt, krigsfartyg för ubåtsjakt etc, displacement 1100-3000 t, fart 25-40 knop.

Grimsche Welle, propelleraxel med stort överhäng på två-propellerfartyg (se f ö avsnitt 3.4).

Hjärtstock, rodrets axel.

Hogner-akter, vid en-propellerfartyg bulb kring propelleraxeln, ger god vattentillströmning till propellern.

Kanonbåt, lätt attackfartyg, huvudsakligen bestyckat med kanoner, fart över 25 knop.

Korvett, krigsfartyg för patrull- och konvojtjänst, displacement 500-1100 t, fart 20-30 knop.

Lash-fartyg, Lighter Aboard Ship, pråmbärande fartyg.

Lateralplan, sidoprojektionen av fartygets skrov, över och under vattenlinjen.

Linjefartyg, lastfartyg som går i linjetrafik, dvs efter tidtabell på fast rutt.

LNG-fartyg, gastanker för liquid natural gas - flytande naturgas.

LPG-fartyg, gastanker för liquid petrol gas - flytande petroleumgas.

Propellerbrunn, utrymmet för propellern på en-propellerfartyg.

Ro-Ro-fartyg, roll on, roll off, fartyg för hjulburen last, t ex på trailers, som rullas ombord.

Semi-submersible, dvs halvt nedsänkbar, flytande borrh- eller hotellplattform, som har litet djupgående vid förflyttning och som på sin arbetsstation sänks ner till stort djupgående med helt nedsänkta pontoner för att ligga lugnt i sjöhävning.

Skeg, engelskt ord för kölfena eller skädda (eg skägg = utskjutande del).

Skott, vägg i fartygsutrymme.

Slag, övergången mellan fartygssida och botten.

Spant, tvärgående balkar som sträcker sig längs bordläggningen från kölen till översta genomgående däck och utgör fartygets "revben".

Sponson, utbyggnad på fartygssida i området kring vattenlinjen med ändamål att öka stabiliteten.

Supply-fartyg, transporterar förnödenheter som t ex borrhör till plattformar, fungerar även som bogserbåtar, t ex vid ankarutläggning.

Twin skeg, dubbelkölarrangemang i aktern på två-propellerfartyg, se fig 3.10.

ULCC, ultra large crude carrier, supertanker för råolja-transport, över 300000 TDW.

VLCC, very large crude carrier, supertanker för råolja-transport, mellan 200000 och 300000 TDW.



## 4. FARTYGETS MOTSTÅND, PROPULSIVA FAKTORER

### 4.1 FARTYGETS MOTSTÅND

När ett fartyg rör sig fram genom vattnet möter det ett motstånd (betecknas med  $R$ ). Motståndet är i huvudsak beroende av fartygets displacement, blockkoefficienten, längden i vattenlinjen och givetvis farten. Skrovformen spelar också en stor roll.

Motståndet kan uppdelas i två delar, friktionsmotstånd och vågbildningsmotstånd. Friktionsdelen växer ungefär proportionellt mot farten i kvadrat; vågdelen ökar vid låga farter proportionellt mot farten i kvadrat, vid högre farter enligt en brantare kurva, proportionellt mot farten i 3. eller 4. potensen; för korta, hårt drivna fartyg, som t ex bogserbåtar vid frifart, upp till 10. potensen. I realiteten betyder detta att fartyget stöter pannan mot en vattenvall - en ytterligare effektökning ger en obetydlig fartökning. För en given bottenform och blockkoefficient finns det ett visst värde på Froudes tal (dimensionslös fart)

$$F_n = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L_{WL}}} \quad (V \text{ i m/s})$$

Över vilket man inte bör driva fartyget om inte motståndet skall bli orimligt stort och driftsekonomin dålig. Ju lägre

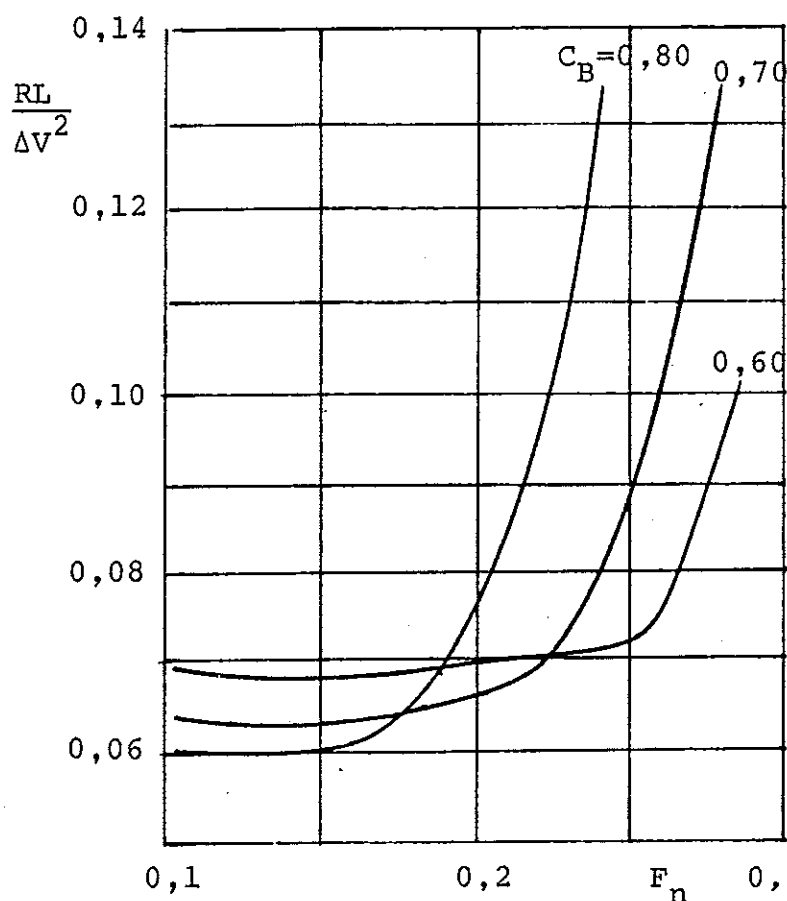


Fig 4.1 Dimensionslösa motståndskurvor för olika blockkoefficienter

blockkoefficienten är, dess högre Froudetal kan man driva fartyget upp i. I fig 4.1 visas det dimensionslösa motståndet per ton displacement som funktion av Froudetalet för olika blockkoefficienter. Diagrammet har hämtats ur [4].

Med hjälp av Alexanders formel

$$V = 3,6(1,05 - C_B) \sqrt{L_{pp}} \quad \text{knop}$$

kan man uppskatta den ekonomiska farten för ett fartyg. Den rimliga toppfarten på provtur ligger ca 6 % högre. Detta gäller förstås handelsfartyg. För krigsfartyg är det andra faktorer än ekonomin som avgör toppfartens storlek.

Det bör nämnas att för ett givet displacement och en given fart blir motståndet lägre om man ökar fartygets längd, alltså fördelar ett visst displacement över en större längd. Froudetalet blir lägre - vattenvallen som ju ligger vid ett visst Froude-tal har flyttats till en högre fart. Men ett längre fartyg måste förstärkas i skrovkonstruktionen för att klara påfrestningarna i sjöhävning, och det blir därmed dyrare.

Vill man trots allt genom vattenvallen måste bottenformen anpassas efter den höga farten. I praktiken kommer detta endast i fråga för mindre farkoster som patrullbåtar, kanonbåtar, livräddningsfartyg och nöjesbåtar. En sk snipa med rund botten och spetsig akter kan inte pressas över ett Froudetal på ca 0,50. Försöker man detta växer svallvågen bara, och aktern gräver ner sig, se fig 4.2. För en båt med  $L_{WL} = 7 \text{ m}$  blir maxfarten ca 8 knop.



Fig 4.2 Displacementbåt

Vill man nå högre fart måste man göra akterskeppet brett och bärigt med tvärt avhuggen akter, akterspegel, och raka linjer i långskeppsled på undervattendelen. Skrovet bärs då inte bara av lyftkraften på displacementet, utan även till viss del av den hydrodynamiska lyftkraften som uppkommer genom att botten träffar vattnet med stor hastighet i en viss anfallsvinkel. Man säger att båten börjar plana. Se fig 4.3.

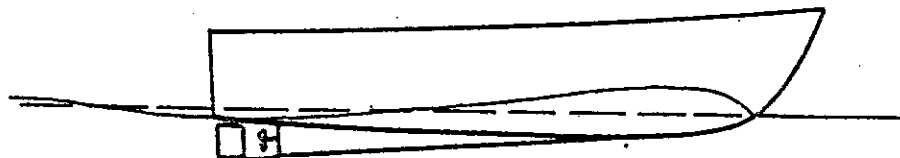


Fig 4.3 Halvplanande båt

Omkring Froudetallet  $F_n \approx 0,95$ , ca 15 knop för en båt med  $L_{WL} = 7$  m, bör man övergå från rund botten till V-botten. Svällvågen kastas då ut från båten istället för att krypa upp längs båtsidan, och den våta ytan och därmed friktionen minskar, se fig 4.4. Planingen sägs vara fullt utvecklad när större delen av båtens tyngd bärs upp av den hydrodynamiska lyftkraften.

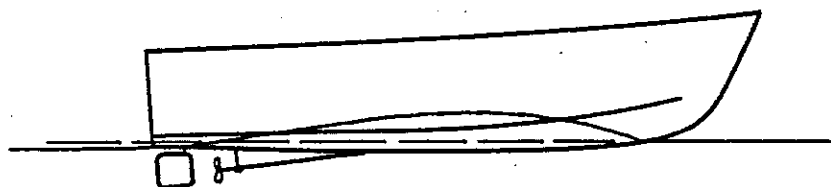


Fig 4.4 Planande V-bottenbåt

I fig 4.5 visas motståndet per ton displacement som funktion av Froudetallet för de tre typerna av bottenform.

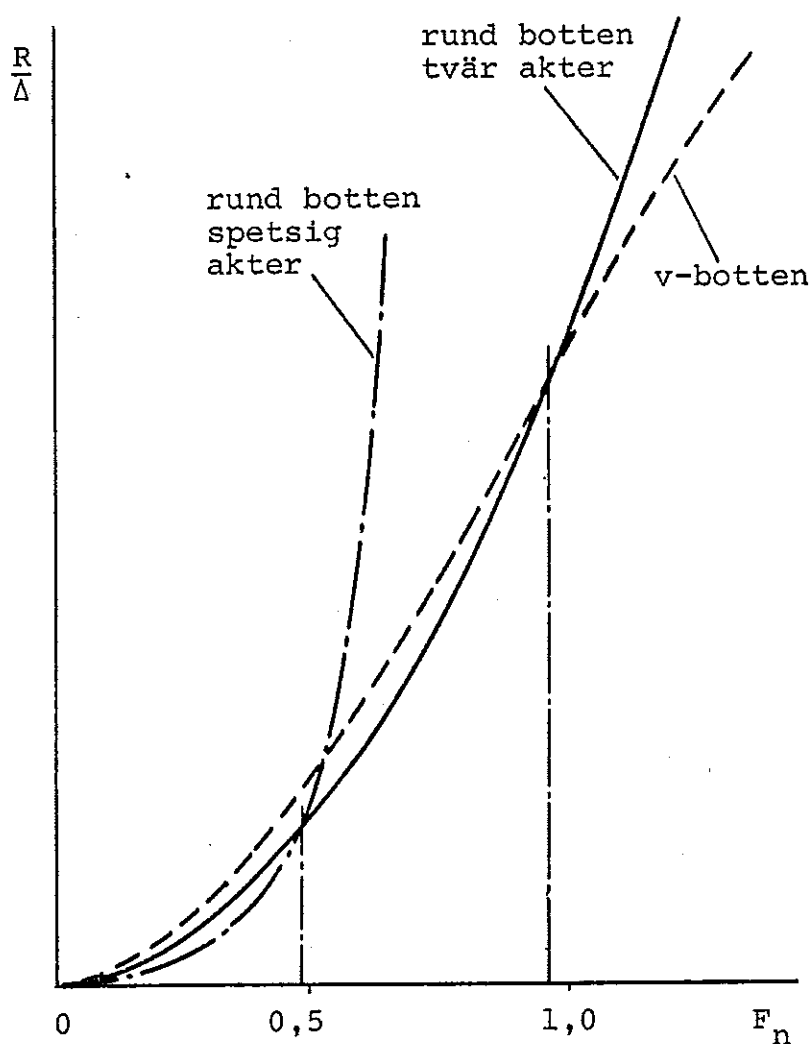


Fig 4.5 Bottenformens inflytande på motståndskurvan

En stor tanker drivs vid ett mycket lågt Froudetal i jämförelse med en liten båt. För exempelvis  $L_{WL} = 250$  m,  $V = 16$  knop fås

$$F_n = \frac{16 \cdot 0,5144}{\sqrt{9,81 \cdot 250}} = 0,166$$

En förenklad form av Froudetalet, fart-längdförhållandet  $\frac{V}{\sqrt{L}}$  med  $V$  i knop och  $L$  i fot, har använts mycket istället för det egentliga Froudetalet och används än, men det hör inte hemma i SI-systemet, och det är inte dimensionslöst. Omräkningsfaktorn är  $F_n = 0,297 \cdot (\text{fart-längdförhållandet})$ .

Några exempel på typiska fartygslängder, farter, Froudetal och fart-längdförhållanden:

| Fartygstyp        | $L_{WL}$ m | V knop | $F_n$ | $\frac{V}{\sqrt{L}}$ ( $\frac{\text{knop}}{\sqrt{\text{fot}}}$ ) |
|-------------------|------------|--------|-------|------------------------------------------------------------------|
| Supertanker       | 250        | 16     | 0,17  | 0,56                                                             |
| Kusttanker        | 80         | 12     | 0,22  | 0,74                                                             |
| Linjefartyg       | 150        | 20     | 0,27  | 0,90                                                             |
| Bilfärja          | 120        | 20     | 0,30  | 1,01                                                             |
| Supplyfartyg      | 60         | 15     | 0,32  | 1,07                                                             |
| Trålare           | 50         | 14     | 0,33  | 1,09                                                             |
| Bogserbåt         | 26         | 13,5   | 0,43  | 1,46                                                             |
| Snipa             | 7          | 8      | 0,50  | 1,67                                                             |
| Fregatt           | 95         | 35     | 0,59  | 1,98                                                             |
| Kanonbåt          | 40         | 40     | 1,04  | 3,49                                                             |
| Planande motorbåt | 7          | 25     | 1,55  | 5,22                                                             |

Ett fartygs motstånd kan inte beräknas rent teoretiskt. Det bestäms med hjälp av försök med 6-8 m långa modeller som bogseras i långa släptankar - se mera om detta i kapitel 5 "Fartyget, modellprovning". Baserat på ett stort antal provresultat har man tagit fram relativt enkla beräkningsmetoder som kan användas för en första ansats [3]. Kännedom om fartygets motstånd räcker dock inte för att beräkna den erforderliga motoreffekten vid en viss fart. Den effekt, släpeffekten  $P_E$ , som åtgår för att släpa ett fartyg genom vattnet är lika med motståndet  $R$  gånger farten  $V$ , alltså  $P_E = R \cdot V$ . Det visar sig att den erforderliga propellereffekten  $P_D$  som behövs för att driva fartyget vid samma fart blir betydligt större. Detta beror på propellerverkningsgraden och skrovverkningsgraden eller rättare skrovets godhetstal. Se mera härom i avsnitt 4.3.

Vi har nu behandlat motståndets avhängighet av skrovets form och storlek, alltså skrovets egna egenskaper. Men även andra faktorer har ett stort inflytande på motståndet.



På skrovytan växer alger, sjögräs och organismer som långhalsar och havstulpaner, speciellt om fartyget ligger stilla i tropiska vatten. Ett fartyg som hade legat några månader i en tropikhamn kom inte upp i mera än 6 knop mot normala 15 - vilket motsvarar en flerdubbling av motståndet. Beväxning rensas bort vid varje dockning och skrovet målas om. Skrovytan blir dock inte helt slät, och man kommer aldrig ner till samma motstånd som vid provturen.

Vind och sjö spelar också en stor roll. Vid motvind kan man få ett kraftigt vindmotstånd, och sjöhävningen ger en motståndsökning som exvis vid vindstyrkan 6 Beaufort, ca 13 m/s, kan bli 80 % av motståndet i lugnt vatten.

En faktor som ofta glöms bort är inverkan av ringa vattendjup. När ett fartyg förflyttar sig en fartygslängd framåt, skall lika mycket vatten som fartygets displacement förflyttas en fartygslängd bakåt. Vattnet strömmar dels längs skrovets sidor, dels under botten. Vid litet vattendjup ökar vattnets hastighet bakåt under botten, fartyget åker i sin egen motström, och det bildas ett undertryck som suger ned fartyget och ökar dess djupgående. Motståndet kan öka kraftigt. Färjan "Finnjet" går maximalt 30 knop på djupt vatten. På 20 m vattendjup går farten ner till 20 knop, fortfarande med full effekt på motorerna. Inverkan av vattendjupet beror på fartygets storlek, fyllighet och djupgående. Som en tumregel kan man räkna med att vattendjupet skall vara ca 10 gånger djupgåendet för att motståndet skall vara opåverkat. Mera om motståndet på grunt vatten kan läsas i [29] .

Vid backgång är skrovmotståndet större än vid gång framåt. Då fartyg sällan backar längre sträckor är detta inte ett område man ägnar större intresse. Som en tumregel kan man räkna med att motståndet vid en viss fart back är ca 1,2 gånger motståndet vid samma fart fram.

Under manövrering i t ex hamnar förekommer det att fartyg förflyttas i sidled, och motståndet mot rörelsen i sidled är förstås mångdubbelt större än vid längskepps rörelse, speciellt då manövrering oftast sker nära land, dvs på grunt vatten. Läs mera om detta i avsnitt 15.2.

#### 4.2 MEDSTRÖM, SUGFAKTOR

Under gång påverkar skrovet det omgivande vattnet genom friktion, och en del vatten släpas med. Tjockleken av det medsläpade vattenskiktet, det s k gränsskiktet, ökar med växande avstånd från fören och är en funktion av Reynolds tal. Närmast skrovytan är vattenhastigheten lika med fartygets hastighet, den avtar successivt utåt genom gränsskiktet och är noll vid gränsskiktets yttre gräns. På ett fartyg med längden 120 m och farten 20 knop är gränsskiktet ca 1 m tjockt vid aktern.

Potentialströmningen ger upphov till bakåtströmning längs skrovsidorna och en stagnation, stockning, vid för och akter.

Tryckfördelningen på grund av potentialströmningen gör att det bildas svallvågor vid för och akter. I vågtopparna rör sig vattnet framåt, i vågdalarna bakåt, och rörelsen sträcker sig ned till ett visst djup (vågrörelse har behandlats i avsnitt 2.9).

Den sammanlagda verkan av dessa tre typer av strömning resulterar i den så kallade medströmmen. Detta innebär att propellern möter vattnet med en hastighet  $V_A$  som är mindre än fartygets fart  $V$ . Medströmmen är alltså  $V - V_A$ . Förhållandet  $\frac{V - V_A}{V}$

kallas medströmsfaktorn  $w$ .  $V_A$  kallas framdriftshastigheten och är den hastighet som skall användas vid propellerberäkningen.  $V_A = (1-w) \cdot V$ .

Ett exempel:

|                       |                    |
|-----------------------|--------------------|
| Fartygets fart        | $V = 10$ knop      |
| Medströmmen           | $V - V_A = 2$ knop |
| Framdriftshastigheten | $V_A = 8$ knop     |
| Medströmsfaktorn      | $w = 0.2$          |

Medströmsfaktorn kan bestämmas på två sätt:

Genom mätning av hastigheten med pitotrör på en fartygsmodell i propellerns plan i ett antal punkter - utan monterad propeller - och bildande av medelvärdet av  $w$  över propellerdisken. Detta kallas den nominella medströmsfaktorn.

Genom kombination av självdriftsprov med en fartygsmodell och frigående prov med en propellermodell. Propellern fungerar då som integrator - medelvärdesbildare - och man får värdet av medströmsfaktorn för arbetande propeller. Detta kallas den effektiva medströmsfaktorn (se mera om detta i kapitel 5). Den är av ungefär samma storlek som den nominella men avvikelser förekommer. Vid propellerberäkning använder man den effektiva medströmsfaktorn - om den är känd.

Ovanstående gäller för modellförhållanden. För modell och fullskala gäller olika Reynolds tal, gränsskiktets tjocklek följer därför inte skalförhållandet. Gränsskiktet är relativt sett tunnare i fullskala än i modell, därför blir medströmsfaktorn i fullskala,  $w_S$ , mindre än den i modell,  $w_M$ . Det finns åtskilliga omräkningsmetoder men än så länge ingen tillförlitlig. Som en tumregel kan man för en-propellerbåtar räkna  $w_S = 0,8 \cdot w_M$ .

En direkt uppskattning av fullskalemedströmmen kan göras med Taylors formel

$$w = 0,5 \cdot C_B - 0,05 \quad (\text{för en-propellerfartyg})$$

På två-propellerfartyg med konventionellt akterskepp (alltså inte twin skeg eller tunnel) ligger propellern nästan helt utanför gränsskiktet, och medströmsfaktorn är lägre och inte nämnvärt påverkad av gränsskiktet. Taylors formel lyder

$$w = 0,55 C_B - 0,20$$

Det finns även andra metoder för uppskattning av medströmmen, som - förutom  $C_B$  - tar hänsyn till förhållandet mellan propellerdiameter och djupgåendet, bredd-längdförhållandet och spantformen i akterskeppet, se t ex [5].

$V_A$  är medelhastigheten över propellerns cirkelarea (disk). Vattenhastigheten är inte lika över hela propellerdisken, propellern arbetar i ett medströmsfält, i vilket medströmmen varierar från punkt till punkt. Förbinder man punkter med lika medströmsfaktor, får man en grafisk framställning av medströmsfältet, se fig 4.6. För ett en-propellerfartyg är den lokala medströmsfaktorn som syns högst omedelbart bakom akterstäv och avtar nedåt - utåt. För ett två-propellerfartyg kan medströmsfältet se ut som på fig 4.7. Propellern ligger utanför gränsskiktet, och medströmstoppen beror på axelhylsa, axelbärare och axel.

Medströmmens variation över propellerdisken spelar en stor roll för propellerns funktion. Se mera om detta i kapitel 7.

Vattnet strömmar endast undantagsvis genom propellerdisken vinkelrätt mot denna, vattenhastigheten har en transversell komponent  $V_{tr}$ . Den transversella medströmsfaktorn definieras som

$$w_{tr} = \frac{V_{tr}}{V}$$

Lägg märke till skillnaden mot den axiella medströmsfaktorn  $w_{ax}$  som vi hittills har talat om.  $w_{ax}$  definieras som ett minus ett hastighetsförhållande, alltså

$$w_{ax} = 1 - \frac{V_A}{V}, \quad w_{tr} \text{ direkt som ett hastighetsförhållande.}$$

I fig 4.8 visas ett transversal-medströmsfält för ett två-propellerfartyg. Både storleken och riktningen av medströmmen anges.

Skrovet påverkar propellern genom medströmmen. Propellern påverkar i sin tur skrovet. Vattnet accelereras genom propellern, som alltså suger vattnet åt sig framifrån, och denna sugning inverkar på akterskeppet. Propellerns tryckkraft  $T$  måste därför vara större än fartygets motstånd  $R$ .

Sugningen på skrovet uttrycks som en faktor gånger tryckkraften, alltså  $t \cdot T$ .  $t$  kallas sugfaktorn. En propeller som utvecklar tryckkraften  $T$  kan övervinna ett fartygsmotstånd på endast  $R = T - t \cdot T$ .

$$T \cdot (1-t) = R \quad \text{eller} \quad t = \frac{T - R}{T}$$

Exempel:

Tryckkraft  $T = 100 \text{ kN}$

Sugfaktor  $t = 0,2$

Sugning  $t \cdot T = 0,2 \times 100 = 20 \text{ kN}$

Motstånd  $R = T \cdot (1-t) = 100 \times (1 - 0,2) = 80 \text{ kN}$

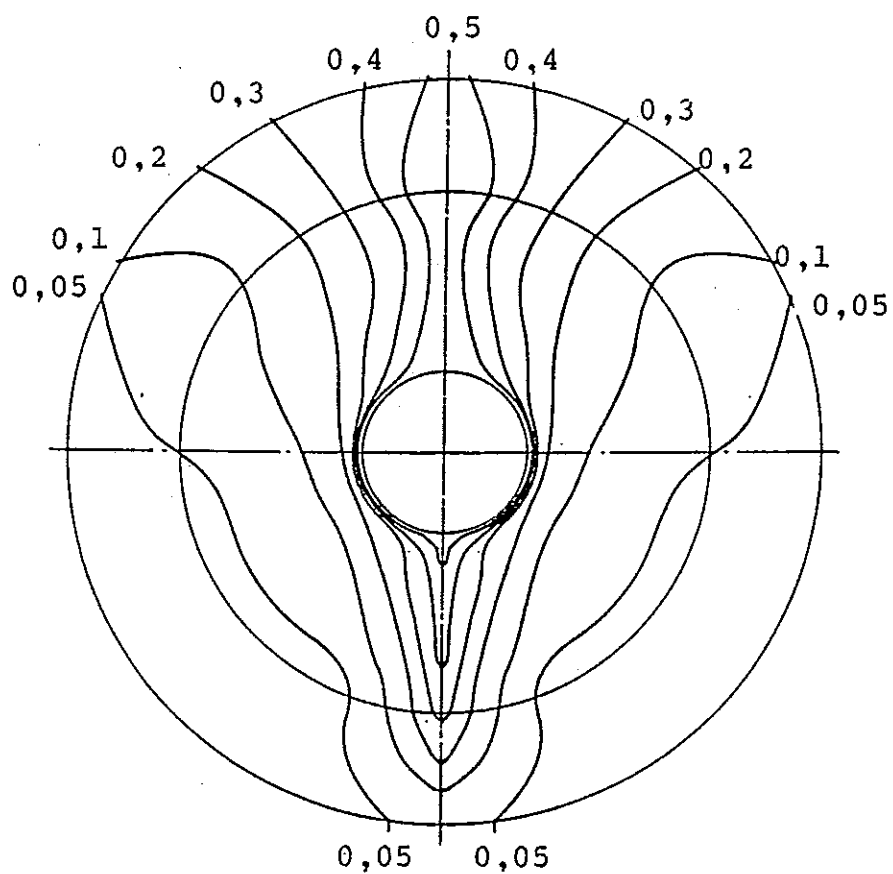


Fig 4.6 Medströmsfält för 1-propellerfartyg

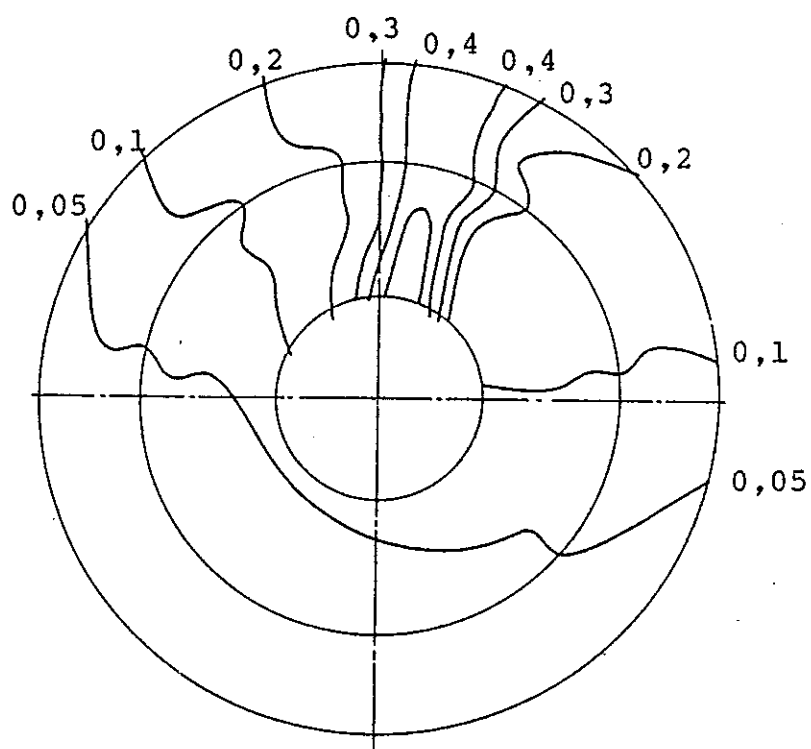


Fig 4.7 Medströmsfält för 2-propellerfartyg,  
babords sida

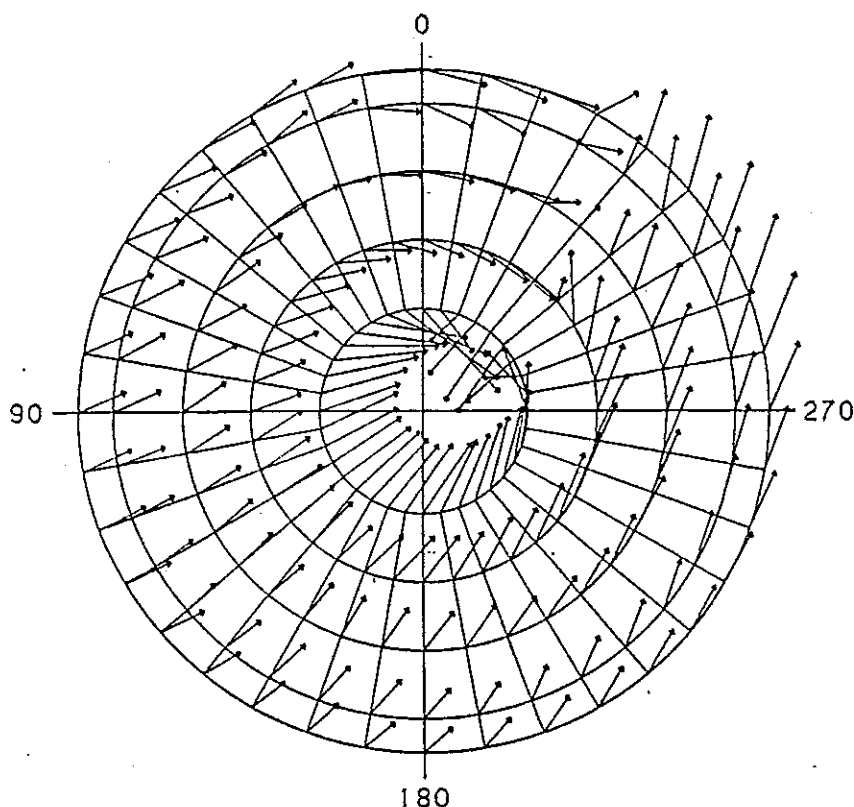


Fig 4.8 Transversal-medströmsfält för 2-propellerfartyg

Sugfaktorn beräknas på grundval av prov med fartygsmodell. Vid släppprovet mäter man släp motståndet, och vid självdriftsprovet propellertryckkraften, och därmed är sugfaktorn bestämd. Som för  $w$  finns diagram [5] med hjälp av vilka man kan uppskatta  $t$  om resultat av modellprov inte föreligger. Det råder inget entydigt samband mellan  $w$  och  $t$ , men för en grov snabbuppskattning av  $t$  kan man använda följande formler

för en-propellerfartyg  $t = 0,6 w$

för två-propellerfartyg  $t = 1,25 w$

Man räknar inte med någon skalinverkan på  $t$ , som alltså är lika i modell och fullskala.

Ovanstående tumregler gäller förstås för fri fart fram. Vid dragning i kaj är  $w$  inte definierad, och sugfaktorn är  $t = \text{ca } 0,03$ . Dragkraften i bogserlinan blir alltså  $F_{PO} = T(1-t)$ .

Vid fri fart back är  $w$  mindre än vid fri fart fram, friktionsinflytandet är ju inte med. Sugfaktorn är däremot större, propellerns slipström riktas direkt mot akterskeppet och åstadkommer ett övertryck som ger en kraft riktad motsatt propellertryckkraften. "Tryckfaktor" vore en riktigare benämning.

Vid dragning i kaj back är sugfaktorn av storleksordningen  $t = 0,17 - 0,20$ .

## 4.3 VERKNINGSGRADER

Fartygets motstånd gånger farten kallas släpeffekten  $P_E$ , dvs den effekt som åtgår för att släpa fartyget genom vattnet,

$$P_E = R \cdot V.$$

Den effekt som propellern överför till vattnet är tryckkraften gånger framdriftshastigheten; den kallas tryckkratteffekten,

$$P_T = T \cdot V_A.$$

För att överföra denna effekt måste propellern tillföras effekten  $P_D$  från propelleraxeln.

En propeller som arbetar i en homogen, parallell vattenström, utan något störande skrov framför, har verkningsgraden

$$\eta_O = \frac{T_O \cdot V_A}{P_D}$$

Öppet-vatten-verkningsgrad eller frigående verkningsgrad. Sätter man den i ett medströmsfält med samma medelhastighet som hastigheten i den ovannämnda strömningen, har den verkningsgraden

$$\eta_B = \frac{T_B \cdot V_A}{P_D}, \quad (B = \text{behind, dvs bakom ett akterskepp}).$$

Förhållandet mellan dessa två verkningsgrader kallas den relativa rotativa verkningsgraden,

$$\eta_R = \frac{\eta_B}{\eta_O}.$$

Totalverkningsgraden  $\eta_D$  är förhållandet mellan släpeffekten och propellereffekten, alltså

$$\eta_D = \frac{R \cdot V}{P_D}$$

Vi insätter nu  $R = T_B (1-t)$ ,  $V = \frac{V_A}{1-w}$  och  $P_D = \frac{T_B \cdot V_A}{\eta_B}$

$$\eta_D = \frac{T_B \cdot (1-t) \cdot \frac{V_A}{1-w}}{\frac{T_B \cdot V_A}{\eta_B}} = \eta_B \cdot \frac{1-t}{1-w}$$

$\eta_B$  kan skrivas som  $\eta_O \cdot \eta_R$ .

$\frac{1-t}{1-w}$  kallas skrovverkningsgraden (eller skrovets godhetsgrad) med beteckningen  $\eta_H$  (H = hull), alltså

$$\eta_D = \eta_O \cdot \eta_R \cdot \eta_H$$

$\eta_O$  varierar från ca 0,45 för långsamma fartyg med hög medström, alltså lågt  $V_A$ , till ca 0,75 för snabba fartyg med låg medström, dvs högt  $V_A$ .

$\eta_p$  ligger omkring 1,02 - 1,05 för en-propellerfartyg, och omkring 0,98 för två-propellerfartyg (med konventionell akter).

$\eta_H$  kan för en-propellerfartyg ligga omkring 1,15 - 1,20, för två-propellerfartyg omkring 0,9.





## 5. FARTYGET, MODELLPROVNING

Ett fartygs framdrivningsmotstånd vid olika farter kan inte beräknas rent teoretiskt. För att på ett tidigt stadium kunna beräkna motståndet och den nödvändiga motoreffekten för att uppnå en viss fart måste man göra modellprov.

Proven utförs i en s k släpränna med t ex längden 250 m, bredden 10 m och djupet 5 m. Rännan överbryggas av en travers, en mätvagn, som löper på räls längs rännan. Vagnen kopplas till den fartygsmodell som skall provas och bogserar denna eller följer blott med och styr modellen och utför olika mätningar. Man använder 6-8 m långa fartygsmodeller av trä, parafin eller plast som kan drivas med egen kraft av en elmotor. Då prov i vågor förekommer, måste modellerna inkludera hela eller större delen av övervattenskrovet.

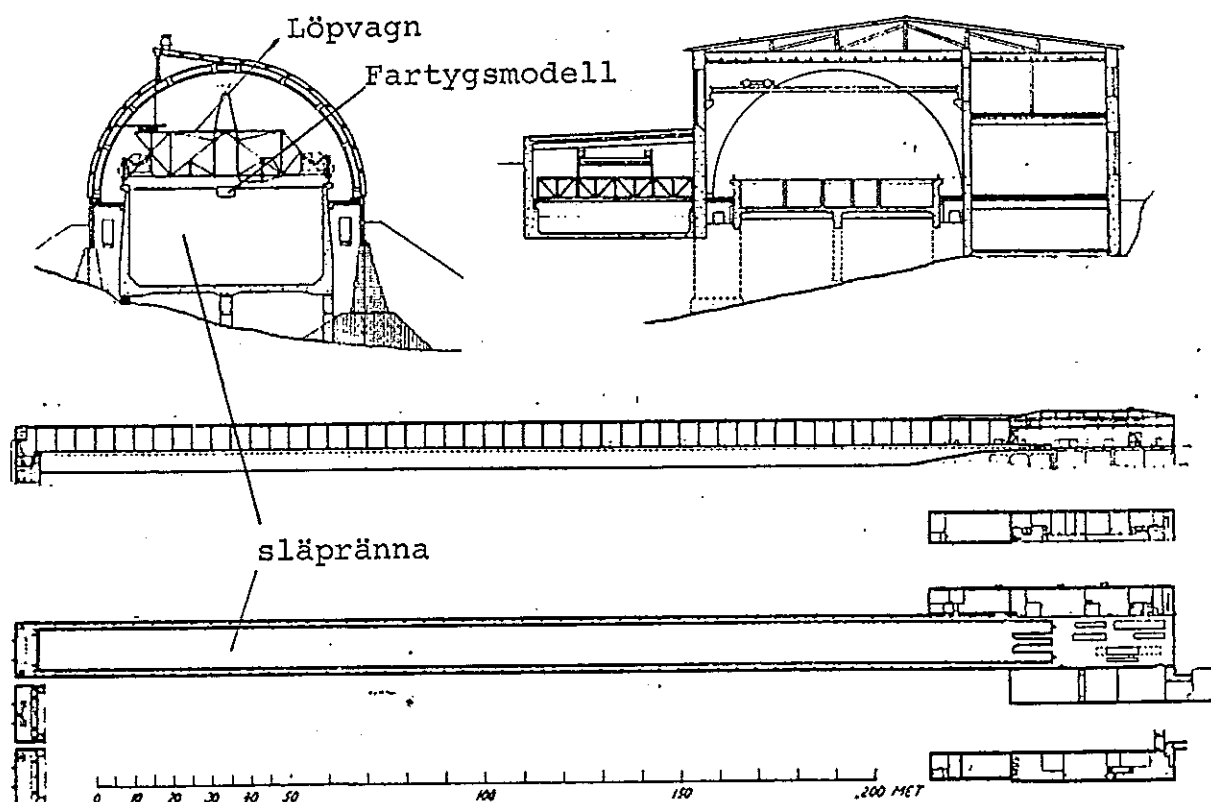


Fig 5.1 Släprännan vid SSPA, Göteborg

Ett komplett modellprov består av tre delar, släppprov, självdriftsprov och medströmsmätning.

## 5.1 SLÄPPROV

Fartygsmodellen bogseras av mätvagnen. Modellen är tvångsstyrd i sidled och måste alltså hålla kursen i rännans längdriktning, men den är fri i vertikal led och kan fritt ställa in sig i höjd och trimläge. Ett antal löpningar vid olika farter utföres, t ex 11 farter över ett fartområde på 5 knop, och totala släpmotståndet  $R_{TM}$  mäts vid varje fart.

Modellmotståndet räknas om till fullskala så här: Motståndet består av två komponenter som anses vara oberoende av varandra, friktionsmotståndet  $R_F$  och vågbildnings- eller restmotståndet  $R_R$ . Först beräknas friktionsmotståndet i modell  $R_{F,M}$ . Reynolds tal  $R_n$  för modellen beräknas (se kapitel 2). Med  $R_n$  kan den dimensionslösa friktionsmotståndskoefficienten  $C_{F,M}$  i modell beräknas.  $C_{F,M}$  definieras så här:

$$C_{F,M} = \frac{R_{F,M}}{0,5 \cdot \rho \cdot V_M^2 \cdot S_M}$$

där  $V_M$  är modellhastigheten och  $S_M$  modellens våta yta. Härur fås  $R_{F,M}$ .

$R_{F,M}$  dras ifrån totala motståndet i modell, kvar blir restmotståndet  $R_{R,M} = R_{T,M} - R_{F,M}$ .

Dimensionslöst:

$$C_{R,M} = \frac{R_{R,M}}{0,5 \cdot \rho \cdot V_M^2 \cdot S_M}$$

Restmotståndskoefficienten är lika i modell och fullskala, alltså

$$C_{R,M} = C_{R,S}$$

Index S står för fullskala ("ship").

På samma sätt som i modell beräknas friktionsmotståndskoefficienten för fullskala,  $C_{F,S}$ , baserat på det Reynolds tal som gäller i fullskala. Totalmotståndskoefficienten för fullskala fås som

$$C_{T,S} = C_{R,S} + C_{F,S} + C_A$$

där  $C_A$  är en korrektion för vindmotstånd av överbyggnad, motstånd av slingerkölar, skrovets skrovlighet och styrförluster. Värdet av  $C_A$  (kallades tidigare  $\Delta C_F$ ) är baserat på erfarenhet.

Slutligen beräknas för varje fart

$$R_{T,S} = 0,5 \cdot \rho \cdot V_S^2 \cdot S_S \cdot C_{T,S}$$

Sambandet mellan modellfart och fullskalefart följer Froude's lag, som säger att Froude's tal  $F_n = V/\sqrt{g \cdot L}$  skall vara samma för modell och fullskala för att  $C_{RS} = C_{RM}$  skall gälla, alltså

$$\frac{V_M}{\sqrt{g \cdot L_M}} = \frac{V_S}{\sqrt{g \cdot L_S}}$$

Vid lika Froude-tal är vågsystemen likformiga, alltså i samma skala som modellskalan.

Slutligen beräknas släpeffekten  $P_E = R \cdot V$ .

En liten repetition:

Modell:

Totalmotståndet  $R_{T,M}$  mätes.

Reynolds tal  $R_D$ , friktionsmotståndskoefficienten  $C_{F,M}$  och friktionsmotståndet  $R_{F,M}$  beräknas.

Restmotståndet  $R_{R,M} = R_{T,M} - R_{F,M}$  beräknas.

Restmotståndskoefficienten  $C_{R,M}$  beräknas.

Fullskala:

$$C_{R,S} = C_{R,M}$$

$C_{F,S}$  beräknas,  $C_A$  bestäms.

$$C_{T,S} = C_{R,S} + C_{F,S} + C_A \text{ beräknas.}$$

$$R_{T,S} = C_{T,S} \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V_S^2 \cdot S_S \text{ beräknas.}$$

$$\text{Släpeffekten } P_E = R \cdot V \text{ beräknas.}$$

I [3] finns diagram för bestämning av  $C_R$  och  $C_F$ , och hela beräkningen är uppställd i lättöverskådlig tabellform.

De olika skeppsprovningsanstalterna brukar bifoga en beskrivning av provningsmetodiken till sina rapporter.

## 5.2 SJÄLVDRIFTSPROV

Vid ett självdriftsprov drivs modellen av en elmotor och sin egen propeller eller propellrar. Farten hålles konstant, och propelleraxelns varvtal  $n$ , propellerns moment  $Q$  och propellertryckkraften  $T$  mäts. Självdriftsprovet körs vid samma farter som släpprovet.

Modellen styrs som vid släpförsöket av mätvagnen. Från vagnen överförs också en släpkraft  $F_D$  som kompenserar skillnaden i friktionsmotståndskoefficienten för modell och fullskala:

$$F_D = 0,5 \cdot \rho_M \cdot V_M^2 \cdot S_M \cdot [C_{FM} - (C_{FS} + C_A)]$$

Från mätresultaten beräknas:

Framdriftstalet (baserat på  $V$  okorrigerat för medström) för fartygsmodellen  $J_V = V/(n \cdot D)$ .

Tryckkraftskoefficienten för propellern  $K_T = T/(\rho \cdot n^2 \cdot D^4)$ .

Momentkoefficienten för propellern  $K_Q = Q/(\rho \cdot n^2 \cdot D^5)$ .

Med detta värde på  $K_Q$  går man in i frifartsdiagrammet för propellern och avläser framdriftstalet för propellern

$$J = \frac{V_A}{n \cdot D}, \text{ se fig 5.2.}$$

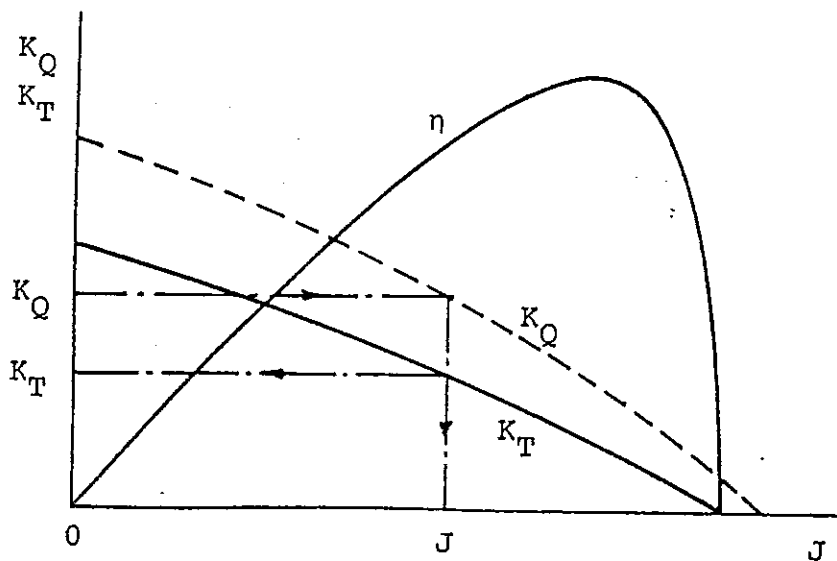


Fig 5.2 Propellerdiagram

Medströmsfaktorn beräknas:

$$w_M = 1 - \frac{V_A}{V} = 1 - \frac{J}{J_V}$$

Sugfaktorn fås som den relativa skillnaden mellan den uppmätta propellertryckkraften och det motsvarande modellmotståndet:

$$t = \frac{T - (R - F_D)}{T}$$

Detta gäller för en-propellerfartyg. För flerpropellerarrangemang skall  $(R - F_D)$  divideras med antalet propellrar.  $T$  är givetvis tryckkraften per propeller.

Ur propellerdiagrammet får man ett  $K_T$ -värde svarande mot  $J$ . Förhållandet mellan mätt  $K_T$ -värde och avläst  $K_T$ -värde är den relativa rotativa verkningsgraden

$$\eta_R = \frac{K_{T(\text{mätt})}}{K_{T(\text{avläst})}}$$

Med de i diagrammet avlästa värdena på  $J$  och  $K_Q$  kan man beräkna varvtalet  $n$  och effekten  $P_D$  i fullskala

$$n_S = \frac{V_S(1 - w_S)}{J \cdot D_S}$$

$$Q = K_Q \cdot \rho \cdot n_S^2 \cdot D_S^5$$

$$P_D = 2\pi \cdot n_S \cdot Q$$

Dessa är s k tankvärden, gällande för fullskala. Baserat på dessa görs en provtursprognos. För detta ändamål har provningsanstalterna erfarenhetsmässiga korrekitioner som varierar med fartygstyp och -storlek.

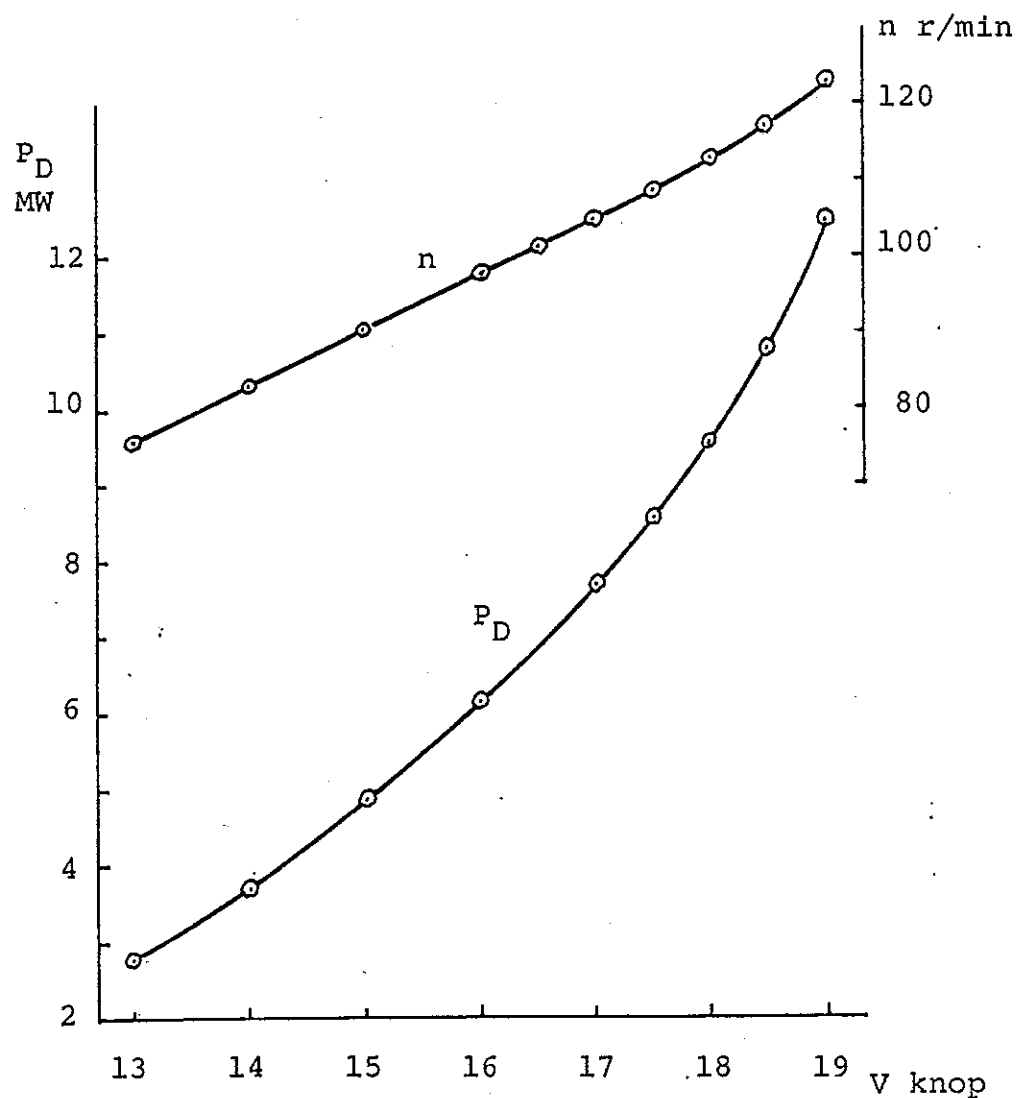


Fig 5.3 Exempel på resultat av självdriftsprov

Som vid alla prov gäller resultaten med en viss tolerans. Om inverkan av små skrovändringar skall jämföras, eller olika propellerkonstruktioner - t ex en standardpropeller och den slutliga propellerkonstruktionen - är det mycket viktigt att proven utföres över en kort tidsperiod och framför allt vid samma provningsinstitution. Om det har förflutit ett halvår eller mera mellan två prov, kan fartygsmodellen t ex ha ändrat form.

### 5.3 MEDSTRÖMSMÄTNING

Utan propeller monterad bogseras fartygsmodellen vid en viss fart, och hastighetsfördelningen i propellerplanet mäts med pitotrör. Mätningarna görs i 5-10 koncentriska cirklar och med 10-15° intervaller. På en-propellerfartyg, vid vilka medströmsfältet är symmetriskt, görs mätningarna endast på ena sidan om mittlinjen, på två-propellerfartyg måste man mäta i hela propellerplanet. Mätresultaten presenteras i diagram som i fig 5.4.

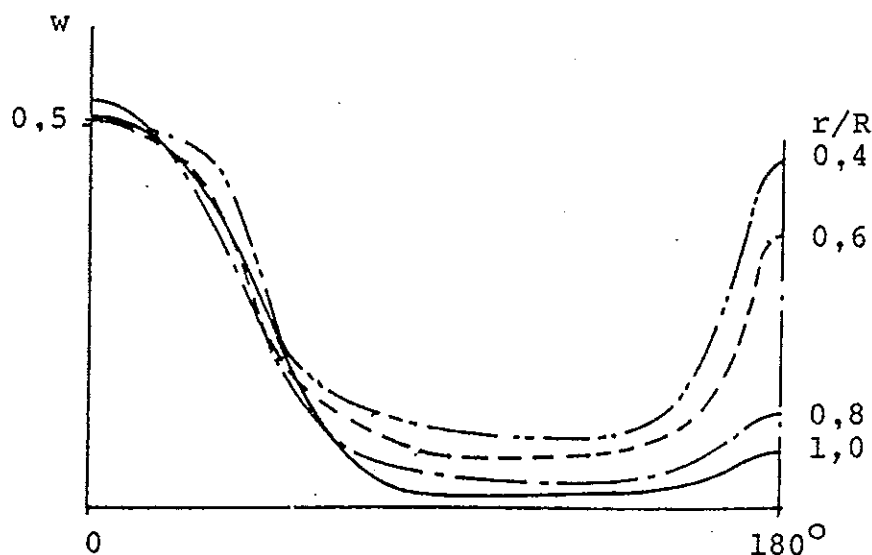


Fig 5.4 Resultat av medströmsmätning i släpränna

Medströmsfördelningen blir mera överskådlig om den presenteras i ett s k isowake-diagram, se fig 4.6 och 4.7.

Som underlag för beräkning av medströmsanpassade propellrar (se kapitel 9) kan man räkna medelmedströmmen för varje radie och får ett diagram som fig 5.5, som visar den radiella medströmsfördelningen.

Bildas medelvärdet av denna fördelning får man den nominella medelmedströmmen. Medelvärdet får man genom så kallad volymetrisk integration:

$$w_{\text{medel}} = \int_{r_{\text{nav}}}^R \frac{w \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr}{\pi \cdot (R^2 - r_{\text{nav}}^2)}$$

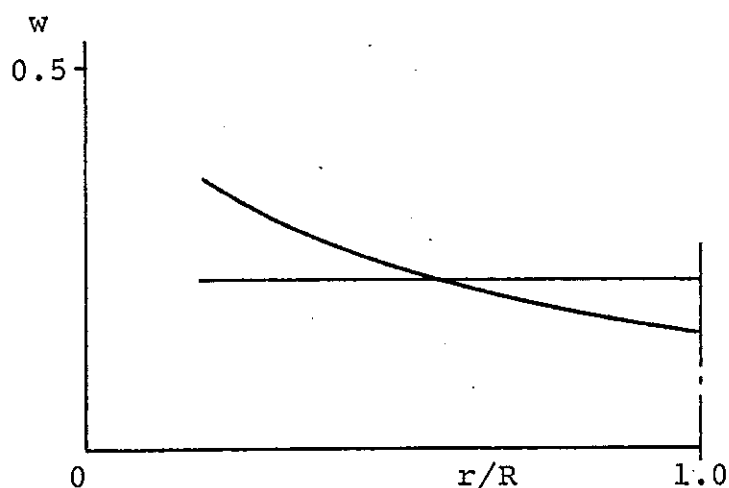


Fig 5.5 Radiell medströmsfördelning

I praktiken använder man Simpsons regel för integrationen.

Om transversalmedströmmen skall inkluderas i mätningarna använder man ett 5-håls pitotrör. Man får då både storlek och riktning av vattenhastigheten i propellerplanet och man kan sedan dela upp i axiella och transversella komponenter.

#### 5.4 ÖVRIGA PROV

Strömlinjeprov kan vara av intresse för att komplettera medströmsmätningarna. Droppar av en speciell färg anbringas framför de ställen på fartygsmodellen där man vill undersöka riktningen av vattnets strömning över skrovytan. Vattenströmmen drar sedan ut färgen i långa ränder i strömmens riktning. Inte bara akterskeppet undersöks, utan även strömning kring en eventuell bulb och kring slagen kan behöva kartläggas.

För direkt observation av strömningen kan man även använda luftinblåsning eller flaggor, små trådar anbringade direkt på skrovytan och på små flaggstänger.

I släptankarna kan man åstadkomma sjöhävning, regelbunden som dynning eller oregelbunden som stormvågor. Man kan vid proven bedöma sjövärdigheten och risken för slamming, dvs att fartygets för går ur vattnet och slår hårt med botten i nästa sjö. Sjögången frambringas av olika typer av vågmaskiner längs provrännans sidor.

Manöverprov kan utföras på två sätt. Det ena försiggår i speciella manövertankar som är nära kvadratiske eller cirkulära. Fartygsmodellerna rör sig fritt och är radiostyrda, och deras rörelser kan följas av en mätvagn eller med speciella mätinstrument på land.

I släprännan kan man utföra prov med en så kallad planar motion anordning med vilken man kan mäta krafter i sidled på skrovmodellen vid olika avdriftsvinklar.





## 6. PROPELLERN, BESKRIVNING OCH GEOMETRI

En propeller består av ett nav med ett antal blad. Propellerns viktigaste dimension är diametern, som definierar dess storlek. Varje blad bildar i princip en del av en skruvyta. Bladen kan ha en större eller mindre stigning, dvs vara vridna en viss vinkel, och kan ha olika bredd och tjocklek i förhållande till propellerdiametern. Den sida av bladen som vetter föröver kallas sugsidan, och sidan som vetter akteröver trycksidan. Bladen har en förkant eller ledande kant och en bakkant eller följande kant. Bladen kan luta framåt eller bakåt och sägs då ha rake (utt. reik). Dimensioner och definitioner illustreras på fig 6-1.

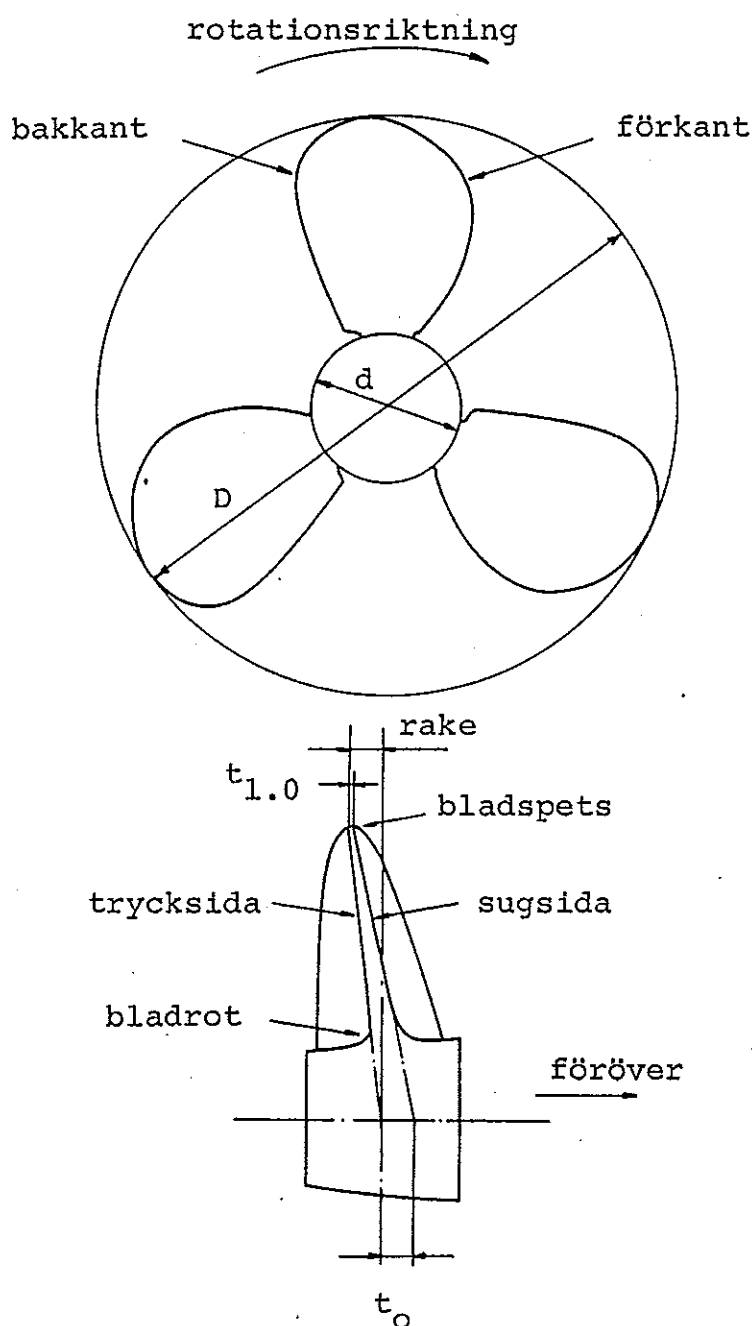


Fig 6.1 Propeller, dimensioner och definitioner

## 6.1 BLADANTAL

Bladantalet,  $Z$ , kan variera från 2 till 7. Litet bladantal ger stor diameter och bra verkningsgrad men större risk för vibration; vid stort bladantal minskar vibrationsrisken, men verkningsgraden blir lägre. Om diametern begränsas så att den t ex för 2 blad blir lika med den för 4 blad, får man ungefär samma verkningsgrad. Sambandet mellan bladantal, optimal diameter (dvs den som ger bästa verkningsgraden), verkningsgrad och vibrationsrisk illustreras på fig 6.2.

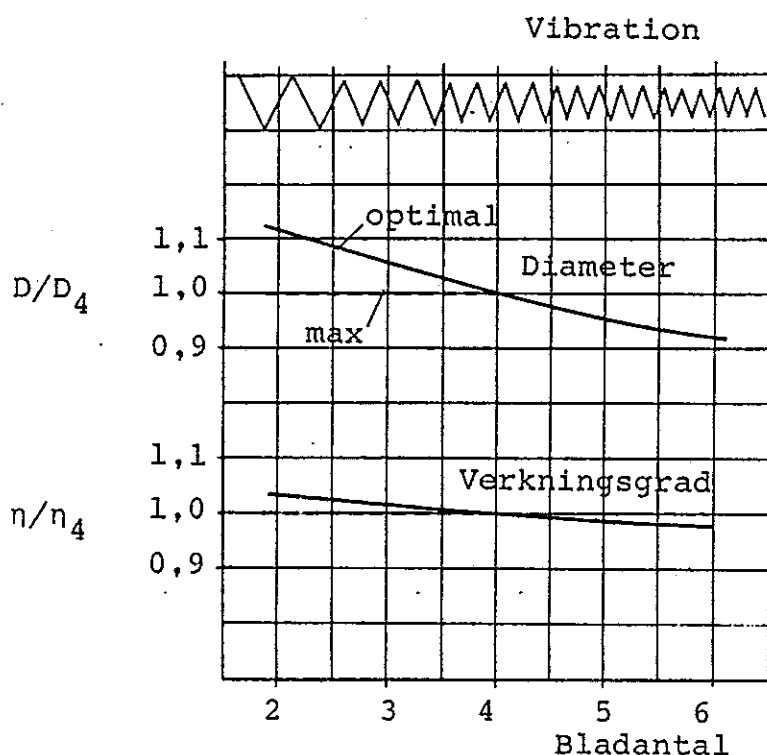


Fig 6.2 Samband mellan bladantal, optimal diameter, verkningsgrad och vibration

2 blad används på mindre utombordsmotorer, på segelbåtar och på en del äldre fiskebåtar med ställbar propeller. 3 blad förekommer på propellrar för motorbåtar, fiskefartyg, mindre handelsfartyg och vissa krigsfartyg. 4 blad finns på de flesta handelsfartygspropellrar. 5, 6 och i enstaka fall 7 blad förekommer på propellrar för stora effekter i sådana fall då det finns risk för vibration med 4-bladiga propellrar, exempelvis snabba containerfartyg och supertankers.

## 6.2 DIAMETER

Diametern,  $D$ , mäts i m eller mm, på nöjesbåtar fortfarande ofta i tum. Hög effekt och/eller lågt varvtal ger stor diameter, och omvänt. För oförändrad effekt och varvtal minskar diametern något med ökande konstruktionsfart, med andra ord, en propeller konstruerad för tung bogsering vid 3 knop får större diameter än en som är konstruerad för fri fart, säg 15 knop, med samma effekt och varvtal. Den s k optimala diametern är den diameter som för given effekt, fart, varvtal ger den högsta verkningsgraden. Ibland får man välja en mindre diameter på grund av begränsat utrymme i propellerbrunnen.

Den minsta förekommande propellerdiametern (bortsett från modellbåtspropellrar) är ca 150 mm, den största 11 m (1984). (En trebladig propeller med ställbara blad och en fyrbladig fast propeller.)

Navdiametern betecknas  $d$ . För fasta propellrar är navdiameterförhållandet  $d/D = \text{ca } 0,20$ , för ställbara  $0,23 - 0,42$ , i medeltal ca  $0,28$ .

## 6.3 STIGNING

En mycket förenklad definition av stigning (pitch) fanns i en amerikansk motortillverkares handbok, se fig 6.3.

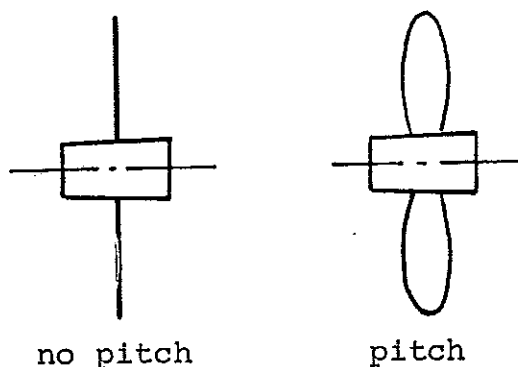


Fig 6.3 "Definition" av stigning

Stigningen,  $P$ , mäts som diametern i m, mm, eller, på nöjesbåtar, i tum. Den kan jämföras med stigningen på en skruvgänga; den kan dock inte mätas direkt på propellern utan en del räknande. Vrids en skruv runt ett varv i en mutter rör den sig axiellt en sträcka lika med stigningen. En propellers stigning är den sträcka den skulle röra sig framåt om den skruvades ett varv in i t ex lera, se fig 6.4.

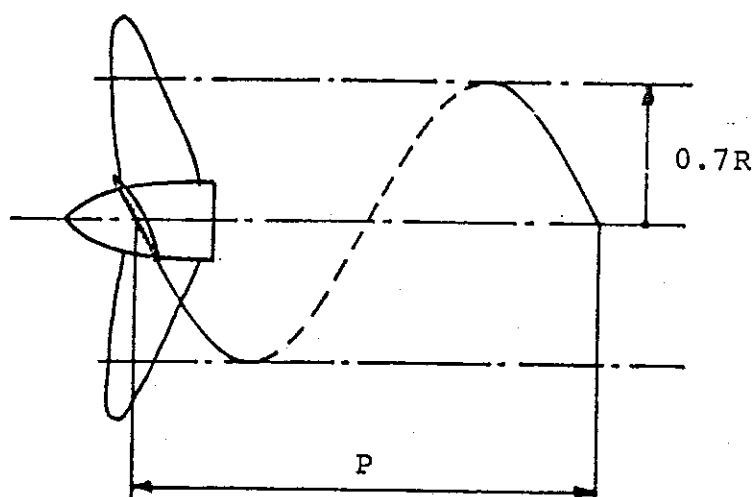


Fig 6.4 Definition av stigning

Stigningen kan variera längs bladradien. Man använder därför vanligtvis stigningen vid 70 % av bladradien ( $r = 0,7 D/2$ ) som den typiska eller nominella stigningen. Oftast använder man det dimensionslösa stignings-diameter-förhållandet  $P/D$ . Lågt varvtal och hög fart ger stor stigning - och omvänt. Mot ett visst stigningsförhållande svarar en viss stigningsvinkel  $\varphi$  vid varje bladradie. Sambandet är

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P/D}{\pi \cdot r/R} \quad \text{där } R = D/2$$

För konstant stigningsförhållande avtar stigningsvinkeln från nav till bladspets, på samma sätt som en spiraltrappa är mindre brant vid ledstången än nära centrum.

Hydrodynamiskt är stigningen "ekvivalent" med diametern. Om man för en given propellerkonstruktion minskar diametern ett antal mm, skall man öka stigningen lika mycket för att propellern skall förbli lika "styv", alltså  $D + P = \text{konstant}$ . Detta gäller dock endast för små ändringar, säg ca 5 % av diametern.

Om propellerns stigning varierar längs bladradien kan man beräkna den effektiva medelstigningen ur formeln

$$P/D_{\text{eff}} = \frac{\sum (r/R \cdot c \cdot P/D)}{\sum (r/R \cdot c)}$$

där man insätter de lokala värdena av dimensionslösa radien  $r/R$ , sektionsskordalängden  $c$  och stigningsförhållandet  $P/D$ . Summeringen utförs med hjälp av Simpsons formel.

Den effektiva stigningen är lika med stigningen hos en motsvarande propeller med konstant radiell stigningsfördelning.

#### 6.4 BLADAREAN

Med en propellers bladarea förstås den samlade arean av ena sidan av alla blad.  $A_D$  är beteckningen för den utbredda bladarean ( $D = \text{developed}$ ) och  $A_E$  betecknar den expanderade bladarean (se mera om detta under avsnitt 6.8, Bladritning), som skiljer sig obetydligt från  $A_D$ . Bladarean måste väljas så stor att skadlig kavitation (se närmare i kapitel 7, Kavitation) undviks, men inte onödigt stor, för då blir propellerverkningsgraden lidande på grund av friktionsförlusterna.

Istället för att ange bladarean  $A_E$  i  $\text{m}^2$  använder man oftast det dimensionslösa bladareaförhållandet  $A_E/A_O$ , där  $A_O$  är den sk diskarean, dvs arean av hela cirkeln med propellerns diameter, alltså  $A_O = D^2 \cdot \pi/4$ . EAR (expanded area ratio) är en äldre ännu mycket använd beteckning för  $A_E/A_O$ .

$A_P$  betecknar den projicerade arean.

#### 6.5 BLADTJOCKLEK

Bladtjockleken bestämmes av kraven på hållfasthet. Klassningssällskap (se närmare under avsnitt 9.7, Hållfasthet) i olika länder har regler för tjockleken vid  $r = 0,25R$  ( $R = D/2$ ) för fasta propellrar, vid  $r = 0,35R$  för ställbara och vid  $r = 0,6R$  för båda. Bladens hållfasthet är dock i sista hand tillverkarens ansvar, och denne beräknar erforderlig tjocklek som t ex p g a risken för utmattningsbrott kan bli något tjockare än vad klassningssällskapet kräver. För gång i is kan bladen utföras isförstärkta enligt ett antal isklasser, vilket ibland kan medföra en kraftigt ökad tjocklek. Med "tjockleken" vid en given bladradie avses bladprofilens maximala tjocklek vid denna radie; den betecknas  $t$ .

Spetstjockleken betecknas  $t_{1,0}$ . Endast för isförstärkta propellrar har klassningssällskapen krav på  $t_{1,0}$ . Den radiella tjockleksfördelningen bestäms alltså av tre värden  $t_{0,25}$  ( $t_{0,35}$ ),  $t_{0,6}$  och  $t_{1,0}$  och en jämn kurva mellan dessa tre. För fasta propellrar är tjockleksfördelningen för det mesta linjär. Om man fortsätter linjariteten till propellerns rotationsaxel, får man här den tänkta tjockleken  $t_0$ . Denna anges oftast dimensionslöst som  $t_0/D$ .

Bladets rottetjocklek är tjockleken vid navets yta, halkälen ej medräknad.

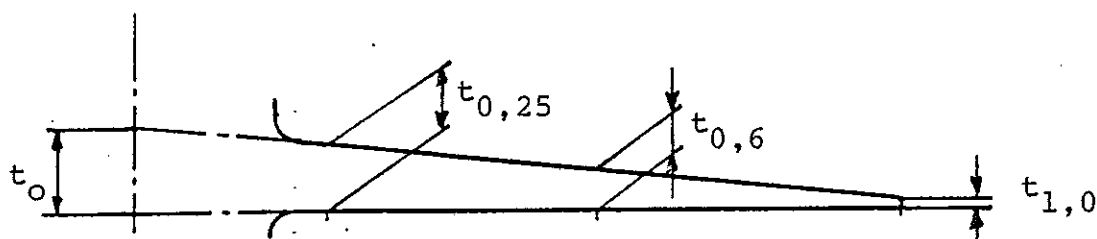


Fig 6.5 Bladtjockleksfördelning

## 6.6 BLADPROFIL

Om man skär ett propellerblad med en cylinder koncentrisk med propelleraxeln får man en bladprofil som visad på fig 6.6.

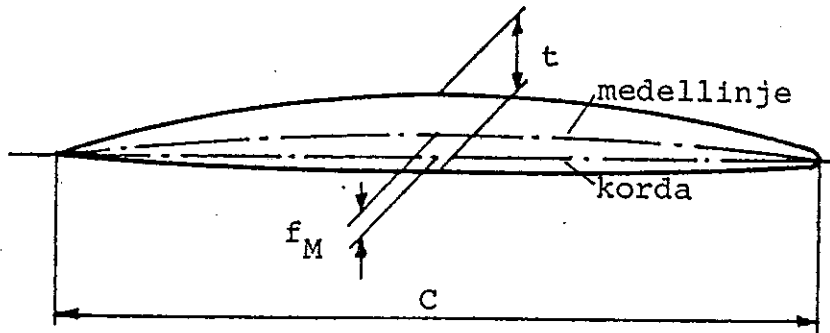


Fig 6.6 Bladprofil

Bladprofilen består av en grundform som är symmetrisk kring en rät medellinje. Denna medellinje kan ges en välvning som karaktäriseras genom sitt maximala värde  $f_M$ , dvs det maximala avståndet mellan medellinjen och kordan. Kordalängden betecknas med  $c$ ; denna är alltså lika med propellerbladets bredd i cylindersnittet vid den betraktade radien.

Inom aerodynamiken finns ett otal profilformer med olika egenskaper. Inom hydrodynamiken kommer endast få till användning, nämligen de som ger en jämn tryckfördelning, så att man får hög lyftkraft med liten risk för kavitation. Se närmare om profiler i [7]. Även medellinjens form spelar en stor roll för profilens egenskaper. En vanlig kombination är profilformen Naca 16 och medellinje  $a = 0,8$ .

De teoretiska kantradierna, speciellt på förkanten, ger ofta tunna bladkanter med otillräckliga hållfasthetsegenskaper, och de tjockas därför på i praktiken.

Det finns enklare standardprofiler med rak trycksida, vid vilka välvningen alltså är lika med halva tjockleken. Trycksidan sammanfaller med kordan, och bladtillverkningen förenklas. Exempel på detta är Troost-profiler, använda på Wageningens B-serie propellrar, och profiler med cirkelbågformad sugsida.

## 6.7 RAKE, SKEW

Raken, bladlutningen, förskjuter bladsektionerna akter över eller för över i förhållande till ett plan genom propellercentrum vinkelrätt mot axeln. Rake kan anges som lutningsvinkeln  $\theta$  för hela referenslinjen eller som den axiella förskjutningen vid varje radie, i  $G$  mm. Rake räknas positiv akteröver.

Akterlig rake användes t ex för att få tillräcklig klarning mellan bladspets och skrov vid en lutande akterstäv. På grund av centrifugalkraftens böjande moment vid akterlig rake ökar påkänningen i propellerbladet.

Förlig, negativ, rake kan komma till användning vid högt påkända propellrar. Centrifugalkraftens böjmoment motverkar då böjmomentet från tryckkraften.

Skew [skju], bladets bakåtsvepning i propellerplanet, definieras enligt fig 6.7. Stora skewvinklar, drygt halva vinkeln mellan två blad, har på senare tid funnit stor användning för att reducera vibrationsimpulserna.

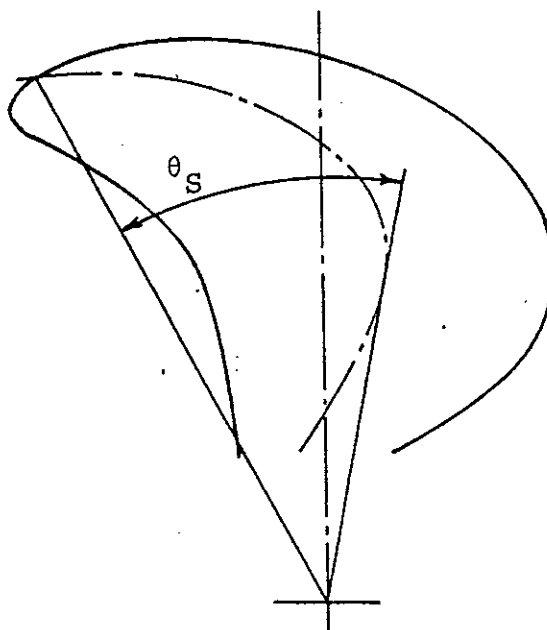


Fig 6.7 Definition av skewvinkel

## 6.8 BLADGEOMETRI OCH -RITNING

För att kunna rita och måttsätta ett propellerblad måste man först definiera den så kallade referenslinjen (se fig 6.8), som så att säga är propellerbladets ryggrad. För ett blad utan rake sammanfaller referenslinjen med en radie, och om bladet har rake bildar referenslinjen en vinkel med radien och ligger i planet som bestäms av radien och propelleraxelns centrumlinje.

Referenslinjen delas i tiondelar, räknat från axelcentrum till bladspets, med extra underindelningar nära nav och spets, i dimensionslös form  $r/R = 0,2 - 0,25 - 0,3 - 0,4 \text{ --- } 0,9 - 0,95 - 1,0$ , för propellrar med ställbara blad  $(0,25) - 0,3 - 0,35 - 0,4 - 0,5 \text{ ---}$ .  $r$  är en godtycklig radie och  $R = D/2$  är radien till bladspetsen. För blad med komplicerad form kan indelningen speciellt vid spetsen vara finare.

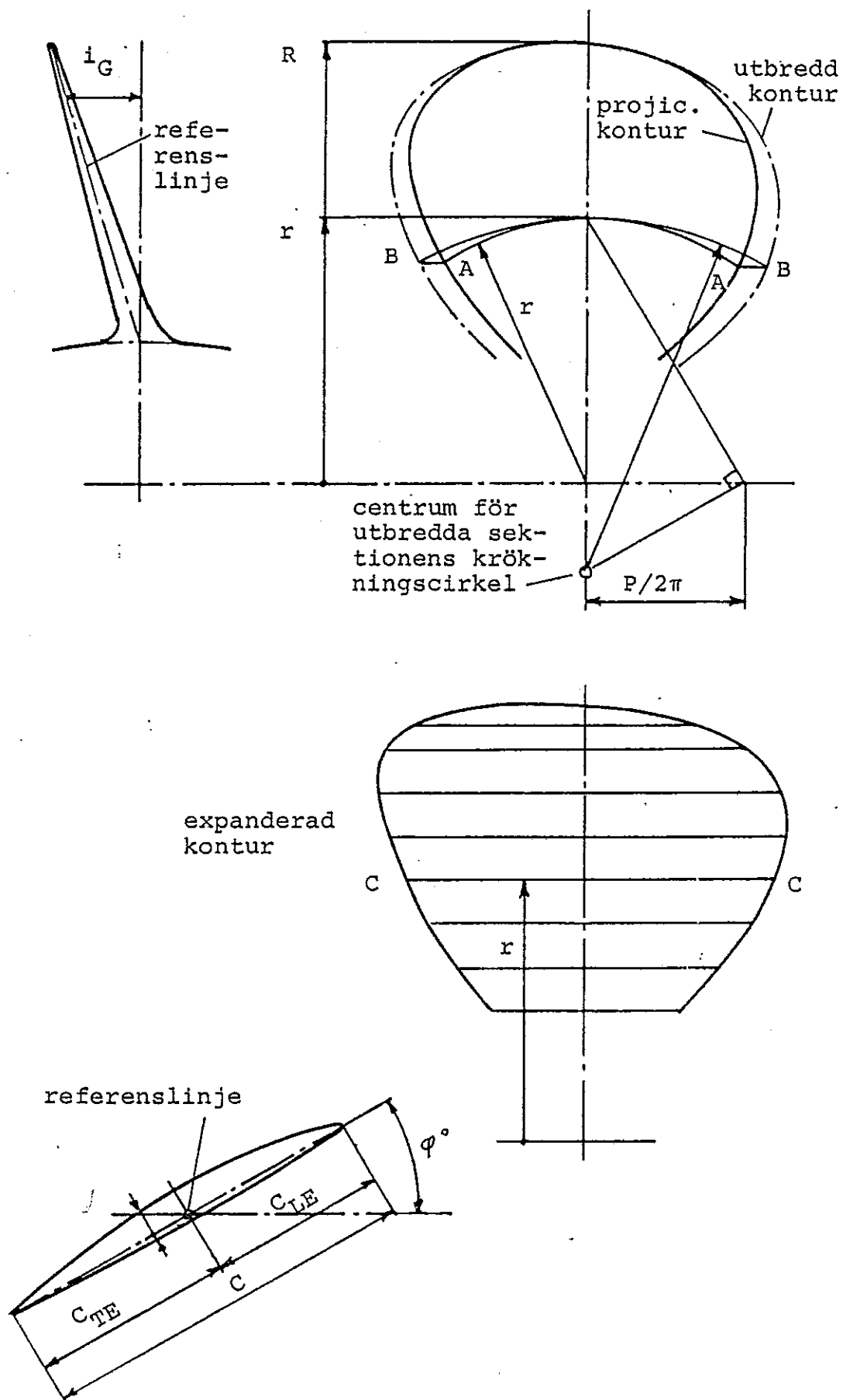


Fig 6.8 Bladgeometri



Man skär nu bladytan med ett antal cylindrar med ovannämnda radier, koncentriskt med propelleraxeln. I varje snitt får man en bladsektion med profilform. Kordalinjens i varje snitt skär referenslinjen och bildar en del av en skruvlinje i rummet. Kordalinjens bildar en vinkel med ett plan vinkelrätt mot propelleraxeln, och denna vinkel är stigningsvinkeln  $\phi$ .

Bladsektionens kordalängd kallas  $c$  (äldre beteckning  $l$ ). Sektionens läge i förhållande till referenslinjen bestäms av denna längds fördelning på längd till förkant,  $c_{LE}$  ( $l_F$ ) och längd till bakkant,  $c_{TE}$  ( $l_A$ ).

Kordan delas sedan in i ett antal stationer, i huvudsak tiondelar, men med finare indelning nära förkant och bakkant, exvis 0,025 - 0,05 - 0,1 - 0,2 --- 0,9 - 0,95. Vid varje station anges det vinkelräta avståndet från kordan till trycksidan och sugsidan. Även varje sektionens förkants- och bakkantsradie anges.

Bladet är nu helt definierat, endast anslutningen till navet kvarstår. Denna utföres med en hålkäl som kan utformas t ex som visat i fig 6.10.

I övre högra vyn i fig 6.8 visas ett cylindersnitts projektion på papperets plan (som är vinkelrätt mot propelleraxeln) som cirkelbågen A-A, koncentrisk med propelleraxeln. Förbinder man ändpunkterna för snitten vid alla radier, får man den projicerade bladkonturen. Arealen av denna är den projicerade arean, som för summan av alla blad betecknas  $A_p$ .

Om alla cylindersnitt vrids in i papperets plan, får man den utbredda konturen. Kordalinjerna framträder då i sin sanna längd, B-B, men inte som cirkelbågar utan, med viss approximation, som delar av ellipser. Dessa ellipsdelar kan igen ersättas med sina krökningscirkclar. Med litet räknearbete kan man visa att man får fram centrum för krökningscirkclarerna som visat på figuren. Härmed är den utbredda konturen bestämd, och arean av denna (samtliga blad) kallas  $A_D$ .

Rätar man ut ett cylindersnitt får man den expanderade sektionens längden C-C, se nederst till höger på fig 6.8. Alla snittens expanderade längder bestämmer konturen för den expanderade bladarean  $A_E$ . Denna area är den allmänt använda definitionen på bladarea. Den skiljer sig endast obetydligt från den utbredda arean  $A_D$ .

Den expanderade bladarean  $A_E$  beräknas enligt Simpsons regel, se fig 6.9. Som intervall väljes  $0,1R$ , utom närmast spetsen, där intervallet är  $0,05R$  (halvintervall). Antag att navradien är  $0,2R$ , då måste vi ha två halvintervall också längst in för att antalet halvintervall skall bli jämnt. Beräkningen uppställs i tabell:

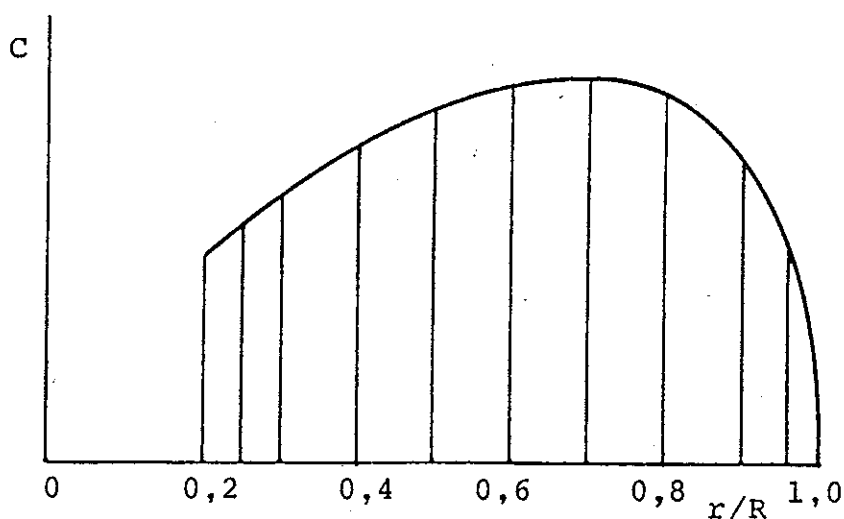


Fig 6.9 Beräkning av expanderad bladarea  $A_E$  med Simpsons formel

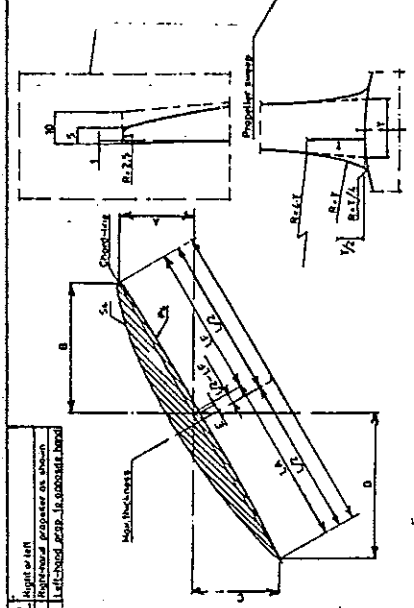
| $r/R$ | $C$ | halvint<br>$SM_1$ | helint<br>$SM_2$ | SM<br>$SM_1 + SM_2$ | $C \cdot SM$        |
|-------|-----|-------------------|------------------|---------------------|---------------------|
| 0,2   |     | 1/4               | -                | 1/4                 |                     |
| 0,25  |     | 1                 | -                | 1                   |                     |
| 0,3   |     | 1/4               | 1/2              | 3/4                 |                     |
| 0,4   |     | -                 | 2                | 2                   |                     |
| .     |     | .                 | .                | .                   |                     |
| 0,8   |     | -                 | 2                | 2                   |                     |
| 0,9   |     | 1/4               | 1/2              | 3/4                 |                     |
| 0,95  |     | 1                 | -                | 1                   |                     |
| 1,0   |     | 1/4               | -                | 1/4                 |                     |
|       |     |                   |                  |                     | $\Sigma C \cdot SM$ |

$A_E = Z \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,1R \cdot \Sigma(C \cdot SM)$ , där  $Z$  är bladantalet.

Om navdiameterförhållandet är större eller mindre än 0,2, kan man korrigera faktorerna  $SM_1$  motsvarande.

I fig 6.10 visas ett exempel på en bladritning. I vyn till höger visas den projicerade och den utbredda konturen av bladet.

På ritningens mittvy ses dels den radiella fördelningen av sektionernas maximala tjocklek, dels den så kallade svepkurvan. Denna är inte en sidoprojektion av bladet utan den yta som det sveper igenom vid rotationen. Med ledning av svepkonturen kan man bedöma hur stort utrymme propellerbladet behöver i propellerbrunnen.



| r/R    | 0.1   | 0.25  | 0.5   | 0.75  | 0.4   | 0.5   | 0.6   | 0.7   | 0.8   | 0.9   | 0.95  | 1.0   |
|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Radius | 364   | 382.5 | 395   | 407.5 | 360   | 590   | 590   | 590   | 590   | 590   | 595   | 600   |
| A      | 140.5 | 146.0 | 152.8 | 159.3 | 170.0 | 382.5 | 389.0 | 395.2 | 401.4 | 407.6 | 413.8 | 420.0 |
| B      | 140.5 | 140.5 | 140.5 | 140.5 | 140.5 | 382.5 | 382.5 | 382.5 | 382.5 | 382.5 | 382.5 | 382.5 |
| C      | 159.0 | 159.0 | 159.0 | 159.0 | 159.0 | 395.0 | 395.0 | 395.0 | 395.0 | 395.0 | 395.0 | 395.0 |
| D      | 170.0 | 170.0 | 170.0 | 170.0 | 170.0 | 407.5 | 407.5 | 407.5 | 407.5 | 407.5 | 407.5 | 407.5 |
| E      | 182.0 | 182.0 | 182.0 | 182.0 | 182.0 | 420.0 | 420.0 | 420.0 | 420.0 | 420.0 | 420.0 | 420.0 |
| L      | 364   | 400   | 440   | 480   | 520   | 560   | 590   | 620   | 650   | 680   | 710   | 740   |
| L/2    | 182   | 200   | 220   | 240   | 260   | 280   | 295   | 310   | 325   | 340   | 355   | 370   |
| LF     | 200   | 232   | 262   | 292   | 320   | 340   | 360   | 380   | 400   | 420   | 440   | 460   |
| LA     | 182   | 204   | 224   | 244   | 264   | 284   | 300   | 320   | 340   | 360   | 380   | 400   |
| L/2-LF | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     |
| 1M     | 8.5   | 9.0   | 9.5   | 10.0  | 10.5  | 11.0  | 11.5  | 12.0  | 12.5  | 13.0  | 13.5  | 14.0  |
| Pitch  | 1720  | 1744  | 1772  | 1804  | 1840  | 1880  | 1924  | 1972  | 2024  | 2080  | 2140  | 2200  |
| a      | 0.0   | 0.2   | 0.4   | 0.6   | 0.8   | 1.0   | 1.2   | 1.4   | 1.6   | 1.8   | 2.0   | 2.2   |

[illegible]

### Propeller Data

|                                                         |                    |       |                  |
|---------------------------------------------------------|--------------------|-------|------------------|
| Propeller diameter                                      | (D)                | 1800  | mm               |
| Hub diameter                                            | (d)                | 570   | mm               |
| Pitch ratio at 0.7R                                     | (P.0.7/D)          | 1.167 |                  |
| $A_E/A_Q$                                               | (Blade area ratio) | 0.647 |                  |
| Expanded area of one blade without flange               |                    | 0.412 | m <sup>2</sup>   |
| Number of blades                                        | (Z)                | 4     |                  |
| Weight of one blade with/without flange                 | 105 / 70           |       | kg               |
| Moment of inertia of one blade without flange           | (J)                | 21    | kgm <sup>2</sup> |
| $(J = \frac{1}{80} \text{ kgm}^2 = WR^2 \text{ kgm}^2)$ |                    |       |                  |
| Centre of gravity of radius                             |                    | 0.525 | m                |

Överst till vänster visas dels detaljbilder av bladspets och bladrot, dels en bladsektion med uppgifter om de mått som bestämmer sektionens stigning och läge i förhållande till referenslinjen, m m. För varje värde av  $r/R$  anges måttens talvärden i tabellen, som också upptar uppgifter om stigning, eventuell rake och koordinater från sektionernas kordalinjer till tryck- och sugsida.

På en bladritning visas alltid propellern, enligt vedertagen praxis, som högergångad. Den gängning som propellern skall utföras med anges med text.

## 7. KAVITATION, VIBRATION, BULLER

### 7.1 KAVITATION

#### 7.1.1 Teori, historia

Kavitation är ett fenomen som kan uppträda i vatten (eller någon annan vätska) som utsättes för en hastighetsökning, eller genom vilket en kropp rör sig snabbt. Enligt Bernoullis lag (se kapitel 2.1) medför hastighetsökningen ett tryckfall. Vattnets kokpunkt varierar med trycket. I en ångpanna där det råder övertryck ligger vattnets kokpunkt över  $100^{\circ}$ , vid t ex 1 bar övertryck är kokpunkten  $120^{\circ}$ . Vid toppen av Mount Everest är atmosfärtrycket 267 mm kvicksilver eller 0.35 bar, och vatten kokar redan vid  $74^{\circ}$ . Vid tillräckligt stor ökning av vattenhastigheten kan trycket bli så lågt, att kokpunkten sjunker till den temperatur vattnet råkar ha - i sjövattnen alltså ända ner till  $0^{\circ}$ . Vattnet börjar koka, och denna kallkokning kallas kavitation.

Ordet kavitation har bildats efter det latinska cavus, hålrum. Fenomenet kavitation var förmodligen känt tidigare i andra sammanhang, men det första fullt dokumenterade fallet i förbindelse med propellrar är från 1894. Den brittiska jagaren "Daring" uppnådde med två 3-bladiga propellrar en provtursfart på 24 knop i stället för förväntade 27. Nya propellrar med 45 % större bladarea monterades, och farten gick upp till över 29 knop samtidigt som vibrationsnivån sänktes. Världens första ångturbindrivna fartyg "Turbinia", som presenterades av Charles Parson samma år, ökade farten från ca 20 knop till över 32 efter omkonstruktion och fördelning av belastningen på flera propellrar med större sammanlagd bladarea.

Vi återvänder nu till röret som användes för att förklara Bernoullis lag i kapitel 2.1. Om vattenhastigheten i röret är tillräckligt hög, blir trycksänkningen i förträngningen så stor att kokpunkten faller ända ner till vattnets temperatur, och vattnet börjar koka, se fig 7.1. Ångbubblorna förs med strömmen och när röret vidgar sig igen minskar vattenhastigheten, trycket stiger och med detta kokpunkten, och vattnet slutar koka, dvs bubblorna kollapsar. Man kan göra ett enkelt experiment: Man tar en genomskinlig plastslang av typ trädgårdsslang, kopplar den till en varmvattenkran och öppnar helt för denna. Därefter ger man slangen en knäck som visat i fig 7.2. I knäcken uppstår en vit fräsande bubbla som inte följer med strömmen, och denna bubbla är kavitation.

När kavitationsbubblor imploderar, klappar ihop, uppstår lokalt ett mycket högt tryck av storleksordningen 1000 bar. Om kollapsen sker intill en vägg, skadas väggens material efter kortare eller längre tid av kavitationen, s k kavitationsfrätor uppstår. Kavitationen är också hörbar som ett fräsande, knastrande eller smällande ljud.

Vi övergår nu till att betrakta strömningen kring en ving- eller bladprofil, se fig 7.3.

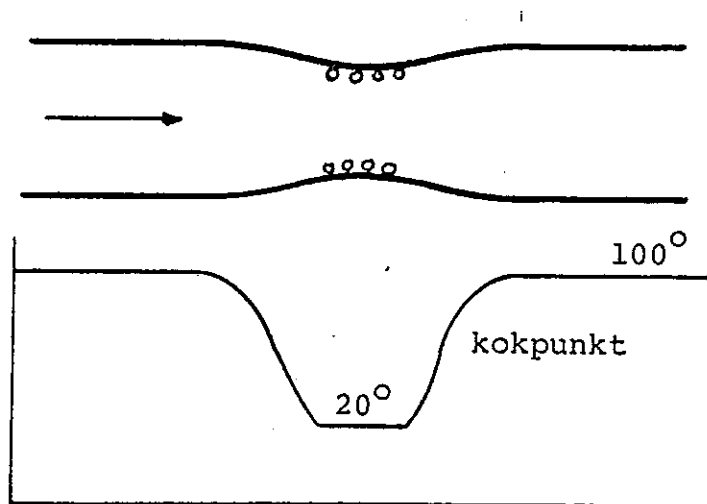


Fig 7.1 Kavitation i rör med förträngning

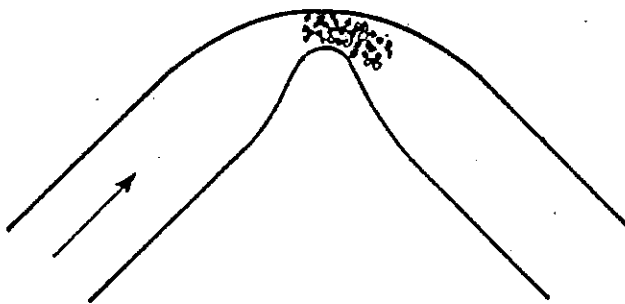


Fig 7.2 Kavitation i böjd plastslang

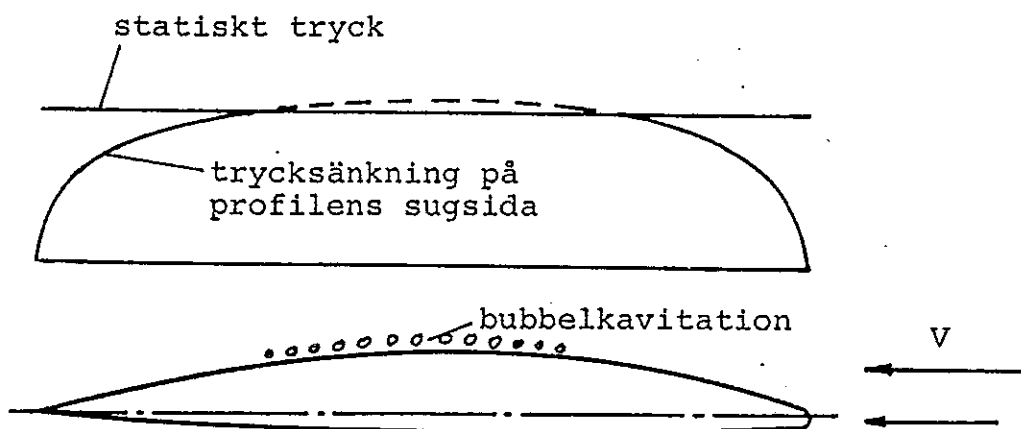


Fig 7.3 Strömning med bubbelkavitation kring bladprofil

På grund av ökningen i strömningshastigheten över sugsidan kan det uppstå kavitation där bladprofilen är som tjockast. Man får en trycksänkning som visat över profilen. En slank profil med lågt tjockleks-längd-förhållande  $t/c$  ger mindre trycksänkning och därmed mindre risk för kavitation än en med ett högt värde på  $t/c$ .

Om inströmningen till profilen sker med stor anfallsvinkel, se fig 7.4, ändras fördelningen av undertrycket på sugsidan, och man får en undertryckstopp nära förkanten. Om trycksänkningen överskrider storleken av det statiska trycket, bildas skikt-kavitation.

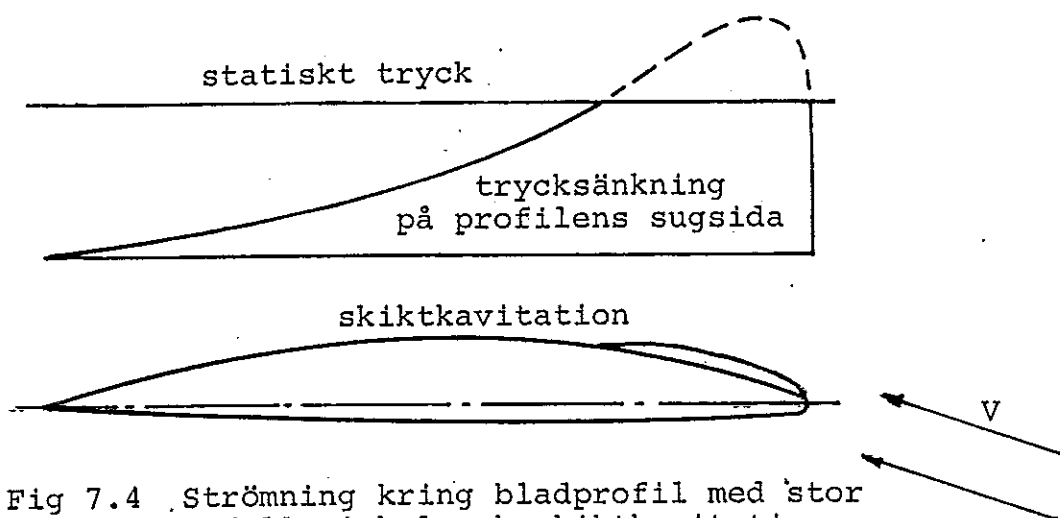


Fig 7.4 Strömning kring bladprofil med stor anfallsvinkel och skikt-kavitation

### 7.1.2 Olika typer av kavitation

I det föregående avsnittet har vi behandlat bubbelkavitation. Vi såg att en slank profil är mindre benägen att åstadkomma kavitation än en fyllig. Ett propellerblad måste av hållfasthetsskäl ha en viss tjocklek. För att öka profilernas slankhet måste man alltså göra dessa längre, dvs göra bladet bredare och alltså öka bladarean. Problemet är rätt enkelt och den erforderliga profillängden - läs bladarean - kan beräknas teoretiskt. Men det kan finnas andra sorters kavitation på ett propellerblad. Vi skall betrakta en fast propeller konstruerad för en viss framdriftshastighet  $V_A$  och se vad som händer när vi ändrar farten, alltså  $V_A$  - se fig 7.5. Varvtal och stigning hålles konstanta och propellern tänkes arbeta i ett axiellt riktat, homogent strömningssält, dvs medströmmen är densamma över hela propellerdisken.

Vid C ses propellern vid sin konstruktionsfart. Vid spetsen bildas en så kallad randvirvel eller spetsvirvel. Vattnet strömmar över spetsen från trycksida mot sugsida. Det bildas vid varje blad en virvel som hänger efter bladet som en skruvlinje. På grund av centrifugalkraften i virvelrörelsen blir trycket i virvelträdens mitt lågt, och kavitation uppstår.

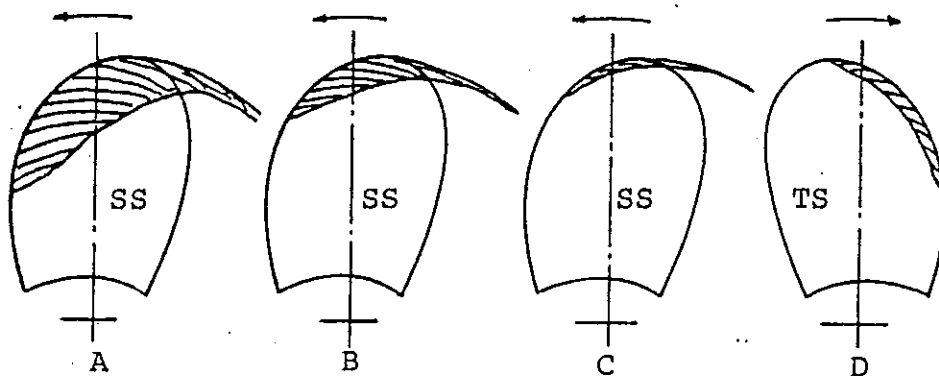


Fig 7.5 Kavitation vid olika belastningar  
Skiktkavitation och randvirvel

Denna virvel kan hänga kvar långt efter propellern och kan på vissa fartyg ses från akterdäcket. Virveln kan vara fri från bladet eller gripa in över dess spets som visat på figuren, se även fig 7.6.

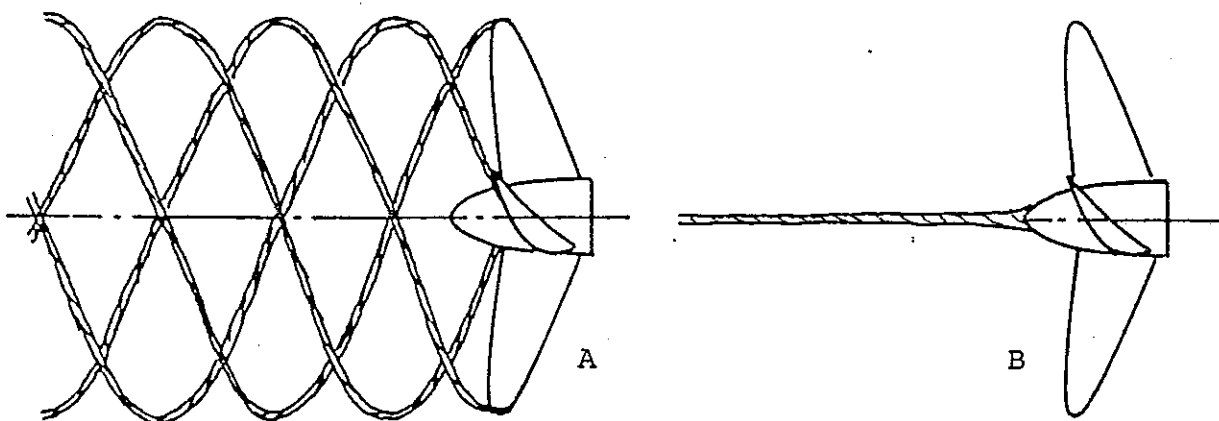


Fig 7.6 Kaviterande randvirvel (A) och nav-  
virvel (B)

Vid B i fig 7.5 är farten lägre, t ex motsvarande bogsering vid halv fart. Strömningens anfallsvinkel mot bladprofilerna har ökat, hastigheten vid förkanten ökar och det bildas skiktkavitation som täcker en stor del av bladspetsen. Skiktkavitationen fortsätter i en kraftig randvirvel. Vid A är  $V_A = 0$ , och man har en anfallsvinkel - vinkeln mellan strömningsriktning och profilkorda - som är lika med stigningsvinkeln. Skiktkavitationen börjar längs större delen av förkanten, och en stor del av bladet är täckt av kavitation.

Om vi går andra vägen och ökar  $V_A$  utöver konstruktionsfarten, fig 7.5 D, blir anfallsvinkeln negativ, och det uppstår en smal strimma av skiktkavitation längs förkanten på trycksidan - i



dagligt tal trycksidekavitation.

Som vi såg i avsnitt 2.3 alstras lyftkraften på ett propellerblad av en cirkulation kring bladet, en bunden virvel. Enligt Helmholtz's lag kan en virvel inte börja eller sluta någonstans. Den bundna virveln fortsätter i en fri virvel över bladspetsen, randvirveln. Vid bladets fot fortsätter cirkulationen eller virveln in över navet, och virvlarna från alla blad tvinnas ihop efter navet till en navvirvel, som, om den är tillräckligt kraftig, kaviterar och blir synlig, se fig 7.6.

Vi har i detta kapitel hittills betraktat kavitation som kan uppstå i homogen, parallell strömning, alltså utan ett fartygsskrov framför propellern. I praktiken arbetar alla propellar i ett medströmsfält i vilket vattnets hastighet och strömningsriktningen i förhållande till propellerbladet varierar under dettas rotation. Mängden och arten av kavitation är därför inte konstant varvet runt. I medströmstoppen kan kavitationsbilden se ut som fig 7.5 B, i lägen med låg medström som på fig 7.5 D. Kavitation flammar upp och klappar ihop. När en skiktkavitationsblåsa försvinner kan den upplösas i moln- eller dimkavitation, områden med mycket små bubblor, oftast vid bakkanten av skikt-kavitationen. Ett fenomen kallat inducerad välvning kan initiera eller underhålla denna kavitation. Inducerad välvning uppstår när propellerbladet går ur medströmstoppen. Variationen i vattenhastighet verkar på samma sätt som ett blad med större välvning i konstant vattenhastighet, och det sker en momentan, lokal belastningsökning som ökar tendensen till kavitation.

En speciell form är blixtkavitation, på engelska kallad propeller-hull vortex (phv). På fylliga fartyg med hög medströmstopp kan denna typ av kavitation slå från bladspetsen upp mot skrovet som ett blixtnedslag. Blixten är mycket kortvarig och återkommer med kortare eller längre intervaller. Fenomenet åtföljs av mycket kraftigt buller.

### 7.1.3 Kavitationens verkan

Som nämnts uppstår mycket höga tryck när kavitationsbubblor imploderar, och detta gör att kavitationen är hörbar. Sugsidekavitation kan ge upphov till korta oregelbundna serier av hårda smällar, eller smällar i takt med bladfrekvensen. Ljudet är hårt och metalliskt, och man kan förledas att tro att något föremål följer med propellern runt och slår i bordläggningen. Det har hänt att man har skickat ner dykare för att undersöka vad som satt löst på propellern. Det har förekommit fall då föremål som ölburkar eller rostfria serveringsfat har vikts kring och fastnat på ett blads förkant, men det är då kavitationen kring dessa föremål som har förorsakat bullret. Själva kavitationsbullret som har rätt hög frekvens hörs endast i ett relativt begränsat område i akterskeppet.

Trycksidekavitation åstadkommer ett buller som skiljer sig från sugsidekavitationens. Bullret är ett kontinuerligt knastrande och smällande; det låter som om propellern skulle virvla upp småsten från sjöbotten och kasta dem mot bordläggningen.

Om kavitationsblåsorna imploderar mot bladytan åstadkommer det höga implosionstrycket vad man skulle kunna kalla en "vattenblästring", och det sker en lokal utmattning i ytans material. Först inträder en missfärgning av ytan, därefter antar ytan ett blästrat eller hamrat utseende. Nästa fas är bildning av smågropar, och ytan får ett svampigt utseende. Härmed öppnas även vägen för kemisk korrosion. Om erosion och korrosion får fortsätta kan det så småningom uppstå hål rätt igenom bladen. Är stora områden angripna kan hållfastheten drabbas, och delar av bladet kan brytas av.

I ogynnsamma fall kan kavitationsskadorna utvecklas snabbt. En bärplansbåt fick efter 70 driftstimmar så svåra skador på propellrarna, att dessa måste bytas ut mot reservpropellrar och repareras. Efter ytterligare 70 timmar var det dags att byta de skadade reservpropellrarna mot de nyreparerade originalpropellrarna, och så där fick man hålla på. Boven i dramat var aktre bärplanet som störde strömningen till propellern.

Det är speciellt moln- och dimkavitation samt skikt-kavitation på trycksidan som kan ge erosionsskador. I fig 7.7 ses en typisk skada på sugsidan nära bakkanten förorsakad av moln-kavitation. Själva bakkanten är ofta anfrätt; den ser ut som om råttor hade gnagt i den. Bakkanten kan i detta område också vara böjd från sugsidan mot trycksidan av det höga tryck som ett större, kollapsande kavitationsmoln kan åstadkomma.

Trycksidekavitation är speciellt aggressiv. Inom kavitationsblåsan är trycket ju lågt, lika med mättad vattenångas tryck. Resten av trycksidan har ett högre tryck än det omgivande vattnet. Tryckgradienten vid skikt-kavitationens bakkant är alltså stor, vilket förklarar denna kavitationstyps aggressivitet. En typisk trycksideskada visas i fig 7.8.

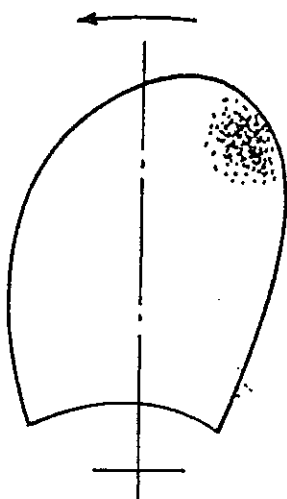


Fig 7.7 Typisk kavitations-skada på sugsidan

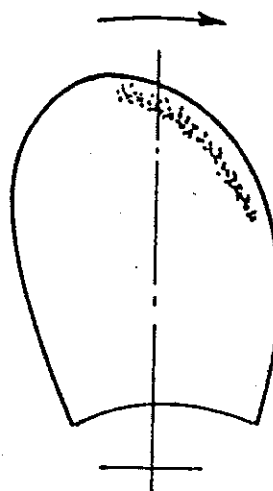


Fig 7.8 Typisk kavitations-skada på trycksidan

Det är inte alltid man kan lasta medströmsfältet - eller propellerkonstruktionen - för kavitationsskador. Om skadan ligger som en cirkelbåge in över bladet, se fig 7.9, skall man inspektera förkanten för mekaniska skador. Om bladet slår i en kätting, wire eller sten kan förkanten få en intryckning med skarpa kanter som ger upphov till kavitation.

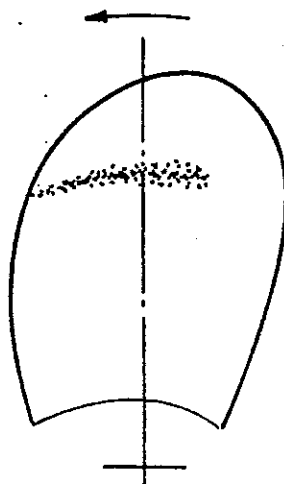


Fig 7.9 Kavitationserosion  
p g a skada på förkanten

När kavitationsskador observeras på en propeller vid dockning är det viktigt att besiktningsrapporten ger detaljerad information om skadornas placering, annars är det omöjligt att avgöra vilka åtgärder som erfordras för att avhjälpa kavitations-skadorna. Här nedan ges en instruktion för rapportering av skador:

#### Instruktion för inspektion av kavitationsskador på propellerblad

##### Anteckna:

- Skadans placering, på tryck- eller sugside
- Placering radiellt
- Placering i förhållande till förkant eller bakkant
- Skadans utbredning och art, t ex missfärgning, hamring av ytan, uppruggning, porig eller svampig yta
- Skadans maximala djup
- Finns skador på alla blad och är de lika? På 2-propellerfartyg, både BB och SB propeller?

Gör en skiss eller tag foton. På något foto bör hela bladet vara med så att skadans läge framgår. Skriv datum, fartygets namn och bladnummer på bladet. Eventuellt närbild på skadan. Ljuset bör vara snett infallande så att skadorna framträder tydligt. Svartvit film räcker.

Finns det skador på bladets förkant från grundstötning, slag av wire, kätting, stock e d? Slarvigt tillverkad förkant? Finns det ojämnheter i bladytan, t ex gamla reparationer?

Finns det föremål framför propellern som kan störa strömmingen, t ex zinkanoder på axelbäraren?

Intervjua befälet om hur anläggningen har körts. Vid ställbara propellrar: har man kört med kraftigt reducerad effekt vid fullt varvtal eller 1 motor av 2 - i så fall hur länge och under vilka omständigheter? Har man hört buller (smällar) från propellern? Har propellern varit utan skador vid tidigare dockningar?

Kavitationsskador kan drabba andra konstruktionsdetaljer än propellern. En kraftig randvirvel som "slickar" ytan på rodret kan - eventuellt i kombination med olämplig roderkonstruktion - ge skador på rodret. Skadan börjar med att bottenfärgen slits bort på de utsatta områdena.

På snabba fartyg med fart över 25-30 knop kan kavitation uppstå på axelbärarna. Genom lämplig utformning av dessa kan kavitationen reduceras eller elimineras.

Det bör påpekas att alla propellrar i normal drift arbetar med mer eller mindre kavitation, och endast ett fåtal drabbas av skador. Kavitationen kan ha stor utbredning utan att skador uppstår, och det är inte alla sorters kavitation som förorsakar skador.

Om stora delar av propellerbladen är täckta av kavitation kan propellerns funktion drabbas, och propellern absorberar ett lägre moment och utvecklar lägre tryckkraft. Den senare faller oftast procentuellt mera än momentet vilket medför en verkningsgradsförlust. Det var just detta som drabbade "Daring" och "Turbinia". Det lägre momentet gör att propellervarvtalet ökar, i svårare fall "rusar" propellern.

Ibland förväxlas kavitation med ventilation, dvs luftned sug. Om propellern arbetar nära vattenytan eller t o m med bladspetsarna över vattnet suger den luft, belastningen avtar och varvtalet ökar. På utombordsmotorer finns en s k kavitationsplatta. Den har inget med kavitation att göra utan skall förhindra luftned sug, t ex vid girar, och borde rätteligen kallas ventilationsplatta. En tillverkare av utombordsmotorer demonstrerade för några år sedan i en annons hur hans motor var överlägsen en konkurrentmotor med samma effekt. Det syntes tydligt på bilden, som hade tagits uppfraån, att propellern på konkurrentens motor sög luft, slipströmmen var vit av inblandad luft. Därför blev också tryckkraften lägre.

Ju större hastighetsgradienten i medströmsfältet är - dvs ju tätare kurvorna för lika medström ligger - desto snabbare växer och avtar kavitationsblåsornas volym. Kavitationens volymändring ger upphov till tryckvågor som fortplantar sig från propellerbladen till bordläggningen. Trycket varierar i stort sett i takt med bladpassagera, och man får s k propellerindu-

cerade tryckimpulser med samma grundton som bladfrequensen, plus ett antal övertoner. Dessa tryckimpulser kan ge upphov till svåra vibrationsproblem ombord. Propellerinducerade tryckimpulser behandlas närmare i avsnitt 7.2.2.

#### 7.1.4 Åtgärder mot kavitation

Kavitation beror på en missanpassning mellan strömningen i medströmsfältet och propellern, och åtgärder mot kavitation måste riktas mot endera eller båda.

Vi skall först se på vad man kan göra åt medströmsfältet, dvs fartyget som åstadkommer detta. Kritiska egenskaper hos medströmmen är stor variation mellan maximal och minimal lokal medström, och en hög hastighetsgradient, dvs att medströmstoppen har "branta" sidor. Det gäller därför att tänka på propellerns miljö redan på ett tidigt stadium, när fartygets linjer fastlägges. Vad man framför allt skall sträva efter är att avsluta skrovet framför propellern med slanka linjer, se fig 7.10A. En avslutning som B eller C är förkastlig och leder ofelbart till avlösning med en hög medströmstopp och risk för svåra vibrationer.

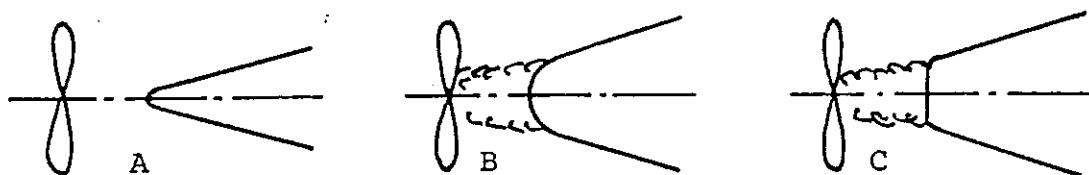


Fig 7.10 Olika utformning av skrovlinjer framför propellern

Ibland upptäcker man inte vibrationsrisken förrän det är för sent att ändra fartygets linjer, kanske inte förrän vid provturen, eller i drift med nedlastat fartyg. Man har då möjligheten att anbringa en fena omedelbart över och framför propellern, se fig 7.11. Fenan har till uppgift att öka vattenflödet akteröver mot propellern. En nackdel är att fartygets motstånd kan öka.

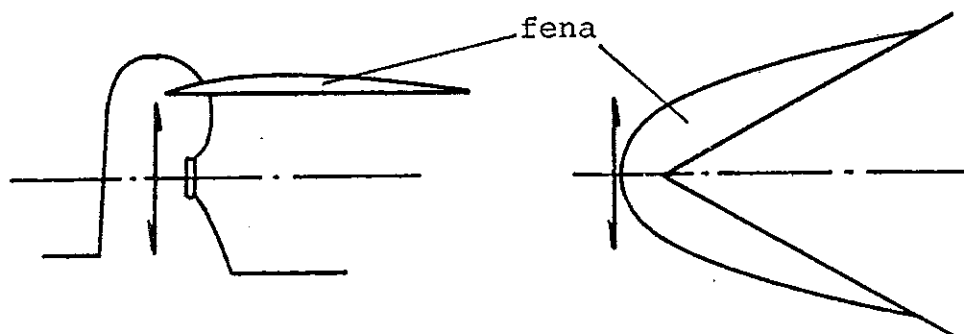


Fig 7.11 Horisontell fena som åtgärd mot hög lokal medström

En annan möjlig åtgärd är montering av s k virvelgeneratorer, en rad små fenor (se fig 7.12), som rör om i gränsskiktet och byter ut vatten med låg hastighet mot sådant med hög och därmed reducerar medströmstoppen. Även virvelgeneratorer kan medföra motståndsökning.

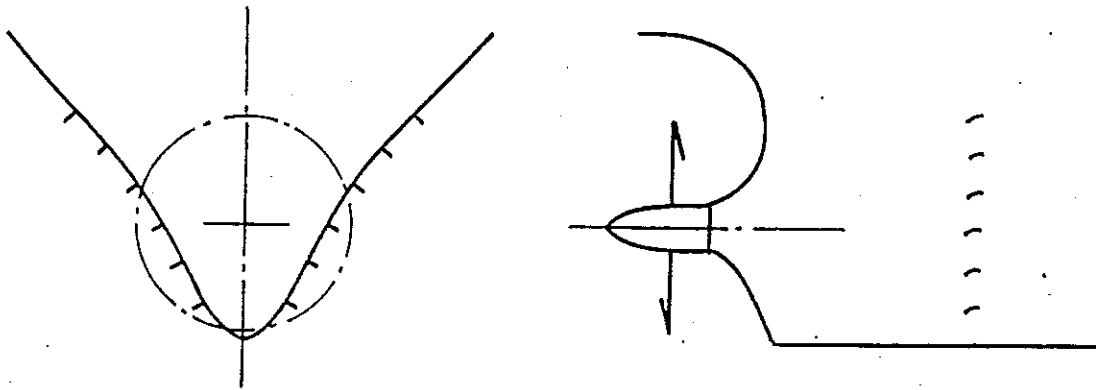


Fig 7.12 Virvelgeneratorer

Vid propellerkonstruktionen kan man gå olika vägar för att reducera kavitationen eller i varje fall göra den mindre störande. En metod är att reducera stigningen mot bladspetsen för att avlasta denna. Belastningen koncentreras längre in på bladet, och mängden av kavitation reduceras. Men åtgärden sker på bekostnad av verkningsgraden, stigningsfördelningen är inte optimal, och bladbredden vid de högre belastade sektionerna måste ökas.

En annan metod är att göra en lokal modifikation av förkanten i form av en "lyftning", se fig 7.13.

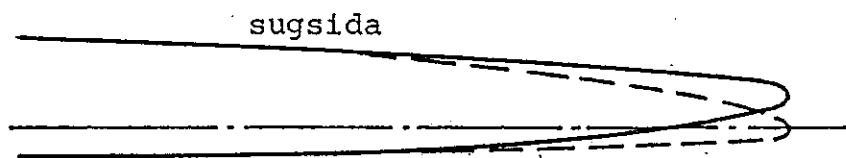


Fig 7.13 Modifikation av förkant

Denna lyftning används speciellt som en åtgärd mot trycksidekavitation, man får ju en reducerad, lokal hastighetsökning på trycksidan vid förkanten. Samtidigt ökar tendensen till kavitation på sugsidan, vilket man bör hålla i minnet. I vissa fall kan det dock vara en fördel, då instabil sugsidekavitation kan stabiliseras och bli mindre benägen att förorsaka erosion. Förkantslyftningen kan utföras på ett befintligt blad. Man måste då hålla sig inom befintligt material och utforma modifikationen som i fig 7.14.

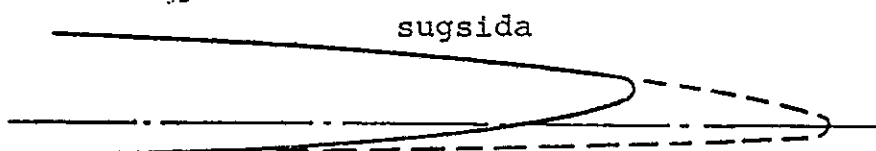


Fig 7.14 Förkantsmodifikation inom befintligt material

På senare år har en gammal idé återuppväckts, nämligen det s k high-skew bladet - se närmare om detta i avsnitt 9.6.1. Denna bladform har den fördelen att förkanten gradvis träder in i medströmstoppen, och bakkanten gradvis ut. Kavitationen får därigenom mindre utbredning och volym, och den växer och avtar mindre snabbt. Tryckimpulserne minskar, och vibrationsnivån kan reduceras med 50 % eller mera.

För propellrar med ställbara blad spelar även körsättet en roll för förekomsten av kavitation. Längre tids drift vid stigningar som väsentligt över- eller speciellt underskrider konstruktionsstigningen kan leda till kavitationsproblem - om inte propellern är speciellt konstruerad för detta driftspektrum.

Ibland använder man luftutblåsning som ett medel mot kavitation och höga tryckimpulser. Ett sätt är att blåsa ut luften så att den bildar en ridå mellan den kaviterande propellern och bordläggningen och dämpar tryckimpulser och buller. Denna metod används på vissa passagerarfartyg.

En mera komplicerad metod är att blåsa ut luften genom små hål i själva propellerbladet. Därigenom fyller man kavitationsblåsorna med luft och förhindrar att de imploderar. Både erosion, buller och tryckimpulser motverkas. Tillverkningen av propellerblad med luftkanaler och -hål bjuder dock på många svårigheter, och metoden används endast för vissa krigsfartygspropellrar. Båda metoderna kräver energi för drivning av luftkompressorer och driftsekonomin påverkas.

## 7.2 VIBRATION

### 7.2.1 Allmänt

I ett fartyg finns två huvudkällor till vibration, motorn och propellern. Från den senare fortplantar sig vibrationsimpulserna dels direkt genom axel och lager till skrovet, dels indirekt genom vattnet i form av tryckvågor som verkar på bordläggningen i propellerns närhet.

Tidigare accepterade man en viss vibrationsnivå som oundviklig ombord på fartyg. Men under de senaste trettio åren har det hänt två saker. Den ena är att motoreffekterna i förhållande till fartygens massa har ökat som en följd av de ökade farterna, med ökad vibration som resultat. Den andra är att man har blivit mera miljömedveten och dels ställer krav på större komfort, både för passagerare och besättning, dels har kommit underfund med skadeverkningarna på organismen vid längre tids vistelse i olämplig miljö. Motsatsförhållandet mellan dessa två trender har medfört att man dels har varit tvungen att intensifiera bekämpningen av vibration, dels har fått ställa upp normer för acceptabel vibrationsnivå.

En vibration karakteriseras av sin frekvens och amplitud. Frekvensen ligger i huvudsak inom området under den hörbara frekvensen 20 Hz, men gränsen mellan vibration och buller är flytande, och normerna gäller upp till 100 Hz. Ibland karakteriserar man vibrationsnivån med svängningshastigheten eller - accelerationen, men dessa är direkt bestämda av frekvens och amplitud. I fig 7.15 visas föreslagna gränser för vibrationsnivå som funktion av frekvensen enligt riktlinjer för allmän värdering av vibration i handelsfartyg, ISO förslag nr 6954, reviderat sept 1979. Vibrationsnivån kan uttryckas som amplitud  $s$ , vibrationshastighet  $V$  eller acceleration  $a$ . Är en av dessa storheter samt frekvensen  $f$  given är därmed även de två andra kända, enligt följande samband

$$V = 2\pi \cdot f \cdot s$$

$$a = 10^{-3} \cdot 4\pi^2 \cdot f^2 \cdot s$$

$s$  i mm,  $V$  i mm/s,  $a$  i  $\text{m/s}^2$ .  $s$ ,  $V$  och  $a$  är de maximala värdena som förekommer under en svängningscykel.

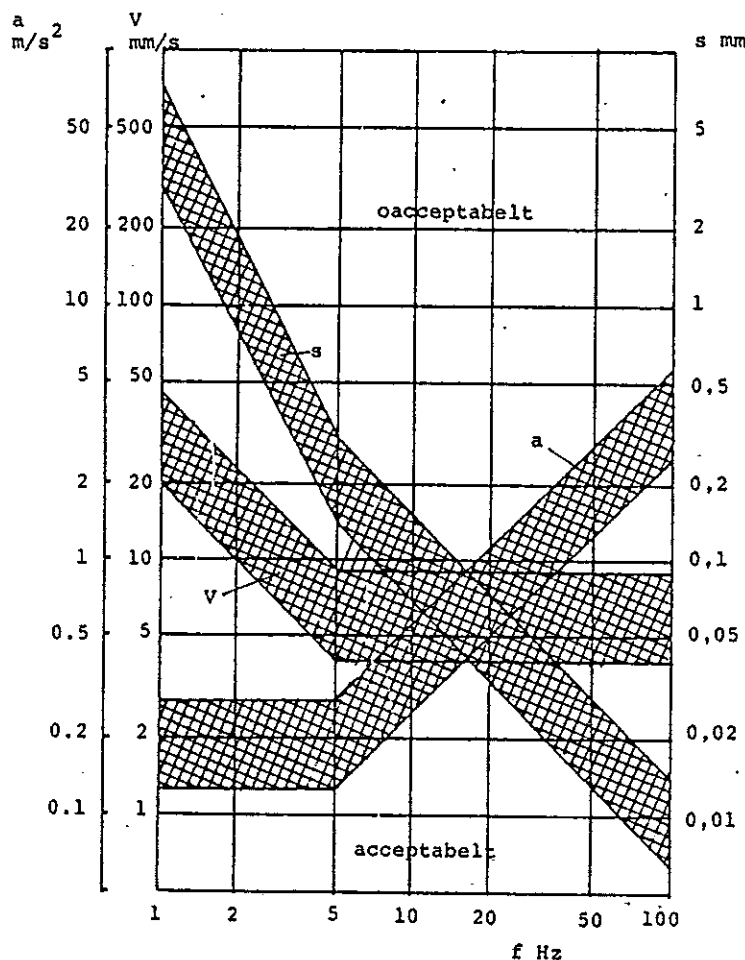


Fig 7.15 Gränser för acceptabel vibrationsnivå



### 7.2.2 Propellerinducerade tryckimpulser

Ett icke kaviterande propellerblad är på grund av belastningen omgivet av ett tryckfält, övertryck på trycksidan, undertryck på sugsidan. Varje gång ett blad passerar toppläget påverkas bordläggningen över propellern av detta tryckfält, man har en propellerinducerad tryckimpuls. Detta tryckfält, som härrör endast från propellerbelastningen, vållar normalt inga större problem med vibrationer.

Om medströmsfältet har ett högt toppvärde, kan det uppstå kraftig pulserande skikt-kavitation. Kavitationens snabba volym-ändringar förorsakar tryckimpulser som i svåra fall kan bli så kraftiga att det uppstår sprickor i akterskeppet. Impulser på upp till  $\pm 20$  kPa ( $\pm 2$  ton/m<sup>2</sup>) kan förekomma.

Det är inte möjligt att ge ett exakt samband mellan tryckimpulser och vibration, den vibrationsnivå en given tryckimpulsnivå ger upphov till beror på fartygets konstruktion, dvs styvheten i akterskeppet, och massan som skall sättas i svängning.

SSPA anger ett approximativt samband mellan tryckimpuls och vibrationshastighet för 1-propeller-fartyg enligt fig 7.16, där

$$K = 2\Delta p \cdot \frac{D^2}{V} \cdot \frac{a_z}{a_x} \cdot 10^3$$

|                    |                                                                                               |
|--------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\Delta p$ kPa     | är tryckimpulsens enkelamplitud                                                               |
| $D$ m              | propellerdiameter                                                                             |
| $V$ m <sup>3</sup> | fartygets displacement                                                                        |
| $a_x$ m            | horisontell klarning mellan propellerblad och akterstäv vid $r/R = 0,8$ med bladet i toppläge |
| $a_z$ m            | vertikal klarning mellan bladspets och bordläggning                                           |

Tryckimpulserna är ofta sammansatta av flera frekvenser. Förutom bladfrekvensen  $Z \times n$  ( $Z$  = bladantal,  $n$  = r/s) kan det vanligen förekomma dubbla bladfrekvensen, ev 3- och 4-dubbla. Gränsen för den acceptabla amplituden för impulserna med bladfrekvens är från  $\pm 2-3$  kPa för färjor och kryssningsfartyg till  $\pm 7-8$  kPa för tankers.

Tryckimpulser mäts såväl i modellskala som fullskala med tryckgivare placerade i bordläggningen över propellern. Den uppmätta signalen är totalsignalen, som alltså kan vara sammansatt av flera frekvenser. Det görs en harmonisk analys av totalsignalen, och amplituderna från olika frekvenser presenteras dimensionslöst som

$$K_p = \frac{\Delta p}{0.5\rho \cdot n^2 \cdot D^2}$$

där  $\Delta p$  är tryckimpulsens enkelamplitud, och  $K_p$  är den dimensionslösa tryckimpulskoefficienten. Vid den harmoniska analysen beräknas också fasvinkeln mellan de olika frekvenserna.

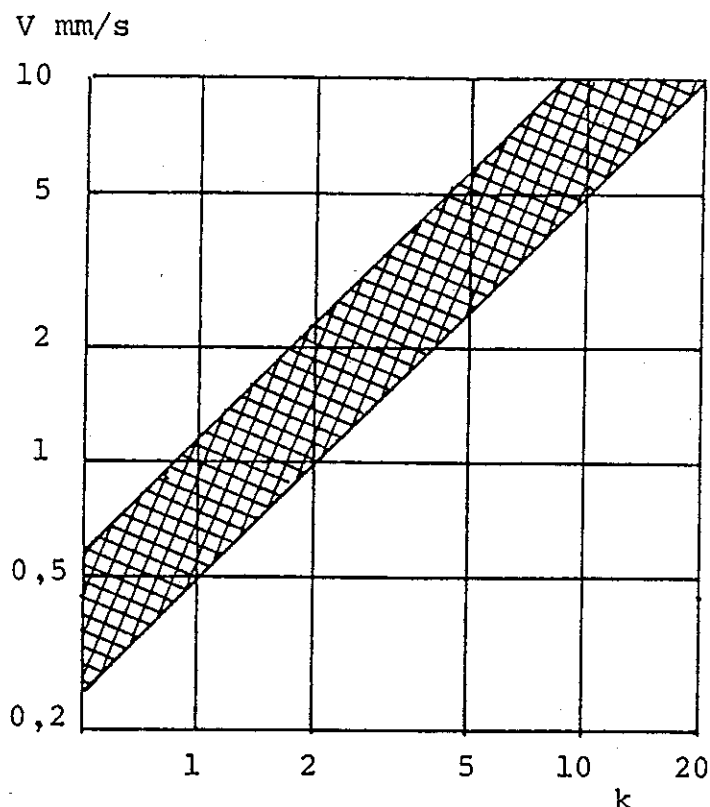


Fig 7.16 Samband mellan tryckimpuls och vibration

Med utgångspunkt från dessa fasvinklar och läget av de olika tryckgivarna kan man integrera fram krafterna på akterskeppets bordläggning, och därmed har man grunden för vidare beräkning av vibrationerna i fartygets olika delar.

Det finns olika metoder för beräkning av tryckimpulser på ett tidigt stadium av fartygets och propellerns konstruktion, men ännu har man inte lyckats få fram en helt säker metod. Modellprov brukar ge mycket tillförlitliga prognoser för impulserna.

Klarningen, dvs minsta avståndet, mellan bladspets och bordläggningen spelar en stor roll för storleken av tryckimpulsen mot skrovet. För en given propeller i ett givet medströmsfält kan tryckimpulsen räknas som omvänt proportionell mot klarningen upphöjd till potensen 1,5, alltså

$$\Delta p_s = \frac{K}{a^{1,5}}, \text{ där } K \text{ är en konstant och } a \text{ klarningen.}$$

Klassifikationssällskapen brukar ge rekommenderade minimiklarningar. Observera att det är rekommendationer, alltså inga krav. Det Norske Veritas anger för "måttligt kaviterande" propeller, för

1-propellerfartyg  $C = (0,24 - 0,01 Z) D$   
 2-propellerfartyg  $C = (0,30 - 0,01 Z) D$

där  $Z$  är bladantalet.

### 7.2.3 Variation av krafter och moment

Under ett varv passerar ett propellerblad igenom områden med olika lokal medström. Anfallsvinkeln varierar och därmed moment och tryckkraft. Variationen kan vara stor och spelar en betydande roll för bladets utmattningshållfasthet. I ett ogynnsamt medströmsfält kan variationen i påkänning bli så stor som  $\pm 80\%$  av medelvärdet.

Om bidragen från alla blad adderas får man de krafter som påverkar stäv- och trycklager. Ju flera blad propellern har, desto mindre blir den procentuella variationen i tryckkraft och moment. Om medströmsfältet har toppar både uppe och nere, i  $0^\circ$  och  $180^\circ$ , får man med en 4-bladig propeller samtidiga tryckkraftökningar på de två bladen i topp- och bottenläge, och de axiella kraftimpulserna växlar kraftigt med fyra maxima per varv. Med en 5-bladig propeller blir det tio maxima per varv, med storleken  $2/5$  av dem som gällde för 4 blad. Men eftersom tryckkraften per blad ömsom är störst när ett blad är i topp och när ett annat omedelbart därefter ( $36^\circ$  senare) står i bottenläget, uppstår ett växlande moment kring en horisontell axel vinkelrätt mot propelleraxeln, och propelleraxeln påverkas till böjsvängningar. Alla dessa krafter och moment överförs via lagren till skrovet och förorsakar vibrationer, dock i mindre grad än de vattenburna tryckimpulserna.

Variationerna i momentet kring propelleraxeln ger impulser till torsionssvängningar i systemet propeller-axel-motor.

Även i ett medströmsfält med mycket små hastighetsvariationer kan krafterna på propellern variera, nämligen om vattnets strömningsriktning inte är parallell med propelleraxeln. Krafterna på ett blad varierar då sinusformigt, med ett maximum när propellerbladet rör sig neråt, mot strömmen, och ett minimum när bladet går uppåt, med strömmen. Största lutningsvinklarna förekommer på krigsfartyg, där en stor propellerdiameter kan medföra att vinkeln mellan fartygsbotten - strömningsriktningen - och axeln kan uppgå till  $10-12^\circ$ .

### 7.3 BULLER

Ljud består av tryckvågor med en frekvens mellan 20 och 20000 Hz. Tryckvariationen är mycket liten även för ett starkt ljud - om man kunde hoppa 1 m upp och ner 1000 gånger per sekund skulle den lilla tryckvariationen på 1 m höjdskillnad uppfattas lika starkt som ljudet av ett bilhorn på 1 m avstånd.

Energivånen är också mycket låg, det behövs 1000 skrikande mänskliga röster för att producera energin 1 W. Själva ljud-effekten från en stereo på full volym är endast 0,1 W.

Det mänskliga örats känslighet är inte direkt proportionell mot ljudtrycksnivån utan snarare mot en logaritmisk skala. Ljudnivån mäts i dB (decibel) som definieras så här

$$\text{dB} = 20 \cdot \log \frac{P}{P_{\text{ref}}}$$

där P är det aktuella ljudtrycket och  $P_{\text{ref}}$  är ett referens-ljudtryck, normalt  $2 \times 10^{-5}$  Pa ( $\text{N/m}^2$ ). Detta är det svagaste ljudtryck det mänskliga örat kan uppfatta vid frekvensen 1000 Hz. En fördubbling av ljudtrycksnivån motsvarar en ökning med 6 dB.

Några exempel på bullernivåer:

|                            |        |
|----------------------------|--------|
| Normalt mänskligt tal      | 65 dB  |
| Gata med medelstark trafik | 75 dB  |
| Bilhorn på 1 m avstånd     | 115 dB |
| Smärtgräns                 | 135 dB |

Det mänskliga örat är inte lika känsligt över hela frekvensområdet, i stort sett ökar känsligheten med ökande frekvens. Örats känslighetskurva, i dB som funktion av frekvensen, kallas A-kurvan. Mäter man buller med en mätapparat med samma känslighet som örat anges ljudtrycksnivån som dB(A).

Mätning av buller sker normalt genom uppdelning på olika frekvensområden, frekvensband, av större eller mindre bredd, t ex tersband eller oktavband. Högsta frekvensen inom ett oktavband är dubbelt så hög som den lägsta.

För att kunna uppställa normer för tillåtet buller i olika lokaler har man fastställt s k noise-rating kurvor (NR-kurvor), se fig 7.17. NR 40 (noise rating 40) är den kurva som går igenom 40 dB vid 1000 Hz. Det uppmätta ljudets bullertal eller NR-värde anges av den lägsta kurvan i skaran som inte överskrids i något oktavband. Acceptabla NR-gränser för olika lokaler är t ex

|                                                            |       |
|------------------------------------------------------------|-------|
| Sovrum                                                     | 20-30 |
| Kontorsrum                                                 | 40    |
| Verkstadslokal där samtal utan svårighet skall kunna föras | 60-70 |
| Maskinrum, om hörselskydd ej erfordras                     | 85    |

En propeller åstadkommer - även om den inte kaviterar - allmänt hydrodynamiskt buller. I styrmaskinrummet rakt över propellern är bullernivån ca 110 dB, och kavitation kan ge bullertoppar med högre nivå. Själva propellerbullret avtar dock snabbt med ökande avstånd till propellern och är normalt inget större problem ombord - och det finns andra bullerkällor som motorer och vågsvall. Det är dock väsentligt att man inte placerar hytter - vare sig för besättning eller passagerare - i pro-

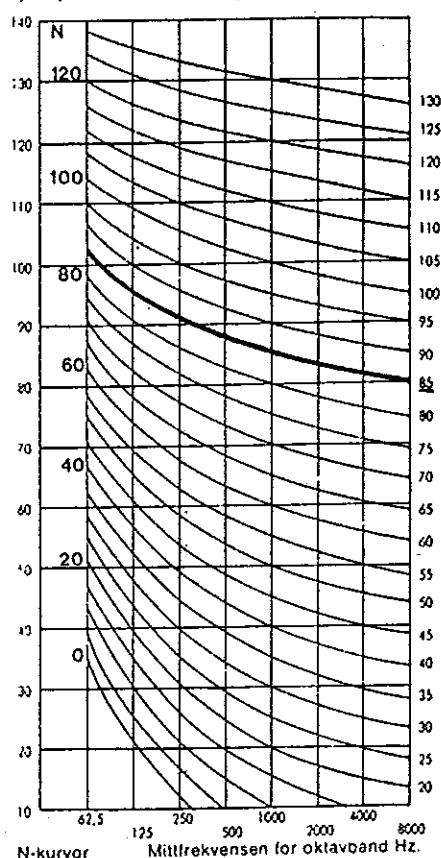
Ljudtrycksnivå i dB över  $20 \mu \text{N/m}^2$  inom oktavband.

Fig 7.17 Noise-rating kurvor

pellerns omedelbara närhet. Skall man överföra en effekt på miljontals Watt från propellern till vattnet kan det inte gå tyst för sig när bara 1 W i ren ljudenergi motsvarar ett outhärdligt oväsen.

Kavitationsbuller hörs in i fartyget som smällar och knastrande ljud. Det är så kallat "vitt" buller, dvs att det omfattar ett stort frekvensområde. Detta buller strålar ut i vattnet åt alla håll och kan ställa till problem i t ex forskningsfartyg och krigsfartyg som använder hydrofoner för positionering eller avlyssning.

Varje propeller har sitt speciella frekvensspektrum som kan avlyssnas på stort avstånd och användas för att upptäcka och identifiera fartyget. På krigsfartyg använder man sig ofta av specialkonstruerade tysta propellrar, som vid kryssningsfarten är helt kavitationsfria. Den tidigare nämnda luftutblåsningen genom hål i bladen tjänar också till att dämpa kavitationsbullret.

En speciell form av buller som inte har med kavitation att göra är s k propellersång. Sång är ett något förskönande uttryck, det är ett

entonigt gnisslande ljud som kan vara genomträngande. Sången uppstår genom att delar av propellerbladet vibrerar med en egenfrekvens. Svängningen sättes igång av en växelvis avlösning av strömningen på tryck- och sug sida nära bladets bakkant, varvid en virvelgata bildas efter bladet, se fig 7.18. Bladkanten påverkas av växlande krafter vinkelrätt mot denna, och dessa sätter igång svängningen.



Fig 7.18 Virvelavlösning vid bladets bakkant

Sången förutsätter alltså resonans mellan virvlarnas avlösningensfrekvens och bladets egenfrekvens. Avlösningensfrekvensen beror på bl a propellerbelastningen och vattnets densitet och egenfrekvensen på bladets tjocklek, form och material.

Resonans kan till exempel uppträda vid fullast och vara borta vid ballast, likaså vid kallt och varmt vatten, rak kurs och gir. Det är svårt att förutsäga om en viss propeller har tendens till sång, men sången kan lätt åtgärdas genom slipning av s k anti-singing-kant, se närmare om detta under avsnitt 9.6.4, Profilform. Sång är ett fenomen som inte förekommer särskilt ofta, uppskattningsvis på någon procent av alla propellrar.

## 8. PROPELLERN, MODELLPROVNING

### 8.1 ALLMÄNT

Det gäller för propellern som för fartygs motstånd att den inte kan beräknas enbart med hjälp av teori, beräkningen måste i stor utsträckning, speciellt för "off-design" förhållanden, kompletteras med modellprov. Kavitationsegenkaperna kan inte heller behandlas teoretiskt. Man håller på och utvecklar metoder men har ännu inte helt lyckats, och man får tills vidare lita mera på prov för att bedöma kavitationens utbredning och verkningar. Resultaten av modellprovning kan med stor pålitlighet överföras till fullskala och ligga till grund för en förutsägelse av fullskalepropellerns egenskaper.

Propellrar kan modellprovas i en släpränna för fartygsmodeller. Propellermodellen monteras längst fram på en lång axel som är fäst vid mätvagnen. Propellern drivs vid olika vagnhastigheter och olika varvtal, och man mäter propellerns moment och tryckkraft. Med dessa värden kan man sedan beräkna propellerns verkningsgrad. Förutom för beräkning av propellerverkningsgraden används mätresultaten för bestämning av medströmmen vid självdriftsprov. En nackdel med provning i släpränna är att man av mättekniska skäl tvingas köra vid ett lågt varvtal med risk för laminär strömning över en del av propellern, vilket försvårar omräkningen till fullskala. Eftersom man inte kan kontrollera trycket (utom vid släprännan i Ede-Wageningen i Holland), är det inte möjligt att utföra kavitationsprov.

Kavitationstunnlar är speciellt avsedda för provning av propellrar. I en sådan tunnel kan fullständiga propellerprov utföras vid alla tänkbara konditioner, det gäller såväl mätning av propellerkrafter som observation av kavitationen och dess verkningar.

En kavitationstunnel i genomskärning visas i figur 8.1. Den består av ett grovt rör som kröker sig tillbaka i sig själv. Den är i regel helt fylld med vatten som cirkuleras av en axialpump i den nedre vågräta grenen, driven av en stor elmotor. Motorns varvtal är variabelt, varigenom vattenhastigheten i tunnelns mät-del kan varieras från 0 till 10-12 m/s.

Mätsektionen, fig 8.2, finns i tunnelns övre, horisontella del. Där finns arrangemang för att driva propellern med en separat motor via en genomgående axel eller en vinkelväxel. Propelleraxelns varvtal är 0-50 r/s och propellermotoreffekten kan vara 15-40 kW.

Trycket i tunneln kan varieras från ca 0,05 bar till 1 bar (= atmosfärtrycket) eller högre. I mätsektionens sidor finns fönster för observation och fotografering av propellern. Denna belyses med en stroboskoplampa som utsänder en blixst för varje varv av propellern. Genom att propellern står i samma läge vid varje blixst ser den ut att stå stilla, och man kan utan svårighet iakttaga kavitationen på propellern. Stroboskopets fasvinkel kan ändras så att man kan betrakta ett blad i ett godtyckligt läge varvet runt.

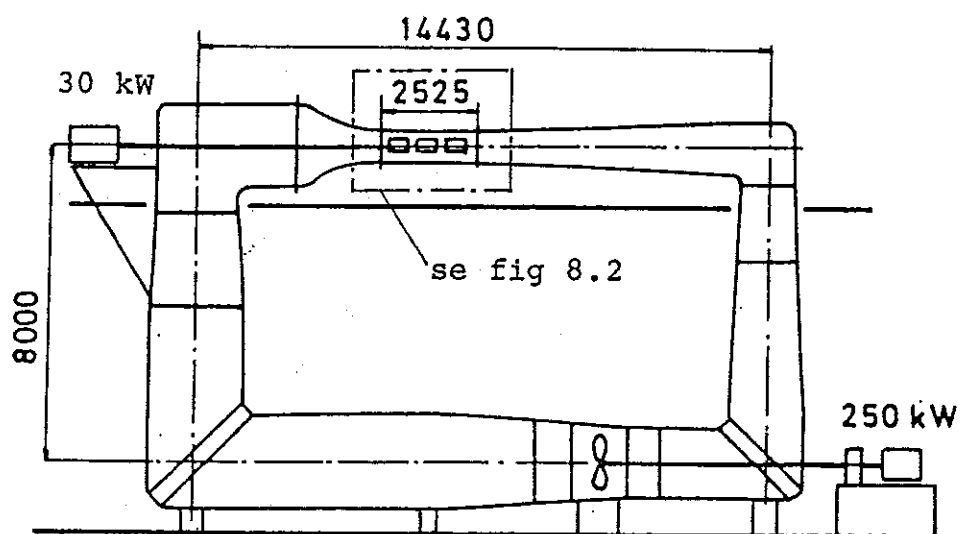


Fig 8.1 Lilla kavitationstunneln vid KaMeWa's marinlaboratorium

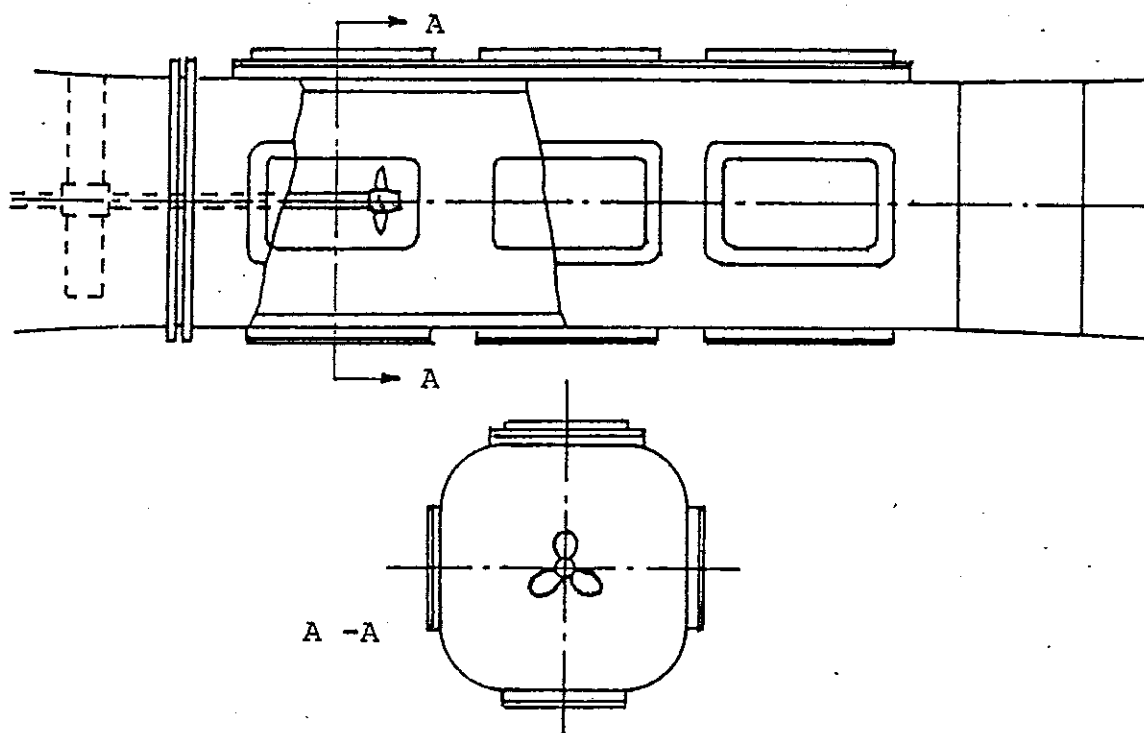


Fig 8.2 Mätsektion i kavitationstunnel



Modellpropellrar har normalt en diameter på 250 mm. Man kan gå ned till 200 mm men inte gärna lägre för att inte Reynolds tal skall bli för lågt. Det grundläggande modellprovet är det samma som kan utföras i en släpränna, dvs frigående prov (eng. open water test). Modellen monteras på en axel som är parallell med vattenströmmen, och det finns ingen störning, eller så liten som möjligt, av strömningen framför propellern. Som vid prov i en släpränna ställer man in vattenhastighet och varvtal och mäter vridmomentet och axialkraften, dvs tryckkraften (eng. thrust).

## 8.2 SKALLAGAR, PROPELLERKOEFFICIENTER

Vissa skallagar måste vara uppfyllda för att man skall kunna räkna om till fullskala. En modellpropeller är likformig med den fullskalepropeller den är en modell av. Likformighet innebär bl a att alla vinklar är lika. Detta gäller också vattnets strömningsvinkel i förhållande till propellern. Relativströmningen mot propellerbladen är sammansatt av axialströmningen, dvs framdriftshastigheten  $V_A$ , och propellerns periferihastighet, vid den godtyckliga radien  $r$  lika med  $2\pi \cdot n \cdot r$ , vid bladspetsen  $\pi \cdot n \cdot D$ .

För att inströmningsvinkeln skall vara lika i modell och fullskala gäller att förhållandet mellan  $V_A$  och  $2\pi \cdot n \cdot r$  skall vara lika.  $2\pi \cdot n \cdot r$  är proportionellt mot och kan ersättas av  $n \cdot D$ , alltså skall  $V_A/n \cdot D$  vara lika. Förhållandet kallas framdriftstalet  $J$ ; det kan även betraktas som en dimensionslös hastighet.

$$J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

$V_A$  skall vara i m/s,  $n$  i r/s,  $D$  i m.

Det uppmätta momentet  $Q$  på propelleraxeln omräknas till en dimensionslös momentkoefficient

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

där  $Q$  har dimensionen Nm, och  $\rho$  är vattnets densitet i kg/m<sup>3</sup>.

Tryckkraften  $T$  uttryckes dimensionslöst som

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

Uttrycken för  $J$ ,  $K_Q$  och  $K_T$  har sin motsvarighet i skallagarna för pumpar. För en given pump är flödet proportionellt mot varvtalet  $n$ , momentet och tryckkraften mot  $n^2$ . För likformiga pumpar av olika storlek är flödet proportionellt mot  $D^3$ , momentet mot  $D^5$  och uppfodringshöjden mot  $D^2$ .

Propellerverkningsgraden  $\eta_0$  är förhållandet mellan den effekt propellern överför till vattnet,  $T \cdot V_A$ , och den effekt som tillförs propellern,  $P_D$ , alltså

$$\eta_o = \frac{T \cdot V_A}{P_D}$$

Med uttrycket för momentet,  $Q = \frac{P_D}{2\pi \cdot n}$ , och ovanstående uttryck för  $K_Q$  och  $K_T$  kan verkningsgraden också skrivas som

$$\eta_o = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi}$$

Index o står för frigående verkningsgrad (open water efficiency), alltså i parallellströmning i ostört vatten.

För att kavitationsförhållandena i modell och fullskala skall vara lika måste förhållandet mellan det statiska trycket och det dynamiska trycket (stagnationstrycket) vara lika. Från det statiska trycket skall dock dras ångbildningstrycket vid vattnets temperatur, normalt 20° för tankvattnet, 15° för sjövattnet. Förhållandet betecknas kavitationstalet

$$\sigma = \frac{p - p_v}{1/2 \rho \cdot V_A^2}$$

där  $p$  är trycket i ostört vatten och  $p_v$  ångbildningstrycket, båda i Pa (Pascal). I fullskala är  $p$  summan av atmosfärtrycket och trycket av vattenpelaren över propellercentrum, i kavitationstanken det statiska trycket i mätsektionen. Eventuellt kan man i stället för att använda trycket vid propellercentrum för att beräkna kavitationstalet basera beräkningen på trycket vid  $r = 0,8R$  eller  $1,0R$  på det blad som står i toppläge.

### 8.3 $K_Q$ - $K_T$ - $\eta_o$ - $J$ DIAGRAM

Fig 8.3 visar ett diagram för  $K_Q$ ,  $K_T$  och  $\eta$  som funktion av  $J$  för en fast propeller, gällande för normal drift, dvs propellern drives framåt och fartyget rör sig framåt. De grova kurvorna gäller för prov vid atmosfärtryck utan kavitation. Kurvornas förlopp vid tre olika kavitationstal har också inritats. Över ett visst  $J$ -värde sammanfaller kurvan för ett kavitationstal med atmosfärkurvan, under detta  $J$ -värde faller kavitationstalets kurva med fallande  $J$ . Fallet i  $K_Q$  innebär att propellern ökar i varv om momentet hålles konstant eller att absorberad effekt minskar om varvtalet hålls konstant.

I fig 8.4 visas ett diagram med förloppet av  $K_Q$  och  $K_T$  visat i alla fyra kvadranter. Kurvorna som lutar nedåt mot vänster gäller för rotation back. Endast atmosfärkurvor visas, kurvor för kavitationstal har utelämnats för överskådlighetens skull.

Resultaten för flera olika modeller med samma bladantal och bladareaförhållande men med olika konstruktionsstigningar kan sammanställas i ett diagram, se fig 8.5. Även här har kurvor för olika kavitationstal utelämnats.

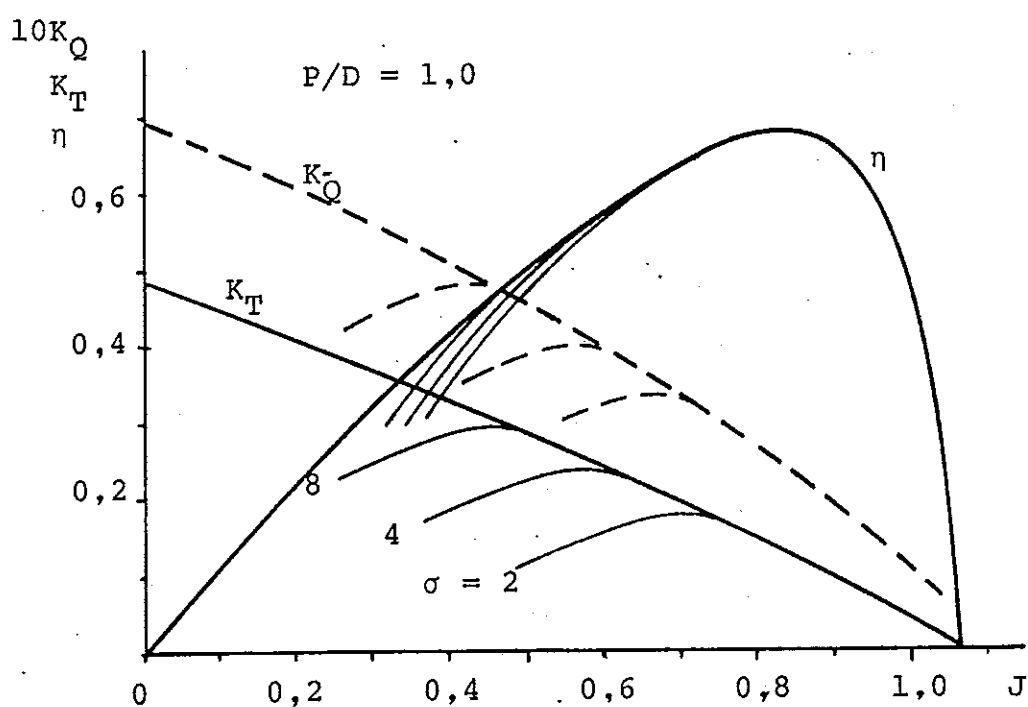
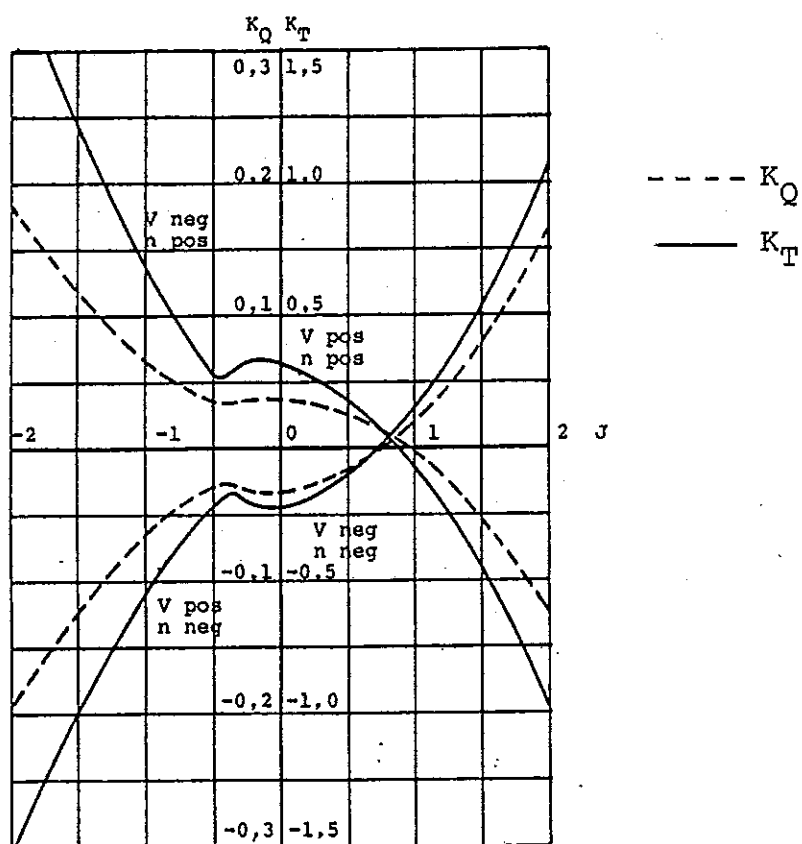


Fig 8.3 Propellerdiagram

Fig 8.4 Propellerdiagram, fyra kvadranter.  
Fyrbladig fast propeller,  $P/D = 0,8$

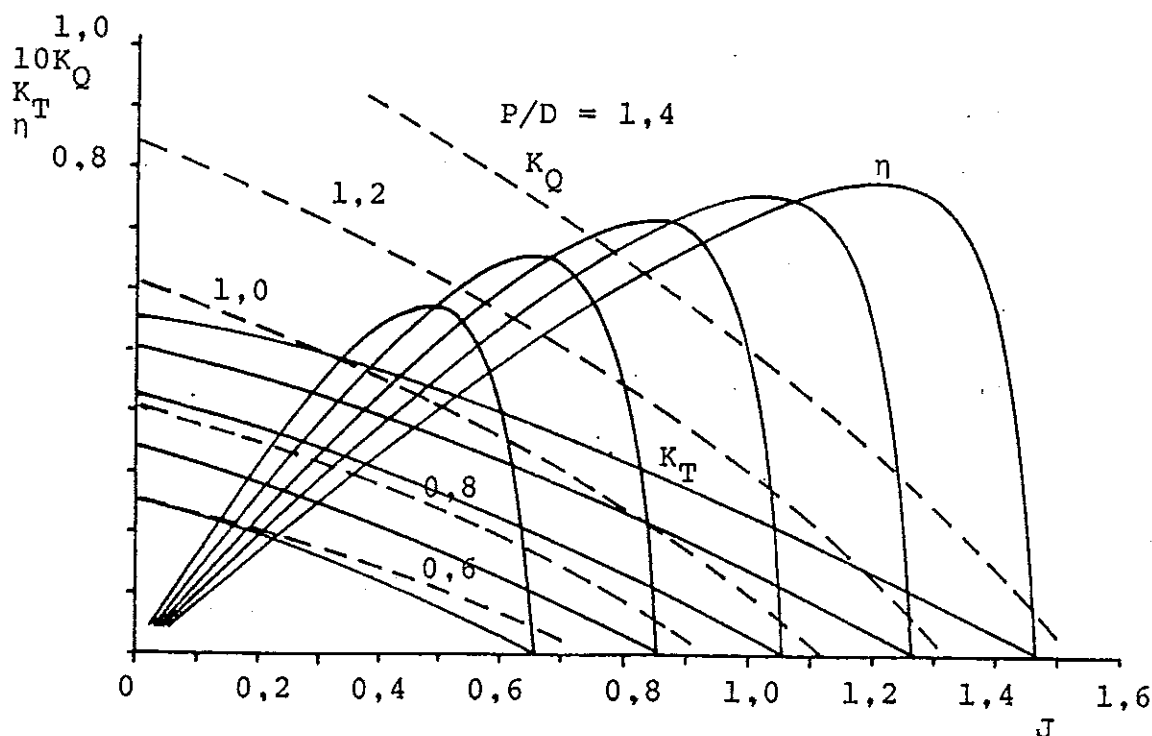


Fig 8.5 Propellerdiagram, flera stigningar

I kapitel 9, Propellerkonstruktion, beskrivs förfarandet för att beräkna optimal diameter eller optimalt varvtal och den motsvarande verkningsgraden.

För en ställbar propeller provad vid olika stigningar - av vilka alltså bara en är konstruktionsstigningen - fås ett snarlikt diagram. Diagrammet kan t ex användas för att beräkna  $P/D$ ,  $T$  och  $\eta$  när  $D$ ,  $P_D$ ,  $n$  och  $V_A$  är givna. Man beräknar  $J$  och  $K_Q$  som bestämmer en punkt i diagrammet. Med hjälp av  $K_Q$ -kurvorna för olika  $P/D$  interpolerar man fram ett värde för  $P/D$ . Med detta går man in i kurvskaran för  $K_T$  vid samma  $J$  och avläser ett värde för  $K_T$ . Det är svårt att interpolera i  $\eta$ -kurvorna, det är säkrast att beräkna  $\eta$  ur  $K_T$ ,  $K_Q$  och  $J$ .

Ett fullständigt propellerdiagram för en ställbar propeller, inkluderande även negativa stigningar vid negativa  $J$ , dvs fri fart back, visas i fig 8.6. Negativt  $K_Q$  vid positiva  $J$  innebär sk turbingång, dvs att propellern drivs av vattnet. Kurvor för negativt varvtal vid positiva stigningar har inte tagits med då detta driftsätt sällan förekommer med ställbara propellrar.

#### 8.4 DIAGRAM FÖR DRAGNING I KAJ

I ett  $K_Q$ - $K_T$ - $J$  diagram ger  $K_Q$ - och  $K_T$ -kurvornas skärningspunkter med  $K_Q$ - respektive  $K_T$ -axeln  $K_Q$ - och  $K_T$ -värdena för  $J = 0$ , alltså fartygsfarten 0. Denna kondition kallas "dragning i kaj" - man tänker sig fartyget fast förtöjt i t ex en pollare på kajen.

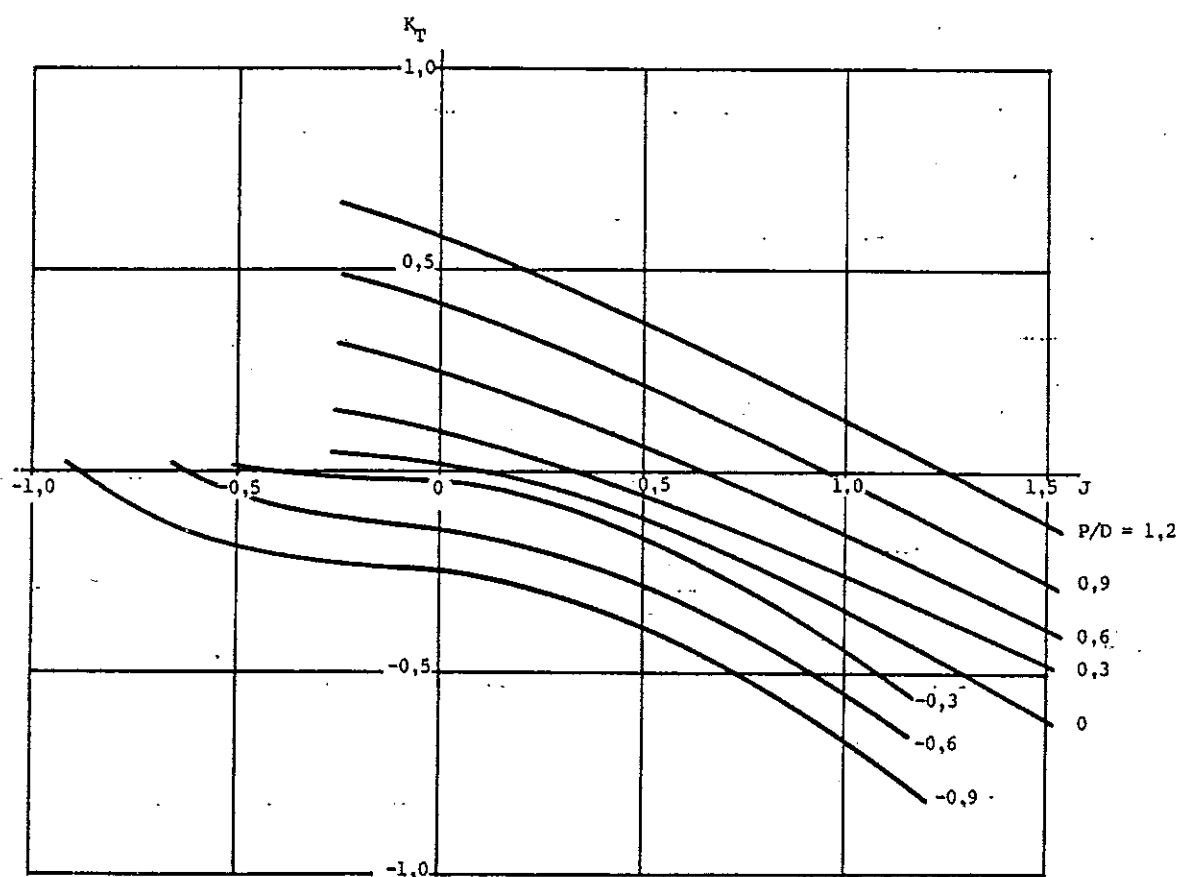
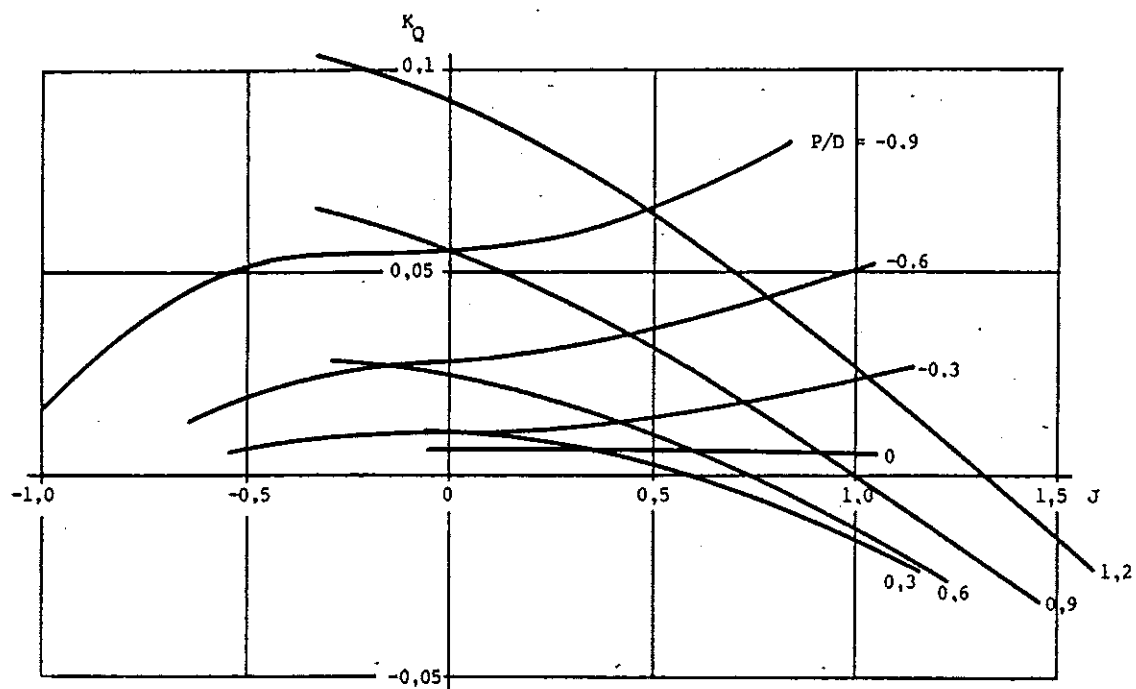


Fig 8.6 Diagram för ställbar propeller, positiva och negativa stigningar

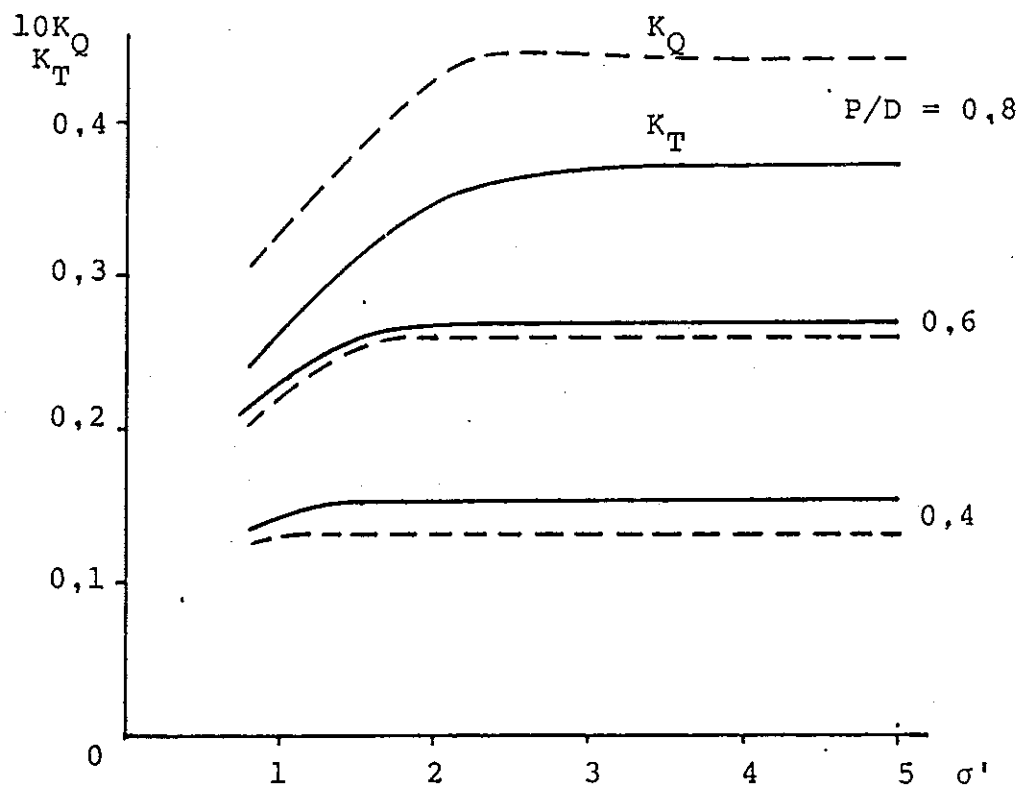


Fig 8.7 Propellerdiagram för dragning i kaj fram, ställbar propeller

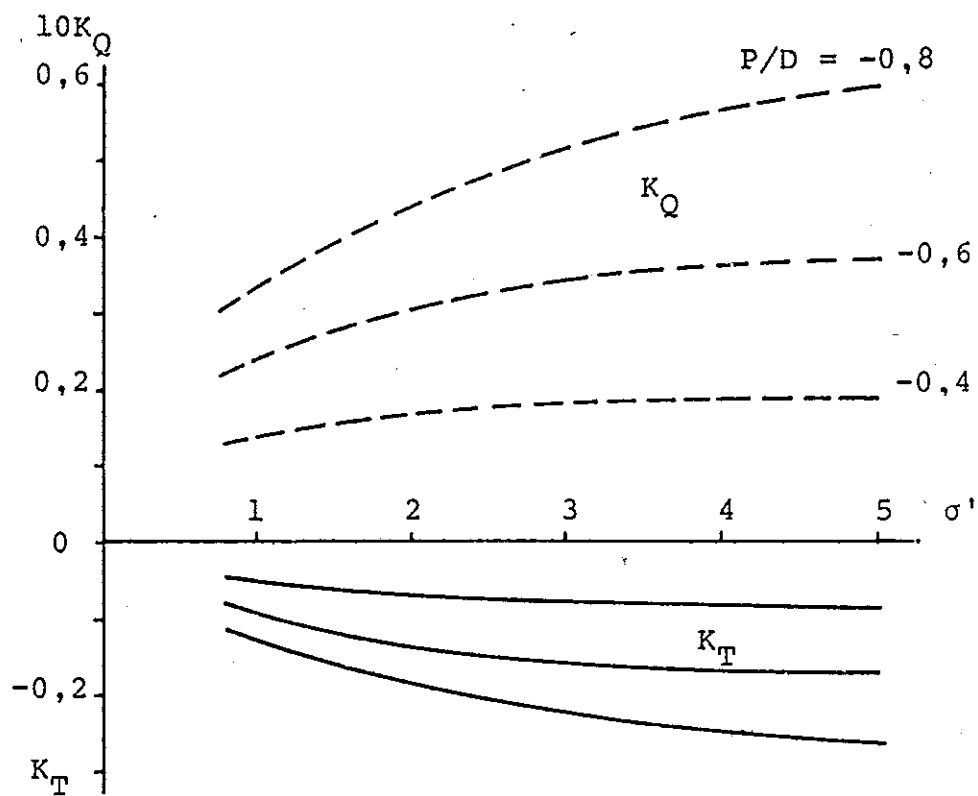


Fig 8.8 Propellerdiagram för dragning i kaj back, ställbar propeller

I praktiken har man ju ingen nytta av att dra i kajen, men konditionen ger ett bra mått på propellerns bogserförmåga. Vid dragning i kaj kan propellerns funktion påverkas kraftigt av kavitation, men det i föregående kapitel definierade kavitationstalet kan då inte användas, eftersom  $V_A = 0$  och  $V_A$  förekommer i nämnaren. Istället kan man använda definitionen

$$\sigma' = \frac{p - p_v}{1/2 \rho \cdot n^2 \cdot D^2}$$

$\sigma'$  är ingen internationellt vedertagen storhet.

Resultatet av modellprovning vid dragning i kaj presenteras i ett diagram som fig 8.7, där  $K_Q$  och  $K_T$  visas som funktion av  $\sigma'$  för olika  $P/D$ . Detta diagram gäller dragning i kaj fram. Att kurvorna faller vid låga värden på  $\sigma'$  innebär att propellerkrafterna påverkas av kavitation, man säger att det föreligger kraftfall.

För dragning i kaj back fås ett diagram som fig 8.8.

I dragning i kaj diagrammen finns inga verkningsgradskurvor. Då  $V = 0$  blir ju verkningsgraden 0.

## 8.5 GENERELLA PROPELLERKOEFFICIENTER

För varvtalet  $n = 0$  är  $K_Q$ ,  $K_T$  och  $J$  inte definierade, och för låga värden av  $n$  blir koefficienterna opraktiskt stora. Man kan då använda generella koefficienter som kan definieras så här

$$K_Q' = \frac{Q}{\rho \cdot (V_A^2 + n^2 \cdot D^2) \cdot D^3} = \frac{K_Q}{J^2 + 1}$$

$$K_T' = \frac{T}{\rho \cdot (V_A^2 + n^2 \cdot D^2) \cdot D^2} = \frac{K_T}{J^2 + 1}$$

$$J' = \frac{V_A}{\sqrt{V_A^2 + n^2 \cdot D^2}} = \frac{J}{\sqrt{J^2 + 1}}$$

$J'$  kan anta värden mellan -1 och +1.  $J' = -1$  eller  $+1$  innebär  $n = 0$ .

Ett diagram för en stigning visas i fig 8.9.  $K_Q'$ ,  $K_T'$  och  $J'$  är inte internationella standardbeteckningar. ITTC-standardens har

$$C_Q^* = \frac{Q}{1/2 \rho \cdot \left[ V_A^2 + (0.7 \pi \cdot n \cdot D)^2 \right] \frac{\pi \cdot D^3}{4}}$$

$$C_T^* = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho \cdot \left[ V_A^2 + (0.7\pi \cdot n \cdot D)^2 \right] \frac{\pi \cdot D^2}{4}}$$

men det finns inget uttryck svarande mot  $J'$ .

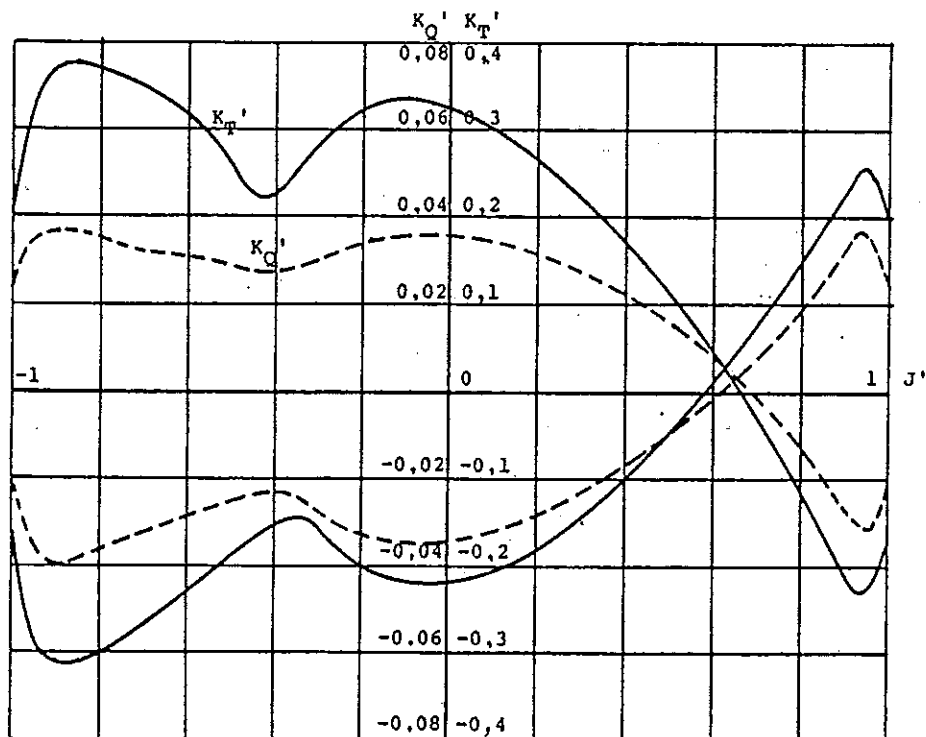


Fig 8.9 Propellerdiagram med generella propellerkoefficienter. Fyrbladig fast propeller,  $P/D = 0,8$

## 8.6 KAVITATIONSOBSERVATION

I det föregående har beskrivits mätning av krafter på propellrar i parallell, homogen strömning, med eller utan kavitation. Men kavitation har ju flera konsekvenser än kraftfall, och man är därför intresserad av att studera kavitationen närmare.

Ett sätt är att fastställa gränserna för begynnande kavitation. Med en viss inställd stigning håller man kavitationstalet konstant - dvs tryck och vattenhastighet i tunneln är konstanta - och ändrar  $J$  genom att ändra varvtalet, och man noterar vid vilka  $J$ -värden kavitation av en viss typ blir synlig eller försvinner. Provet upprepas för olika  $\sigma$ , och man kan sedan i ett diagram visa kurvor för  $\sigma$  som funktion av  $J$ , dvs en gränskurva för kavitationen. Över denna kurva, vid höga  $\sigma$ , förekommer ingen kavitation, under kurvan kaviterar propellern. För varje stigning bestäms kurvor för olika sorters kavitation, exempelvis skikt-kavitation på sugsidan, randvirvel och trycksidekavitation. Kurvorna bildar liksom en hink - därav det engelska namnet bucket diagram - och propellern är kavitationsfri i området inne i hinken. En sats kurvor för en stigning visas i fig 8.10. För lägre stigningar ligger kurvorna vid lägre  $J$ -värden.



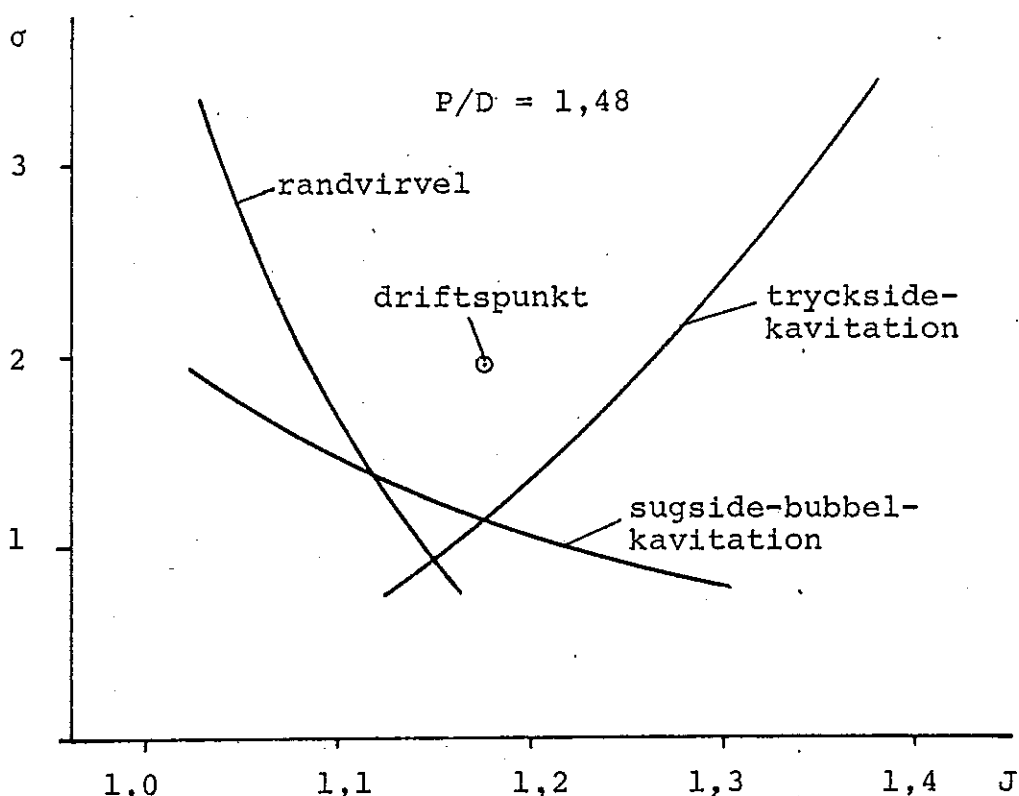


Fig 8.10 Diagram för begynnande kavitation

Om man gör denna undersökning i homogen parallell strömning får man dokumenterat de kavitationsegenskaper som är specifika för propellern. Men i praktiken, i full skala, arbetar en propeller aldrig i en sådan strömning. Strömningens huvudriktning är sällan parallell med propelleraxeln, och propellern arbetar i ett medströmsfält som är allt annat än homogent. Gör man undersökningen för begynnande kavitation i ett medströmsfält, får man fram propellerns kavitationsegenskaper i detta speciella medströmsfält, alltså för ett visst fartygsskrov. Medströmsfältet åstadkommer man i modell med hjälp av en akterskeppsmodell eller -attrapp, som monteras i kavitationstunneln framför propellern. Den önskade medströmsfördelningen är känd från försök i en släpränna med en hel fartygsmodell. Det går emellertid inte att enbart med en akterskeppsmodell få fram det önskade medströmsfältet, strömningsbilden måste korrigeras med hjälp av nät som placeras på akterskeppsmodellen, antingen plant på skrovytan eller stående vinkelrätt ut ifrån denna.

Det vanligaste kavitationsförsöket vid provning bakom akterskepp är provning vid en viss inställd driftskondition med  $P/D$ ,  $J$ ,  $K_Q$  och  $\sigma$  gällande för denna kondition. Kavitationsbilden dokumenteras med hjälp av skisser, baserade på iakttagelser i stroboskopbelysning, fotografering med blixst eller höghastighetsfilmning med upp till 7000 bilder per sekund i ljuset från en stark fotolampa med kort brinntid. Filmen visas sedan med

25 bilder per sek, och man ser tydligt kavitationens förlopp i slow motion under propellerns rotation.

Det finns som tidigare beskrivits olika typer av kavitation, och man vet erfarenhetsmässigt vilka typer som kan förorsaka erosionsskador. För att få en säkrare bedömning utför man erosionsprov. Vid ett sådant prov målar man propellerbladen med en särskild färg av typen stencilbläck och kör provet vid en viss driftskondition under en halvtimme. Eventuella "skador" i färgen indikerar var det kan finnas risk för skador i fullskala. Det är ingen vetenskapligt exakt metod, men genom att jämföra med driftserfarenheter från full skala får man ett värdefullt redskap för bedömning av erosionsrisken.

Kavitation innebär snabba tryckväxlingar, och detta gör att kavitationen åstadkommer tryckvågor i vattnet. Vid frekvenser över ca 20 Hz blir det hörbart ljud. Speciellt för krigsfartyg är det viktigt att kunna bedöma ljudnivån och frekvensområdet. I kavitationstunneln kan man mäta bullret som alstras av kavitation med hjälp av hydrofoner, dvs undervattensmikrofoner. Då mätningarna störs dels av återkastat buller, dels av bakgrundsbuller från andra ljudkällor är det rätt vanskligt att göra en omräkning till fullskala.

"Buller" med låg frekvens är inte hörbart men det kan förorsaka vibration. Varje blad på en arbetande propeller är omgivet av ett tryckfält med övertrycks- och undertrycksområden. När ett blad passerar nära bordläggningen, påverkas denna av trycket, och det uppstår fluktuerande krafter med bladfrekvens, dvs varvtalet gånger bladantalet. I vibrationshänseende är dock tryckvariationerna som förorsakas av kavitationen av större betydelse, och vissa typer av kavitation kan ge upphov till svåra vibrationer. Tryckimpulserna som åstadkommes av en modellpropeller i ett medströmsfält tas upp av tryckgivare som monteras i akterskeppsattrappens yta, i området över och akter om propellern. För att eliminera störningar mäter man över ett antal varv, t ex 100, registrerar signalerna på elektronisk väg och bildar ett medelvärde av tryckimpulsen för varje vinkel-läge av propellerbladen under ett helt varv, t ex i steg om  $2^\circ$ . Dessa medelvärden ritas i ett diagram, och man får för varje tryckgivare en kurva över tryckets variation som funktion av vinkelläget  $\alpha$ . En sådan kurva, för ett helt varv, kan för en fyrbladig propeller se ut som i fig 8.11.

Tryckamplituden  $\Delta p$  (enkelamplitud) kan, som de tidigare nämnda propellerkrafterna  $Q$  och  $T$ , presenteras i dimensionslös form

$$K_p = \frac{\Delta p}{1/2 \rho \cdot n^2 \cdot D^2}$$

Genom insättning av fullskalevarvtal och -diameter får man tryckimpulsen i fullskala. Överensstämmelsen med mätningar i fullskala på fartyget brukar vara mycket god.

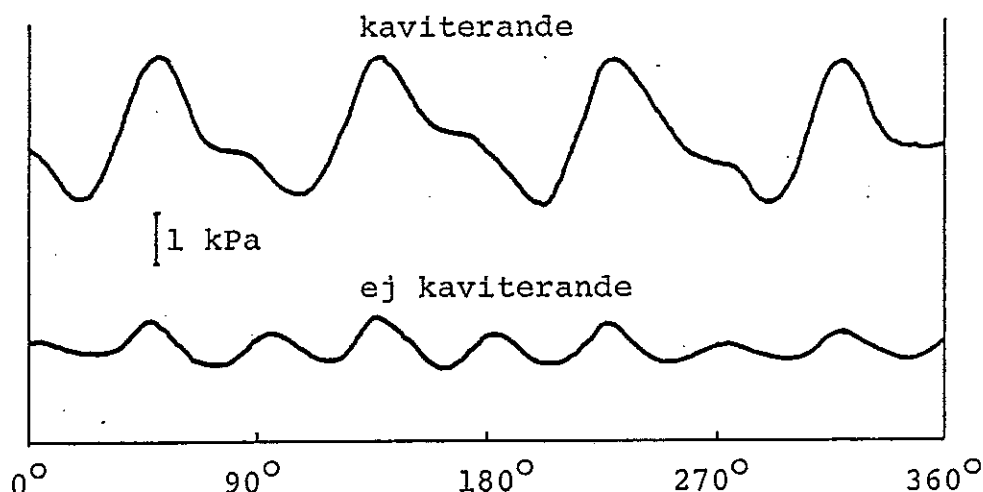


Fig 8.11 Registrering av tryckimpulser för 4-bladig modellpropeller i medströmsfält

### 8.7 MÄTNING AV BLADKRAFTER

När en propeller roterar i ett medströmsfält påverkas varje blad av varierande krafter p g a variationen i den lokala medströmmen. Det är viktigt att känna till dessa dynamiska bladkrafter för att kunna beräkna bladens utmattningshållfasthet och, för propellrar med ställbara blad, påkänningarna i bladinfästningen. För ställbara propellrar är man också intresserad av omställningsmoment, dvs det moment som strävar att ändra bladets stigning. För mätning av bladkrafterna använder man ett speciellt modellnav i vilket ett blad monteras på en dynamometer försedd med töjningsgivare.

Med hjälp av dynamometern mäter man varvet runt variationen i tryckkraften  $T/Z$  och momentkraften  $F/Z$  per blad samt dessas moment kring respektive axlar. Ett exempel på tryckkraftkoefficientens variation för en propeller arbetande i ett medströmsfält för ett en-propellerfartyg visas i fig 8.12. Vinkelläget  $\alpha = 0$  är rakt upp.

Omställningsmomentet består av två delar, det massdynamiska,  $Q_{SC}$  som beror på bladets geometri, massa, den inställda stigningen och varvtal, och det hydrodynamiska,  $Q_{SH}$ , som beror på inställd stigning, framdriftstal och kavitationstal. Det dimensionslösa momentet definieras på samma sätt som axelmomentet:

$$K_{SC} = \frac{Q_{SC}}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \quad K_{SH} = \frac{Q_{SH}}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

För det hydrodynamiska omställningsmomentet finns det även en generell koefficient:

$$K_{SH}^* = \frac{Q_{SH}}{1/2 \cdot \rho \left[ V_A^2 + (0.7 \cdot \pi \cdot n \cdot D)^2 \right] \frac{\pi \cdot D^3}{4}}$$

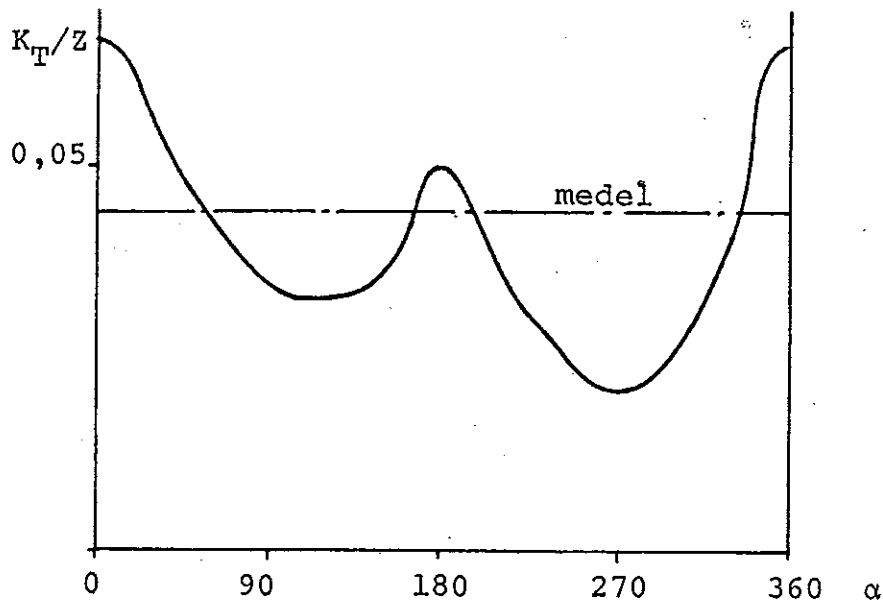


Fig 8.12 Exempel på tryckkraftkoefficientens variation

Observera att för det massdynamiska omställningsmomentet skall bladmaterialiets  $\rho$  användas i formeln, för det hydrodynamiska vattnets  $\rho$ .

Vid modellprovet mäter man det totala omställningsmomentet. Det massdynamiska kan beräknas exakt, detta subtraheras från det totala och man får det hydrodynamiska. Ett exempel på ett diagram för hydrodynamiskt omställningsmoment visas i fig 8.13. I avsnitt 11.5 behandlas omställningsmoment utförligare.

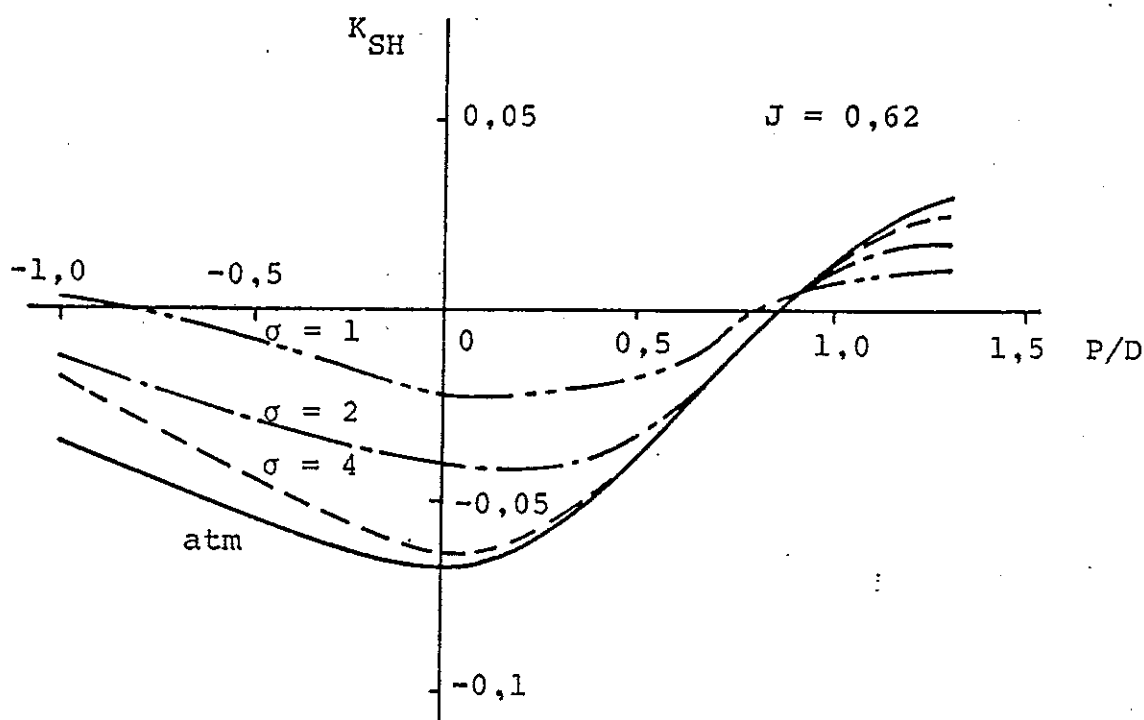


Fig 8.13 Koefficienten för hydrodynamiskt omställningsmoment  $K_{SH}$  som funktion av  $P/D$

## 9. PROPELLERKONSTRUKTION

Med "Propellerkonstruktion" avses här konstruktion av propellerbladen, dvs den hydrodynamiska delen av propellern, och inte navkonstruktionen. För den ställbara propellern beskrivs dock navets uppbyggnad i avsnitt 11.2.

Det finns inga formler uppställda på rent teoretisk bas för direkt beräkning av en propellers huvuddimensioner som diameter, stigning och bladarea. De formler som finns är baserade på modellprov eller är empiriska, men de ger ingen bra uppfattning om propellerns funktion och finner därför ringa användning.

Propellerns huvuddimensioner bestäms med hjälp av resultat från modellprov. Dessa resultat presenteras, som beskrivits i kapitel 8, i form av diagram i vilka momentkoefficienten  $K_Q$ , tryckkraftkoefficienten  $K_T$  och verkningsgraden  $\eta$  visas som funktion av framdriftstalet  $J$ , se fig 8.3. För att diagrammet skall lämpa sig för propellerkonstruktion måste resultaten från prov med ett flertal propellermodeller med olika stigningar, men för övrigt lika, vara inlagda i ett och samma diagram, se fig 8.5. Resultat för propellrar med skilda bladareaförhållanden redovisas i separata diagram.

### 9.1 BLADANTAL

Valet av bladantal har berörts i kapitel 6, Propellern, beskrivning och geometri. Det är den första propeller-"dimensionen" man måste bestämma när man skall starta konstruktion av propellern. För mindre fartyg står valet mellan 3 och 4 blad, för större mellan 4 och 5 - men det finns även 3-bladiga propellrar för höga effekter och 5-bladiga för motorbåtar.

Större bladantal ger mindre vibrationsimpulser och lägre verkningsgrad, det senare bl a beroende på att bladarean måste ökas med ökande bladantal för att hålla kavitationssäkerheten konstant.

Om man i ett givet fall har en maximal diameter som motsvarar optimaldiametern för t ex  $Z = 4$ , blir denna diameter vid  $Z = 3$  något underoptimal, och verkningsgraden för  $Z = 3$  blir inte bättre än för  $Z = 4$ .

Om det finns risk för resonanssvängningar i någon del av fartyget med ett visst bladantal får man undvika detta. Det kan också tänkas att medströmsfältet är av en sådan beskaffenhet att vibrationsrisken blir större med ett bladantal än ett annat. Ibland kan det vara nödvändigt att göra bladkonstruktioner för två olika bladantal, låta tillverka två propellermodeller och jämföra dessas vibrationsegenskaper vid prov i medströmsfältet bakom en akterskeppsmodell i en kavitationstunnel.

## 9.2 OPTIMALT VARVTAL

Vi skall först se på den akademiskt korrekta metoden för propellerkonstruktion. Förutsättningen är att ett fartyg med ett visst displacement skall drivas med en viss fart  $V$ . Framdrivningsmotståndet  $R$  vid denna fart skall övervinnas genom att propellern alstrar tryckkraften  $T$  ( $T = R/(1-t)$ ). Fartygets storlek bestämmer den maximala propellerdiametern  $D$ , - upptill skall det finnas tillräcklig klarning mellan bladspets och bordläggning, nedtill bör propellern inte gå under fartygets köl.

$V$ ,  $T$  och  $D$  ( $= D_{\max}$ ) är alltså kända, och vi förutsätter att även medströmsfaktorn är känd, vi känner alltså  $V_A = V \cdot (1-w)$ . Det gäller nu att beräkna lämpligt varvtal  $n$ , erforderlig effekt till propellern  $P_D$  och propellerns stigningsförhållande  $P/D$ .

Vi betraktar uttrycken

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \quad J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

Alla storheter på höger sida om likhetstecknen är kända - utom  $n$ . Vi eliminerar  $n$  genom att bilda kvoten

$$K_T/J^2 = \frac{T \cdot n^2 \cdot D^2}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot V_A^2} = \frac{T}{\rho \cdot D^2 \cdot V_A^2}$$

Sambandet mellan  $K_T$  och  $J$  är alltså här en 2. grads-parabel

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot D^2 \cdot V_A^2} J^2$$

$K_T$  som funktion av  $J$  inritas i ett propellerdiagram för en propeller med lämplig bladarea (se fig 9.1) - bladarean får uppskattas till en början (ev med hjälp av en empirisk formel) och sedan kontrolleras när propellerns huvuddimensioner har beräknats. I parabelns skärningspunkter med  $K_T$ -kurvorna för olika stigningsförhållanden  $P/D$  avläses  $J$ . Med dessa  $J$ -värden avläses  $K_Q$  och verkningsgraden  $\eta$ . För varje  $J$  beräknas varvtalet  $n = V_A/(J \cdot D)$  och effekten  $P_D = T \cdot V_A/\eta$ .

Effekten kan också fås ur

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \quad Q = \frac{P_D}{2\pi \cdot n}$$

alltså

$$P_D = 2\pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot K_Q$$

Avlästa och beräknade värden kan ställas upp i tabellform:

| $P/D$ | $J$ | $K_Q$ | $\eta$ | $n$ | $P_D$ |
|-------|-----|-------|--------|-----|-------|
|       |     |       |        |     |       |

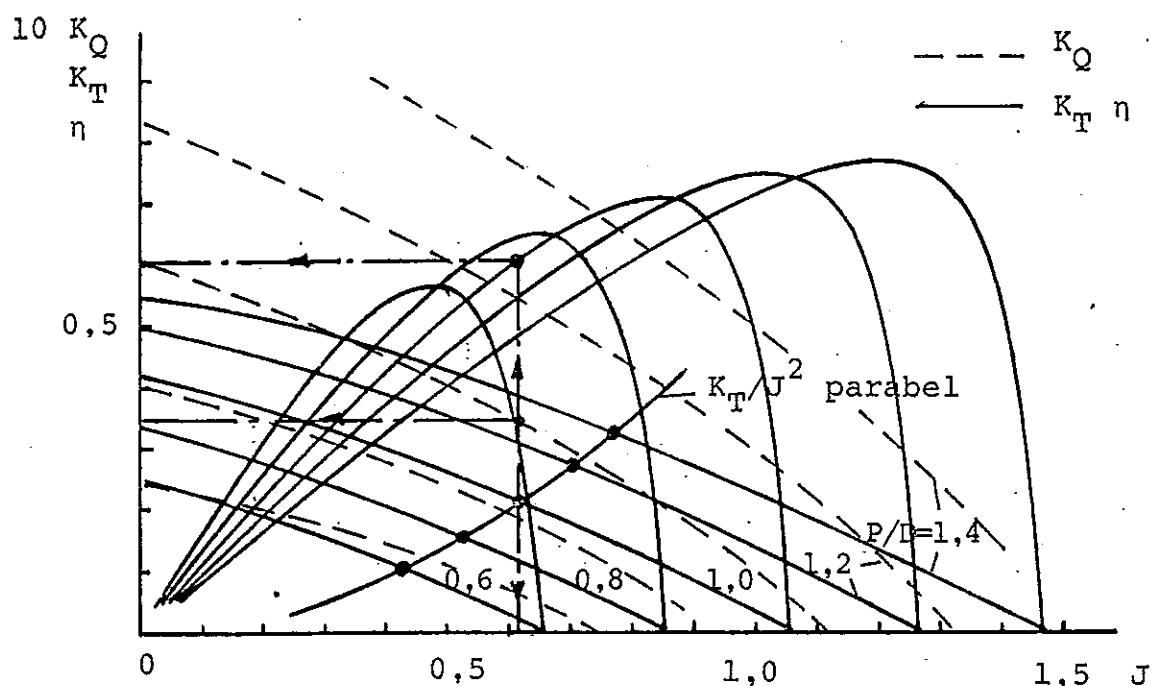


Fig 9.1 Propellerdiagram med  $K_T/J^2$ -parabel

I fig 9.2 visas  $n$  och  $\eta$  som funktion av  $P/D$ . Ur detta diagram avläses det varvtal som ger den högsta verkningsgraden och alltså lägsta effektförbrukningen - och motsvarande  $P/D$ . Detta varvtal är det s k optimala varvtalet för den givna farten, tryckkraften och diametern.

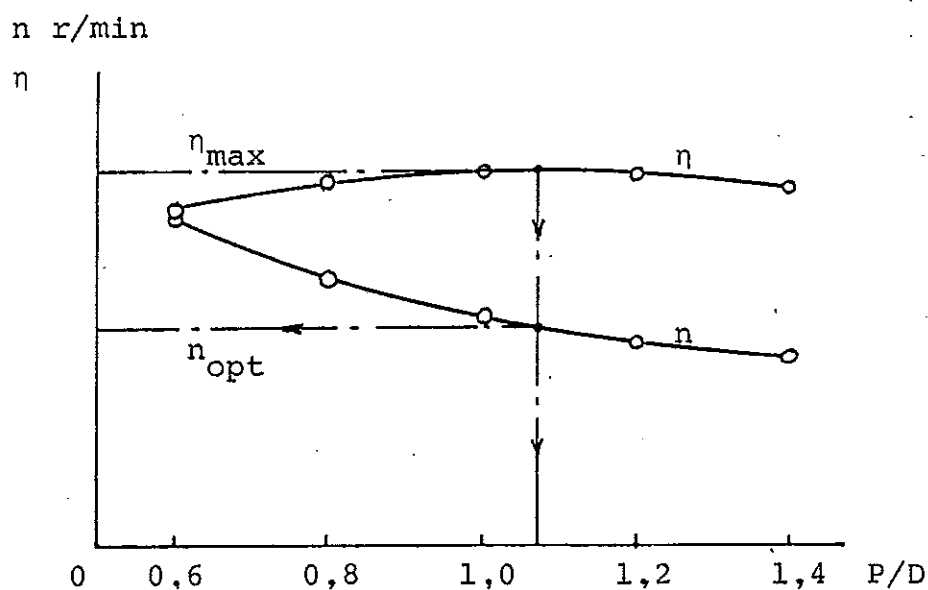


Fig 9.2 Varvtal och verkningsgrad som funktion av  $P/D$  för given tryckkraft

I praktiken går man mera sällan till väga på detta sätt. Det är ju inte ofta man startar från bar backe när man skall projektera ett fartyg med dess framdrivningssystem, det finns ett stort empiriskt material att bygga på, exempelvis diagram för bestämning av motstånd eller effekt, baserade på regressionsanalys av provtursresultat för fartyg med olika blockkoefficient, bredd-längd-förhållande och bredd-djupgående-förhållande.

Om effekt och diameter är givna och varvtal, verkningsgrad och tryckkraft sökes, eliminerar man  $n$  ur

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} = \frac{P_D}{2\pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5} \quad \text{och} \quad J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

alltså

$$K_Q/J^3 = \frac{P_D \cdot n^3 \cdot D^3}{2\pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot V_A^3} = \frac{P_D}{2\pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot V_A^3}$$

I skärningspunkterna mellan denna 3. grads parabel och  $K_Q$ -kurvorna för olika  $P/D$  avläses  $J$ , och för dessa  $J$  läses  $K_T$  och  $\eta$  ur respektive kurvor för samma stigningar, se fig 9.3.

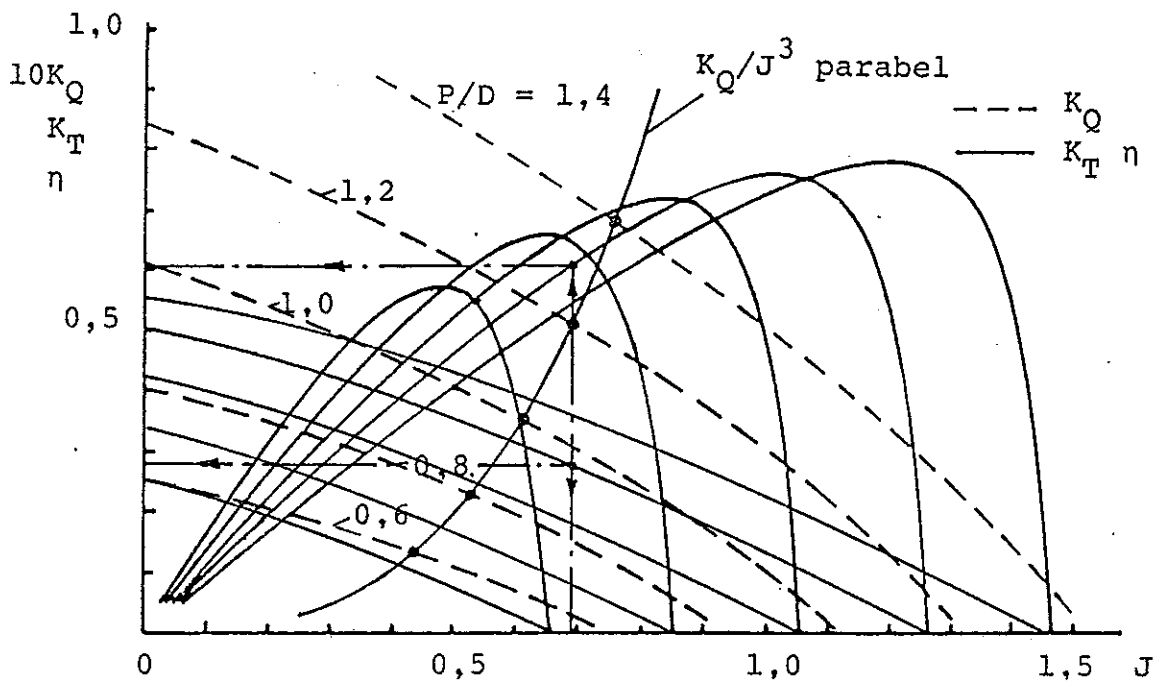


Fig 9.3 Propellerdiagram med  $K_Q/J^3$  parabel

$n$  beräknas ur  $n = \frac{V_A}{J \cdot D}$  och tryckkraften ur  $T = K_T \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4$ .

Avlästa och beräknade värden ställs upp i tabellform:

| P/D | J | $K_T$ | $\eta$ | $n$ | T |
|-----|---|-------|--------|-----|---|
|     |   |       |        |     |   |



$n$ ,  $\eta$  (och ev  $T$ ) ritas upp som funktioner av  $P/D$ , se fig 9.4, och man avläser som förut det varvtal som ger högsta verkningsgraden och tryckkraften.

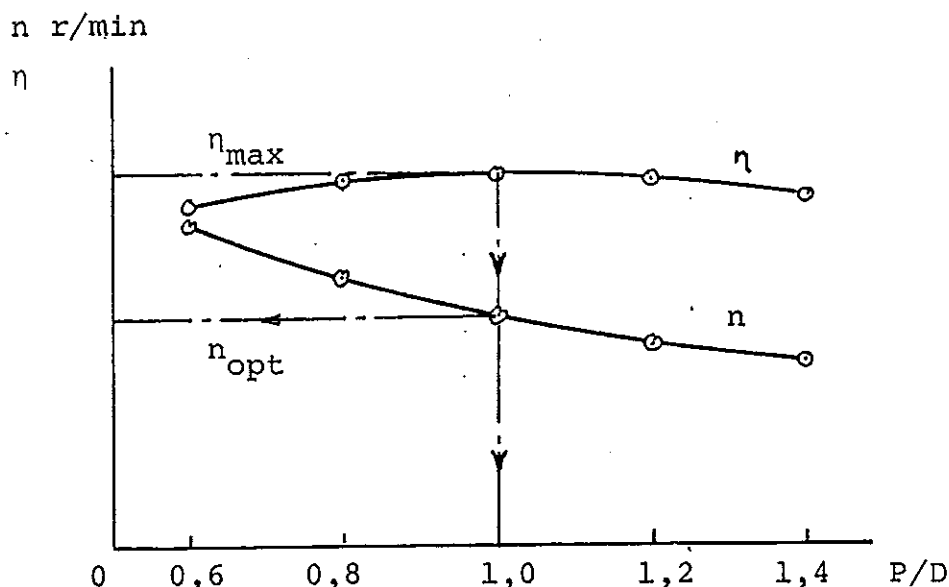


Fig 9.4 Varvtal och verkningsgrad som funktion av  $P/D$  för given effekt

### 9.3 OPTIMAL DIAMETER

I och med valet av motoreffekt är oftast även varvtalet bestämt, i varje fall när det gäller stora motorer med direkt drift. För mellanvarvsmotorer, dvs med varvtal i området 350-1000 r/min, sker drivningen av propelleraxeln över en reduktionsväxel, och man har en viss valfrihet när det gäller propellervarvtalet.

Propellereffekten  $P_D$ , varvtalet  $n$ , farten  $V$  och medströmsfaktorn  $w$  är alltså kända, och vi söker den optimala diametern (som dock inte får överstiga den maximala).

Momentet  $Q$  vid propellern beräknas:

$$Q = \frac{P_D}{2\pi \cdot n}$$

Vi betraktar uttrycken

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \quad \text{och} \quad J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

och finner att på högra sidan om likhetstecknen är det nu  $D$  som är den enda okända.  $D$  elimineras:

$$K_Q/J^5 = \frac{Q \cdot n^5 \cdot D^5}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5 \cdot V_A^5} = \frac{Q \cdot n^3}{\rho \cdot V_A^5}$$

Sambandet mellan  $K_Q$  och  $J$  är alltså här en 5. gradens parabel

$$K_Q = \frac{Q \cdot n^3}{\rho \cdot V_A^5} J^5$$

Parabeln ritas in i propellerdiagrammet, se fig 9.5. I parabelns skärningspunkter med  $K_Q$ -kurvorna för olika stigningsförhållanden avläses  $J$ . Med dessa  $J$ -värden avläses  $K_T$  och verkningsgraden  $\eta$ . För varje  $J$  beräknas diametern  $D \equiv V_A/(J \cdot n)$  och tryckkraften

$$T = \rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot K_T$$

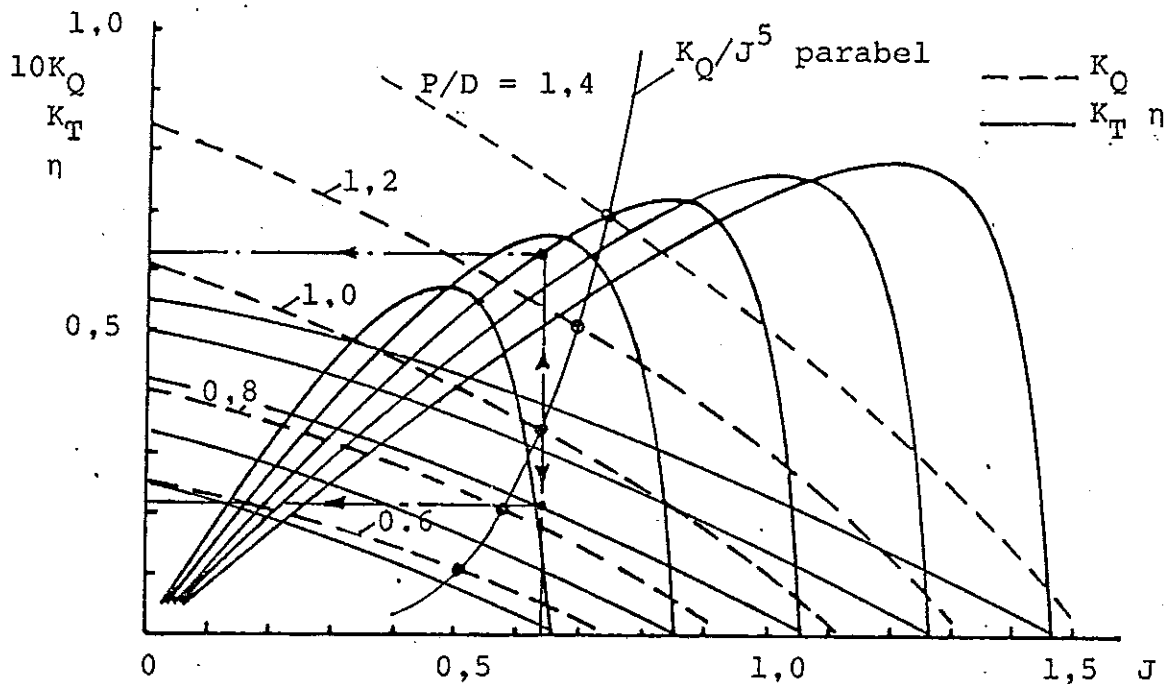


Fig 9.5 Propellerdiagram med  $K_Q/J^5$  parabel

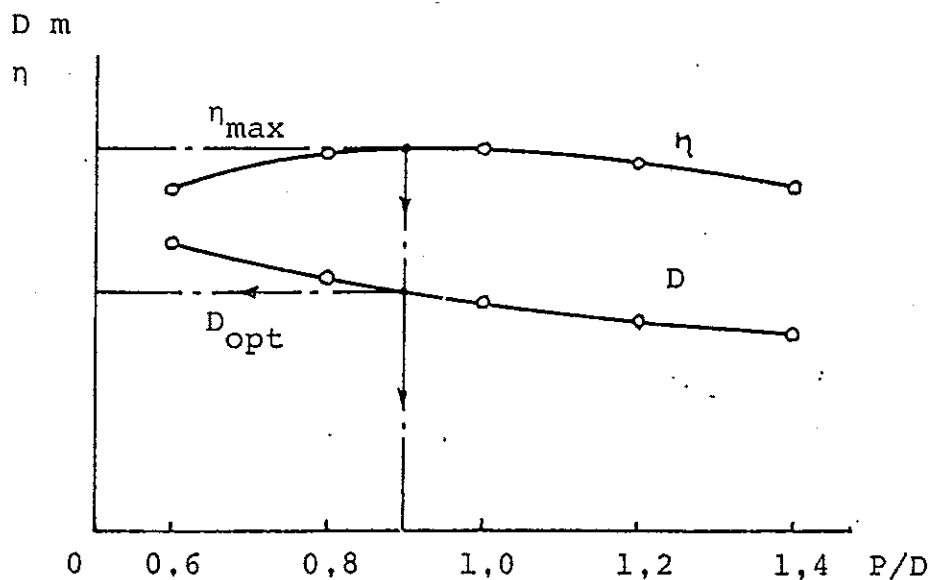


Fig 9.6 Diameter och verkningsgrad som funktion av  $P/D$  för given effekt

Tabelluppställningen blir så här:

| $P/D$ | J | $\eta$ | $K_T$ | D | T |
|-------|---|--------|-------|---|---|
|       |   |        |       |   |   |

och på fig 9.6 visas sambanden i diagramform. Ur detta diagram avläses den diameter som ger den högsta verkningsgraden, alltså den optimala diametern, för given effekt, fart och varvtal.

Det framgår av diagrammet i fig 9.6 att verkningsgradskurvan är mycket flack omkring toppen. En liten reduktion av diametern under den optimala ger därför en försumbar reduktion av verkningsgraden. Dessutom blir verkningsgraden  $\eta_B$  för en propeller som arbetar i ett medströmsfält maximal vid en något lägre diameter än den optimala som räknas fram ur diagrammen - som är baserade på prov i homogen, parallell strömning. Det är därför brukligt att välja en diameter ca 5 % under den optimala för en-propellerfartyg och 2-3 % under för två-propellerfartyg. Reduktionen av diametern är naturligtvis kopplad till en ökning av stigningsförhållandet  $P/D$  som man ser av fig 9.6.

För övrigt gäller tumregeln att - för allt annat konstant - summan av diameter och stigning är konstant, alltså  $D + P = \text{konstant}$ , för små ändringar av  $D$ . Minskar man alltså  $D$  3 %, skall  $P$  ökas 3 %, och  $P/D$  ökar 6 %.

Om utrymmet i propellerbrunnen är begränsat - klarningen mellan bladspets och bordläggning bör vara 25-30 % av diametern - kan man tvingas välja en diameter som är reducerad mer än 5 % under den optimala. Ned till 10 % kan accepteras, undantagsvis ned till 12-14 % under optimum.

Om man nu med den optimala diametern, beräknad för ett visst varvtal, beräknar det optimala varvtalet (såsom beskrivits i avsnitt 9.1), finner man att detta blir lägre än det varvtal man började med. Beräknar man med det nya varvtalet den optimala diametern får man en större diameter än vid första diameterberäkningen. Fortsätter man så här får man lägre och lägre varvtal och större och större diameter, och man kan undra var detta slutar. Ser man till stigningsförhållandet finner man att detta ständigt ökar. I ett  $K_Q$ - $\eta$ - $J$  diagram ökar den maximala verkningsgraden med stigningen, men ökningen är avtagande, och vid ett visst stigningsförhållande uppnår man ett maximum, omkring  $P/D = 2,2$  svarande mot  $45^\circ$  stigningsvinkel. I praktiken använder man dock sällan stigningsförhållanden över  $P/D = 1,4-1,5$ , den absolut optimala propellern skulle anta orimliga proportioner. T ex skulle man för 9000 kW och 15 knop få en propeller med diametern 28 m och varvtalet 5 r/min.

Om man vid konstruktion av en propeller kan välja både varvtal och diameter fritt, går man in i  $K_Q$ - $\eta$ - $J$  diagrammet, väljer ett  $J$ -värde något till vänster om verkningsgradstoppen för säg  $P/D = 1,3$  och läser av  $K_Q$  för detta  $P/D$  och  $J$ . I uttrycken

$$K_Q = \frac{P_D}{2\pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5} \quad \text{och} \quad J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

är  $n$  och  $D$  okända, och man har två ekvationer med två obekanta, ur vilka man kan lösa  $n$  och  $D$ . Man väljer som sagt en punkt något till vänster om verkningsgradstoppen, på den så kallade högslipsidan. Läger man sig precis på toppen kan man, om belastningen på propellern blir lättare än man tänkt sig, halka över till höger på den s k lågslipsidan, där verkningsgraden snabbt faller.

#### 9.4 WAGENINGENS SYSTEMATISKA PROPELLERSERIE, $B_p$ - $\delta$ DIAGRAM

Serier av propellermodeller med systematiskt varierat bladareaförhållande och stigningsförhållande har provats på olika håll i världen. Den mest kända och använda serien kommer från MARIN (förut NSMB = Netherlands Ship Model Basin) i Wageningen i Holland. I denna serie har provats ett stort antal modeller med fasta blad. Serien omfattar bladantal från  $Z = 2$  till  $Z = 7$ , bladareaförhållanden från  $A_E/A_0 = 0,30$  till  $1,05$  och stigningsförhållanden från  $P/D = 0,6$  till  $1,4$ , och den spänner således över hela det område som kan vara aktuellt för propellerkonstruktioner. Diagrammen betecknas med  $B(Z) \cdot (A_E/A_0)$ . Exempelvis betyder  $B.4.70$  propellertyp  $B$ , bladantal  $Z = 4$ , bladareaförhållande  $A_E/A_0 = 0,70$ .

Det är omständligt att söka optimala diametern med hjälp av en  $K_Q/J^5$ -parabel i ett  $K_Q$ - $J$  diagram. NMSB-MARIN har därför "vänt ut och in" på  $K_Q$ - $K_T$ - $J$  diagrammen och konstruerat diagram i vilka man har

$\sqrt[4]{K_Q/J^5}$  längs x-axeln,  $P/D$  längs y-axeln och  $1/J$  och  $\eta$  som parametrar. Ett sådant diagram visas i fig 9.7. Genom alla punkter med lodrät tangent på  $\eta$ -kurvorna, dvs alla punkter med maximal verkningsgrad för ett givet värde av

$\sqrt[4]{K_Q/J^5}$ , har dragits en kurva, optimalkurvan. Att man har

$\sqrt[4]{K_Q/J^5}$  längs x-axeln och inte bara  $K_Q/J^5$  beror på att man får en mera hanterlig skala. Diagrammet används så här:

Beräkna 
$$\sqrt[4]{K_Q/J^5} = \sqrt[4]{\frac{P_D \cdot n^2}{2\pi \cdot \rho \cdot V_A^5}}$$

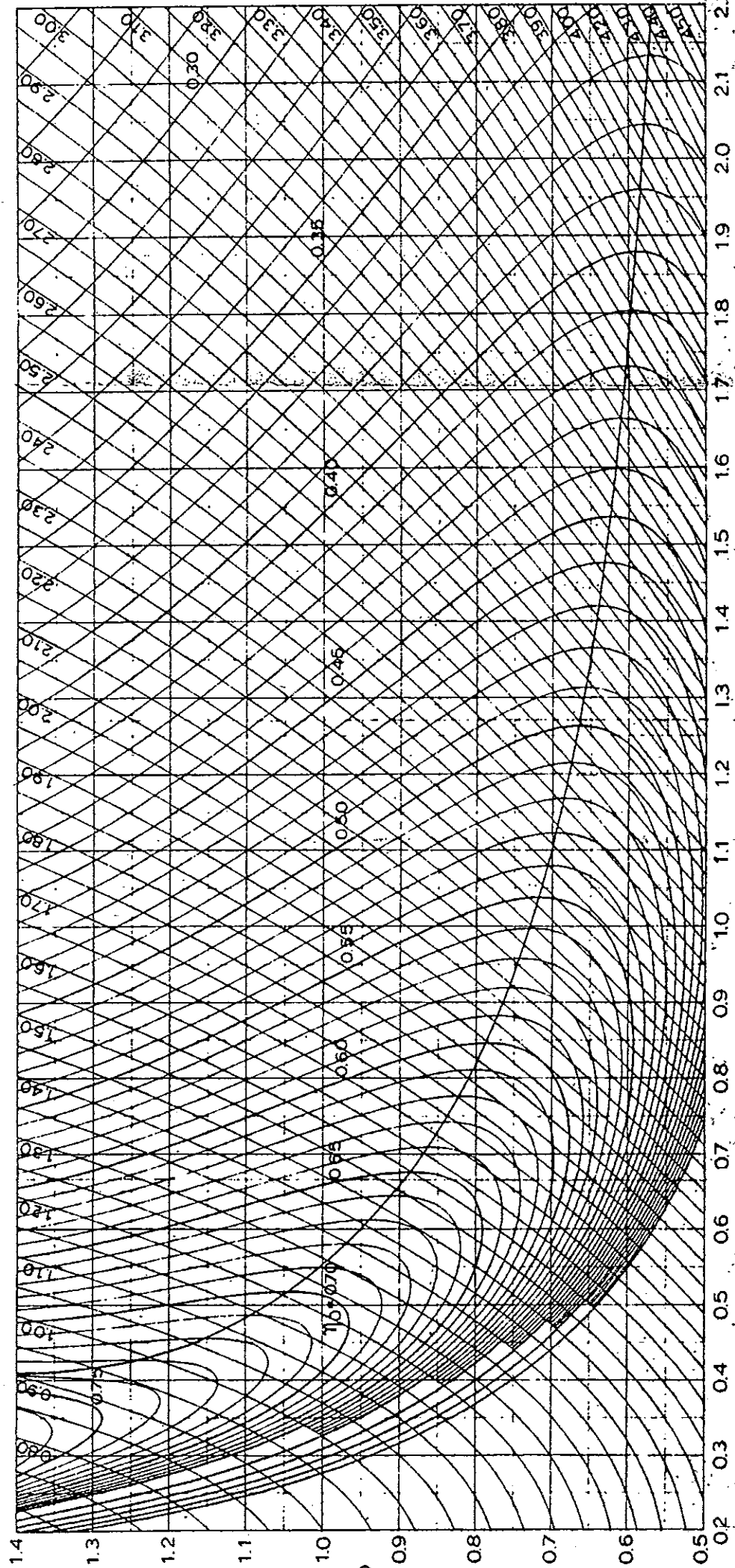
Uppsök detta värde på x-axeln, gå upp till optimalkurvan, avläs  $1/J$ .

Fortsätt lodrätt upp till ett 2-5 % lägre värde på  $1/J$  (dvs 2-5 % underoptimal diameter). Notera  $1/J$ .

I denna punkt avläses  $P/D$  (på y-axeln) och  $\eta$ .

Med det reducerade  $1/J$ -värdet, beräkna diametern ur

$$D = \frac{V_A}{n} \cdot \frac{1}{J}$$



$$0.1739 \sqrt{B_p} = K_Q J^{1/4}$$

Fig 9.7.  $\sqrt[4]{K_Q/J^5} - 1/J$  diagram

Om D redan är känd beräknar man  $4\sqrt{K_Q/J^5}$  som förut, sedan  $1/J$ , och avläser  $P/D$  och  $\eta$  i skärningspunkten. Där linjen för  $4\sqrt{K_Q/J^5}$  och optimalkurvan skär varandra avläses optimalt  $1/J$ .

Kvoten  $\frac{\text{beräknat } 1/J}{\text{optimalt } 1/J}$  ger propellerns optimalitet, om t ex  $\frac{\text{ber } 1/J}{\text{opt } 1/J} = 0,95$  är propellerdiametern 5 % underoptimal.

Denna diagramtyp introducerades 1973. Innan dess använde man s k Bp- $\delta$  diagram som var uppbyggda på samma sätt, men ingående storheter var inte dimensionslösa och beteckningarna inte enligt SI, se fig 9.8. Då Bp- $\delta$  diagrammen fortfarande förekommer i nästan all litteratur om propellrar, bör de omtalas närmare.

Bp och  $\delta$  definieras enligt följande

$$Bp = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{V_A^{2,5}}$$

där N är varvtalet per minut  
P propellereffekten i brittiska hp  
(1 hp = 0,745 kW)  
 $V_A$  framdriftshastigheten i knop

Sambandet med  $4\sqrt{K_Q/J^5}$  är

$$0,1739 \sqrt{Bp} = 4\sqrt{K_Q/J^5}$$

$$\delta = \frac{N D}{V_A}$$

N och  $V_A$  som ovan  
D är diametern i brittiska fot  
(1 fot = 0,305 m)

Sambandet med  $1/J$  är

$$\delta = 101,26 \frac{1}{J}$$

Dessutom betecknas stigningsförhållandet med  $H/D$  i stället för  $P/D$ .

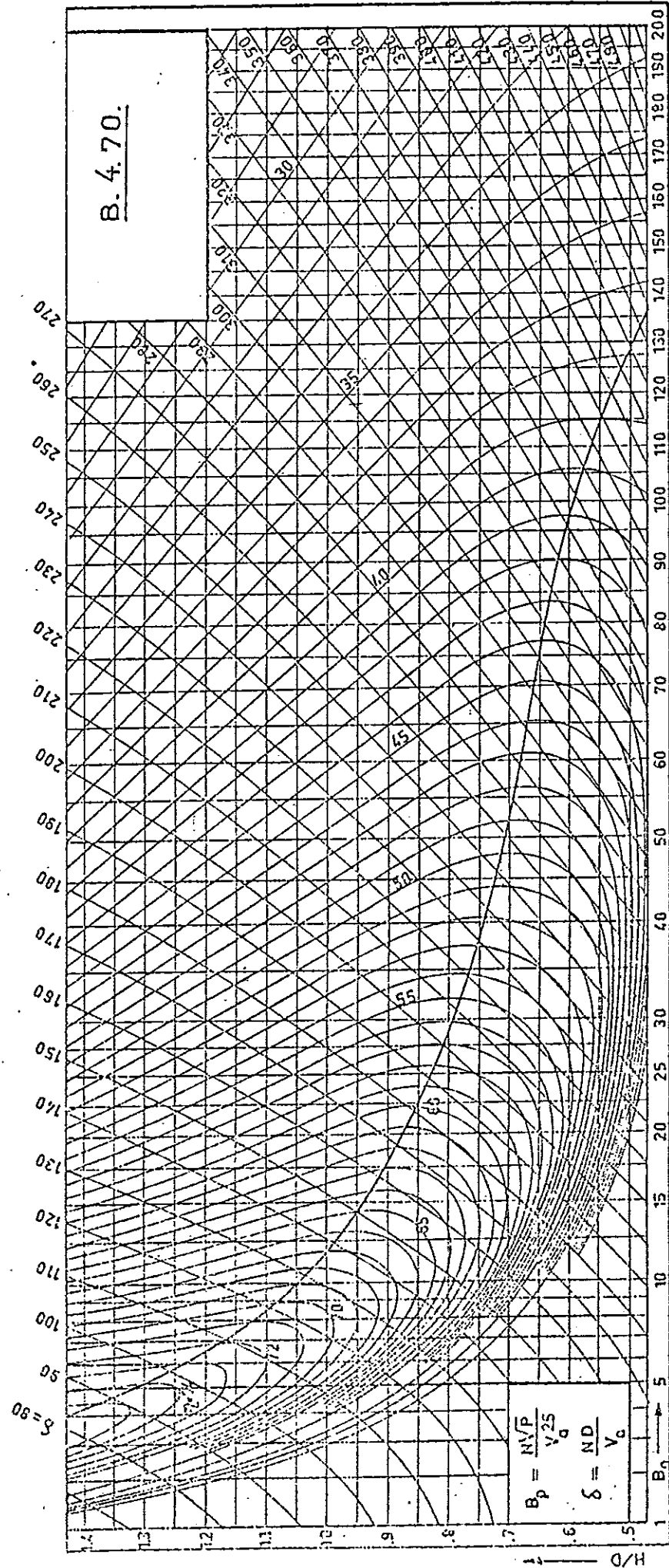


Fig 9.8 B<sub>p</sub>-δ - DIAGRAM FÖR 4-BLADIG PROPELLER TYP B. 4.70.

## 9.5 BLADAREA

För att kunna välja propellerdiagram måste man uppskatta det erforderliga bladareaförhållandet - baserat på erfarenhet eller vid jämförelse med liknande konstruktioner. En lämplig empirisk formel är

$$A_E/A_O = \frac{3,5T \cdot (1-d/D)}{D^2 \cdot (100+5h)} \quad \text{för 1-propellerfartyg}$$

$$A_E/A_O = \frac{3,5T \cdot (1-d/D)}{D^2 \cdot (100+13h)} \quad \text{för 2-propellerfartyg}$$

där T är propellertryckkraften i kN vid 100 % motoreffekt, d/D navdiameterförhållandet, h nedsänkningen av propellercentrum i m (för h > 8 m används h = 8 m), och D propellerdiametern i m. Formeln förutsätter för all del att man redan vet T och D - som man ju skall beräkna - men den kan användas som en snabbkontroll efter en inledande gissning.

När diametern är bestämd med hjälp av ett  $K_Q$ - $K_T$ -J diagram eller  $4\sqrt{K_Q/J^5} - 1/J$  diagram görs en noggrannare beräkning av bladarean. Det finns två sätt att beräkna det erforderliga bladareaförhållandet  $A_E/A_O$ . Det ena är helt empiriskt och bygger på principen att ställa tryckkraften per ytenhet projicerad bladarea i relation till det statiska trycket vid propellern. Metoden är mest känd i form av Burrill's metod. Den andra metoden tillämpas vid cirkulationsberäkning, och man använder sig av en beräkning av den lokala trycksänkningen över bladprofilen vid en viss radie och en jämförelse av denna trycksänkning med det lokala statiska trycket.

## 9.5.1 Burrill's metod

Burrill's diagram visas i fig 9.9. Längs x-axeln visas det s k kritiska kavitationstalet, dvs det statiska tryck som finns till förfogande vid propellercentrum, presenterat i dimensionslös form:

$$\sigma = \frac{p - p_v}{1/2 \rho \cdot V^2}$$

där p är barometerståndets tryck plus trycket av vattenpelaren över propellercentrum,  $p_v$  mättad vattenångas tryck, och V är vattnets relativhastighet vid radien 0,7 D/2,

$$V = \sqrt{V_A^2 + (\pi \cdot 0,7 \cdot D \cdot n)^2}$$

Längs y-axeln visas det dimensionslösa propeller-kavitationstalet, dvs propellertryckkraften per ytenhet projicerad bladarea ( $A_p$ ), dividerad med stagnationstrycket

$$\pi_c = \frac{T/A_p}{1/2 \rho \cdot V^2}$$



För NSMB-propellersserien gäller

$$A_P = (1,067 - 0,229 \cdot P/D) \cdot A_D$$

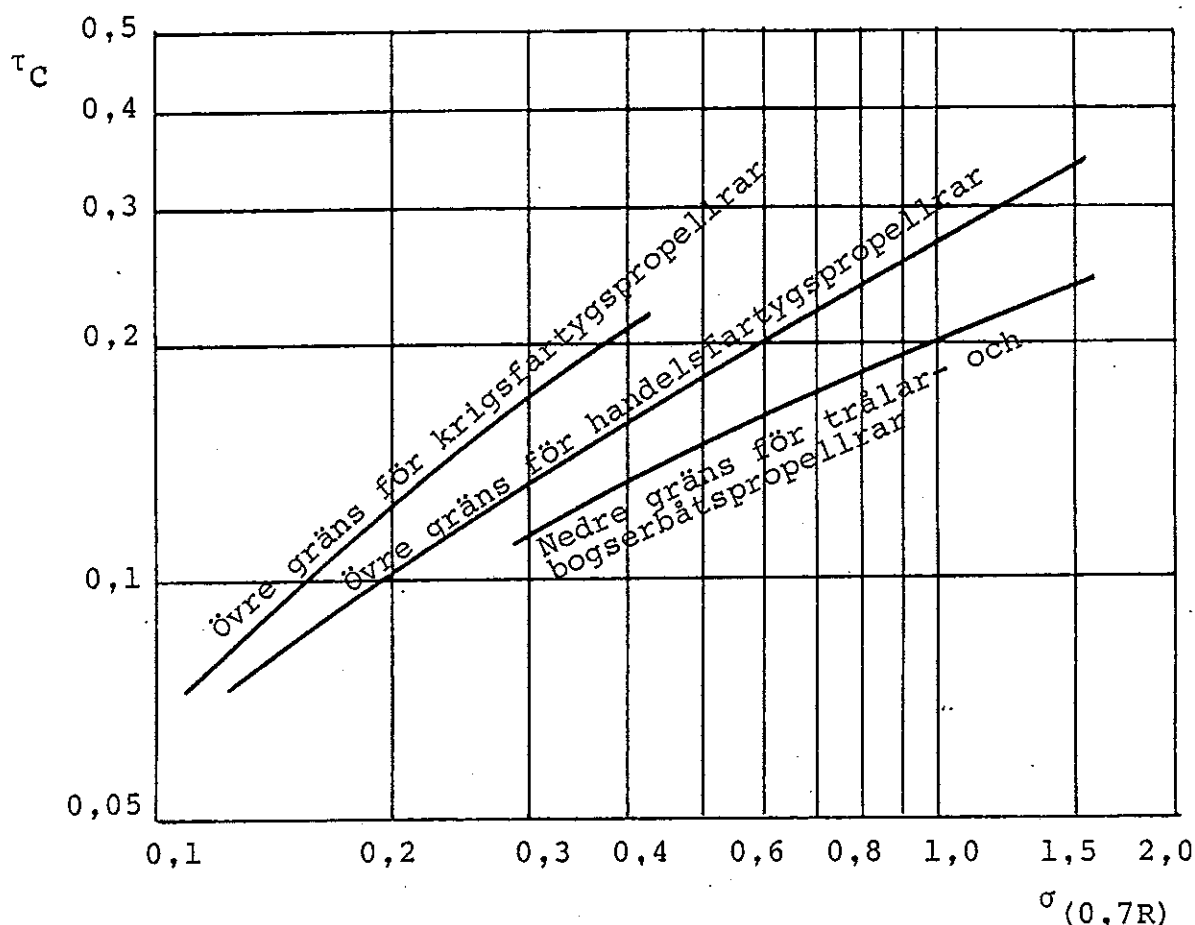


Fig 9.9 Burrill's diagram för bladarea

Empiriskt bestämda kurvor anger gränsen uppåt för  $\tau_C$  för ett givet  $\sigma$ . Olika gränser tillämpas för olika fartygstyper.

Diagrammet är avsett för en-propellerfartyg och gäller för  $D/D_{opt} = 0,95$ . Detta senare är mycket viktigt att hålla i minnet. Använder man en mindre diameter blir bladareaförhållandet allt för stort, och omvänt. Om den verkliga propellern är t ex 10 % underoptimal, måste ändå en "låtsas-beräkning" utföras för  $D = 0,95 \times D_{opt}$ , och det således erhållna bladareaförhållandet  $A_E/A_O$  kan användas för den mindre diametern, möjligen med en mindre justering uppåt. Belastningen, dvs cirkulationen, per längdenhet bladradie ökar visserligen när diametern minskar men samtidigt flyttar varje radie-element in på mindre radie, varvid periferihastigheten minskar. Den lokala hastigheten på en bladprofils sug sida blir därmed i det närmaste oförändrad och likaså trycksänkningen och kavitationssäkerheten.

### 9.5.2 Cirkulationsberäkningsmetoden

Vid cirkulationsberäkningen som beskrivs närmare i avsnitt 9.9 görs en beräkning av kavitationssäkerheten vid varje radie. Baserat på profilens belastning  $C_L$  och tjockleks/längdförhållande beräknas trycksänkningen på profilens sug sida i form av ett dimensionslöst kavitationstal  $\sigma_{\text{prof}}$ . För varje radie finns ett kritiskt kavitationstal  $\sigma_{\text{krit}}$  som definieras som under Burrill's metod, dock med den skillnaden att det inte gäller för propellercentrum utan för den lokala radien när bladet står i toppläge. Kavitationssäkerheten definieras som

$$S = \frac{\sigma_{\text{krit}} - \sigma_{\text{prof}}}{\sigma_{\text{krit}}} = 1 - \frac{\sigma_{\text{prof}}}{\sigma_{\text{krit}}}$$

Här slutar teorin och erfarenheten tar vid. Den nödvändiga kavitationssäkerheten har bestämts på empirisk väg för olika fartygstyper, akterskeppsarrangemang och driftskonditioner, och är av storleksordningen 15-35 %. Att propellrar ändå så gott som alltid kaviterar beror på att de arbetar med varierande anfallsvinkel i ett medströmsfält, medan ovanstående beräkning gäller för en relativ vattenhastighet som för en given radie är konstant varvet runt. Vid val av den teoretiska kavitationssäkerheten tar man därför också medströmsfältets utseende i beaktande.

Som vid Burrill's metod är detta en metod att kontrollera kavitationssäkerheten vid ett visst bladareaförhållande och inte ett sätt att direkt beräkna bladarean. Finner man att kavitationssäkerheten  $S$  är otillräcklig, får man öka bladareaförhållandet. Detta är omvänt proportionellt mot 1 minus kavitationssäkerheten, alltså

$$A_E/A_O = \frac{\text{konstant}}{1 - S}$$

Har man t ex fått kavitationssäkerheten 0,10 (10 %) med  $A_E/A_O = 0,50$  och vill ha  $S = 0,25$ , korrigeras bladarean så här

$$A_E/A_O = 0,50 \frac{1 - 0,1}{1 - 0,25} = 0,60$$

Eftersom kavitationssäkerheten och därmed bladareaförhållandet för både Burrill's metod och ovanstående metod är baserad på propellertillverkarens och propellerkonstruktörens erfarenhet, finns det stora möjligheter för animerade diskussioner om bladareans storlek mellan propellertillverkare, varv och redare. För liten bladare ger för mycket kavitation, för stor bladare ger för låg verkningsgrad. Ofta, men inte alltid, tillgriper man modellprov med propellern bakom akterskepp för att få en slutlig bekräftelse på att bladkonstruktionen har valts rätt - eller måste korrigeras.

## 9.6 BLADFORM, STIGNINGSFÖRDELNING, PROFILFORM

I de föregående avsnitten har propellerns huvuddimensioner diameter, stigning och bladarea behandlats. En huvuddimension återstår, tjockleken, men innan denna kan fastställas med en hållfasthetsberäkning måste några sekundära parametrar bestämmas.

### 9.6.1 Bladform

Tidigare ansåg man att bladets kontur inte spelade någon större roll för propellerns funktion, huvudsaken var att man hade en korrekt radiell sektionslängdsfördelning för att ta upp belastningen på bladet på rätt sätt. Propellern skulle också helst vara snygg att se på - trots att den tillbringar nästan hela sin livslängd under vattnet.

På ställbara propellrar måste man dock ställa kravet att bladarean skall vara fördelad på ett visst sätt framför och bakom bladets egen rotationsaxel för att omställningsmomentet och därmed oljetrycket i navet inte skall bli för stort.

År 1883 presenterades i den engelska tidskriften "Engineering" en propeller med en ny bladform, Tractrix-propellern. Den hade starkt bakåtsvepta blad och sades reducera vibrationsnivån. Den föll i glömska i över 80 år, men mot slutet av 1960-talet togs idén upp igen. De installerade motoreffekterna hade blivit allt större i förhållande till fartygens massa och vibrationsproblemen ökade. På fasta propellrar utformades bladen som visat i fig 9.10. Bladen sades ha "skew back" form eller vara "highly skewed" - i fortsättningen används här förkortningen HS-blad. Någon lämplig svensk beteckning finns ej.

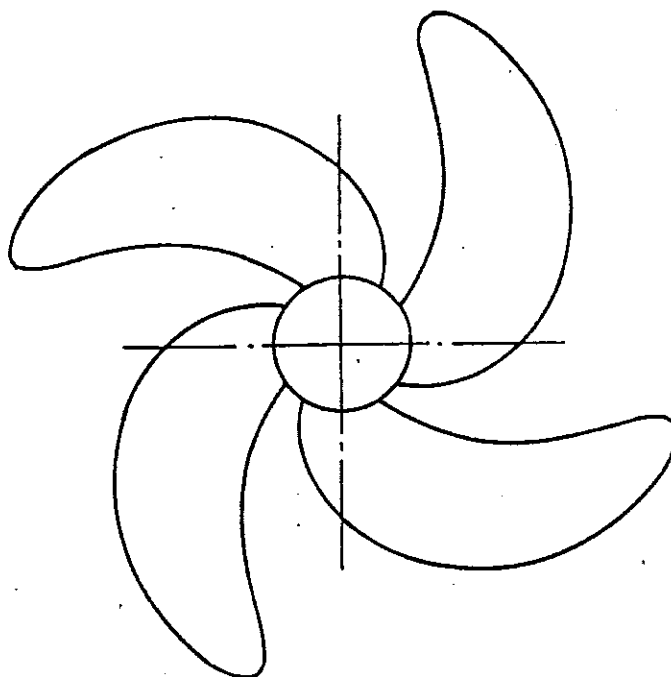


Fig 9.10 Propeller med high-skew blad

HS-bladens bakåtsvepta form gör att bladets förkant successivt träder in i medströmstoppen, börjande med de inre radierna, och bakkanten går ut ur medströmstoppen på samma sätt, se fig 9.11. Detta gör att kavitationen växer och kollapsar mindre

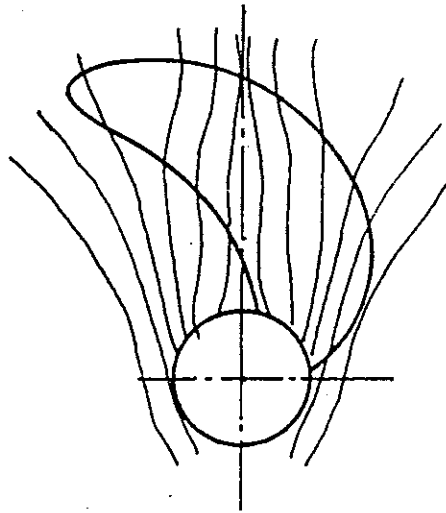


Fig 9.11 Passage av high-skew blad genom medströmsfält

plötsligt än vid konventionella blad, och vibrationsnivån sänkes med 50 - 70 %.

Skew-vinkeln definieras som visat i fig 6.7. Valet av rätt skew-vinkel är viktigt. Den bestäms av dels bladarean, dels antalet blad, dvs vinkeln mellan två blad. Med rätt skew-vinkel uppnår man att samtidigt som kavitationen avtar och försvinner på ett blad, börjar den och ökar på nästa blad, och tryckvariationen som förorsakas av kavitationsvolymens ändring hålles på ett minimum.

Att konstruera en HS-propeller är emellertid inte bara att ändra bladkonturen, den radiella fördelningen av stigning och profilvålvning måste anpassas till skew-formen, bladet lutar dessutom framåt, dvs ges negativ rake, detta dels för att bladspetsen inte skall ligga för långt bakom propellerns plan, dels för att hålla omställningsmomentet lågt vid propellrar med ställbara blad.

Den hydrodynamiska beräkningen är alltså komplicerad. Även hållfasthetsberäkningen bjuder på problem. De högsta påkänningarna kan uppträda på andra ställen än vid standardhållfasthetsnittet  $r/R = 0,25$  eller  $0,35$ . För fasta propellrar med HS-blad finns det en nackdel. När propellern skall arbeta back måste rotationsriktningen kastas om. Därigenom kommer bladspetsarna att "gå före" bladet i rotationsriktningen. Spetsarna kan då fjädra något under belastningen, och utböjningen medför i sin tur en ökning av belastningen. Vid en kraftig backmanöver finns därför risk att materialets flytgräns överskrids, och resultatet blir en kvarstående deformation av bladspetsarna.

Verkningsgraden för propellrar med HS-blad ligger på samma nivå som för propellrar med konventionella blad. HS-propellrar

med fasta blad behandlas närmare i [10], med ställbara blad i [11].

### 9.6.2 Rake

Rake har definierats i kapitel 6.7. Att ge ett propellerblad rake var ursprungligen en åtgärd som togs till för att anpassa propellern till utrymmet i propellerbrunnen. Propellerbladet lutades akteröver ca  $15^\circ$ . För konventionella blad spelar en måttlig rake ingen större roll för den hydrodynamiska funktionen, däremot har den en viss betydelse för hållfastheten. På grund av centrifugalkraften får man ett böjande moment på bladet som ökar påkänningen vid rake akteröver (positiv rake) och minskar påkänningen vid rake föröver. Det senare kan komma till användning vid högt påkända propellrar för att hålla påkänningen nere.

I föregående avsnitt har rake i samband med HS-bladform nämnts. I det sammanhanget spelar den en icke obetydlig hydrodynamisk roll, speciellt när det gäller ställbara propellrar.

### 9.6.3 Stigningsfördelning

Det kan visas att för en propeller som arbetar i "open water", dvs homogen, parallell strömning, är den optimala radiella stigningsfördelningen - den fördelning som ger högsta verkningsgraden - konstant stigning från nav till bladspets. I detta fall ligger alltså alla sektionsekordor på en sann skruvyta.

I praktiken använder man sällan, utom för propellrar för småbåtar, konstant stigningsfördelning. Med stigningsfördelningen kan man variera den lokala belastningen vid olika radier. Belastningen medför en cirkulation kring bladet. Enligt Helmholtz' lag kan en cirkulation - en virvel - aldrig sluta någonstans. Cirkulationen på varje blad fortsätter efter navet och vid bladspetsen som fria virvlar. Om man reducerar stigningen mot nav och bladspets, minskar virvelstyrkan successivt mot dessa punkter, och navvirvel och randvirvel blir mindre intensiva, med mindre risk för att de kaviterar. Med en extrem reduktion av stigningen vid spetsen kan man avlasta denna helt, och man får en randvirvelfri, s k tyst propeller.

Speciella bladformer som på HS-propellrar och superkaviterande propeller, och speciella propellertyper som ställbara propellrar och dyspropellrar ställer speciella krav på stigningsfördelningen.

Stigningsfördelningen anges ofta som den lokala radiella stigningen dividerat med stigningen vid radie  $r/R = 0,7$  (den nominella stigningen) alltså  $P_{r/R}/P_{0,7}$ .

Man brukar reducera stigningen ca 15 % vid navet, alltså  $P_{nav}/P_{0,7} = 0,85$ . Reduktionen mot spetsen beror på om det rör sig om ett en- eller två-propellerfartyg. På de förra brukar den lokala, radiella medelmedströmmen avta utåt och vid s k medströmsanpassade propellrar anpassar man stigningsfördelningen

efter den lokala medströmmen eller rättare sagt  $V_A$ , som ökar mot spetsen. Detta kan ge en mindre stigningsreduktion eller till och med konstant eller ökande stigning mot spetsen.

Måttliga stigningsreduktioner har en försumbar inverkan på verkningsgraden men i extrema fall, som vid tysta propellrar, kan man få en verkningsgradsförlust på flera procentenheter.

#### 9.6.4 Profilform

På äldre propellrar hade profilerna en mycket enkel utformning, t ex med plan trycksida och cirkulär sugside; den plana trycksidan underlättade tillverkning av gjutmodellen.

Wageningens seriepropellrar har också en standardprofil - dvs en profil vars form bestäms enbart av dess längd och tjocklek. Denna s k Troost-profil visas i fig 9.12. De yttre sektionerna har plan trycksida. De inre sektionerna har s k wash-back vid för- och bakkant, dvs att kanterna är lyfta i förhållande till trycksidan. På de yttre sektionerna är profilvälvningen lika med halva tjockleken och anpassas alltså inte till den aktuella propellerbelastningen. Om propellern är lätt belastad kan tryck-

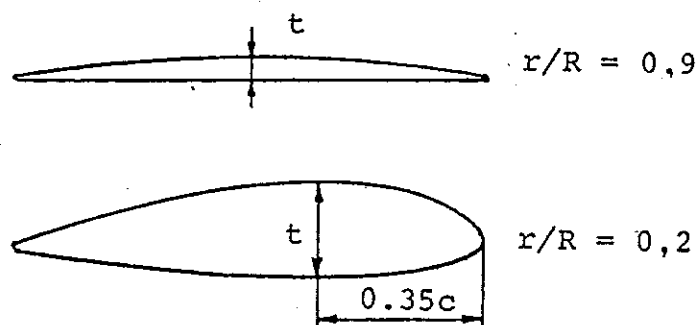


Fig 9.12 Troost standardprofil

sidekavitation förekomma, vid tung belastning uppstår skikt-kavitation på sugsidan - inte bara i ett medströmsfält utan även i homogen parallell strömning.

Troost-profilen för de inre radierna är strömlinjeformad och hör till de s k aerofoilprofilerna vilka, som namnet antyder, har lånats från flygtekniken. Så länge profilformen är definierad endast av längd och tjocklek är den dock fortfarande en standardprofil.

Profilformen för en sammansatt profil kan delas upp i en symmetrisk grundform - bestämd av tjocklek och längd - och en välvning av medellinjen, som anpassas till belastningen så att lyftkraften på profilen alstras enbart genom välvning och inte genom anfallsvinkel. Profilen sägs arbeta med stötfritt inlopp. Den sammansatta profilen är en förutsättning för cirkulationsberäkning av propellern, då välvningen vid varje radie beräknas separat och anpassas efter belastningen.

Det är väsentligt att såväl profilens grundform som välvningskurva ger en jämn undertrycksfördelning på profilens sug sida, så att man kan få en hög belastning utan en undertryckstopp som når ner till mättad vattenångas tryck, varvid kavitation uppstår.

En allmänt använd profilform är NACA 16, kombinerad med medellinje  $a = 0,8$ . Medellinjens beteckning betyder att vid stötfritt inlopp är trycket konstant över 80 % av profillängden, räknat från förkanten. Fig 9.13 visar profilens form. Se även avsnitt 6.6.

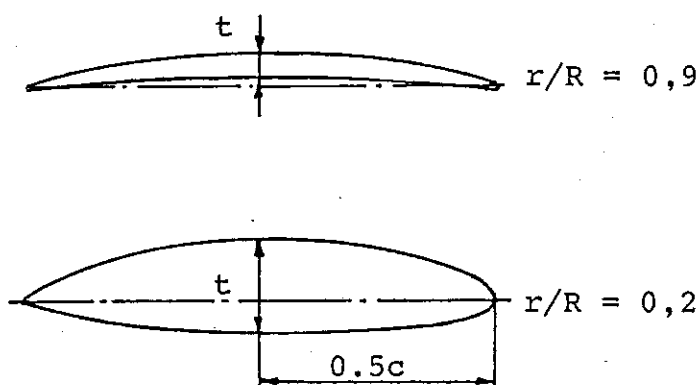


Fig 9.13 Naca 16 profil

Medellinjens maximala välvning betecknas  $f_M$ . Lyftkraftkoefficienten  $C_L$  är som tidigare nämnts proportionell mot förhållandet mellan välvning och profillängd. För medellinje  $a = 0,8$  gäller

$$\frac{f_M}{\lambda} = 0,066 \cdot C_L$$

På ett propellerblad, där strömlinjerna är krökta, tillkommer en korrektion på välvningen.

Vid tunna sektioner har Naca 16 så tunn förkant att den behöver tjockas på vid yttre radierna, även vid icke isförstärkta propellerar. Tjockleken av bakkanten är teoretiskt lika med 0; i praktiken ges den en viss tjocklek.

Profilformen kan modifieras av olika anledningar. För att minska risken för trycksidekavitation kan man "lyfta" förkanten, se fig 9.14. Verkan av denna modifikation har redan beskrivits i avsnitt 7.1.4.

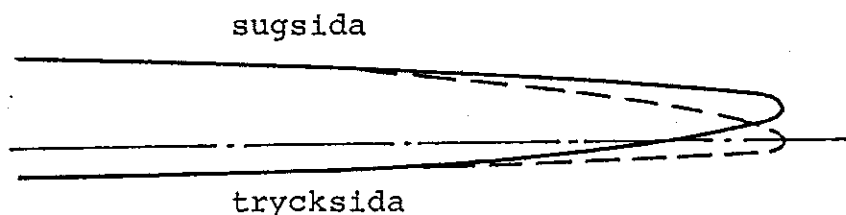


Fig 9.14 Förkantsmodifikation

För att förebygga propellersång (se avsnitt 7.3) kan man modifiera profilens bakkant genom slipning av en s k anti-singing-kant. Det finns olika sätt att göra detta. Huvudprincipen är att åstadkomma en skarp avlösningskant så att strömningen alltid avlöses på samma ställe och alternerande virvlar inte uppstår. En typ av anti-singing-kant visas på fig 9.15.



Fig 9.15 Anti-singing-kant

Cupping är en modifikation av profilens bakkant som kan tjäna flera ändamål. Cupping används speciellt på propellrar för tävlingsbåtar för att "ge propellern bättre grepp i vattnet" vid hög fart och lågt kavitationstal. Cupping'en motsvarar en stignings- och välvningsökning som gör propellern styvare, men

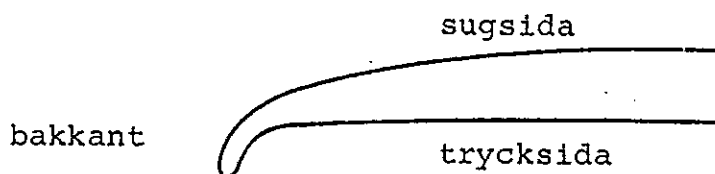


Fig 9.16 Cupping av bladprofil

det "bättre greppet", dvs högre verkningsgrad, har inte belagts vid systematiska modellprov.

En speciell profilform är den superkaviterande profilen. På små snabba fartyg (40 knop och däröver) skall relativt hög effekt tas ut vid högt varvtal över en propeller med liten diameter. Hur breda man än gör bladen kan man inte undvika kavitation, och risken för erosion är stor. Man väljer då smalare blad med en kilformig profil med skarp förkant, se fig 9.17. Genom denna utformning åstadkommer man skikt-kavitation som täcker hela sugsidan och kollapsar bakom bakkanten där det inte finns något material att erodera. Profilens lyftkraft och motstånd påverkas naturligtvis av den våldsamma kavitationen, men sugsidan går helt "torr", vilket reducerar friktionsförlusten. Verkningsgraden är jämförbar med den för en motsvarande bredbladig, halvkaviterande propeller.





Fig 9.17 Superkaviterande profil

## 9.7 HÅLLFASTHET, BLADTJOCKLEK

### 9.7.1 Hållfasthet

Propellerbladet påverkas dels av en centrifugalkraft, som är konstant varvet runt, dels av böjande moment från den axiellt riktade tryckkraften och från tvärkraften  $p$  g  $a$  vattnets motstånd mot propellerns rotation. De två senare varierar under ett varv  $p$  g  $a$  medströmsfältets olikformighet. Krafternas variation kring medelvärdet kan i ogynnsamma fall vara så stor som  $\pm 80 \%$ .

Förhöjd bladbelastning kan kortvarigt förekomma vid snabba manövrer, t ex vid omkastning till back vid full fart fram. Dessutom förekommer stötlaster när propellerbladen slår i fasta föremål, framför allt is.

Vid hållfasthetsberäkningen betraktas bladet som en inspänd balk, och påkänningen beräknas i ett cylindersnitt vid radie  $0,25R$  för fasta propellrar och vid radie  $0,35R^*)$  vid propellrar med ställbara blad. Metoden innebär en viss förenkling, och man har under senare tid börjat använda finit-element-metoden (FEM) speciellt vid blad av komplicerad form. En noggrann beräkning förutsätter dock att de data som ligger till grund för beräkningen är noggrant kända - t ex tryckfördelningen över bladets yta. Vid "off design" konditioner kan denna inte beräknas med noggrannhet.

Vi skall först se på beräkningen av påkänningarna från de statiska krafterna, dvs centrifugalkraft och medelvärdena av tryckkraft och tvärkraft. Centrifugalkraften angriper i tyngdpunkten för den del av bladet som ligger utanför hållfasthetssnittet och ger en dragpåkänning. Resultanterna av tryckkraft  $T$  och tvärkraft  $F_Q$  angriper omkring radie  $0,7R$  och sammansätts till en kraft  $F_Y$  vinkelrätt mot hållfasthetssnittet ( $0,25R$  eller  $0,35R$ ) som ger ett böjmoment kring snittets längdaxel  $x-x$ , och en kraft  $F_X$  i snittets längdriktning som ger ett böjmoment kring snittets "lillaxel"  $y-y$ , se fig 9.18. Det senare ger så litet bidrag till böjpkänningen att det normalt kan försummas.

\*)  $0,40R$  vid ställbara propellrar med  $d/D > 0,33$ .

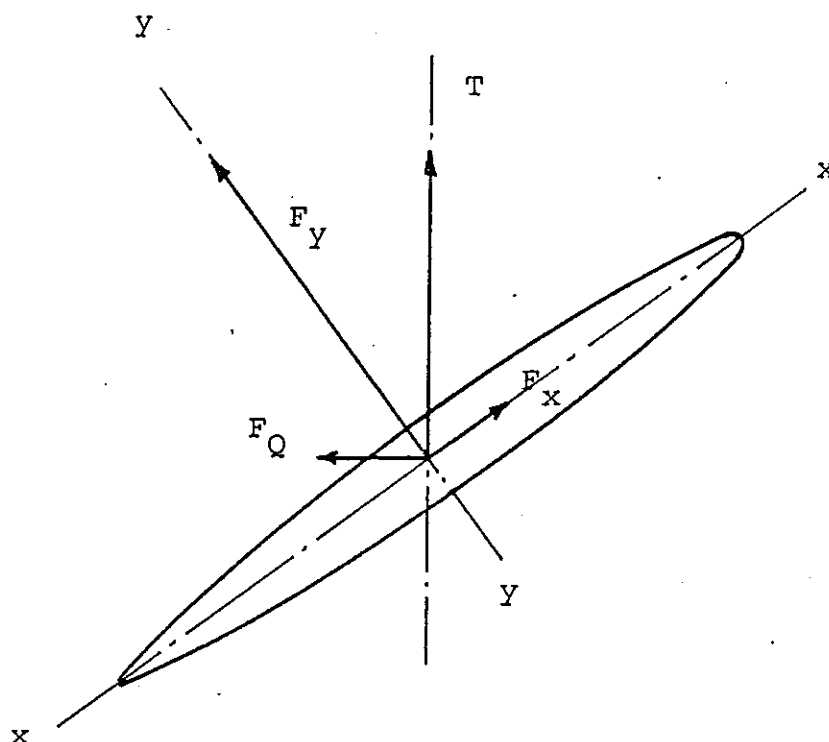


Fig 9.18 Krafter på ett propellerblad

Det finns ett antal s k klassificeringssällskap som garanterar ett fartygs kvalitet genom uppställning av regler för materialval och dimensionering och kontroll av att dessa efterlevs. Dessa regler omfattar även propellerbladens tjocklek. Några av de vanligaste klassificeringssällskapen är

LR, Lloyds Register of Shipping, England  
 DNV, Det Norske Veritas, Norge  
 GL, Germanischer Lloyd, Tyskland  
 BV, Bureau Veritas, Frankrike  
 ABS, American Bureau of Shipping, USA  
 USSR, Sovjetunionen  
 NKK, Nippon Kaiji Kyokai, Japan

Tjockleken i bladets hållfasthetssnitt bestäms med hjälp av formler i vilka propellerdiameter, stigningsförhållande, sektionslängd i hållfasthetssnittet, motoreffekt, varvtal och materialets brottgräns ingår, eventuellt med korrektion för propellerns storlek (m h t gjutgodsets kvalitet), utmattningspåkänningar och förekomst av bogsering.

De olika sällskapens formler är mer eller mindre komplicerade. En av de enklare är LR's som här återges med ITTC-symboler och SI-enheter (dock n i r/min).

$$t_{0,25} = \frac{K \cdot C \cdot i_G}{E \cdot F \cdot \sigma_{till} \cdot C_{0,25} \cdot Z} + 100 \sqrt{\frac{3150 \cdot M \cdot P_S}{E \cdot F \cdot n \cdot \sigma_{till} \cdot C_{0,25} \cdot Z}} \text{ mm}$$

där

$$K = \frac{\rho \cdot A_E/A_O \cdot D^3 \cdot n^2}{675}$$

$\rho$  kg/m<sup>3</sup> materialets densitet  
 $A_E/A_O$  bladareaförhållande  
 $D$  m propellerdiameter  
 $n$  r/min propellervarvtal  
 $C$  en konstant, = 1,4 för  $r/R = 0,25$   
 $i_G$  mm rake vid bladspetsen

$$E = \frac{W}{0,09 \cdot t_c^2}$$

$w$  mm<sup>3</sup> hållfasthetssnittets motståndsmoment

$$F = P_{0,25}/D + 0,8$$

$\sigma_{till}$  N/mm<sup>2</sup> tillåten påkänning  
 $c_{0,25}$  mm sektionlängd vid  $r/R = 0,25$   
 $Z$  - bladantal

$$M = 1,0 + \frac{3,57}{P_{0,7}/D} + 2,8 \cdot P_{0,25}/D$$

$P_s$  kW axeleffekt

Formeln har ett liknande utseende för  $t_{0,35}$  (för ställbara propellrar) och  $t_{0,6}$  men med andra konstanter etc.

Klassningssällskapens regler resulterar i tjocklekar i hållfasthetssnittet som ger en statisk påkänning på 50-60 N/mm<sup>2</sup>. De material som normalt används för propellrar är brons och rostfritt stål, båda med en brottgräns på 620-640 N/mm<sup>2</sup>. Säkerheten mot brott är alltså mer än tiofaldig, och det verkar ju väl tilltaget. Det är emellertid inte bara den statiska påkänningen man får ta hänsyn till, utan även kortvariga överbelastningar.

Genom tiderna har man erfarenhetsmässigt fastställt den tillåtna statiska påkänningen. Men ändå har det hänt - på 1960-talet i ökande grad - att bladbrott har förekommit som inte kan hänföras till isbelastning eller annan stötblastning. Detta har lett till att man har ägnat utmattningspåkänningarna större intresse, och det visar sig i en del fall - propellrar som är lätt belastade och arbetar i medströmsfält med stor variation i den lokala medströmmen - att man får välja större tjocklek än vad som motsvarar gängse tillåtna påkänningar. Problemet är att man ofta inte på ett tillräckligt tidigt stadium av konstruktionsarbetet, t ex vid beräkning för offert, känner till medströmsfältet - ibland inte alls. Då får man använda sig av en standard medströmsvariation för fartygstypen ifråga.

Vid gång i is blir stötblastningarna mycket stora, och propellerbladen måste isförstärkas. Man använder sig av olika isklasser, vanligen fem, av vilka den högsta klassen motsvarar isbrytare.

Olika klassificeringssällskap tillämpar isförstärkningen på olika sätt. Ett sätt är att föreskriva vissa procentuella tillslag till den tjocklek som gäller för icke isförstärkta propellrar. DNV har två olika formler, en "effektformel" i vilken motor-effekten ingår och en "isformel" i vilken isförstärkningen men ej effekten ingår. Man skall då välja den största tjockleken som endera formeln ger.

Finska och svenska sjöfartsverken har gemensamma isavgiftsklasser. Detta innebär ingen självständig klassning, utan propellern måste klassas i något av ovannämnda sällskap. Ett fartygs isavgiftsklass bestämmer bl a vilken avgift fartyget skall betala för isbrytarassistans - högre klass ger lägre avgift. I tjockleksformeln kombineras en effektterm och en isterm. För en propeller med stor effekt dominerar effekttermen över istermen, propellern kan då anses vara så stark att den klarar is utan nämnvärt tillslag i tjockleken. Formeln för fasta propellrar ser ut så här

$$t_{0,25} = \sqrt{\frac{26487}{C \cdot \sigma_B \cdot (0,65 + 0,7 \cdot P/D)} \left( 27200 \frac{P_s}{Z \cdot n} + 22000 \cdot M \right)} \text{ mm}$$

där C är sektionslängden vid 0,25R i mm  
 $\sigma_B$  materialets brottgräns i N/mm<sup>2</sup>  
P/D propellerns stigningsförhållande vid 0,25R  
 $P_s$  axeleffekten i kW  
Z bladantalet  
n propellervarvtalet i r/min  
M ismomentet =  $m \cdot D^2$ , där m varierar med isklassen (D i m)

För 0,35R och 0,6R har formeln liknande uppbyggnad, endast några konstanter skiljer.

Bladspetsens tjocklek skall vara minst

$$t_{1,0} = (15 + 2 \cdot D) \sqrt{\frac{490}{\sigma_B}} \text{ mm} \quad (D \text{ i m}), \text{ för isklass IA, IB och IC.}$$

För IA Super gäller

$$t_{1,0} = (20 + 2 \cdot D) \sqrt{\frac{490}{\sigma_B}}$$

och bladkanterna skall minst ha tjockleken  $t = 0,50 \times t_{1,0}$ , mätt  $1,25 \times t$  från kanten.

För propellrar med ställbara blad gäller kravet på kanttjockleken dock endast förkanten, propellern roterar ju alltid åt samma håll.

Oberoende av vad de olika klassificeringssällskapen har för regler för isförstärkning brukar dessa dock acceptera en propeller som uppfyller finsk-svenska isavgiftsklassens krav, och flera sällskap har helt eller delvis adopterat finsk-svenska klassens regler.

Propellrar för krigsfartyg klassas normalt inte, och man tillåter betydligt högre påkänningar än för handelsfartygspropellrar - hur mycket högre beror på fartygets typ och driftspektrum. För kanonbåtar och motortorpedbåtar kan man gå så högt som till  $200 \text{ N/mm}^2$ , men då krävs en noggrann analys av påkänningarna i propellerbladet och hög materialkvalitet.

För propellrar av ovanlig typ som t ex superkaviterande propellrar eller high-skew propellrar är det också nödvändigt att ägna hållfasthetsproblemen speciellt intresse, inte bara i det vedertagna hållfasthetssnittet. Andra delar av bladet kan vara lika högt eller högre påkända.

### 9.7.2 Bladtjockleksfördelning

För fasta, icke isförstärkta propellrar föreskriver klassificeringssällskapen endast tjockleken vid  $r/R = 0,25$ ,  $t_{0,25}$ . Valet av spetstjockleken  $t_{1,0}$  lämnas åt propellertillverkaren. Propellern skall kunna hanteras vid transport och tåla att slå i mindre flytande föremål under drift, och spetsen får därför inte vara hur tunn som helst. En lämplig formel kan vara  $t_{1,0} = 4 + 0,003 D$ . Mellan  $r/R = 0,25$  och  $r/R = 1,0$  utföres tjockleksfördelningen oftast linjär.

På isförstärkta propellrar har klassificeringssällskapen föreskrifter för bladspetsen och föreskriver att tjockleksfördelningen skall vara linjär. Detta kan dock leda till onödigt grova blad, och därför har en del sällskap även en föreskrift för  $t_{0,6}$ .

På ställbara propellrar, som oftast har ett navdiameterförhållande  $d/D > 0,25$  lägger man hållfasthetssnittet vid  $r/R = 0,35$  eller, om  $d/D > 0,33$ , vid  $r/R = 0,40$ . Sektionslängden vid  $r/R = 0,35$ ,  $c_{0,35}$ , på en ställbar propeller är kortare än  $c_{0,25}$  på en fast, och den ställbara får därför en förhållandevis tjockare hållfasthetssektion. Därigenom blir kravet på linjär fördelning orimligt - det finns ju ingen anledning till att bladet på den ställbara propellern vid t ex  $r/R = 0,7$  skall vara tjockare än på den fasta när sektionslängden  $c_{0,7}$  är lika.

Tjocklek-diameter förhållandet  $t_0/D$  ( $t_0$  är den tänkta tjockleken vid propelleraxelcentrum) ligger normalt mellan 0,04 (icke isförstärkta, lätt belastade propellrar) och 0,07 (propellrar med hög isklass).

### 9.8 MATERIAL

De flesta propellrar tillverkas av någon kopparlegering. Man skiljer mellan tre olika sådana, nämligen nickel-aluminium-brons, mangan-aluminium-brons och specialmässing. De ungefärliga analyserna ges i nedanstående tabell. Siffrorna anger innehåll i %.

|           | Ni-al<br>brons | Mn-al<br>brons | Special-<br>mässing |
|-----------|----------------|----------------|---------------------|
| Aluminium | 8-10           | 5-9            | 0,5-2               |
| Nickel    | 2-5            | 1,5-4          | 1-5                 |
| Mangan    | 1-10           | 11-20          | 2-4                 |
| Järn      | 2-5            | 2-4            | 1-3                 |
| Zink      | -              | (3-9)          | rest                |
| Koppar    | rest           | rest           | 55-62               |

Materialen är lätta att gjuta och bearbeta. De kan gjutas med så fina toleranser att bladens färdigmått kan uppnås med endast slipning. Materialen är dessutom lätta att reparera. Hållfasthetsegenskaperna är följande:

|              |                   | Ni-al<br>brons | Mn-al<br>brons | Spec.<br>mässing |
|--------------|-------------------|----------------|----------------|------------------|
| Brottgräns   | N/mm <sup>2</sup> | 600-750        | 650-750        | 450-550          |
| Sträckgräns  | "                 | 200-300        | 250-350        | 170-250          |
| Förlängning  | %                 | 18-30          | 19-35          | 20-30            |
| Hårdhet      | HB                | 150-210        | 160-210        | 120-140          |
| Utmattngräns | N/mm <sup>2</sup> | 160-170        | ca 140         | 80-100           |

Nickel-aluminium-brons förekommer t ex under produktnamn som Nikalium (SMM England), Cunial (Lips, Holland), mangan-aluminium-brons under namn som Novoston, Superston (SMM), Lidrunel (Lips).

Specialmässing är billigare än aluminium-brons, men det är risk att man bedrar sig om man använder detta material för att få en billigare propeller. Den tillåtna påkänningen blir lägre på grund av den lägre sträck- och brottgränsen, vilket medför ett tjockare blad. Med samma kavitationssäkerhet behövs då större bladarea, och det lägre priset per kg motverkas alltså av större materialåtgång.

Rostfritt stål är svårt att gjuta i stora ämnen och det kommer därför i fråga endast för mindre, fasta propellrar och för propellrar med ställbara blad. Analysen är följande

|          |               |
|----------|---------------|
| Kol      | 0,03 - 0,12 % |
| Kisel    | 0,5 - 0,8     |
| Mangan   | ≈ 1           |
| Krom     | 13 - 22       |
| Nickel   | 1 - 6         |
| Molybden | ≈ 1           |
| Järn     | rest          |

Stålet gjuts med större arbetsmån än brons, och bladen måste därför fräsas före slipningen. Utmattningsgränsen är lägre än för brons. På grund av sin höga seghet används rostfritt dock mycket för isförstärkta propellrar, vissa klassificeringssällskap föreskriver till och med rostfritt vid isförstärkning. Hållfasthetsvärdena är

|             |                 |         |
|-------------|-----------------|---------|
| Brottgräns  | $\text{N/mm}^2$ | 600-700 |
| Sträckgräns | "               | 350-500 |
| Förlängning | %               | 15-20   |
| Utmattgräns | $\text{N/mm}^2$ | 60-80   |
| Hårdhet     | HB              | 200-300 |

Motståndskraften mot kavitationserosion skiljer sig inte mycket mellan brons och stål. På grund av sin högre ythårdhet är stålet dock mera resistent mot mekanisk erosion. Ytan på propellerblad av rostfritt stål kan efter flera års drift vara så blank som på den nylevererade propellern.

Små propellrar kan precisionsgjutas i rostfritt stål varigenom man slipper fräsning och endast behöver polera ytan. Metoden förutsätter tillverkning i serier för att vara ekonomisk. Samma gäller för sänksmidning av blad i rostfritt. Detta förfarande används t ex vid högt påkända krigsfartygspropellrar.

När stål inte räcker till kan man tillgripa en titanlegering som har en brottgräns omkring  $890 \text{ N/mm}^2$  och är mycket lätt, massdensiteten är  $4500 \text{ kg/m}^3$ . Titan är mycket dyrt.

Små propellrar som tillverkas i stora serier som till exempel för aquamaticdrev och utombordsmotorer precisionsgjutes i silumin. Nylon lanserades som material för mindre propellrar för ett antal år sedan men tycks idag vara aktuellt bara för mycket små propellrar.

## 9.9 CIRKULATIONSBERÄKNING

Innan man kan göra en s k cirkulationsberäkning måste propellerns huvuddimensioner vara beräknade med hjälp av diagram för modellprov och empiriska diagram eller formler. Huvuddimensionerna är propellerdiameter, stigning, bladarea och bladtjocklek. Med cirkulationsberäkningen får man sedan det slutliga underlaget för bladritningen.

Principen i cirkulationsteori beskrivs i avsnitt 10.1, Propeller-teorier. Praktiskt går det till så att för varje dimensionslös radie,  $r/R = 0,2 - 0,3 - 0,4$  osv, beräknas stigning och profilvålvning för att propellern skall absorbera den önskade effekten eller ge den önskade tryckkraften. Ges propellereffekten som indata beräknas tillskottet till tryckkraften vid varje snitt, och totala tryckkraften erhålles genom summering från nav till bladspets. Dessutom beräknas, som nämnts i avsnitt 9.5, för varje radie trycksänkningen på profilens sug sida, varvid man får den lokala teoretiska kavitationssäkerheten. Vidare beräknas verkningsgraden i modell och fullskala baserat på angiven ytfinhet och korrekt Reynolds tal samt radie till angreppspunkten för tryckkraft och momentkraft.

En propeller kan beräknas som frigående eller medströmsanpassad. Frigående innebär att propellern arbetar i axiell homogen strömning, dvs med samma medström över hela propellerdisken. Propellrar för 2-propellerfartyg beräknas normalt på detta sätt. Medströmsanpassning innebär att man vid varje radie beräknar med hänsyntagande till den lokala medelmedströmmen, räknad

varvet runt vid denna radie. Denna metod används för propellrar på 1-propellerfartyg, där den radiella variationen av medströmmen är betydligt större än för 2-propellerfartyg.

Ett exempel på cirkulationsberäkning ges i beräkningsexemplet i avsnitt 9.11.

### 9.10 MASSA, TRÖGHETSMOMENT

Vid hållfasthetsberäkningen måste man känna till propellerbladets massa för att kunna beräkna centrifugalkraften. Men kännedom om massan förutsätter kännedom om bladtjockleken, och det är just den vi skall beräkna. Därför måste man vid hållfasthetsberäkningen uppskatta bladets massa. När alla propellerns huvuddimensioner är fastlagda är det sedan dags för en exakt kontrollberäkning av massan. Dessutom behöver man veta massan för att beräkna materialåtgång vid tillverkningen, transportvikt och bidraget till fartygets massa. Slutligen måste massan vara känd för att man skall kunna utföra beräkningar av propelleraxelns axialsvängning.

Beräkning av navets massa behöver inte omtalas närmare. Bladets massa, eller egentliga volym, beräknas med hjälp av Simpsons formel. För varje sektion beräknas sektionsarean, areorna ritas upp som en funktion av radien, och kurvan integreras som beskrivits i kapitel 6.8, Bladritning.

Uttrycket för massan per blad blir

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \Sigma(A \cdot SM)$$

där  $\rho$  är materialets densitet  
 $V$  bladets volym  
 $A$  sektionsarean  
 $SM$  Simpsons multipler

Vid axialsvängningen svänger en viss vattenmassa kring propellern med, och den måste adderas till propellerns massa för att svängningsberäkningen skall bli rätt. Den medsvängande vattenmassan kan enligt Schwanecke [12] beräknas som

$$m_{A,W} = \frac{\rho \cdot D^3 \cdot \pi}{Z} \cdot (A_E/A_O)^2 \cdot 0,2812$$

Vid beräkning av propelleraxelns böjningssvängning måste man addera vattenmassan för transversell svängning enligt

$$m_{T,W} = \frac{\rho \cdot D^3}{\pi \cdot Z} \cdot (P/D)^2 \cdot (A_E/A_O)^2 \cdot 0,6363$$

För beräkning av torsionssvängningar i systemet motor-axel-propeller måste man känna till propellerns tröghetsmoment kring propelleraxeln,  $J_{A,P}$ , där index P står för propeller, A för axiellt. Uttrycket "polärt" tröghetsmoment, som ofta används, är inte korrekt; polär syftar till rotation kring en punkt, inte en axel.



Uttrycket för tröghetsmomentet av ett blad blir

$$J_{B,BL} = \int_{nav}^{r = D/2} m \cdot r^2 \cdot dr = \rho \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \Sigma (Ar^2 \text{ SM}) \quad \text{kgm}^2$$

Det gamla uttrycket för det s k svängmomentet,  $GD^2$ , används fortfarande en del, men det bör snarast utrotas. Sambandet mellan  $J$  och  $GD^2$  är

$$J = \frac{GD^2}{4} \quad \text{kgm}^2$$

Även vid torsionssvängning finns en medsvängande vattenmassa, som kan beräknas på olika sätt. Denna vattenmassas tröghetsmoment  $J_{A,W}$  kan vara 20-50 % av hela propellerns tröghetsmoment. En enkel formel för  $J_{A,W}$  (hel propeller) är enligt Schwanecke [12]

$$J_{A,W} = \frac{\rho \cdot D^5}{\pi \cdot Z} \cdot (P/D)^2 \cdot (A_E/A_O)^2 \cdot 0,0703$$

För beräkning av böjsvängningar behöver man också känna till tröghetsmomentet kring en propellerdiameter \*). För alla propellerbladen tillsammans kan det med god approximation beräknas som halva summan av det axiella tröghetsmomentet för alla blad, alltså

$$J_{D,P} = J_{D,H} + \frac{Z \cdot J_{A,BL}}{2}$$

där  $J_{D,P}$  är diametrala tröghetsmomentet för hela propellern  
 $J_{D,H}$  diametrala tröghetsmomentet för navet  
 $Z$  bladantalet

För det medsvängande vattnet kan man räkna tröghetsmomentet  $J_{D,W}$  (enl Schwanecke [12]), ur

$$J_{D,W} = \frac{\rho \cdot D^5 \cdot \pi}{Z} \cdot (A_E/A_O) \cdot 0,0123$$

I [13] finns en fullständig sammanställning av olika metoder för beräkning av massa och tröghetsmoment för medsvängande vatten.

Schwaneckes formler är baserade på vissa approximationer, och vid ställbara propellrar gäller de endast för konstruktionsstigningen. Formlerna ger dock en bra uppfattning om vilka parametrar som har betydelse för storleken av den medsvängande vattenmassan.

### 9.11 BERÄKNINGSEXEMPEL

I det följande exemplet beräknas en propeller med ställbara blad för ett mindre lastfartyg, med följande data,

|                                 |                           |
|---------------------------------|---------------------------|
| Längd mellan pendiklar          | $L_{pp} = 75 \text{ m}$   |
| Displacement                    | $\Delta = 7640 \text{ t}$ |
| Blockkoefficient                | $C_B = 0,77$              |
| Antal propellrar                | 1                         |
| Nedsänkning av propellercentrum | $h_O = 5,35 \text{ m}$    |

\*) kallas ibland det ekvatoriala tröghetsmomentet.

|                  |                           |
|------------------|---------------------------|
| Motoreffekt      | $P_B = 2670 \text{ kW}$   |
| Propellervarvtal | $n_B = 163 \text{ r/min}$ |
| Fart             | $V = 12,2 \text{ knop}$   |
| Medströmsfaktor  | $w = 0,42$                |

Klassificeringssällskap Bureau Veritas isklass 1A = finsk-svensk isklass 1A.

Propellermaterial nickel-aluminium-brons

Beräkningsgång:

$$\text{Propellereffekt} \quad P_D = \eta_G \cdot \eta_S \cdot P_B$$

$$P_D = 0,97 \times 2670 = 2590 \text{ kW}$$

$$n = 163/60 = 2,716 \text{ r/s}$$

$$V_A = V(1-w) = 12,2(1 - 0,42) \cdot 0,5144 = 3,64 \text{ m/s}$$

Beräkna diametern med hjälp av ett  $\sqrt[4]{K_Q/J^5} - 1/J$  diagram

$$\sqrt[4]{K_Q/J^5} = \sqrt[4]{\frac{P_D \cdot n^2}{2\pi \cdot \rho \cdot V_A^5}} = \sqrt[4]{\frac{2590 \cdot 2,716^2}{2\pi \cdot 1,025 \cdot 3,64^5}} = 1,468$$

Observera att densiteten  $\rho$  insättes i  $\text{ton/m}^3$  eftersom effekten  $P_D$  insättes i kW och inte i W.

Uppskatta bladareaförhållandet, säg  $A_E/A_O = 0,50$ . Om vi antar att navdiameterförhållandet är  $d/D = 0,28$  för den ställbara propellern och 0,20 för den fasta, motsvarar detta  $A_E/A_O = 0,55$  för en motsvarande fast propeller - se avsnitt 11.4.1.

Vi väljer ett  $\sqrt[4]{K_Q/J^5} - 1/J$  diagram för propeller B.4.55 i Wageningens serie, och skall nu beräkna diametern  $D$ , stigningsförhållandet  $P/D$  och verkningsgraden  $\eta_O$ , se fig 9.19.

Uppsök  $\sqrt[4]{K_Q/J^5} = 1,468$  på x-axeln. Gå upp till optimalkurvan, avläs  $1/J = 3,05$ , svarande mot optimal diameter. Fortsätt uppåt till  $1/J = 0,95$   $3,05 = 2,90$  svarande mot 5 % underoptimal diameter.

Beräkna diametern ur

$$D = \frac{V_A}{n} \cdot \frac{1}{J} = \frac{3,64}{2,716} \cdot 2,90 = 3,887 \text{ m}$$

Välj  $D = 3,90 \text{ m}$ .

Avläs  $P/D = 0,72$  på y-axeln och  $\eta_O = 0,458$  i kurvskaran för verkningsgrad.

Eftersom de gammaldags  $B_p$ - $\delta$ -diagrammen fortfarande är vanligast i litteraturen skall vi upprepa beräkningen i ett sådant, se fig 9.20.

$$B_p = \frac{n \sqrt{P_D}}{V_A^{2,5}} \quad \delta = \frac{n D}{V_A}$$

$$n = 163 \text{ r/min}$$

$$P_D = 2590/0,745 = 3477 \text{ hp}$$

$$V_A = 12,2 \cdot (1 - 0,42) = 7,08 \text{ knop}$$

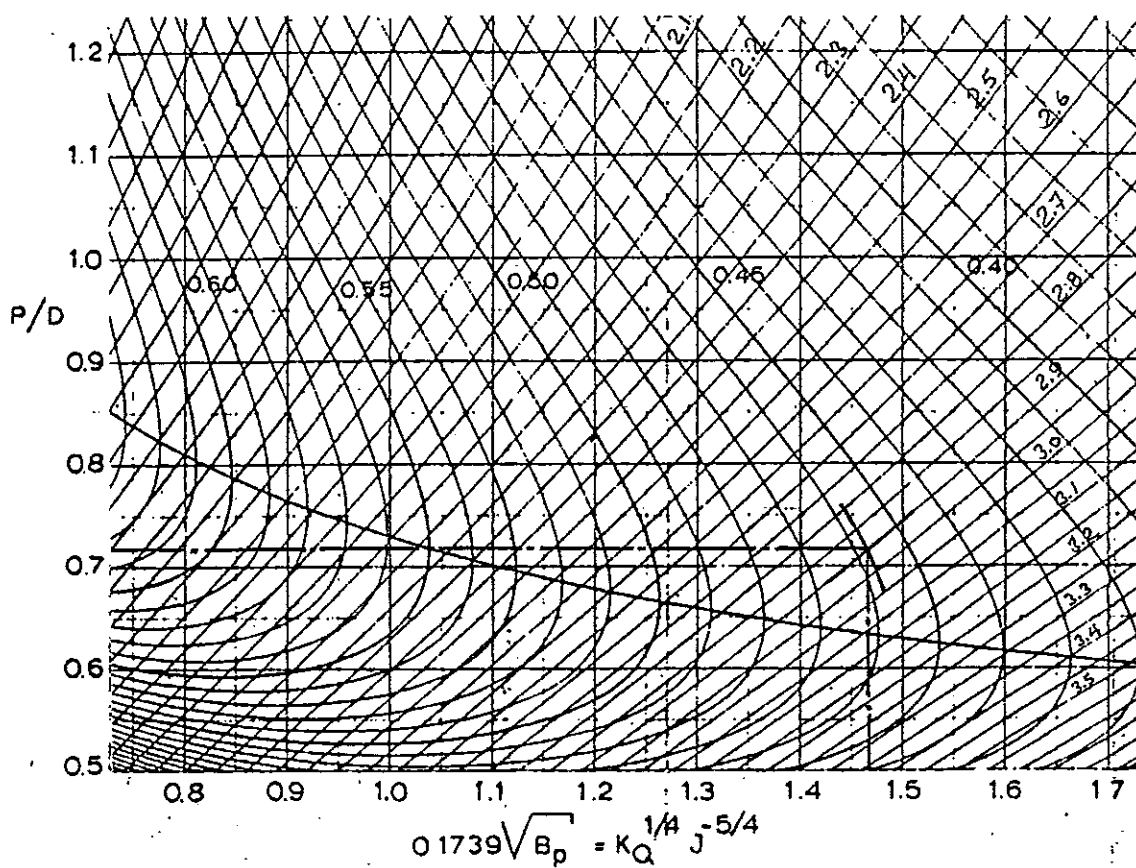
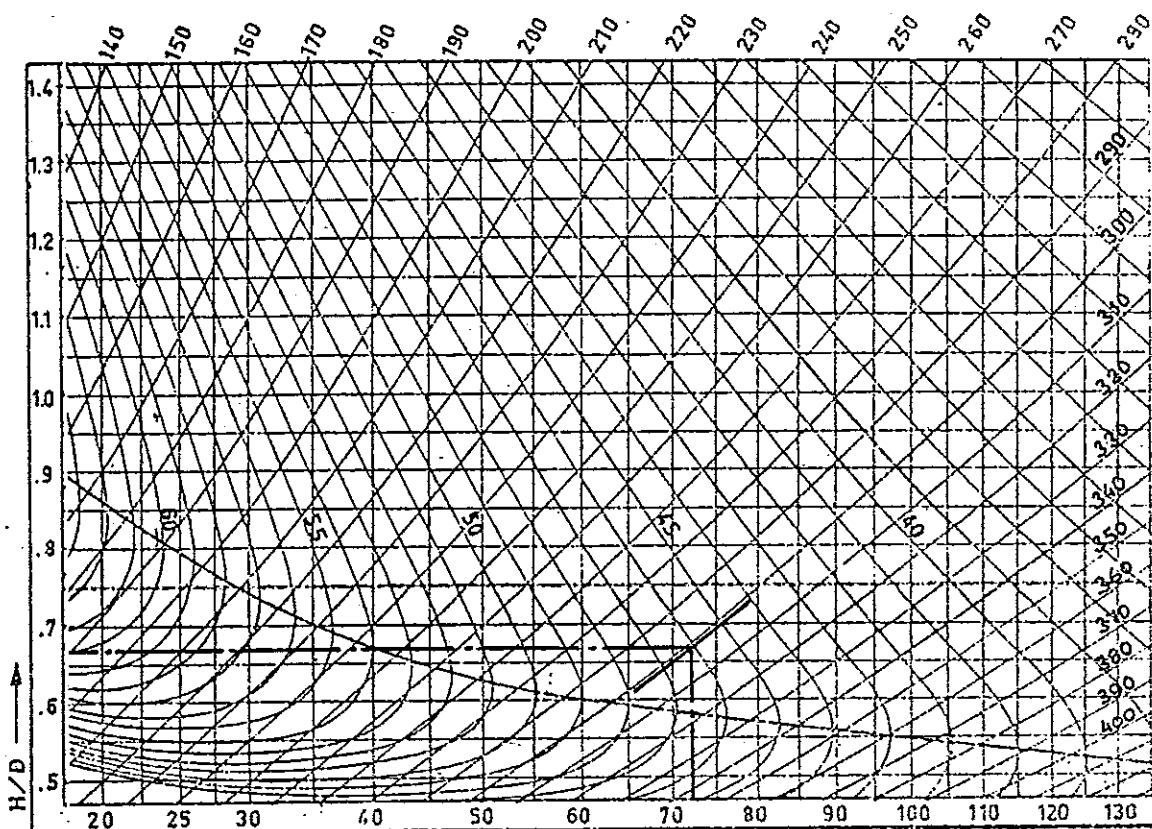


Fig 9.19 Beräkningsexempel

Fig 9.20 Beräkningsexempel inlagt i  $B_p$ - $\delta$  diagram

$$B_p = \frac{163 \cdot \sqrt{3477}}{7,08^{2,5}} = 72,1$$

$$\delta = \frac{163 \cdot D}{7,08} = 23,0 \cdot D$$

Med samma tillvägagångssätt som förut fås

$$\delta_{\text{opt}} = 317 \quad \delta_{\text{opt-5}} = 0,95 \cdot 317 = 301$$

$$D = \frac{\delta}{23,0} = \frac{301}{23,0} = 13,1 \text{ fot} = 4,00 \text{ m}$$

$$P/D = 0,67 \quad \eta = 0,460$$

Resultatet avviker något från det tidigare beräknade.  $\sqrt[4]{K_Q/J^5}$  diagrammen är emellertid turade med dator och är mera tillförlitliga. Går man in i  $B_p$ - $\delta$  diagrammet med  $D = 3,9$  m får man dock  $P/D = 0,713$ , alltså nära  $P/D = 0,72$  som beräknats förut.

Om bladformen (t ex high skew) avviker väsentligt från den som gäller för Wageningens B-serie får man givetvis använda den något omständligare metoden med att lägga in en  $K_Q/J^5$  parabel i ett  $K_Q$ - $K_T$ - $J$  diagram för bladtypen ifråga.

Vi skall nu kontrollera att bladareaförhållandet är rätt uppskattat och använder Burrills diagram. Detta gäller för propellrar med fasta blad.

$$\sigma = \frac{p - p_v}{0,5 \rho \cdot V^2}$$

$$\begin{aligned} p &= \text{atmosfärtrycket} + \text{vattenpelarens tryck} \\ &= 100 + \rho \cdot g \cdot h_0 = 100 + 1,025 \cdot 9,81 \cdot 5,35 \\ &= 153,8 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$p_v = 2 \text{ kPa (mättad vattenångas tryck vid } 15^\circ \text{ C)}$$

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{V_A^2 + (\pi \cdot 0,7 \cdot D \cdot n)^2} = \sqrt{3,64^2 + (\pi \cdot 0,7 \cdot 3,9 \cdot 2,716)^2} \\ &= 23,6 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\sigma = \frac{153,8 - 2}{0,5 \cdot 1,025 \cdot 23,6^2} = 0,533$$

$$\tau_c = \frac{T/A_p}{0,5 \rho \cdot V^2}$$

$$T = \frac{P_D \cdot \eta_0}{V_A} = \frac{2590 \cdot 0,456}{3,64} = 324,5 \text{ kN}$$

$$A_p \approx (1,067 - 0,229 \cdot P/D) A_E$$

$$A_E = A_E/A_O \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = 0,55 \cdot \frac{\pi}{4} 3,9^2 = 6,57 \text{ m}^2$$

$$A_p \approx (1,067 - 0,229 \cdot 0,72) 6,57 = 5,93 \text{ m}^2$$

$$\tau_c = \frac{324,5/5,93}{0,5 \cdot 1,025 \cdot 23,6^2} = 0,192$$

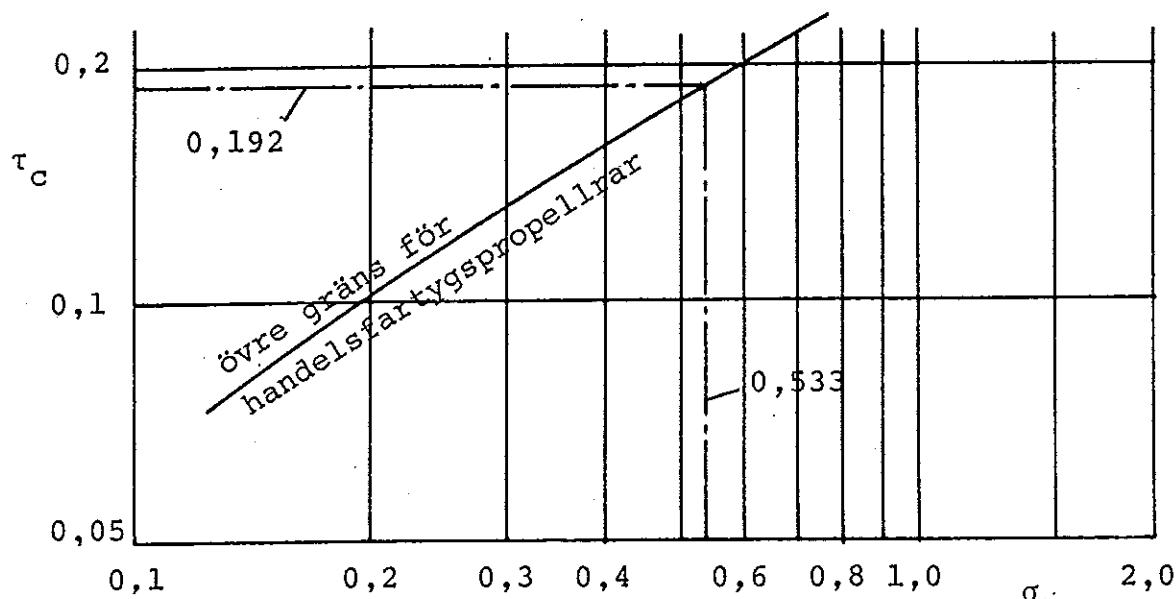


Fig 9.21 Beräkningsexempel inlagt i Burrills diagram

I diagrammet fig 9.21 fås med dessa värden på  $\sigma$  och  $\tau_c$  en punkt som ligger precis på linjen "övre gräns för handelsfartygspropellrar". Bladareaförhållandet  $A_E/A_O = 0,50$  för den ställbara propellern gissades alltså rätt. Ligger punkten under gränskurvan har bladarean uppskattats för högt, hamnar man över kurvan är bladarean för låg - bladarean är omvänt proportionell mot  $\tau_c$ . Om man har gissat fel, får man räkna om från början med ett

annat  $\sqrt[4]{K_O/J^5}$  diagram gällande för det beräknade bladareaförhållandet, eller interpolera mellan diagram för två olika bladareor. Om skillnaden mellan gissad och beräknad bladarea är stor, kan det bli så stor ändring av diametern vid omräkningen att man får en ny beräknad bladarea och därför får räkna en gång till.

När bladarean är beräknad, kan man också bestämma den radiella sektionslängdsfördelningen,  $t$  ex enligt interna standardtabeller.

Nu är diameter och bladarea kända och därmed kan man beräkna navstorleken, dvs navdiametern. Denna bestäms av hänsyn till mekanisk hållfasthet och maximalt oljetryck. Hur detta går till ligger dock utanför detta kompendiums ramar. I det föreliggande exemplet blir navdiametern 1,11 m, navdiameterförhållandet

$$d/D = \frac{1,11}{3,90} = 0,285$$

alltså mycket nära det värde, 0,28, som tidigare antagits. Om det inte hade stämt, skulle dock endast bladareakorrektionen från ställbar till fast propeller ha påverkats, och den vidare beräkningen skulle ha påverkats nämnvärt endast om felgissningen hade varit avsevärd.

Nästa steg är val av radiell stigningsfördelning. Denna är beroende av förväntat driftspektrum och är till stor del baserad på erfarenhet. I det föreliggande fallet väljs 15 % reduktion vid navet och 5 % vid spetsen - i förhållande till stigningen vid  $r/R = 0,7$ .

Nu finns allt underlag för beräkning av bladtjockleken vid hållfasthetssnitt  $r/R = 0,35$  och vid spetsen. Vi använder formeln enligt finsk-svenska isavgiftsklassen, se s 9-24.

$$t_{0,35} = \sqrt{\frac{21092}{c_{0,35} \cdot \sigma_B (0,65 + 0,7 \cdot P/D)} \left( 27200 \frac{P_s}{Z \cdot n} + 23000 \cdot M \right) \text{ mm}}$$

där

$c_{0,35} = 860 \text{ mm}$  fås från standard radiell sektionslängdsfördelning

$$\sigma_B = 628 \text{ N/mm}^2$$

$$P/D = 0,7 \cdot P/D_{0,7} = 0,7 \cdot 0,72 = 0,504$$

(för ställbara propellrar insättes  $0,7 \cdot P/D_{0,7}$  i stället för  $P/D_{0,35}$ )

$$P_s = 0,99 \cdot P_B = 2640 \text{ kW (axeleffekt)}$$

$$Z = 4 \text{ (bladantal)}$$

$$n = 163 \text{ r/min}$$

$$M = m D^2, m = 1,60 \text{ för isklass 1A}$$

$$M = 1,60 \cdot 3,9^2 = 24,34$$

$$t_{0,35} = \sqrt{\frac{21092}{860 \cdot 628 (0,65 + 0,7 \cdot 0,504)} \left( 27200 \frac{2640}{4 \cdot 163} + 23000 \cdot 24,34 \right)}$$

$$= 161 \text{ mm}$$

Beräkningen av  $t_{0,6}$  utelämnas här.

Spetstjocklek:

$$t_{1,0} = (15 + 2D) \sqrt{\frac{490}{\sigma_B}} = (15 + 2 \cdot 3,9) \sqrt{\frac{490}{628}} = 20 \text{ mm}$$

Nu är alla propellerns huvuddimensioner kända. Beräkningen har dock hittills i huvudsak baserats på resultat av modellprov och empiriska metoder, och nu är det dags för en detaljerad beräkning av propellern med just den bladform man har valt. Här kommer cirkulationsberäkningen in i bilden. Eftersom det rör sig om en propeller för ett 1-propellerfartyg, beräknas propellern som medströmsanpassad.

På sidan 9-36 visas cirkulationsberäkningen för den behandlade propellern. I resultatet redovisas såväl geometriska data som hydrodynamiska. Av speciellt intresse är kolumnen 1 - SP/SK som

är den radiella fördelningen av kavitationssäkerheten. Vid  $r/R = 0,7$  är säkerheten 0,39, dvs 39 %, vilket kan tyckas högt. Beräkningen gäller emellertid driftskonditionen för fullt lastat fartyg, och vid ballast blir kavitationssäkerheten betydligt lägre, ca 25 %.

Profilkoordinaterna ges för alla radier från nav till spets. Här har endast medtagits koordinater för radierna  $r/R = 0,7 - 0,95$ .

I beräkningsprogrammet har inkluderats definitiv beräkning av verkningsgrad, hållfasthet, massa, tröghetsmoment m m. Även bladareaförhållandet kontrollberäknas. Det exakta värdet blev 0,488.

Nomenklaturen följer inte helt ITTC-standard. Således står  $L$  för sektionslängden  $c$ ,  $x$  för den dimensionslösa radien  $r/R$ .

## INGANGSDATA

|       |        |          |
|-------|--------|----------|
| D     | M      | 3.900    |
| Z     |        | 4        |
| XH    |        | 0.285    |
| SKEWT | GRADER | 6.000    |
| LFNAY | MM     | 356.000  |
| AMC   | M      | 0.000    |
| T     | KN     | 0.000    |
| PD    | KW     | 2590.000 |
| N     | RPM    | 163.000  |
| VS    | KNOP   | 12.200   |
| WT    |        | 0.420    |
| RO    | KG/M3  | 1025     |
| X1    |        | 0.214    |
| A1    |        | 0.500    |
| A2    |        | 0.500    |
| H     | M      | 5.350    |
| RO    | KG/M3  | 7500     |
| R7    | %      | 9.000    |
| T0    | MM     | 20.000   |
| T'    | MM     | 160.000  |
| X'    | -      | 0.350    |
| L     | MM     | 360.000  |
| KS    | MY     | 8.000    |
| D MOD | M      | 0.250    |
| V MOD | M/S    | 3.000    |
| MYS   |        | 1.000    |
| MYO   |        | 1.000    |
| PFORD |        | 1        |
| KORRF |        | 1        |
| PKOD  |        | 1        |
| CDKOD |        | 1        |
| TJFRD |        | 16       |
| TRYCK |        | 0        |

| X    | WX/WT  | L    | T   | T/D    | T/L    | PI/PI7 | CD     |
|------|--------|------|-----|--------|--------|--------|--------|
| 0.20 | 1.7093 | 700  | 0.0 | 0.1231 | 0.6861 | 0.7775 | 0.0000 |
| 0.30 | 1.5877 | 830  | 0.0 | 0.0522 | 0.2451 | 0.8300 | 0.0000 |
| 0.35 | 1.5324 | 894  | 0.0 | 0.0419 | 0.1826 | 0.8560 | 0.0000 |
| 0.40 | 1.4455 | 962  | 0.0 | 0.0381 | 0.1543 | 0.8830 | 0.0000 |
| 0.50 | 1.2841 | 1092 | 0.0 | 0.0317 | 0.1131 | 0.9355 | 0.0000 |
| 0.60 | 1.1223 | 1220 | 0.0 | 0.0254 | 0.0811 | 0.9825 | 0.0000 |
| 0.70 | 0.9711 | 1256 | 0.0 | 0.0197 | 0.0613 | 1.0000 | 0.0000 |
| 0.80 | 0.8522 | 1190 | 0.0 | 0.0146 | 0.0479 | 0.9950 | 0.0000 |
| 0.90 | 0.7674 | 1000 | 0.0 | 0.0098 | 0.0382 | 0.9786 | 0.0000 |
| 0.95 | 0.7375 | 776  | 0.0 | 0.0074 | 0.0374 | 0.9660 | 0.0000 |

CB 0.769

## RESULTAT

| X    | PI/D   | GS     | CL     | CDS    | CDM    | DCTS   | DCPS   |
|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.20 | 0.5158 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0289 | 0.0494 | 0.0000 | 0.0000 |
| 0.30 | 0.5506 | 0.0285 | 0.5452 | 0.0113 | 0.0184 | 0.5992 | 0.5340 |
| 0.35 | 0.5679 | 0.0373 | 0.5636 | 0.0096 | 0.0156 | 0.9522 | 0.9516 |
| 0.40 | 0.5858 | 0.0425 | 0.5181 | 0.0088 | 0.0142 | 1.2768 | 1.3191 |
| 0.50 | 0.6206 | 0.0486 | 0.4136 | 0.0079 | 0.0122 | 1.8911 | 2.0924 |
| 0.60 | 0.6518 | 0.0514 | 0.3247 | 0.0072 | 0.0108 | 2.4533 | 2.8944 |
| 0.70 | 0.6634 | 0.0485 | 0.2542 | 0.0068 | 0.0100 | 2.7480 | 3.3787 |
| 0.80 | 0.6601 | 0.0414 | 0.1999 | 0.0067 | 0.0096 | 2.7109 | 3.4341 |
| 0.90 | 0.6492 | 0.0304 | 0.1550 | 0.0067 | 0.0094 | 2.2536 | 2.9632 |
| 0.95 | 0.6409 | 0.0218 | 0.1358 | 0.0069 | 0.0097 | 1.7107 | 2.3174 |

| X    | SP     | 1-SP/SK | TMH    | TUH    | L/D    | KC     | KA     | KT     |
|------|--------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.20 | 1.9349 | 0.7383  | 480.24 | 192.31 | 0.1795 | 1.4365 | 2.1746 | 0.4633 |
| 0.30 | 1.0379 | 0.6610  | 203.44 | 170.77 | 0.2128 | 1.2390 | 1.5196 | 0.4036 |
| 0.35 | 0.8603 | 0.6090  | 163.24 | 160.00 | 0.2292 | 1.1203 | 1.4090 | 0.3094 |
| 0.40 | 0.7415 | 0.5495  | 148.42 | 148.42 | 0.2467 | 1.0555 | 1.3272 | 0.2376 |
| 0.50 | 0.5479 | 0.4629  | 123.50 | 123.50 | 0.2800 | 1.0372 | 1.2501 | 0.1613 |
| 0.60 | 0.3990 | 0.4225  | 98.94  | 98.94  | 0.3128 | 1.1569 | 1.3428 | 0.1091 |
| 0.70 | 0.3004 | 0.3949  | 77.00  | 77.00  | 0.3221 | 1.2351 | 1.4698 | 0.0673 |
| 0.80 | 0.2315 | 0.3796  | 57.03  | 57.03  | 0.3051 | 1.4728 | 1.4251 | 0.0447 |
| 0.90 | 0.1793 | 0.3822  | 38.21  | 38.21  | 0.2564 | 1.8489 | 1.4290 | 0.0273 |
| 0.95 | 0.1657 | 0.3599  | 29.02  | 29.02  | 0.1990 | 2.1076 | 1.4491 | 0.0205 |
| 1.00 |        |         | 20.00  | 20.00  |        |        |        |        |

| X    | FM    | P/D    | FI      | SIN FI | COS FI | RFK      | LF  |
|------|-------|--------|---------|--------|--------|----------|-----|
| 0.20 | 0.00  | 0.5953 | 43.4537 | 0.6878 | 0.7259 | 16.09E01 | 280 |
| 0.30 | 37.29 | 0.6155 | 33.1485 | 0.5469 | 0.8373 | 24.36    | 371 |
| 0.35 | 37.54 | 0.6231 | 29.5393 | 0.4930 | 0.8700 | 14.56    | 422 |
| 0.40 | 34.99 | 0.6346 | 26.7919 | 0.4508 | 0.8926 | 11.19    | 475 |
| 0.50 | 32.66 | 0.6616 | 22.3406 | 0.3882 | 0.9216 | 6.82     | 572 |
| 0.60 | 30.48 | 0.6881 | 20.0538 | 0.3429 | 0.9394 | 3.92     | 639 |
| 0.70 | 27.29 | 0.6949 | 17.5371 | 0.3013 | 0.9535 | 2.31     | 639 |
| 0.80 | 23.30 | 0.6862 | 15.2714 | 0.2634 | 0.9647 | 1.34     | 572 |
| 0.90 | 19.06 | 0.6711 | 13.3528 | 0.2309 | 0.9730 | 0.71     | 409 |
| 0.95 | 14.77 | 0.6618 | 12.5025 | 0.2165 | 0.9763 | 0.53     | 248 |
| 1.00 |       | 0.6512 |         |        |        |          |     |



X'T 0.6888  
 X'Q 0.7008  
 KQ 0.02223  
 KT 0.1961  
 J 0.3435  
 SIGMA(0.85) 1.9131E01  
 CTS 1.4230  
 CPS 1.7145  
 CTSB 1.3761  
 CPSB 1.6693  
 TS KN 343.10  
 PDS KW 2595

SIGMA' N/MM2 28.40  
 CENFS N/MM2 2.16  
 WXD MM3 2.165E 6  
 CT2 MM3 2.289E 7  
 TO/D 0.06036  
 T/L NAV 0.2146  
 PEFF KN 90.30  
 XEFF 0.6801  
 PD NOLL KW 1.5578E -4 \*RPM3  
 P/D KT=0 0.02427  
 GD2VK KGM2 2659  
 GD2V0 KGM2 139

ETAS 0.4814  
 TM KN 341.67  
 PDM KW 2705  
 ETAM 0.4599  
 PO-PV KPA 152.82  
 EAR 0.4883  
 A/BLAD M2 1.4582  
 G KG 764  
 G' KG 652  
 XTP 0.5502  
 XTP' 0.5399  
 GD2/BLAD KGM2 3872

X 0.700  
 L 1256.0  
 T 77.0  
 RFK 4.0  
 RAK 4.0

X 0.800  
 L 1190.0  
 T 57.0  
 RFK 4.0  
 RAK 4.0

| Y/L    | Y      | SS   | TS    | TJOCKLEK |
|--------|--------|------|-------|----------|
| 0.0000 | 0.0    | 0.0  | 0.0   | 0.0      |
| 0.0125 | 15.7   | 12.4 | -7.4  | 19.8     |
| 0.0250 | 31.4   | 17.5 | -8.8  | 26.3     |
| 0.0500 | 62.8   | 24.9 | -10.1 | 35.0     |
| 0.1000 | 125.6  | 35.5 | -11.1 | 46.6     |
| 0.2000 | 251.2  | 49.6 | -11.4 | 61.0     |
| 0.3000 | 376.8  | 58.3 | -11.2 | 69.5     |
| 0.4000 | 502.4  | 63.8 | -11.3 | 75.1     |
| 0.5000 | 628.0  | 65.8 | -11.2 | 77.0     |
| 0.6000 | 753.6  | 64.2 | -10.7 | 74.9     |
| 0.7000 | 879.2  | 59.1 | -9.5  | 67.6     |
| 0.8000 | 1004.8 | 47.2 | -8.8  | 56.0     |
| 0.9000 | 1130.4 | 29.4 | -8.2  | 36.6     |
| 0.9500 | 1193.2 | 16.8 | -6.7  | 23.5     |
| 1.0000 | 1256.0 | 4.0  | -4.0  | 8.0      |

| Y      | SS   | TS   | TJOCKLEK |
|--------|------|------|----------|
| 0.0    | 0.0  | 0.0  | 0.0      |
| 14.9   | 10.8 | -6.6 | 17.4     |
| 29.7   | 14.7 | -7.3 | 22.0     |
| 59.5   | 20.5 | -7.8 | 28.3     |
| 119.0  | 28.6 | -7.8 | 36.4     |
| 238.0  | 39.3 | -6.8 | 46.1     |
| 357.0  | 45.9 | -5.6 | 51.5     |
| 476.0  | 50.2 | -5.4 | 55.6     |
| 595.0  | 51.8 | -5.2 | 57.0     |
| 714.0  | 50.5 | -4.9 | 55.4     |
| 833.0  | 45.8 | -4.3 | 50.1     |
| 952.0  | 37.5 | -4.7 | 42.2     |
| 1071.0 | 22.8 | -5.7 | 28.5     |
| 1130.5 | 13.9 | -5.3 | 19.2     |
| 1190.0 | 4.0  | -4.0 | 8.0      |

X 0.900  
 L 1000.0  
 T 38.2  
 RFK 4.0  
 RAK 4.0

X 0.950  
 L 776.0  
 T 29.0  
 RFK 4.0  
 RAK 4.0

| Y/L    | Y     | SS   | TS   | TJOCKLEK |
|--------|-------|------|------|----------|
| 0.0000 | 0.0   | 0.0  | 0.0  | 0.0      |
| 0.0125 | 12.5  | 9.0  | -5.5 | 14.5     |
| 0.0250 | 25.0  | 11.8 | -5.7 | 17.5     |
| 0.0500 | 50.0  | 15.9 | -5.6 | 21.5     |
| 0.1000 | 100.0 | 21.7 | -4.7 | 26.4     |
| 0.2000 | 200.0 | 29.3 | -2.6 | 31.9     |
| 0.3000 | 300.0 | 33.7 | -0.8 | 34.5     |
| 0.4000 | 400.0 | 37.0 | -0.3 | 37.3     |
| 0.5000 | 500.0 | 38.2 | -0.0 | 38.2     |

| Y     | SS   | TS   | TJOCKLEK |
|-------|------|------|----------|
| 0.0   | 0.0  | 0.0  | 0.0      |
| 9.7   | 7.8  | -5.1 | 12.9     |
| 19.4  | 9.9  | -5.2 | 15.1     |
| 38.8  | 13.0 | -5.0 | 18.0     |
| 77.6  | 17.3 | -4.1 | 21.4     |
| 155.2 | 22.8 | -2.1 | 24.9     |
| 232.8 | 25.9 | -0.3 | 26.2     |
| 310.4 | 28.4 | 0.0  | 28.4     |
| 388.0 | 29.3 | 0.3  | 29.0     |

|        |        |      |      |      |
|--------|--------|------|------|------|
| 0.6000 | 600.0  | 37.2 | 0.1  | 37.1 |
| 0.7000 | 700.0  | 33.7 | 0.2  | 33.5 |
| 0.8000 | 800.0  | 28.0 | -1.2 | 29.2 |
| 0.9000 | 900.0  | 17.5 | -3.4 | 20.9 |
| 0.9500 | 950.0  | 11.0 | -4.0 | 15.0 |
| 1.0000 | 1000.0 | 4.0  | -4.0 | 8.0  |

|       |      |      |      |
|-------|------|------|------|
| 465.6 | 28.6 | 0.3  | 28.3 |
| 543.2 | 25.9 | 0.4  | 25.5 |
| 620.8 | 21.8 | -1.0 | 22.8 |
| 698.4 | 14.0 | -3.1 | 17.1 |
| 737.2 | 9.2  | -3.8 | 13.0 |
| 776.0 | 4.0  | -4.0 | 8.0  |



## 10. PROPELLERNES VERKNINGSSÄTT

### 10.1 PROPELLERTEORIER

Genom användning av teoretiska beräkningar kan man göra en mera förfinad konstruktion än vid propellerkonstruktion baserad enbart på modellprov. Man kan bestämma den radiella belastningsfördelningen och anpassa stignings- och sektionslängdsfördelningen efter denna.

Utvecklingen av propellerteorin har följt tre vägar, baserade på impuls-, bladelement- och cirkulationsteori.

Vid impulsteorin beräknas propellertryckkraften med hjälp av impulsen, ändringen i rörelsemängd. Vattnet förutsättes vara friktionslöst, och det strömmar som visat i fig 10.1.

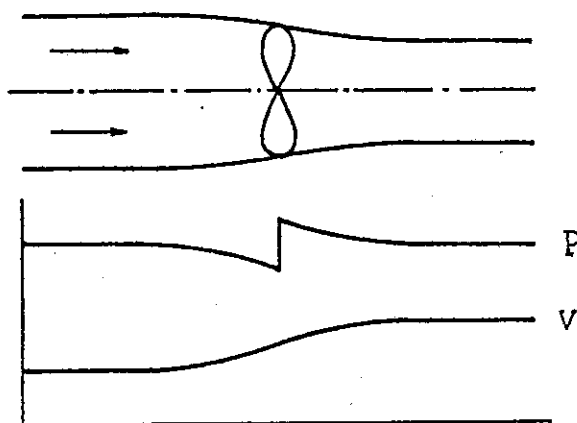


Fig 10.1 Strömrör, tryck- och hastighetsfördelning vid propeller

Vattnets rörelse betraktas relativt propellern, och propellerns framdriftshastighet representeras av den axiella hastigheten långt framför propellern. Propellern åstadkommer en tryckminskning framför propellerdisken och en tryckökning bakom. Detta resulterar i en ökning av den axiella hastigheten och en kontraktion av vattenstrålen, och det kan visas att den axiella hastigheten vid propellern är medeltalet av den axiella hastigheten långt framför och långt bakom propellern. Formler för tryckkraft, moment och verkningsgrad kan härledas med hjälp av impulsteorin, och impulsteorin kan utvecklas så att man kan ta hänsyn även till friktionen. Impulsteorin lämpar sig dock inte för praktisk konstruktion av propellern.

Vid bladelementteorin delas varje propellerblad upp i ett antal ringformiga element, som vart och ett antas fungera som en del av en vingprofil. Bladelementkrafterna består av en lyftkraft  $dL$  och ett motstånd  $dD$ , som kan upplösas i en

axiell tryckkraft  $dT$  och en tvärkraft  $dF$ . Bidragen till tryckkraft och momentkraft integreras från nav till bladspets och man får  $T$  och  $F$  och, av den senare, momentet  $Q$  för hela propellern, se fig 10-2.

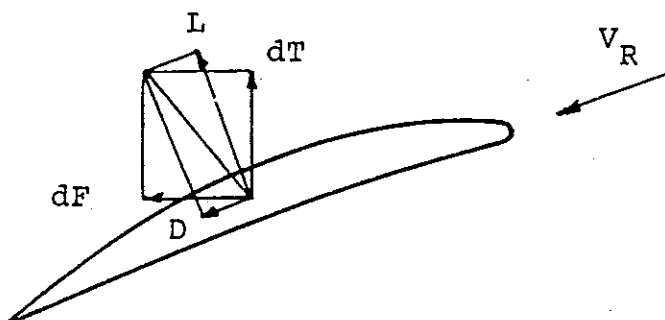


Fig 10.2 Krafter på bladelement

Impuls- och bladelementteorierna kan kombineras, men metoden har ändå brister.

Cirkulationsteorin utgör en länk mellan en bladsektion som arbetar i två-dimensionell strömning och den som fungerar som en del av en profil. Cirkulation kring en profil har redan beskrivits i kapitel 2.3. Vid tillämpningen på ett propellerblad betraktar man bladet som en s k bärande linje, kring vilken det sker en cirkulation som alstrar lyftkraften. Cirkulationen kring denna linje kallas bunden cirkulation. Enligt fysikens lagar kan en cirkulation - en virvel - aldrig sluta någonstans, och den bundna cirkulationen fortsätter vid nav och bladspets i fria virvlar, navvirvel och spetsvirvel. Om virvelstyrkan är stor kan det uppstå kavitation i virvelns centrum, och virveln blir synlig, speciellt gäller detta spetsvirveln. Att cirkulationen sedan inte kan sluta gäller strikt endast för friktionsfri vätska. I en viskös vätska dör virveln ut så småningom långt bakom propellern.

Längs ett propellerblads radie varierar belastningen. Den har ett maximum ungefär mitt på bladet och avtar till noll vid spetsen. Ju brantare belastningen - cirkulationen - avtar, dess kraftigare blir randvirveln. Om man reducerar den radiella stigningsfördelningen mot spetsen, reducerar man även belastningen och cirkulationen, vilket betyder att "virveltrådar" lämnar bladet innanför spetsen, och själva spetsvirveln blir mindre kraftig.

Inom aerodynamiken finns ett fenomen som motsvarar kavitation, kondensation vid tryckfall i fuktig luft. Vid en flygplansvinges spets kan man då se randvirveln som en strimma vattenånga. Vid landning använder man klaffar i vingens bakkant för att öka vingprofilens välvning och därmed lyftkraft. Där klaffen slutar finns ett språng i belastning och alltså i cirkulation, och en virvel avgår.

Bärande-linje-teorin har sina begränsningar, ett propellerblad är ju en bärande yta och ingen linje. Därför får man vid cirkulationsberäkning använda korrektioner för bärande yta. Men inte heller detta räcker alltid till. Vid blad med stor utsträckning i breddled - blad med stort bladareaförhållande eller blad av high-skew typ - får man övergå till bärande-yta-teori, och beräkningarna blir betydligt mera komplicerade och omfattande.

Vid cirkulationsberäkningen beräknas och kontrolleras bladgeometrin detaljerat, och alla propellrar med icke-standard bladprofiler - dvs den övervägande majoriteten - konstrueras med hjälp av cirkulationsteorin. Förutom de geometriska detaljerna - stigningsfördelning och profilvålvning - beräknas t ex trycksänkningen vid varje bladelement varigenom man får den lokala teoretiska kavitationssäkerheten vid stötfritt inlopp. Även verkningsgraden beräknas, vid rätt Reynolds tal.

## 10.2 PROPELLERLAGEN

I kapitel 4.1 nämndes att ett fartygs motstånd inom det lägre fartområdet är proportionellt mot fartens kvadrat, alltså  $R = \text{konst} \cdot V^2$ . Det betyder att effektbehovet är proportionellt mot farten i 3. potens,  $P = \text{konst} \cdot V^3$ . Bildar man förhållandet

$$K_Q/J^3 = \frac{P_D \cdot n^3 \cdot D^3}{2\pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot V_A^3} = \frac{P_D}{2\pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot V_A^3}$$

ser man att  $K_Q/J^3$  är konstant inom det fartområde där ovan nämnda proportionalitet råder. Läggs en  $K_Q/J^3$ -parabel in i ett  $K_Q$ -J diagram, se fig 10.3, fås en skärningspunkt med  $K_Q$ -kurvan

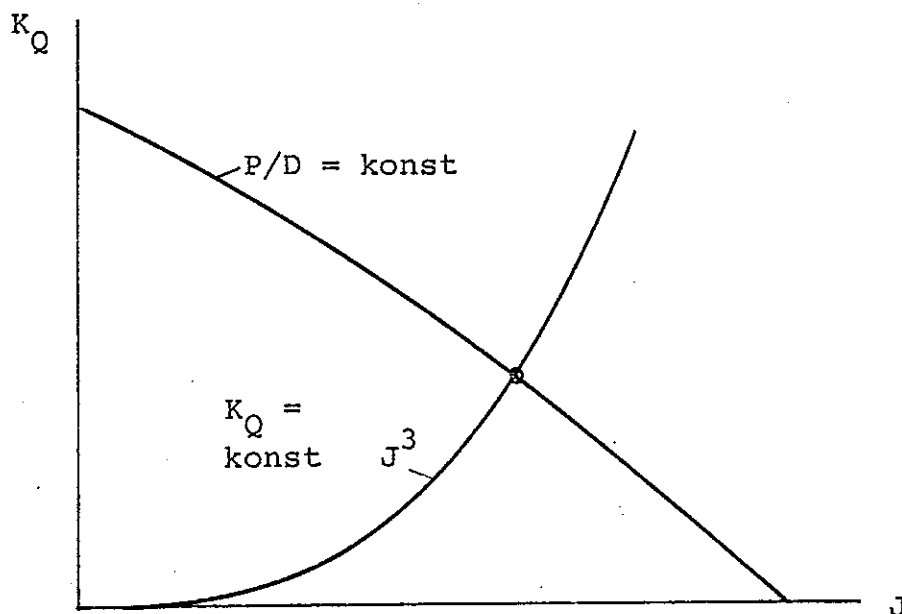


Fig 10.3  $K_Q$ -J diagram med  $K_Q/J^3$ -parabel

för konstruktions-stigningsförhållandet, som bestämmer en och endast en punkt.  $K_Q$  och  $J$  är alltså konstanta, så länge  $P = \text{konst} \cdot V^3$  gäller. Av

$$K_Q = \frac{P_D}{2\pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5}$$

ses att effekten  $P_D$  är proportionell mot varvtalet  $n$  i 3. potensen, och detta är just propellerlagen:

"Den av propellern absorberade effekten är proportionell mot kuben på varvtalet - inom området där effekten är proportionell mot kuben på farten."

Av detta, och av  $J = \text{konstant}$ , följer även att varvtalet är direkt proportionellt mot farten.

Om fartygets motståndskurva är brantare än en 2. gradens parabel - eller mindre brant, vilket också kan förekomma - gäller inte propellerlagen.  $K_Q/J^3$  är då inte konstant vid en fartändring, och skärningspunkten med  $K_Q$ -kurvan flyttar på sig, se fig 10.4. Kurva A är samma som i fig 10.3.

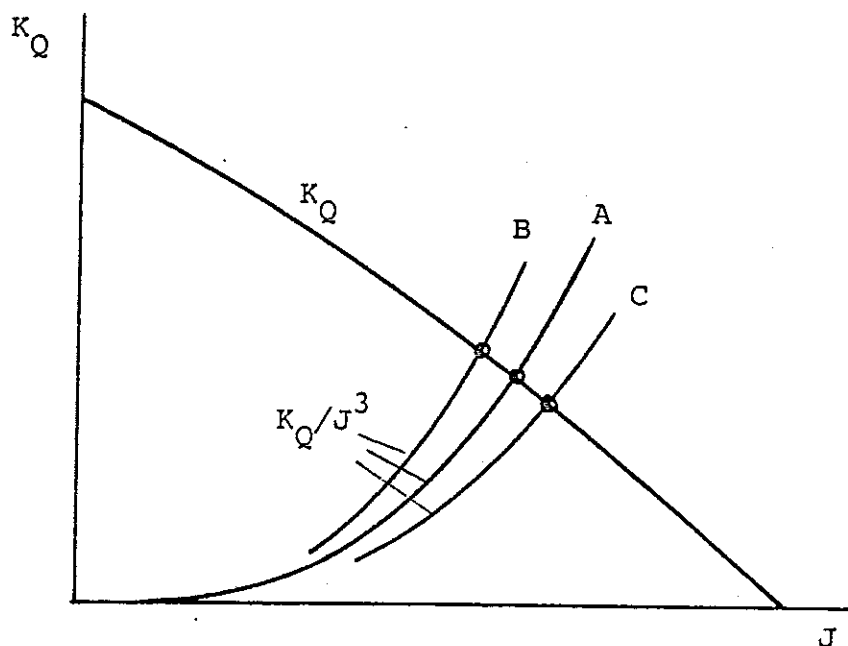


Fig 10.4 Avvikelse från propellerlagen

För brantare effekt-fart-kurva än 3. graden flyttar sig  $K_Q/J^3$ -parabeln i riktning mot B,  $K_Q$  ökar,  $J$  minskar, och färtökningen blir mindre än varvtalsökningen, och effekten ökar mer än med 3. potensen på  $n$ . För mindre brant effekt-fart-kurva än 3. graden - vilket kan förekomma vid planing - rör sig  $K_Q/J^3$ -kurvan mot C. Farten ökar mer än varvtalet och effekten med en lägre potens än 3.

Vid dragning i kaj -  $V = 0$  och  $J = 0$  - gäller propellerlagen förutsatt att kraftfall p g a kavitation inte förekommer. Vid frifart kan kavitation förstås också påverka kurvan  $P = f(n)$ , dock normalt inte inom området där propellerlagen gäller.

### 10.3 SLIP

På många språk använder man ordet "skruv" som beteckning på en propeller, vilket bottnar i uppfattningen att propellern är en skruv som gängar sig fram genom vattnet. Så enkelt är det inte. Om propellern gängade sig fram, skulle den med varvtalet  $n$  r/s (varv per sekund) och stigningen  $P$  m förflytta sig sträckan  $n \cdot P$  m på en sekund, se fig 10.5.

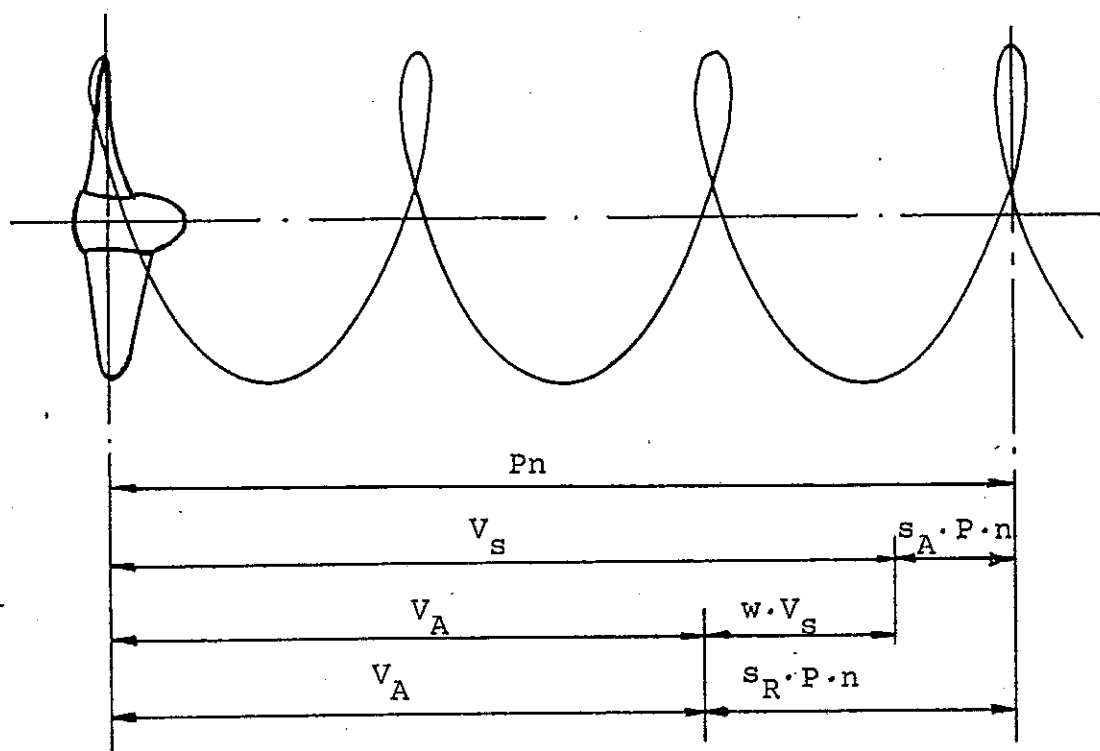


Fig 10.5 Slip

I verkligheten förflyttar sig propellern en kortare sträcka genom vattnet. Skillnaden mellan denna sträcka och sträckan  $P \cdot n$  kallas slip'en (uttalas [slipp]), som normalt uttryckes som en del av  $P \cdot n$ . Om propellerns hastighet genom vattnet är  $V$  m/s, förflyttar den sig alltså  $V$  m på 1 sekund. Slip'en blir då

$$s = \frac{P \cdot n - V}{P \cdot n} = 1 - \frac{V}{P \cdot n} \quad (\text{dimensionslös})$$

Slip'en anges ofta i %, alltså

$$s = \left(1 - \frac{V}{P \cdot n}\right) 100 \quad \%$$

Sätter man  $V = V_A$ , propellerns framdriftshastighet (se kapitel 4.2), får man den verkliga slip'en

$$s_R = 1 - \frac{V_A}{P \cdot n} \quad (R = \text{real})$$

Ibland utgår man från fartygets fart och sätter alltså  $V = V_s$ , och man får den skenbara slip'en

$$s_A = 1 - \frac{V_s}{P \cdot n} \quad (A = \text{apparent})$$

Den skenbara slip'en beräknas ofta av befälet ombord och betraktas som ett mått på propellerns belastning. Ökar  $s_A$  har propellerbelastningen ökat, t ex på grund av skrov-beväxning. Som ett mått för jämförelse duger  $s_A$  bra, men den ger ingen tillförlitlig information om propellerns funktion. Om medströmmen  $w$  är stor och den verkliga slip'en  $s_R$  liten, kan nämligen  $w \cdot V_s$  bli större än  $s_R \cdot n \cdot P$ , och den skenbara slip'en negativ, se fig 10.6, ett vid första ögonkastet förbryllande resultat.

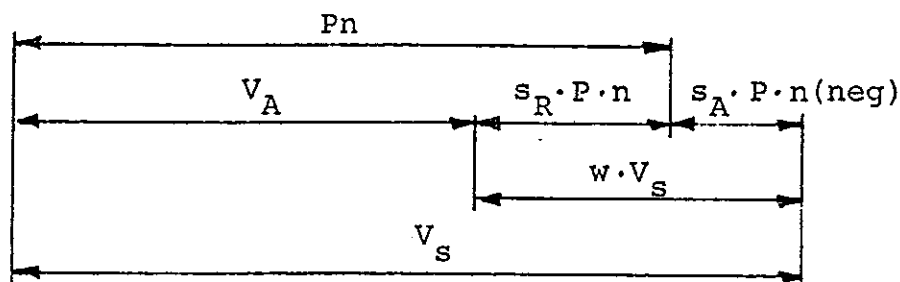


Fig 10.6 Negativ skenbar slip

Den verkliga slip'en följer propellerbelastningen. Vid dragning i kaj, 0 knop, är propellerns tryckkraft och alltså belastning stor, och  $s_R$  är 100 %. Om propellern vid fartygets fart framåt bara "följer med" vattnet, är tryckkraft och belastning noll, och man får  $s_R = 0$ .

Ibland uppfattas  $1-s$  som ett uttryck för verkningsgraden  $\eta$ . Vid  $s = 1.0$  (100 %) har man visserligen  $\eta = 0$ , men vid  $s = 0$  är  $\eta$  också = 0 och alltså inte 1.0. Någonstans mellan 0 och 1 är  $1-s$  och  $\eta$  lika, men att därför sätta likhetstecken mellan  $1-s$  och  $\eta$  är lika fel som att lita på en klocka som har stannat men ändå visar rätt två gånger per dygn.



## 10.4 OLIKA DRIFTSKONDITIONER

I detta avsnitt behandlas vad som på engelska betecknas med "off-design conditions", dvs alla andra driftskonditioner än den kondition som propellern direkt har konstruerats för. Endast den fasta propellern omtalas här. Den ställbara propellern, som har ett större arbetsområde, beskrivs i kapitel 11.

### 10.4.1 Fri fart med reducerad effekt

I kapitel 10.3 beskrevs propellerlagen och dess giltighetsområde. För enkelhetens skull kallar vi här funktionen  $P = \text{konstant} \cdot n^m$  för propellerlagen även om  $m$  avviker något från värdet 3, och låter alltså "propellerlag" betyda sambandet mellan propellereffekt och varvtal när fartyget förflyttar sig fritt i fortfarighetstillstånd. I diagrammet fig 10.7 har propellerlagen - absorberad effekt - ritats in tillsammans med motorgränskurvan - den tillgängliga effekten.

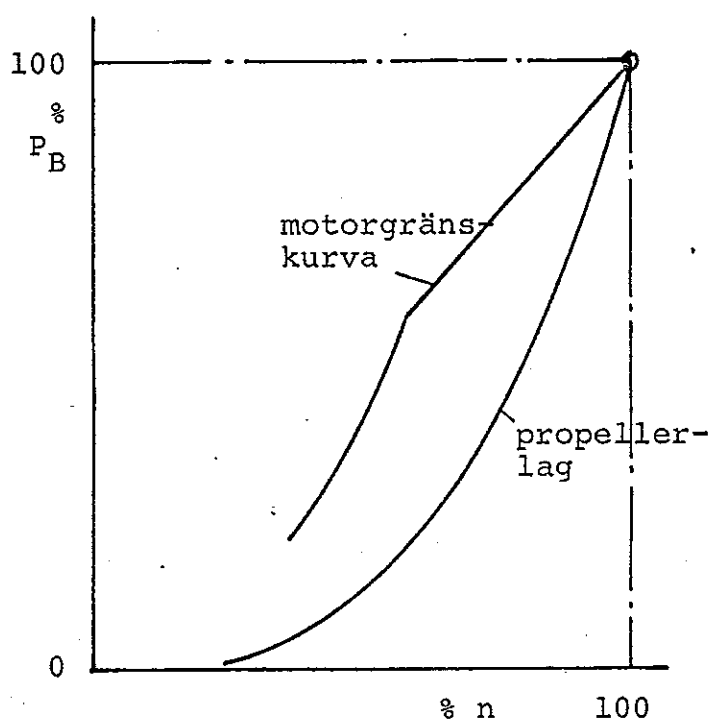


Fig 10.7 Propellerlag och motorgränskurva

De två kurvorna skär varandra i konstruktionspunkten 100 % effekt, 100 % varvtal. Reduceras varvtalet, följer effekten propellerlagen ända ner till tomgångsvarvtalet. Propellerdiamaterns optimalitet och propellerverkningsgraden förblir konstanta längs propellerlagen, i varje fall längs den "äka" delen av den, där  $P = k \cdot n^3$ .

### 10.4.2 Dragning i kaj

Som nämnts i kapitel 8.4 menas med "dragning i kaj" den kondition då fartyget är fast förtöjt medan propellern arbetar. Det verkar i och för sig meningslöst, men den utvecklade tryckkraften är ett väldefinierat mått på bogserförmågan. Vid denna kondition gäller också propellerlagen men med ett högre värde på konstanten. Propellerkurvan kan beräknas ur  $K_Q$  för  $J = 0$  i ett vanligt  $K_Q$ - $J$  diagram. Normalt påverkas propellern dock av kavitation vid dragning i kaj. Man bör därför använda sig av ett speciellt diagram för dragning i kaj, där inverkan av kavitationen är med, se avsnitt 8.4. För olika  $n$  beräknas  $\sigma'$  och  $K_Q$  avläses. Härur kan propellereffekten  $P_D$  (och motoreffekten  $P_B$ ) beräknas.

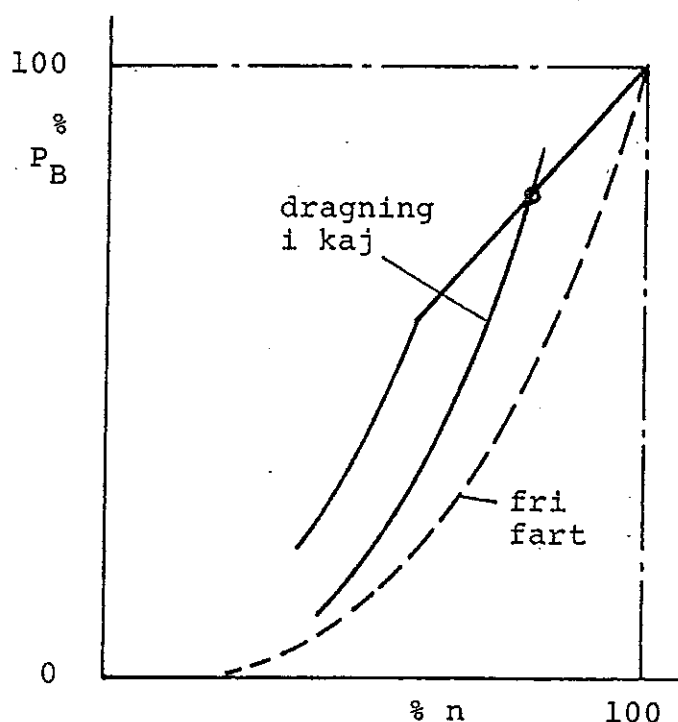


Fig 10.8 Propellerlag för dragning i kaj, propellern konstruerad för frifart

Man ser av fig 10.8 att propellerkurvan för dragning i kaj skär motorgränskurvan vid lägre effekt och varvtal än vid fri fart. Man kan alltså inte utnyttja motorns fulla effekt. Hur stor effekt- och varvtalsreduktionen blir beror på motorgränskurvans form.

Man kan givetvis konstruera propellern för dragning i kaj, dvs utnyttja motorns fulla effekt vid denna kondition, men då kan propellern inte absorbera full effekt vid fri fart, se fig 10.9. Motorns regulator stryper bränsletillförseln och förhindrar övervarv.

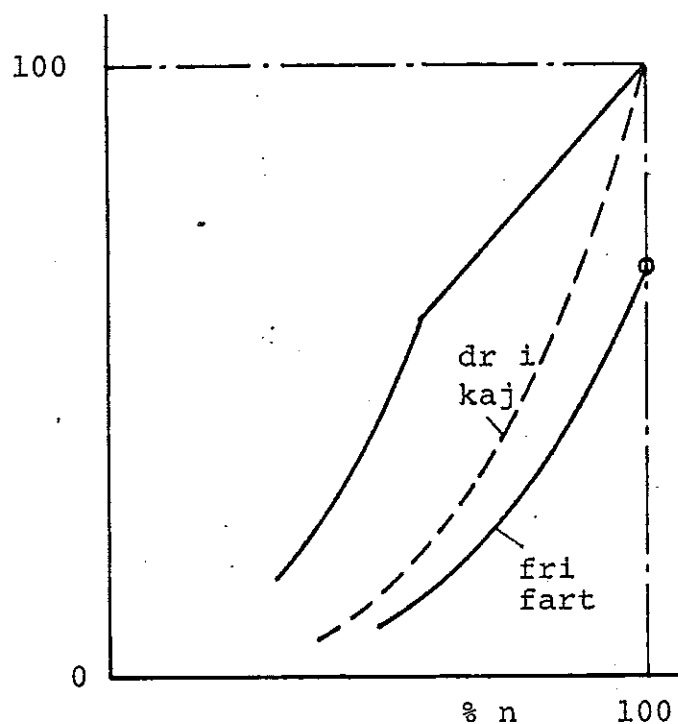


Fig 10.9 Propellerlag för frifart, propellern konstruerad för dragning i kaj

#### 10.4.3 Acceleration

Området mellan propellerlagen och motorgränskurvan är den effekt som är tillgänglig för acceleration av fartyget, se fig 10.10. Maximal acceleration representeras av kurvdelarna A-B-C. En "mager", dvs lågt belägen, motorgränskurva betyder sämre acceleration - det finns t o m exempel på motorgränskurvor som inte möjliggör start av motorn med fast propeller, utan man är tvungen att ha ställbar propeller som kan startas med liten stigning.

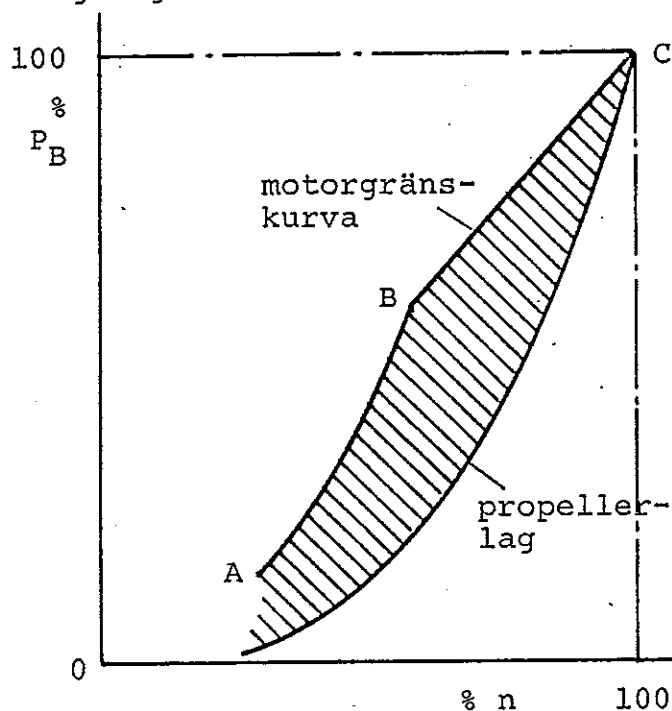


Fig 10.10 Effektområde tillgängligt för acceleration etc

#### 10.4.4 Turbingång

Turbingång, eller på engelska den något missvisande beteckningen windmilling, är den företeelse att propellern drivs av vattnet. Den kan förekomma när motoreffekten plötsligt reduceras och fartygets fart inte har hunnit avta, eller när ena propellern på tvåpropellerfartyg roterar fritt, medan den andra fortfarande driver. Vid turbingång är varvtalet alltid lägre än det normala driftsvarvtalet vid farten ifråga. Propellertryckkraften är negativ, och sug- och trycksida byter plats. Hur mycket varvtalet sjunker beror på friktionsmotståndet i propelleraxellagren och motorn. Om propellern är frikopplad från motorn, kan man räkna friktionsmomentet till 1 å 2 % av fullkraftmomentet. Om propellern skall dra med hela motorn (utan bränsletillförsel) kan man räkna med ett friktionsmoment på ca 15 % av fullkraftmomentet.

Turbingångs-varvtalet beräknas på följande sätt: Resultat måste föreligga från prov med propellern vid så höga J-värden att  $K_Q$  är negativt, se fig 10.11.

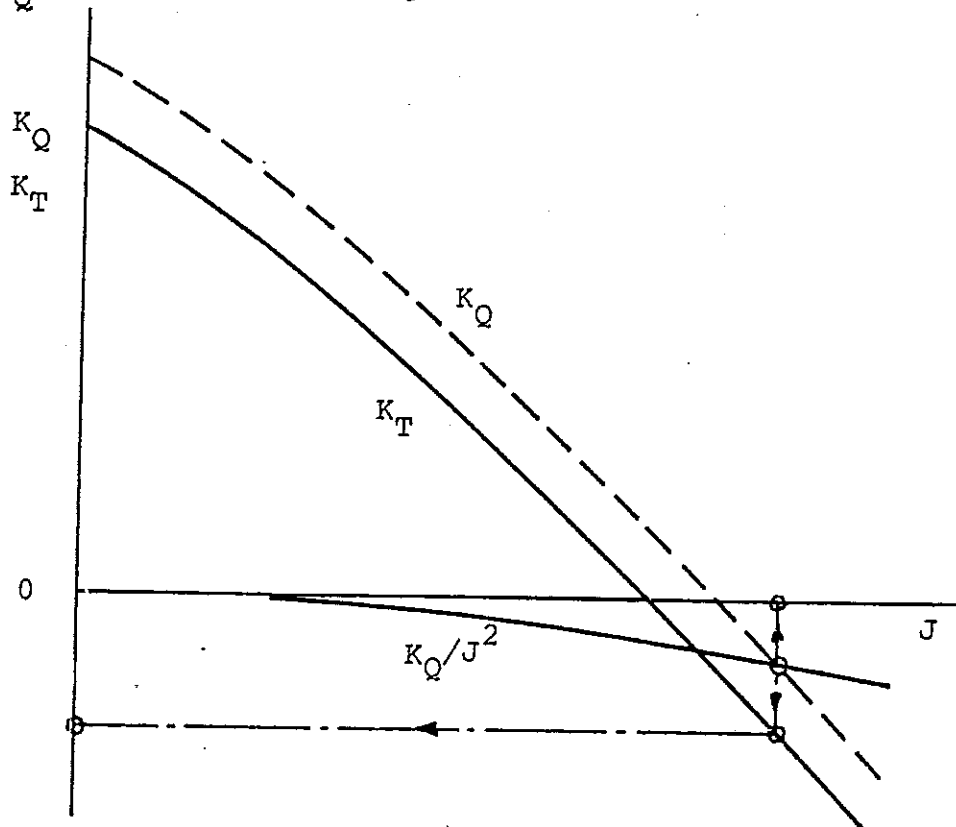


Fig 10.11 Turbingång

Friktionsmomentet  $Q_F$  är konstant och negativt. Förhållandet  $K_Q/J^2$  beräknas (varvtalet  $n$  elimineras)

$$K_Q/J^2 = \frac{Q_F}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} / \left( \frac{V_A}{n \cdot D} \right)^2 = \frac{Q_F}{\rho \cdot D^3 \cdot V_A^2}$$

och  $K_Q/J^2$ -parabeln ritas in i diagrammet. Skärningspunkten med  $K_Q$ -kurvan ger  $J$ , varvtalet beräknas ur  $n = V_A/(J \cdot D)$ , och den negativa tryckkraften  $T$ , dvs propellerns motstånd, fås ur  $T = \rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot K_T$ , med  $K_T$  avläst på  $K_T$ -kurvan vid samma  $J$ . Om turbingång sker vid hög fartygsfart, kan trycksidekavitation förekomma, alltså på den sida som normalt är trycksidan.. Kavitationen är inte aggressiv i erosionshänseende men kan åstadkomma störande buller. Om motoreffekten försvinner momentant, ställer propellern in sig på turbingångsvarvtalet inom ett par sekunder även om det rör sig om en stor propeller. De hydrodynamiska krafterna är stora i förhållande till propellerns masskrafter.

På vissa fartyg installerar man en axelbroms för att kunna stoppa propellern snabbt, t ex för att undvika att få en wire i propellern. Under inbromsningen ökar momentet för att nå ett maxvärde strax innan propellern stannar och därefter falla till ett lägre hållmoment.

#### 10.4.5 Stoppmanöver

För att stoppa ett fartyg kan man låta det "löpa ut", dvs bromsas av det egna motståndet och motståndet av en turbingående eller stoppad propeller. Först vid låg fart stoppas framfarten helt genom en backmanöver med propellern. Men en nödsituation kan kräva snabbare stopp, och man tar till en "crash stop" manöver, dvs man låter, medan fartyget ännu har hög fart, propellern gå back med så hög motoreffekt som möjligt. Ofta måste man låta farten sjunka några knop innan det blir möjligt för motorn att övervinna propellerns turbingångsmoment och reversera. Moment och tryckkraft är negativa, likaså varvtalet, och  $K_Q$ ,  $K_T$  och  $J$  blir alla negativa, se fig 10.12.

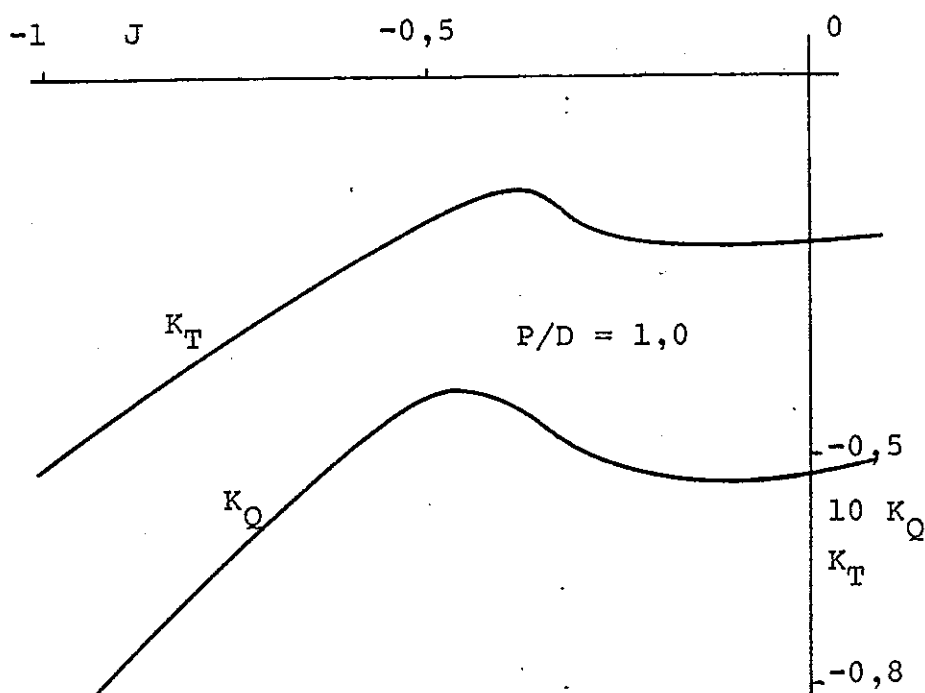


Fig 10.12  $K_Q$ - $K_T$ - $J$  diagram för backgång

På grund av den omkastade rotationsriktningen byter bladens förkant och bakkant plats, och detsamma gör sug- och trycksida. Bladsektionerna blir välvda åt fel håll i förhållande till tryckkraften, och anfallsvinkeln blir stor. Allt detta ger upphov till en kraftig, pulserande kavitation, och om propellerns nedsänkning inte är stor, suger den luft från vattenytan, och vibrationerna kan bli våldsamma. Luftnedsuget yttrar sig också genom att propellervattnet blir vitt av alla småbubblor. Både kavitation och luftnedsug gör att propellerns tryckkraft reduceras. Kraftigt luftnedsug kan få propellern att rusa.

Som vid dragning i kaj fram är konstanten i propellerlagen högre än vid frifart vid en stoppmanöver, även när fartyget stannat och man har konditionen "dragning i kaj back". Propellerlagen skär därför motorgränskurvan vid lägre varvtal och effekt än 100 %, och man kan alltså inte utnyttja full effekt. För lika effekt är dragning i kaj tryckkraften lägre än den vid dragning i kaj fram, p g a att bladen är välvda åt fel håll.

#### 10.4.6 Fri fart back

Fri fart back är en sällan förekommande kondition. I trånga hamnar, t ex Dover, kan det dock hända att färjor får backa någon sjömil. Verkningsgraden är lägre än vid fri fart fram av samma skäl som nämnts i föregående avsnitt. Ej heller kan full effekt utnyttjas, bl a av den orsaken att fartygets motstånd vid gång back är större än vid gång framåt (om det inte rör sig om en dubbeländad färja).

#### 10.4.7 Stopp från back

Denna kondition är lik dragning i kaj fram, men propellerbelastningen är högre, kavitationen kraftigare och maximala varvtalet lägre.

#### 10.4.8 Låst propeller

Som nämnts i avsnitt 10.4.4 kan det förekomma att propellrar är försedda med axelbroms för att kunna stoppas snabbt. Man kan också tänka sig att låsa fast ena propellern på ett 2-propellerfartyg för att kunna göra reparationer på motorn medan fartyget fortfarande drivs av andra propellern. Låst propeller innebär ju att varvtalet är noll, och de vanliga propellerkoefficienterna är inte definierade. För att beräkna moment och motstånd av den låsta propellern måste man därför använda sig av generella koefficienter, se avsnitt 8.5.

För momentet gäller, vid  $n = 0$ :  $J' = 1,0$

$$K_Q' = \frac{Q}{\rho \cdot V_A^2 \cdot D^3} \quad \text{eller} \quad C_Q^* = \frac{Q}{\frac{\pi}{8} \rho \cdot V_A^2 \cdot D^3}$$

$K_Q'$  eller  $C_Q^*$  fås ur diagram baserade på modellprov.  $K_Q$  är av storleksordningen  $K_Q' = 0,02 - 0,04$ .

Tryckkraften (motståndet) fås ur

$$K_T' = \frac{T}{\rho \cdot V_A^2 \cdot D^2} \quad \text{eller} \quad C_T^* = \frac{T}{\frac{\pi}{8} \rho \cdot V_A^2 \cdot D^2}$$

$K_T'$  är av storleksordningen  $K_T' = 0,2 - 0,3$ .

Räknar man  $T$  finner man att den negativa tryckkraften, alltså motståndet, är stort, omkring 30-50 % av tryckkraften fram vid samma fart.

#### 10.4.9 Startmoment

Startmomentet är det moment som erfordras för att starta propellern från stillastående och accelerera den. För att rycka i gång propellern måste först vilofriktionsmomentet  $Q_F$  (statiskt) övervinnas. Detta övergår därefter till glidfriktionsmomentet  $Q_F$  (glid). Detta är i propelleraxelns lager 2-3 % av momentet vid full effekt och varvtal.  $Q_F$  (statiskt) är ca dubbelt så stort.

När propellern har börjat rotera tillkommer det hydrodynamiska momentet  $Q_H$ , som är proportionellt mot varvtalet i kvadrat. Det kan skrivas som

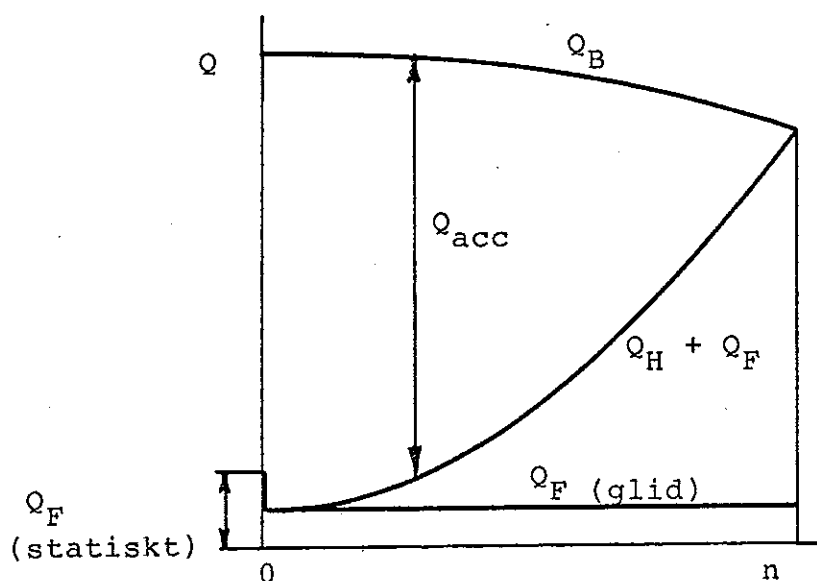


Fig 10.13 Start av propeller

$$Q_H = K_Q \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5$$

Om accelerationsperioden är så kort att fartyget inte hinner få nämnvärd fart framåt är  $K_Q$  konstant. Om farten ökar minskar  $K_Q$ .  $K_Q$  erhålles ur propellerdiagram.

Betecknas drivkällans moment  $Q_B$  är det moment som återstår för acceleration av propellern

$$Q_{acc} = Q_B - (Q_H + Q_F)$$

se fig 10-13. Accelerationsmomentet kan också skrivas som

$$Q_{acc} = J \cdot \dot{\omega} = J \cdot 2\pi \cdot \Delta n$$

där  $J$  är tröghetsmomentet av propellern inklusive medroterande vatten,  $\dot{\omega}$  är vinkelaccelerationen och  $\Delta n$  ökningen i varvtal per sekund ( $1/s^2$ ).

Om drivkällans moment är givet beräknas accelerationen ur

$$n = \frac{Q_B - (Q_H + Q_F)}{2\pi \cdot J} \quad 1/s^2$$



## 11. DEN STÄLLBARA PROPELLERN

### 11.1 ALLMÄNT, HISTORIA

Den ställbara propellern kännetecknas av att varje blad är vridbart kring sin egen axel, som normalt är vinkelrät mot propelleraxeln. Alla bladen vrids samtidigt av en mekanism inne i navet, mekanisk eller hydraulisk, som via den ihåliga propelleraxeln manövreras inifrån fartyget. Bladen kan vridas så stor vinkel att de kan ställas i backstigning, och propelleraxelns rotationsriktning behöver alltså inte omkastas vid en backmanöver.

Att stigningen är ställbar betyder också att den kan inställas så att propellern inte absorberar mer än 100 % effekt vid kon-ditioner som annars skulle innebära överlast för en fast pro-peller med åtföljande reduktion av varvtal och utvecklad motor-effekt.

Den ställbara propellern har många fördelar, speciellt för fartyg på korta ruttor, där fram-back manövrer ofta före-kommer. Men den har också vissa nackdelar, som ibland blåses upp till oproportionerliga dimensioner. Navdiameterförhållandet är exempelvis större än för en fast propeller. Den fasta har  $d/D \approx 0,20$ , den ställbara från ca 0,23 och uppåt. Upp till  $d/D = 0,30$  är reduktionen i verkningsgrad av storleksordningen 1-2 % (relativt), konstaterat vid modellprov, där man kan mäta exakt. Vid provturer drunknar denna skillnad i olika yttre störningar, och någon systematisk skillnad till den ställbara propellerns nackdel kan svårligen konstateras vid direkt jämförelse av systerfartyg med fast och ställbar propeller.

Den ställbara propellern innebär en större investering. Detta motvägs av bättre driftsekonomi t ex i form av mindre förslit-ning av motorn (p g a färre starter), minskat behov av bogser-båtar, bättre anpassning till olika driftskonditioner och möjlig-het att använda axelgenerator. Det är dock svårt, även för ett givet fall, att göra en exakt ekonomisk beräkning. Men det är ett faktum att andelen fartyg med ställbar propeller ökar. För civila fartyg över 1000 hk (736 kW) byggda 1983 gällde 18 % av den samlade installerade motoreffekten fartyg med ställbara propellrar. Så gott som samtliga färjor i Skandinavien är för-sedda med ställbara propellrar.

Patentet på den fasta propellern var inte gammalt när idén till den ställbara dök upp, det skedde redan 1840. Men det skulle dröja länge innan utvecklingen tog fart - det var inget större problem att reversera ångmaskiner. När dieseldriften introduce-rades i 1900-talets början blev den ställbara propellern emeller-tid intressant. Konstruktionen var dock enkel och omställningen av bladen skedde på mekanisk väg. Propellern kom främst till användning på mindre fartyg som t ex trålare. Den holländska skonaren "San Antonia" var det första dieseldrivna fartyget

med ställbar propeller. Det togs i drift 1908.

1934 kom den första propellern med hydraulisk omställningsmekanism (Escher Wyss) och därmed öppnades möjligheten att använda ställbara propellrar för större fartyg.

- 1937 kom KaMeWa-propellern, vars navmekanism baserades på KMW's kaplan-turbinkonstruktion. 1941 sjösattes Johnson-linjens "Suecia" som hade två KaMeWa-propellrar vardera driven av en 3500 hk motor. Det var det första handelsfartyget av denna storlek som försågs med ställbara propellrar.

Efter andra världskriget gjorde gasturbinen sitt intåg som drivkälla för snabba krigsfartyg. Backslag för så stora effekter fanns inte, och den ställbara propellern fick ett nytt användningsområde. De svenska "Spica"-kanonbåtarna, som är gasturbin-drivna, är försedda med KaMeWa-propellrar av superkaviterande typ. I USA har 40 jagare vardera med en effekt på  $2 \times 40000$  hk (29400 kW) försetts med licensbyggda KaMeWa-propellrar.

Den hittills största ställbara propellern (1983) är en 3-bladig Escher Wyss propeller med diametern 11 m, tillverkad av E W's licenstagare Kawasaki i Japan. Den största KaMeWa-propellern är 4-bladig och har en diameter på 9,3 m.

## 11.2 NAVKONSTRUKTION

Den äldsta navkonstruktionen var som nämnts mekanisk och av enkelt utförande. Propellern manövrerades manuellt, och det satte en gräns för propellernas storlek, då omställningskrafterna är stora.

Nästa steg är hydraulisk drivning av omställningen. Hydrauliken finns inne i fartyget, och omställningskraften överförs till propellern via en tryckstång genom en längsgående borrhning i axeln. Denna metod lämpar sig för större propellerstorlekar, men omställningskraften är fortfarande en yttre kraft som påverkar navet. KaMeWa-propellrar typ Se och KS har detta utförande.

Om hydrauliken förs ända ut i navet där tryckolja påverkar en kolv som direkt vrider bladen blir omställningskraften en inre kraft i navet. Ventilerna som styr tillförseln av oljan kan fortfarande vara kvar inne i fartyget, och i själva navet finns alltså endast servomotor. Denna konstruktion finns på KaMeWa-propellrar av typ XF3.

Ett tredje alternativ har även ventilen lokaliserad till navet. I den ihåliga axeln finns en ventilstång i form av ett rör som leder tryckolja till ventilen. Ventilhuset är hopbyggt med kolven i navets servomotor. När ventilstång och ventilhuvud förskjuts axiellt ökar oljeflödet till kolvens ena sida och minskar till den andra, kolv med ventilhus förflyttar sig tills huset står i samma läge i förhållande till ventilhuvudet som förut, och rörelsen stannar. Principen i navets uppbyggnad framgår av fig 11.1. Detta utförande var tidigare standard på KaMeWa-propellrar men används numera endast vid vissa specialutföranden.

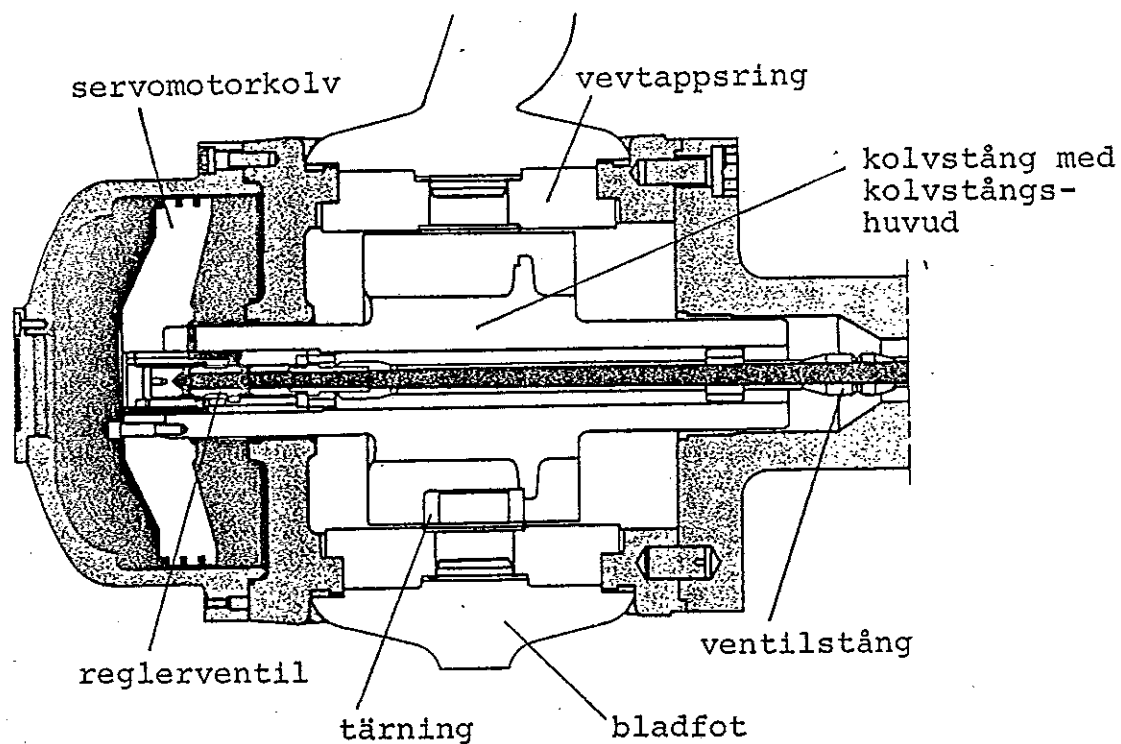


Fig 11.1 KaMeWa-nav typ XF1

En detalj i konstruktionen är ventilens s k negativa överlappning, se fig 11.2. Detta innebär att olja strömmar genom ven-

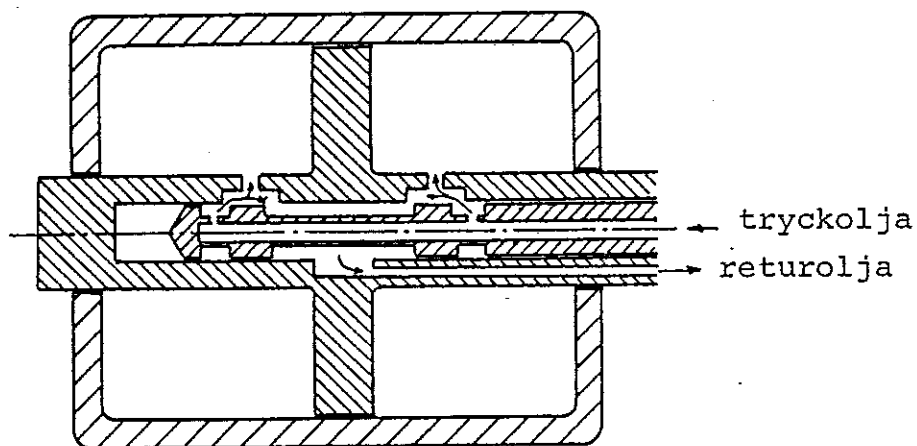


Fig 11.2 Navservomotor med ventil, principskiss

tilen även när ingen manövrering förekommer. Om bladen tenderar att ändra stigning ändras ventilhusets läge, trycket ökar på kolvens ena sida och stigningsändringen motverkas. Det totala stigningsvinkelområde (från maximalt back till maximalt fram) som mekanismen tillåter är  $2 \times 30^\circ$ .

Ett speciellt KaMeWa-nav är XFF-navet som tillåter full flöjling, dvs ca 90° stigningsvinkel, samtidigt som stigningsslaget räcker till för att full back-effekt skall kunna tas ut. Fördelen med flöjling beskrivs i avsnitt 11.8.8.

Navets hållfasthet beräknas så att det blir starkare än bladen - och propelleraxeln är i sin tur starkare än navet. Denna princip kallas pyramidhållfasthet. Tanken är att vid en yttre överlast som kraftig isbelastning, grundkänning eller dylikt skall det billigaste elementet, bladet, gå sönder före navet, osv.

För lätt belastade ställbara propellrar kan navdiameterförhållandet vara så lågt som  $d/D = 0,23$ , alltså inte mycket större än för en fast propeller. Medelvärde ligger omkring  $d/D = 0,28$ . För isförstärkta propellrar blir navet relativt större, upp till  $d/D = 0,42$  förekommer.

### 11.3 MANÖVERSYSTEM

Den ställbara propellern manövreras normalt från bryggan men manövrering från maskinrummet är också möjlig. Från manöverpulpeten överförs signalen elektriskt eller ibland pneumatiskt till tryckoljeboxen som är monterad på tryckoljebox-axeln (som fortsätter i mellanaxel och propelleraxel) eller på förkanten av en eventuell reduktionsväxel. Vid tryckoljeboxen omvandlas signalen från bryggan till en rörelse av ventilstången, och tryckolja tillförs med lämpligt tryck. Ett helt manöversystem med lastregulator visas i fig 11.3. Från manöverpulpeten styrs också motorns varvtal.

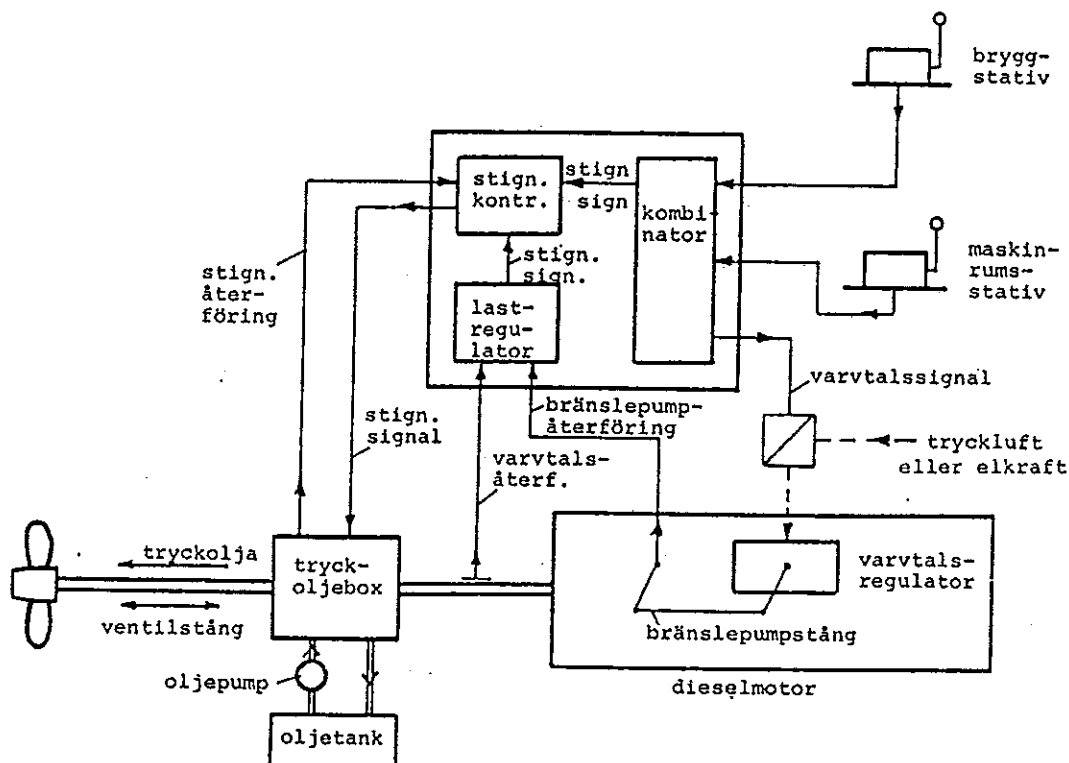


Fig 11.3 Fullständigt manöversystem med belastningskontroll

På tidiga anläggningar kunde man manövrera motorvarvtal och propellerstigning oberoende av varandra. Detta ställde stora krav på handhavarens kunskaper om propellerns funktion, och möjligheten fanns att köra propellern vid kombinationer av stigning och varvtal som var olämpliga för såväl propellern (kavitation, dålig verkningsgrad) som för motorn (överlast, risk för motorstopp). Man byggde därför ihop varvtals- och stigningsreglering i en s k kombinator som ser till att det råder ett fast samband mellan varvtal och stigning. Eventuellt kan stigningskurvan göras justerbar medelst en justerratt för propellrar som skall kunna lämna full effekt över ett visst fartområde, t ex på bogserbåtar. I fig 11.4 visas ett typiskt kombinatordiagram med varvtal och stigning som funktion av manöverspakläget.

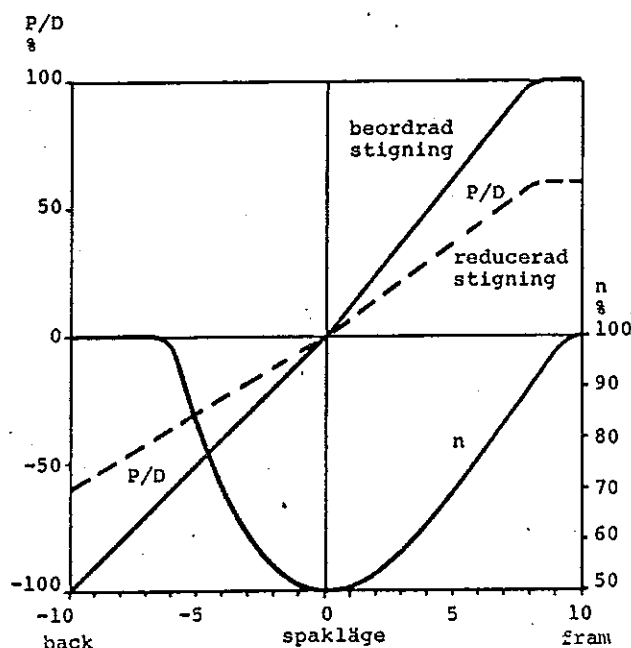


Fig 11.4 Kombinatordiagram

Trots kombinatorn kan överbelastning av motorn förekomma vid vissa driftskonditioner, t ex vid acceleration. Ett överlastskydd kan därför anordnas, som är kopplat till motorns bränslepumpstång eller varvtalsregulator och kortvarigt reducerar propellerns stigning medan en röd lampa lyser. En stadigvarande stigningsreduktion måste åstadkommas medelst manöverspaken.

En lastregulator övertar helt ansvaret för skydd mot överbelastning. Lastregulatorn arbetar längs en kurva för effekten som funktion av varvtalet och använder bränslepumpläge och varvtal som lastkännande signaler. Denna kurva kan ges en godtycklig form (styrningen sker elektroniskt), t ex samma form som propellerlagen. Dessutom kan hela lastkurvan förskjutas i höjdlängd och inställas på ett önskat procentuellt effektuttag. Om man med manöverspaken begär en stigning som ger en effekt lägre än lastkurvan är lastregulatorn överksam. Ger begärd stigning högre effekt än lastkurvan, griper lastregulatorn in och begränsar stigningen automatiskt.

Lastregulatorn styrs av motorns varvtal och bränslepumpinställning. Den senare bestämmer den insprutade bränslemängden per motorvarv, och därmed motorns vridmoment som är proportionellt mot bränslemängden. Motoreffekten är lika med moment gånger varvtal, och det råder alltså en direkt koppling mellan effekt och lastregulator. I fig 11.5 visas ett exempel på en lastregulatorkurva som motsvarar propellerlagen. Bränslepumpinställningen (och alltså momentet) är proportionell mot varvtalet i kvadrat, effekten följaktligen proportionell mot varvtalet i kub.

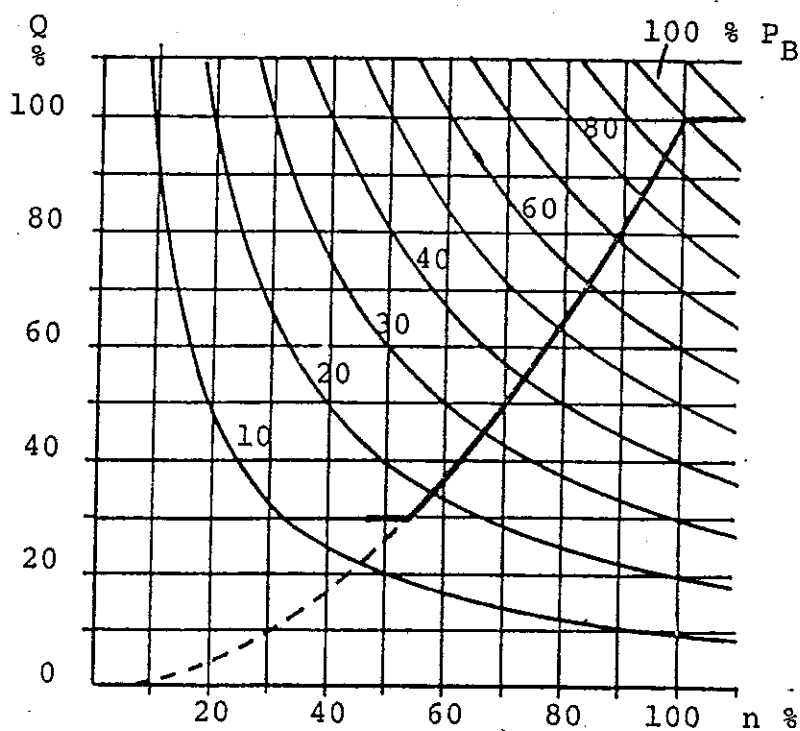


Fig 11.5 Lastregulatorkurva

#### 11.4 BLADKONSTRUKTION

När man skall konstruera en fast propeller står man inför problemet att bestämma stigningen baserat på den förväntade fullskalemedströmmen. Denna kan inte beräknas exakt, och det finns risk för att den fasta propellerens stigning blir något för stor eller något för liten. I det förra fallet kan man kapa diametern, i det senare finns det inte mycket att göra. Efterhand som fartyget åldras och bordläggningens skrovlighet ökar, tilltar fartygsmotståndet, farten går ner, och propellern blir för styv.

Dessa problem slipper man med den ställbara propellern. Med en liten justering av stigningen kan propellern lätt anpassas till önskad effekt och varvtal. Men konstruktören av den ställbara propellern ställs inför en rad nya problem med att anpassa den hydrodynamiska konstruktionen till kanske vitt skilda driftskonditioner med olika krav på propellerens utförande. Denna problemställning behandlas närmare i avsnittet 11.6, Konstruktionsfilosofi.

### 11.4.1 Bladarea

En ställbar propellers bladareaförhållande är mindre än för en motsvarande fast propeller. På den fasta upptar den del av bladet som ligger närmast navet endast en liten del av belastningen. På den ställbara propellern bortfaller den del av bladet som ligger mellan  $0,2R$  och  $0,3R$ , men därför behöver ändå inte bladets bredd ökas nämnvärt. En enkel tumregel för omräkning av bladareaförhållandet är följande (F står för fast och S för ställbar)

$$(A_E/A_O)_S = \frac{1 - (d/D)_S}{1 - (d/D)_F} (A_E/A_O)_F$$

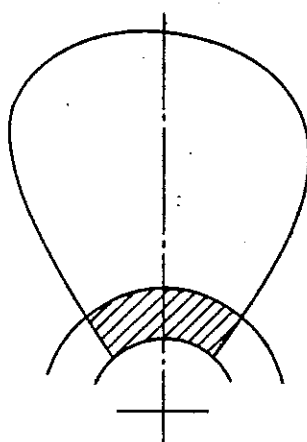


Fig 11.6 Reduktion av bladarea på ställbar propeller

### 11.4.2 Hållfasthet, tjocklek

På en fast propeller beräknas hållfastheten i snittet vid radien  $0,25R$ . Denna radie ligger normalt inne i navet på en ställbar propeller, och man använder därför  $0,35R$  eller eventuellt  $0,4R$ . Då sektionslängden vid  $0,35R$  är kortare på en ställbar än en fast propeller, blir tjockleken av bladet vid de inre snitten något större. Längre ut, där bladen är lika breda, blir även tjockleken lika, se fig 11.7.

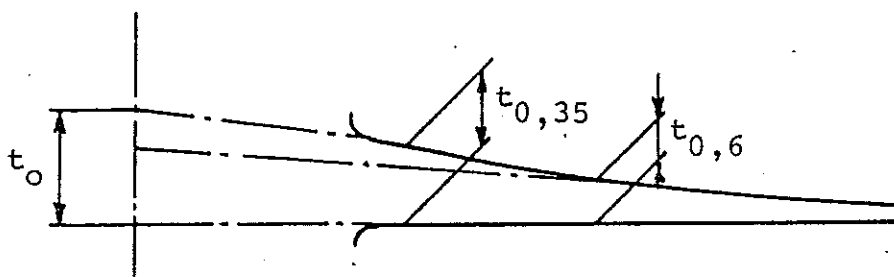


Fig 11.7 Bladtjockleksfördelning, ställbar propeller

Tjockleksfördelningen blir alltså inte linjär från hållfasthets-  
snitt till bladspets.

På ställbara propellrar för bogserbåtar måste man vid hållfast-  
hetsberäkningen ta hänsyn till den högre tryckkraften vid bog-  
seringen. Propellern kan ju även vid denna kondition - till  
skillnad från en fast propeller - absorbera motorns fulla effekt.

På en fast propeller förstärks för- och bakkant av bladet vid  
de yttre snitten då de teoretiska profilerna ger för tunna kan-  
ter. På ställbara propellrar tillämpas klassningsreglernas krav  
endast på förkanten då propellern ju alltid roterar åt samma  
håll.

#### 11.4.3 Stigningsfördelning

Få propellrar utföres med konstant stigning från nav till blad-  
spets. Normalt reduceras stigningen både vid rot och spets för  
att minska virvelstyrkan i navvirvel och randvirvel, i syfte  
att reducera buller och tryckimpulser, se avsnitt 9.6.3. Men  
på en ställbar propeller kommer det en komplikation in i bilden:  
när stigningen ändras, ändras även den radiella fördelningen av  
denna.

För konstant radiell stigningsfördelning avtar stigningsvinkeln  
 $\varphi$  från nav mot spets, vilket framgår av formeln

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P/D}{\pi \cdot r/R}$$

Vid en stigningsomställning vrids snitten vid alla radier samma  
vinkel, och man får den procentuellt största stigningsändringen  
vid spetsen och den minsta vid roten. Skall man beräkna stig-  
ningsfördelningen efter t ex en nedställning av stigningen,  
räknar man först stigningsvinklarna  $\varphi$  vid alla radier, subtrahe-  
rar nedställningsvinkeln  $\Delta\varphi$  och räknar sedan tillbaka till  
stigningen, se nedanstående exempel:

Ursprunglig stigning  $P/D = 0,9$  (vid  $0,7R$ ).  
Konstant radiell fördelning.

$$\operatorname{tg} \varphi_{r/R} = \frac{0,9}{\pi r/R}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{0,7} = \frac{0,9}{\pi 0,7} = 0,409 \quad \varphi = 22,3^\circ$$

Efter nedställning  $P/D = 0,7$  (vid  $0,7R$ )

$$\operatorname{tg} \varphi_{0,7} = \frac{0,7}{\pi 0,7} = 0,318 \quad \varphi = 17,7^\circ$$

$$\Delta\varphi = 17,7 - 22,3 = -4,6^\circ$$



| r/R | före nedställning  |     |        | efter nedställning |       |                    |
|-----|--------------------|-----|--------|--------------------|-------|--------------------|
|     | P/P <sub>0.7</sub> | P/D | $\phi$ | $\phi$             | P/D   | P/P <sub>0.7</sub> |
| 0,3 | 1,0                | 0,9 | 43,7   | 39.1               | 0.766 | 1.094              |
| 0,4 | 1,0                | 0,9 | 35,6   | 31.0               | 0.755 | 1.078              |
| .   | .                  | .   | .      | .                  | .     | .                  |
| 0,7 | 1,0                | 0,9 | 22,3   | 17.7               | 0.700 | 1.000              |
| .   | .                  | .   | .      | .                  | .     | .                  |
| 1,0 | 1,0                | 0,9 | 16,0   | 11.4               | 0.633 | 0.904              |

Se även fig 11.8.

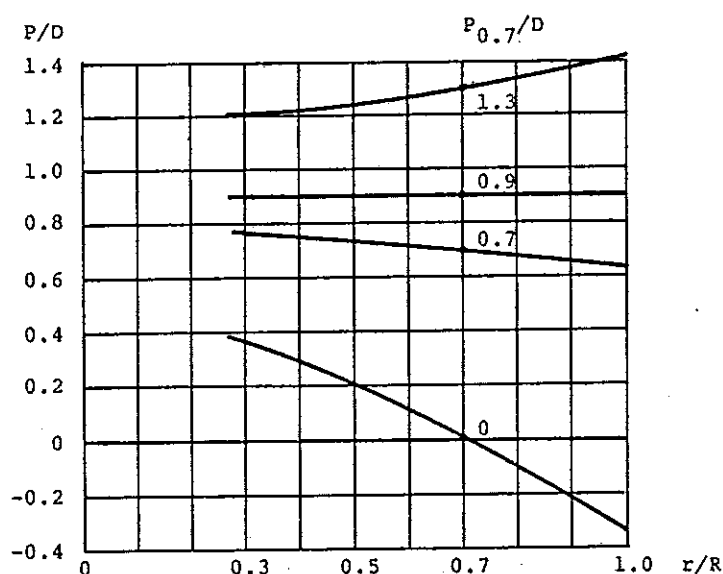


Fig 11.8 Ändring av stigningsfördelning vid stigningsomställning

När bladen står i nollstigning, dvs  $(P/D)_{0.7} = 0$ , eller rättare den stigning ( $\approx 0$ ) som ger  $T = 0$ , har inre delarna av bladet positiv stigning och yttre delarna negativ. Tryckkraften noll är alltså en balans mellan positiv och negativ tryckkraft.

När bladet står i backstigning ökar stigningens absolutvärde kraftigt från nav till bladspets.

Ett specialfall är blad med konstruktionsstigningen noll, dvs bladet är plant och ej skruvat. Detta förekommer på propellrar som skall arbeta lika bra i båda riktningarna. Vid varje inställd positiv eller negativ stigning är den lokala radiella stigningen proportionell mot radien.

### 11.5 OMSTÄLLNINGSMOMENT

De bladkrafter och variationen av dessa som är av betydelse för hållfasthetsberäkningen av själva bladet på propellern,

tryckkraft, momentkraft och centrifugalkraft, påverkar också bladinfästningen i navet på den ställbara propellern. Men för denna tillkommer en väsentlig sak, nämligen omställningsmomentet  $Q_S$ , dvs det moment som verkar kring bladets egen vridningsaxel. Omställningsmomentet består av tre komponenter:

det massdynamiska momentet,  
det hydrodynamiska momentet,  
friktionsmomentet.

Det massdynamiska momentet betecknas med  $Q_{SC}$  (S = spindle, C = = centrifugal) och härrör från centrifugalkraftens inverkan på bladets olika delar. När en kropp roterar kring en axel strävar den efter att inta det läge i vilket tröghetsmomentet är störst.

Vi betraktar ett blad stående i en godtycklig stigning, se fig 11.9.

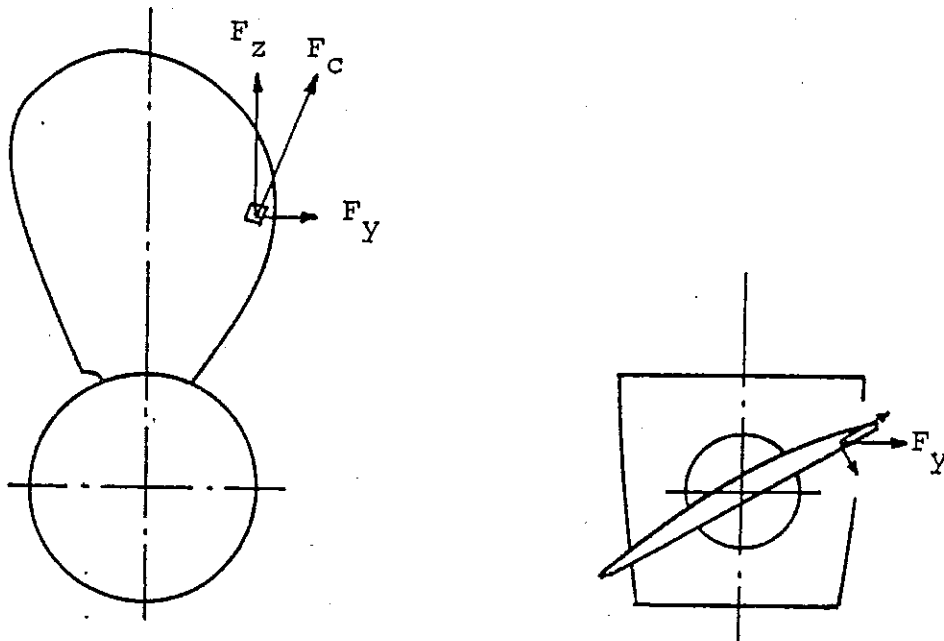


Fig 11.9 Massdynamisk momentkraft

På ett masselement verkar centrifugalkraften  $F_C$ . Den kan upplösas i komponenterna  $F_z$  och  $F_y$ .  $F_y$  kan igen upplösas i två komponenter, en som går igenom bladets vridningsaxel och en som ger ett moment kring denna. Detta moment strävar att vrida masselementet in i ett plan vinkelrätt på propelleraxeln genom bladets vridningsaxel. Momentet verkar alltså alltid i riktning mot nollstigning, dvs uppställande från negativa stigningar och nedställande från positiva stigningar.

Det kan visas att omställningsmomentet på masselementet med volymen  $\Delta V$  kan uttryckas som

$$\Delta Q_{SC} = \rho \cdot \Delta V \cdot x \cdot y \cdot \omega^2$$

där  $\rho$  är materialets densitet,  $x$  och  $y$  masselementets koordinater och  $\omega$  vinkelhastigheten för propellerens rotation kring propelleraxeln. Genom integration får man  $Q_{SC}$  för hela propeller-

bladet. Det massdynamiska omställningsmomentet kan uttryckas dimensionslöst som

$$K_{SC} = \frac{Q_{SC}}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

där  $\rho$  är materialets densitet. En empirisk formel för momentet skulle se ut så här

$$Q_{SC} = -\text{Konst} \cdot \rho \cdot A_E / A_O \cdot t / D \cdot \sin 2\phi \cdot D^5 \cdot n^2$$

där  $\phi$  är stigningsvinkeln.

Man ser av detta uttryck att det nedställande momentet ökar med ökande stigning till stigningsvinkeln  $45^\circ$  ( $\sin 2\phi = 1$ ). Därefter avtar det och blir noll vid  $\phi = 90^\circ$ . I fig 11.10 har  $K_{SC}$  visats som funktion av stigningen. För konstant varvtal är  $Q_{SC}$  proportionell mot  $K_{SC}$ .

Det hydrodynamiska omställningsmomentet  $Q_{SH}$  är momentet av de hydrodynamiska krafterna kring vridningsaxeln, i dimensionslös form

$$K_{SH} = \frac{Q_{SH}}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

Momentet är beroende av inställd stigning, framdriftshastigheten  $V_A$  och varvtalet  $n$ .  $V_A$  och  $n$  kombineras i framdriftstalet

$$J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

Vid konstruktionsstigning och -kondition är  $Q_{SH} \approx 0$ , vid låga stigningar och höga  $J$  negativ, vid höga stigningar och låga  $J$  positivt. Momentet är också beroende av kavitationstalet, och dess absolutvärde avtar med avtagande kavitationstal, se fig 8.13. I fig 11.10 visas ett exempel på  $K_{SH}$  som funktion av inställd stigning vid tre olika  $J$ -värden. För enkelhetens skull visas endast kurvor för atmosfär (dvs icke-kaviterande). Diagrammet gäller för en bredbladig propeller med konstruktionsstigningen  $P/D = 1,2$ , och  $J = 1,0$  är konstruktionsframdriftstalet. Man ser att det högsta nedställande hydrodynamiska omställningsmomentet förekommer vid  $J = 1,0$  och låga stigningar. Detta motsvarar den situation att man vid full fart och fullt varvtal ställer ned stigningen och sedan ångrar sig och ökar den igen.

Observera att i uttrycket för  $K_{SH}$  betecknar  $\rho$  vattnets densitet. Omställningsmoment räknas positivt om det verkar mot större stigning - alltså även från negativ stigning mot noll.

Både mass- och hydrodynamiskt moment påverkas av bladformen, exvis skew och rake, och bladets placering på flänsen. Bladarean är en betydelsefull parameter. Båda momenten ökar med ökande bladarea.

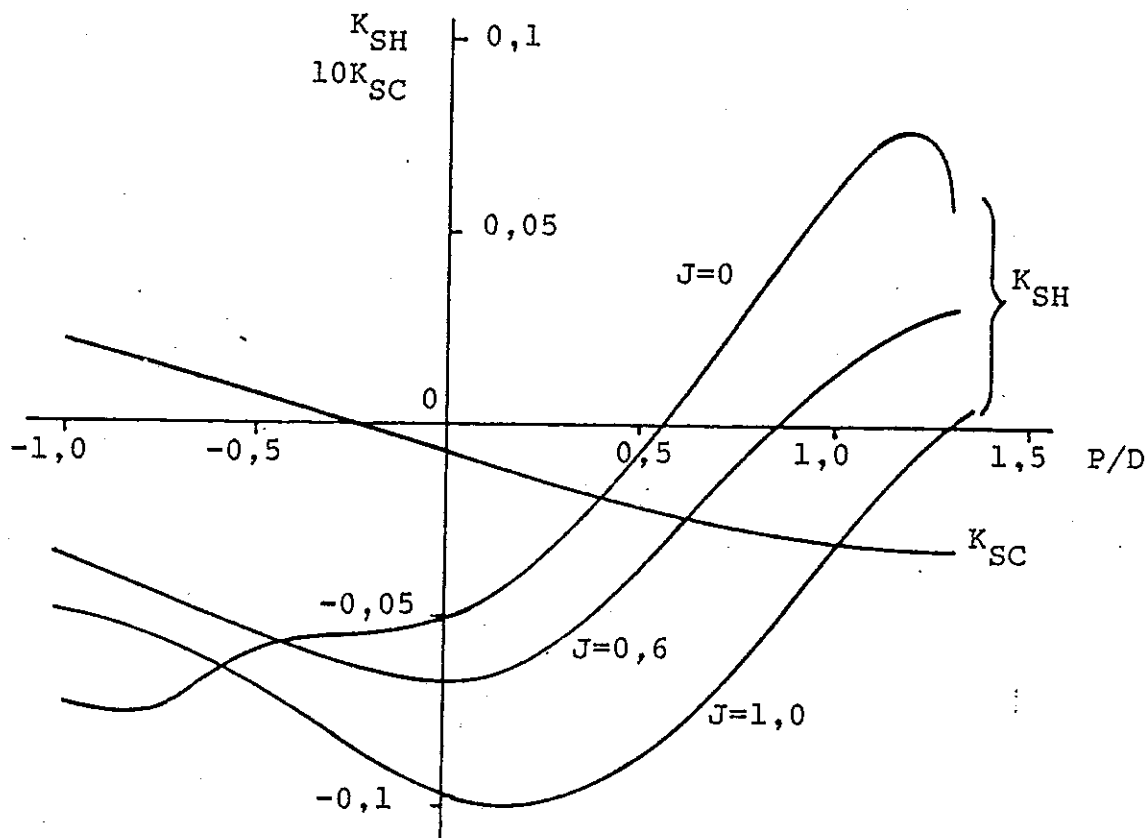


Fig 11.10 Koefficienterna för massdynamiskt omställningsmoment,  $K_{SC}$ , och hydrodynamiskt,  $K_{SH}$ , som funktion av stigningsförhållandet

Friktionsmomentet verkar alltid emot en omställning. Om summan av massdynamiskt och hydrodynamiskt moment (räknat med förtecken) är mindre än friktionsmomentet står propellerbladen kvar i oförändrad stigning. Är summan större, ändras stigningen om inte denna ändring motverkas av omställningsmekanismen i navet.

## 11.6 KONSTRUKTIONSFILOSOFI

Om den ställbara propellern är direktdriven av en stor långsamtgående motor kan man givetvis konstruera propellern som en motsvarande fast. Den kan då köras enligt propellerlagen, dvs med konstant stigning, och man utnyttjar ställbarheten endast för mindre stigningsomställningar för anpassning till variationer i nedlastning och väderlek samt för manövrering.

Men man skall akta sig för att tänka "fast" när man har med ställbara propellrar att göra. Dessa öppnar möjlighet till förbättring av totalekonomin genom anpassning av hela propellern inklusive navet till vitt skilda driftskonditioner.

Låt oss till exempel se på en anläggning med två motorer som driver en propeller via en samlingsväxel, och vid vilken man en stor del av driftstiden kör med endast en motor. Bladarea och -tjocklek bestäms naturligtvis av den maximala effekten med två motorer. Men det är inte säkert att propellerdiametern skall väljas för denna effekt. Om diametern är optimal för 2-motordrift, blir den överoptimal för drift med en motor, alltså halva effekten, vid samma varvtal, och man får dålig verkningsgrad vid denna kondition, se fig 11.11, diameteralternativ A.

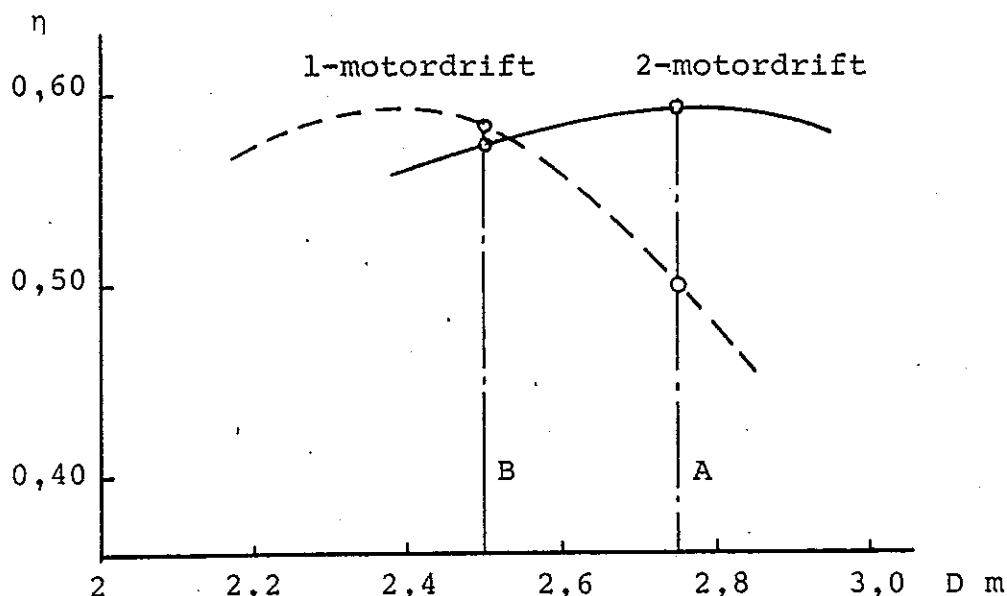


Fig 11.11 Propellerverkningsgrad som funktion av diametern vid 1- och 2-motordrift

Väljer man i stället diameteralternativ B, får man en ansevärd verkningsgradsvinst vid en-motordrift och en liten förlust vid två-motordrift. Exakt var B skall ligga beror på fördelningen i driftstid mellan en och två motorer. Den mindre diametern kan leda till mindre navdiameter, och man får alltså en propeller som är billigare både i inköp och drift.

Ovanstående resonemang gäller också om man har axelgenerator och måste köra med konstant varvtal. Propellerdiametern bör då anpassas efter den normala service-effekten för bästa drifts-ekonomi. I provturskontraktet får redaren då acceptera en något lägre kontraktsfart vid 100 % effekt. Tyvärr är det lätt att stirra sig blind på provturskonditionen och glömma fartygets faktiska driftspektrum.

För en bogserbåtspropeller är optimaldiametern större vid bogsering än vid frifart, vid samma effekt och varvtal. För t ex högsjöbogserare som bogserar långa sträckor gäller det att både ha hög bogserfart och, för att snabbt kunna vara på plats vid t ex bärgningsoperationer, hög fri fart. Här gäller det att väga kravet om hög dragkraft mot kravet om hög fart och välja den lämpligaste diametern. Bladarea och -tjocklek bestäms förstås som alltid av den svåraste konditionen, i detta fall bogserkonditionen.

Valet av radiell stigningsfördelning och den därmed sammanhörande fördelningen av profilvälvningen måste göras med omsorg. Om propellern skall arbeta vid olika driftskonditioner med stor skillnad i stigning ändras ju stigningsfördelningen. För stor stigning mot bladspetsen i förhållande till stigningen vid 0.7R ger en pålastning av spetsen med risk för ökad kavitation och vibration, för liten stigning kan ge verkningsgradsförlust.

Val av konstruktionspunkt för cirkulationsberäkningen har betydelse för profilvälvningen, som ju i stort är proportionell mot belastningen. Vid en given kondition kan för liten profilvälvning leda till ökad sugsidekavitation med risk för vibration, för stor välvning risk för trycksidekavitation och erosion. För att motverka tendensen till trycksidekavitation kan man modifiera profilens förkant. Denna åtgärd är mycket effektiv om inte skillnaden mellan medelmedströmmen och lägsta lokala medströmmen är stor. Denna s k förkantslyftning kan även utföras efter leverans av propellern om det skulle visa sig nödvändigt, t ex om fartygets driftspektrum ändras.

## 11.7 SPECIELLA BLADFORMER

I avsnitt 9.6.1 har den så kallade high skew (eller highly skewed) bladformen behandlats, och nackdelen med denna bladform vid backgång med fasta propellrar har berörts. På ställbara propellrar är detta inget problem, propellern roterar ju alltid åt samma håll. På fasta propellrar använder man ibland uttrycket skew-back, vilket antyder att hela bladet har svepts bakåt i propellerplanet i förhållande till rotationsriktningen. Denna bakåtsvepning är inte lämplig för ställbara propellrar då större delen av bladets yta kommer att ligga bakom bladets rotationsaxel, och omställningsmomentet påverkas ogynnsamt, både det massdynamiska och det hydrodynamiska. På den ställbara propellern sveper man därför först bladet framåt vid de inre radierna, sedan bakåt vid de yttre, och man uppnår balans kring vridningsaxeln.

Som tidigare nämnts reducerar man med HS-bladformen tryckimpuls-nivån med ca hälften eller mera. Om man i ett givet fall skulle få acceptabel vibrationsnivå med en propeller med konventionella blad, kan man med HS-blad minska klarningen mellan bladspets och bordläggning med bibehållen låg vibrationsnivå. Man kan då öka propellerdiametern vilket tillsammans med en varvtalssänkning kan ge en påtaglig verkningsgradsökning. Man kan räkna med en diameterökning på 9-10 % och en verkningsgradsökning på 5-6 % relativt.

High-skew propellrar har som tidigare nämnts samma verkningsgrad vid fri fart som vanliga propellrar<sup>\*)</sup>. Vid dragning i kaj fram är tryckkraften något lägre än för den konventionella bladformen, men vid back är den upp till 15-20 % högre trots den aviga stigningsfördelningen vid backstigning.

Plana blad används om propellern skall arbeta lika bra i båda riktningarna som t ex vid dubbeländade färjor, eller vid bogserbåtar som skall kunna dra både fram och back. Som nämnts i

<sup>\*)</sup> vid samma diameter.

avsnitt 11.4.3 är bladet inte skruvat, har alltså "konstruktions"-stigningen  $P/D = 0$ . Bladprofilerna är inte välvda, och all lyftkraft åstadkommes med hjälp av anfallsvinkel. Verkningsgraden är förstås lägre än för ett vanligt blad, och tryckkraften vid dragning i kaj fram är lägre. Men tryckkraften vid back blir så mycket högre - och lika med tryckkraften mot fram - att summan av tryckkraften fram och back blir högre än för det konventionella bladet.

För propellrar i dysor går det utmärkt att använda ställbara blad, både i fasta och roderdysor. Man har dock ingen nytta av att använda blad med breda spetsar, s k kaplan-form, av följande orsak: för att ett blad skall kunna ställas om från fram till back, måste spetsen vara koncentrisk med dysans insida vid  $P/D = 0$ , se fig 11.12.

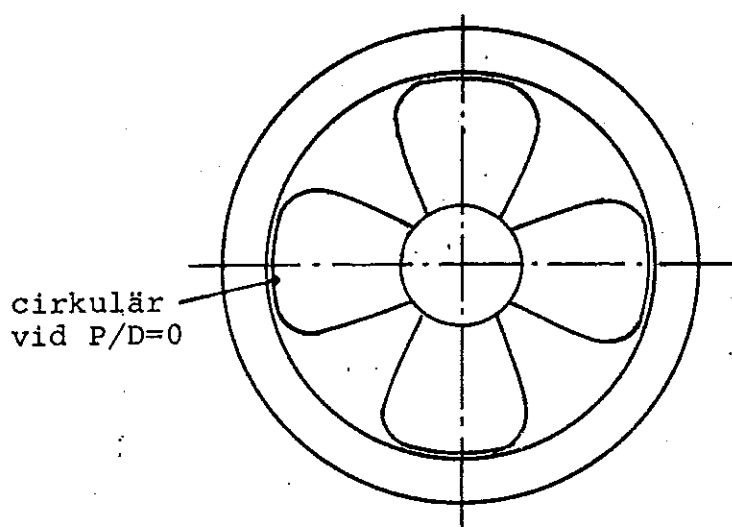


Fig 11.12 Ställbar propeller, bladform i dysa

När bladet står i en stigning  $\neq 0$ , ökar klarningen vid blad-hörnen. Man har alltså den lilla klarningen kvar endast vid bladspetsens mitt, och man kan därför lika gärna runda hörnen.

Plana blad kan även kombineras med dysa, och denna bör då utformas som en speciell backdysa. Se mer om detta i kapitel 12.1.

## 11.8 DRIFTSKONDITIONER

### 11.8.1 Fri fart

En av den ställbara propellerns fördelar ligger i att den med en liten ändring av stigningen - som inte påverkar verkningsgraden utöver vad den ändrade farten gör - kan anpassas till olika förhållanden som skillnad i nedlastning av fartyget och ökat motstånd p g a beväxning av skrovet, och vind och sjö. För att få en överblick över propellerns arbetsområde konstruerar man därför ofta ett s k  $P_D$ -n diagram, se fig 11.13, i vilket effekten som funktion av varvtalet visas för olika inställda

stigningar (propellerlagar). Även kurvor för konstant fart är inlagda.

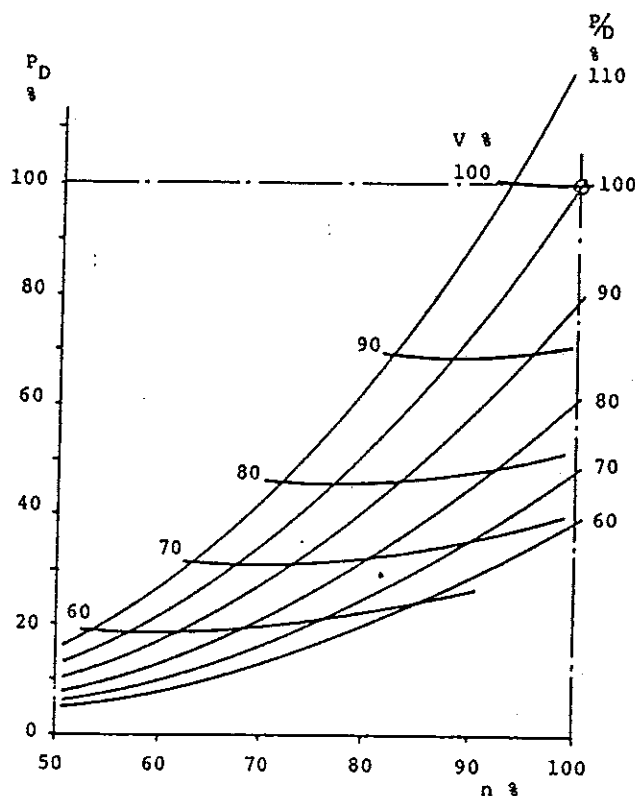


Fig 11.13  $P_D$ - $n$  diagram för fri fart

Propellereffekten  $P_D$  används i stället för motoreffekten  $P_B$  då diagrammet på detta sätt gäller oberoende av variation i effektavdrag mellan motor och propeller, t ex på grund av axelgenerator.

Ett  $P_D$ - $n$  diagram baseras på fartygets motståndskurva och ett  $K_Q$ - $K_T$ - $J$  diagram för propellern. Då motståndet ändras med nedlastning etc, gäller ett givet  $P_D$ - $n$  diagram endast för en motståndskurva. För fullast och ballast, rent fartyg och beväxt, lugnt väder och sjö gäller olika  $P_D$ - $n$  diagram. Normalt använder man diagrammet för den väldefinierade konditionen full last, rent fartyg och lugnt väder.

$P_D$ - $n$  diagrammet konstrueras enligt metoden som omtalats i kapitel 9.2, optimalt varvtal vid given tryckkraft, där vi för en given propellerdiameter, fart och tryckkraft beräknade absorberad effekt vid olika varvtal. Om ett fartygs motståndskurva  $R = f(v)$  och sugfaktor  $t$  (vid olika  $v$ ) är kända, vet man också erforderlig tryckkraft  $T = \frac{R}{1-t}$  vid varje fart. För så många

farter som man är intresserad av bildar man förhållandet

$$K_T/J^2 = \frac{T}{\rho \cdot D^2 \cdot V_A^2} \text{ och kan sedan med den i kapitel 9.2 angivna}$$

metoden räkna propellereffekten  $P_D$  som funktion av varvtalet vid varje fart. Man får dessa värden för varje betraktad stigning, och diagrammet kan ritas upp.



### 11.8.2 Dragning i kaj, bogsering

Den fasta propellerns varvtal sjunker när fartygets fart reduceras p g a ökat motstånd, och därmed sjunker effekten. På den ställbara propellern reducerar man stigningen och kan därför hålla varvtalet uppe och ta ut full effekt även vid 0 knop - dragning i kaj.

Vid dragning i kaj är propellerverkningsgraden med det sätt på vilket den definieras lika med 0, men propellern utvecklar - vid en given effekt - högre tryckkraft än vid fri fart, av storleksordningen 50 % högre. En bra empirisk formel för tryckkraften är

$$T = k \cdot (D \cdot P_D)^{2/3}$$

Med  $T$  i kN,  $D$  i m och  $P_D$  i kW gäller följande värden för  $k$ :

|             |      |                               |
|-------------|------|-------------------------------|
| Färjor      | 0,86 |                               |
| Bogserbåtar | 0,90 | (gäller propellrar utan dysa) |
| Medel       | 0,88 |                               |

Dessa värden gäller tryckkraften i fullskala. Den är p g a skal-effekten ca 5 % högre än den tryckkraft man beräknar direkt ur modellprovsresultat. Ett  $K_Q$ - $K_T$  diagram för dragning i kaj visas i fig 8.7.

Observera att dragkraften i bogserlinan vid dragning i kaj,  $F_{Po}$ , är lägre än propellertryckkraften p g a sugfaktorn  $t$ . Denna är av storleksordningen  $t = 0,02 - 0,03$ . Man har alltså

$$F_{Po} = T \cdot (1-t)$$

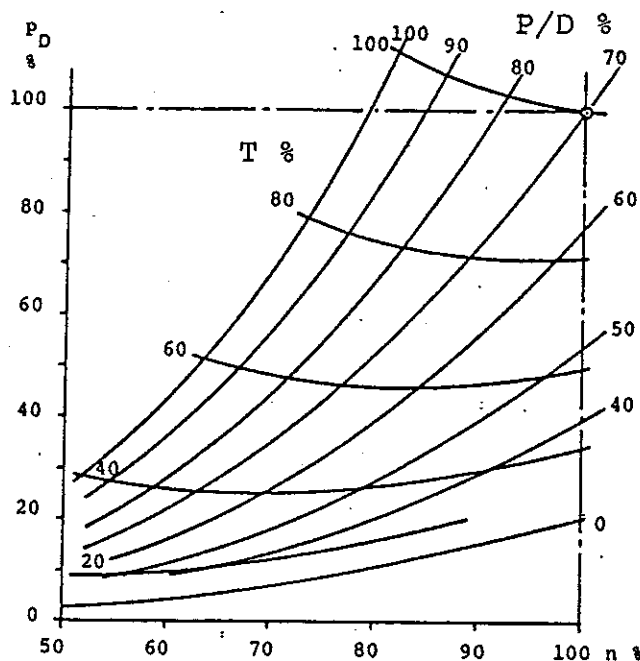
Vid bogsering får man även dra ifrån bogserbåtens eget motstånd  $R$  vid farten ifråga, alltså

$$F_p = t \cdot (1-t) \cdot T - R.$$

För vanliga handelsfartyg är dragning-i-kaj-stigningen ca 0,7 gånger frifartsstigningen (vid full effekt och varvtal).

På grund av den högre tryckkraften räcker profilvälningen, som beräknats för frifart, inte till vid dragning i kaj och en del av lyftkraften på profilen måste åstadkommas med anfallsvinkel. Vid dragning i kaj förekommer därför normalt skiktka-vitation på sugsidan. Denna kavitation finns varvet runt och växlar mycket litet i utbredning. Den förorsakar därför sällan kavitationsskador.

Propellerns funktion kan, som vid frifart, åskådliggöras i ett  $P_D$ - $n$  diagram, se fig 11.14. Då hela diagrammet gäller för  $V = 0$  knop finns inga fartkurvor, utan istället kurvor för olika tryckkraft  $T$ . Om man inte vill ta hänsyn till eventuellt fall i  $K_Q$  och  $K_T$  p g a kavitation kan man konstruera diagrammet med hjälp av ett vanligt  $K_Q$ - $K_T$ - $J$  diagram och för varje stigning avläsa  $K_T$  och  $K_Q$  för  $J = 0$ . Med en given tryckkraft beräknar man varvtalet  $n$  för varje stigning ur

Fig 11.14  $P_D$ - $n$  diagram för dragning i kaj

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}, \text{ alltså } n = \sqrt{\frac{T}{\rho \cdot K_T \cdot D^4}}$$

och effekten ur

$$K_Q = \frac{P_D}{\rho \cdot 2\pi \cdot n^3 \cdot D^5}, \text{ alltså } P_D = \rho \cdot 2\pi \cdot n^3 \cdot D^5 K_Q$$

Vill man ha med inverkan av kavitation får man använda ett  $K_Q$ - $K_T$ - $\sigma'$  diagram som beskrivits i avsnitt 8.4. Ur uttrycken

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \text{ och } \sigma' = \frac{p - p_v}{1/2 \rho \cdot n^2 \cdot D^2}$$

elimineras man  $n$  och får förhållandet

$$K_T/\sigma' = \frac{T}{2 \cdot D^2 \cdot (p - p_v)}$$

som avbildas i diagrammet som en rät linje genom nollpunkten, en linje för varje betraktat värde av  $T$ . I skärningspunkterna mellan dessa linjer och  $K_T$ -kurvorna avläser man  $K_T$  och  $\sigma'$ , beräknar  $n$  ur  $K_T$  (som ovan) och, för samma  $\sigma'$  och  $P/D$ , avläser  $K_Q$  och beräknar effekten  $P_D$ .

Man kan även beräkna ett  $P_D$ - $n$  diagram för konstant bogseringsfart och olika propellertryckkrafter. Man förfar som vid beräkningen av ett  $P_D$ - $n$  diagram för fri fart, varierar tryckkraften  $T$  och behåller framdriftsfarten  $V_A$  konstant i uttrycket

$$K_T/J^2 = \frac{T}{\rho \cdot D^2 \cdot V_A^2}$$

Vid dragning i kaj back är bladspetsen kraftigt belastad på grund av att stigningen ökar mot spetsen. De yttre bladsektionerna arbetar med stor anfallsvinkel, och moment och tryckkraft reduceras på grund av kavitation. Ett  $K_Q$ - $K_T$  diagram för dragning i kaj back visas i fig 8.8.

Tryckkraften vid dragning i kaj back är ca 50 % av tryckkraften fram vid samma effekt. Stigningens absolutvärde är ungefär samma på back och fram.

### 11.8.3 Acceleration

Under acceleration finns med den ställbara propellern hela tiden den maximala effekten till förfogande. Förloppet illustreras bäst med ett diagram som visar tryckkraften som funktion av farten, se fig 11.15.

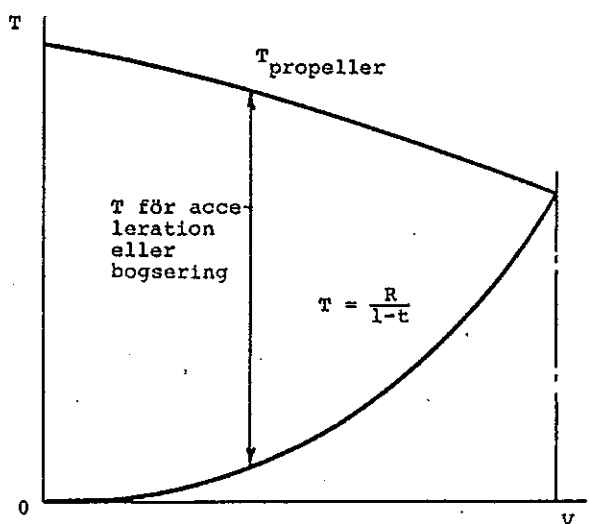


Fig 11.15 Tryckkraft till förfogande för acceleration eller bogsering

Den nedre kurvan visar erforderlig tryckkraft för att driva fartyget, den övre den tryckkraft som propellern utvecklar. Det vertikala avståndet mellan kurvorna är den tryckkraft som finns till förfogande för acceleration vid varje fart.

### 11.8.4 Turbingång

Turbingång, eller "windmilling", har behandlats för fasta propellrar i avsnitt 10.4.4, och det nämndes att varvtalet aldrig kunde överskrida konstruktionsvarvtalet. Vid en ställbar propeller är det annorlunda. Om vi förutsätter konstant fartygsfart, ökar varvtalet vid avtagande stigning och når ett maximum

vid stigningsförhållandet  $P/D = \text{ca } 0,5$ . Därefter avtar varvtalet igen för att bli noll vid  $P/D = 0$  (och negativt vid backstigning). Om drivkällan är en dieselmotor och brännoljetillförseln till denna är avstängd, överstiger turbingångsvarvtalet inte konstruktionsvarvtalet. Om propellern däremot är frikopplad kan man få övervarv (overspeeding). Observera att turbingång inte nödvändigtvis innebär övervarv. Ordet windmilling missbrukas ofta i betydelsen overspeeding.

Turbingångs-varvtalet för den ställbara propellern beräknas på samma sätt som för den fasta (se fig 10.11) och man beräknar varvtalet stigning för stigning. Ett överskådligare diagram visas i fig 11.16 där  $K_Q$  och  $K_T$  visas som funktion av  $P/D$  med framdriftstalet  $J$  som parameter.

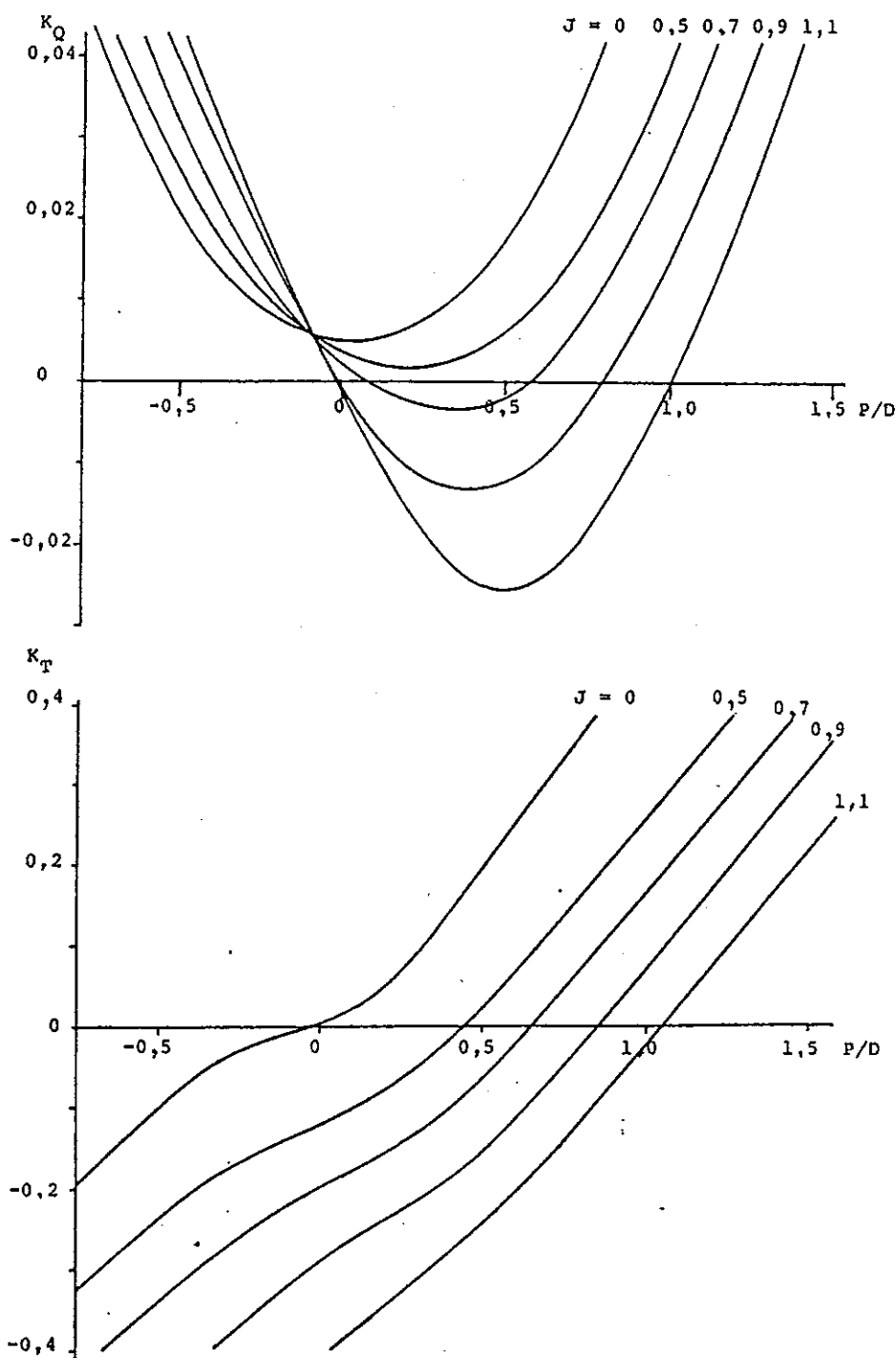


Fig 11.16  $K_Q$  och  $K_T$  som funktion av  $P/D$  med  $J$  som parameter

Man ser att under ett visst J-värde (i konstruktionspunkten) blir  $K_0$  aldrig negativ, vilket betyder att övervarv inte kan förekomma även om propellern är helt frikopplad. All effekt som vattnet överför till propellern går åt bara för att snurra denna.

Om drivkällan är en ångturbin kan det uppstå problem med övervarv vid turbingång med en ställbar propeller. Turbinens friktionsmoment vid tomgång är litet i förhållande till en dieselmotors, och vid en snabb stigningsnedställning kan den ånga som finns kvar i pannan trots reduktion av ångproduktionen hjälpa till att öka varvtalet tillsammans med den effekt propellern matar in i systemet. Om varvtalen ökar med en viss procentdel över konstruktionsvarvtalet, t ex 10 %, stängs brännarna av automatiskt. En stoppmanöver med ställbar propeller och ångturbin måste därför programmeras så att dels ångan hinner förbrukas, dels fartygets fart avta innan propellerstigningen når ner till det kritiska värdet omkring  $P/D = 0,5$ .

#### 11.8.5 Stoppmanöver

Med en ställbar propeller föreligger inte problemet att reversera motorn. Inom 10-30 sekunder, beroende på propellerns storlek, sker stigningsomställningen från full effekt fram till full effekt back. Under resten av stoppmanövern har man den fulla effekten till förfogande. Om man utnyttjar den fullt ut, betecknas manövern som "crash stop", för övrigt en manöver som sällan förekommer i praktiken. Så länge fartyget har fart framåt är stigningen något mindre än den som motsvarar dragning i kaj back. Den ökar successivt mot detta värde när fartygets fart avtar. Back-tryckkraften har sitt största värde i början och avtar successivt. Fig 11.17 visar varvtal  $n$ , stigningsförhållande  $P/D$  och tryckkraft  $T$  som funktion av fartygets fart vid en crash-stop manöver.

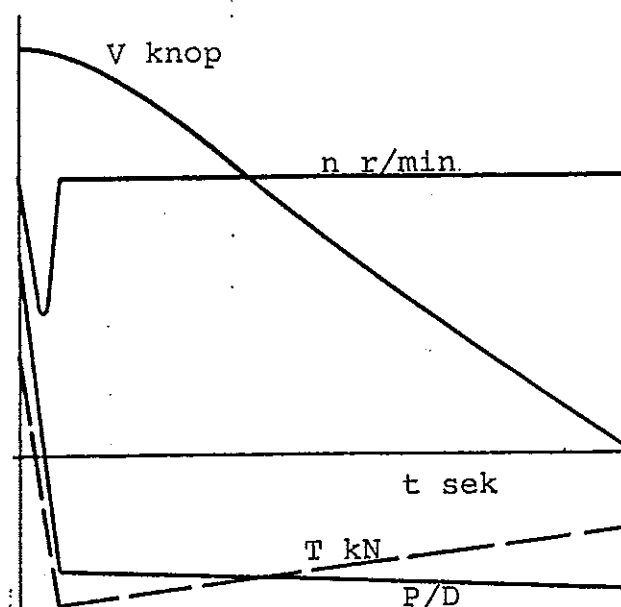


Fig 11.17 Stoppmanöver. Varvtal, fart, stigningsförhållande och tryckkraft som funktion av tiden

Jämfört med en fast propeller uppnås en betydligt kortare stoppsträcka med en ställbar propeller. Beroende på fartygstyp och -storlek kan sträckan (och stopptiden) reduceras med 30-50 %.

#### 11.8.6 Fri fart back

Som nämnts i avsnitt 11.8.2 under dragning i kaj back ökar stigningen kraftigt mot spetsen vid backstigningar, bladet är så att säga "skruvat åt fel håll". Verkningsgraden är därför låg, ca hälften av vad den är vid gång framåt. Men som vid alla andra konditioner gäller att man alltid kan ta ut full effekt vilket mer än kompenserar den låga verkningsgraden.

En tumregel är att fartygets maximala fart vid fri fart back är ca 3/4 av maximala farten fram, och vid samma absolutvärden av farten på back och fram blir även absolutvärdet på stigningen ungefär lika. Det totala stigningsslaget begränsas av navkonstruktionen. Föreligger det krav om hög fart back måste fördelningen av stigningen på fram och back väljas med omsorg.

På grund av stigningsfördelningen och av att bladprofilerna är välvda åt fel håll blir anfallsvinkeln stor, och vid högre effekt förekommer en hel del kavitation.

Om bra backegenskaper önskas kan man utföra bladen plana, se avsnitt 11.7.

#### 11.8.7 Stopp från back

Vid denna kondition rör sig fartyget back medan propellern arbetar fram. Stigningen är lägre och tryckkraften högre än vid dragning i kaj fram vid lika effekt och varvtal.

#### 11.8.8 Låst propeller

För en låst ställbar propeller i konstruktionsstigning gäller vad som sagts i avsnitt 10.4.8. Men med den ställbara propellern finns möjligheten att ställa bladen i flöjlat läge \*), dvs med bladen i stort sett parallellt med vattenströmmen. Stigningsvinkeln är omkring  $90^\circ$  ( $P/D = \infty$ ), och motståndet mot framdrivningen blir lågt. Detta motstånd kan beräknas ur

$$T = \rho \cdot V_A^2 \cdot D^2 \cdot K_T' \quad (\text{se avsnitt 8.5 och 10.4.8})$$

$K_T'$  är av storleksordningen -0,01.

Motståndet av en låst ställbar propeller är störst vid  $P/D = 0$  och avtar med ökande stigning. Momentet på propellern är 0 vid  $P/D = 0$ , växer till ett maximum omkring stigningsvinkeln  $\varphi = 45^\circ$  ( $P/D = 2,2$ ), och sjunker till 0 igen vid  $\varphi = 90^\circ$ .

Ibland vill man inte låsa propellern fast i flöjlat läge för att undvika att lagren skall skadas av vibrationer. Man kan

\*) endast om propellern är konstruerad för detta. Alla ställbara propellrar kan inte flöjlas.

välja en stigningsvinkel som avviker ett par grader från vinkeln som motsvarar momentet 0, och propellern kommer att rotera sakta. Moment  $Q$  och tryckkraft  $T$  (motstånd) som funktion av stigningsvinkeln  $\phi$  visas i fig 11.18.

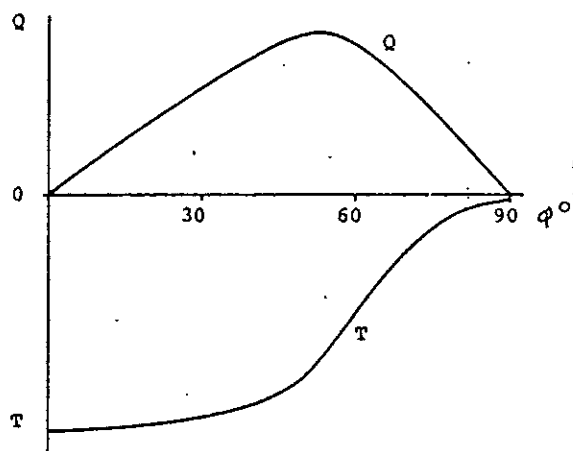


Fig 11.18 Moment och tryckkraft på låst propeller

#### 11.8.9 Nollstigning

Att propellern står i nollstigning innebär att stigningen vid radie  $0,7R$  är noll. Innanför denna radie är stigningen positiv och utanför negativ. Nollstigning är dock inte liktydigt med att tryckkraften är noll, utan detta inträffar normalt vid en låg positiv stigning,  $P/D = 0,1 - 0,2$ . På bredbladiga propellrar kan det vara svårt att ställa propellern på  $T = 0$ , vid en viss låg stigning sker ett plötsligt omslag från positiv till negativ tryckkraft eller omvänt. Detta är dock besvärande endast om tomgångsvarvtalet är högt. Om propellern körs vid 50 % varvtal istället för 100 %, reduceras den i förväg låga - men oönskade - tryckkraften med tre fjärdedelar.

Vid 100 % varvtal är propellerns effektabSORPTION ca 20 % av full effekt. Reduceras varvtalet till 50 %, minskar effekten med  $7/8$  till endast 2,5 % av full effekt.

Det kan förekomma en del kavitation vid nollstigning, speciellt om varvtalet är högt. Kavitationen har dock en tendens att släppa bladytan, och den är normalt inte aggressiv.





## 12. OLIKA PROPELLERTYPER

### 12.1 DYSPROPELLRAR

En dyspropeller består av en vanlig propeller, fast eller ställbar, som är omgiven av en dysa, dvs ett rör som är koncentriskt med propellern med en längd på 0,5 - 0,7 gånger propellerdiametern, se fig 12.1.

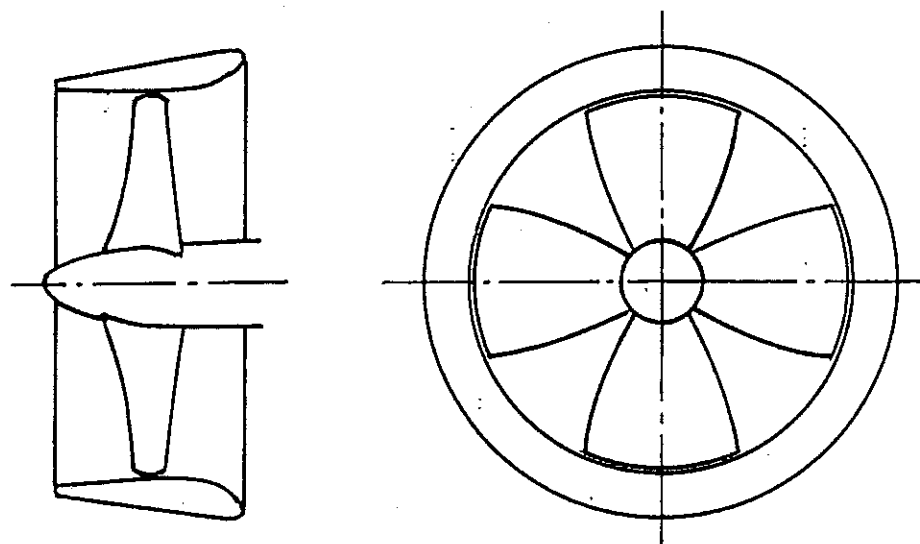


Fig 12.1 Dyspropeller

Som vi såg i kapitel 10, Propellerns verkningsätt, finns det ett område med undertryck framför en arbetande propeller, och bakom propellern sker en kontraktion av strömningen. Ju högre belastning propellern har, dvs ju högre tryckkraft i förhållande till farten, dess kraftigare blir undertrycksfältet och kontraktionen. Om man nu placerar en dysa kring propellern påverkas dysans främre del av undertrycket, och man får en inåt-framåt-riktad kraft på dysan, se fig 12.2. Den framåtriktade komponenten,  $T_D$ , bidrar till propellerns tryckkraft. Den del av dysan

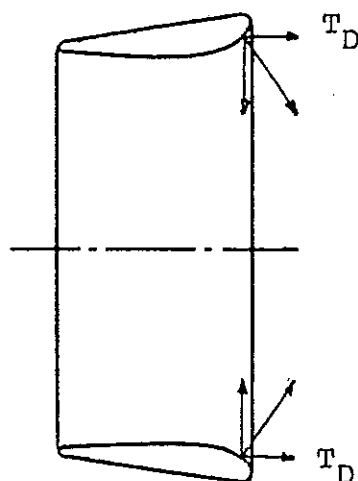


Fig 12.2 Krafter på en dysa

som ligger bakom propellern är cylindrisk eller har en liten diameterökning mot bakkanten. Den förhindrar kontraktionen, och enligt impulslagen får man då en högre tryckkraft.

Dysan är alltså särskilt lämplig för högt belastade propellrar, och den finner användning framför allt på bogserbåtar och trålare, men även på vissa kustfartyg och tankfartyg. Propellerkoefficienten  $B_p$  (se kapitel 9.4) är ett mått på propellerbelastningen och kan användas för en bedömning av om dysa är lämplig eller ej för ett givet fall: Gränsen går omkring  $B_p = 30$ . Över detta värde är dysa lämplig, under värdet motvägs dysans fördelar av dess eget motstånd.  $B_p = 30$  motsvaras av  $\sqrt[4]{K_Q/J^5} = 0,82$ .

Klarningen mellan bladspetsar och dysa bör vara så liten som möjligt. Av praktiska skäl görs den inte mindre än ca 1/2 % av propellerdiametern. Dysans innerdiameter är alltså 1,01 gånger propellerdiametern.

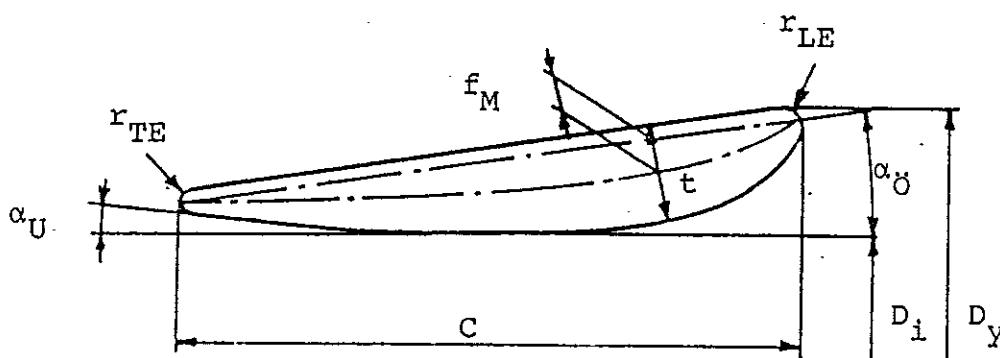


Fig 12.3 Dysans huvuddimensioner

Dysans ytterdiameter är ca 1,23 gånger innerdiametern, avhängigt av dysans utformning. Längden av dysan är 0,5 - 0,7 gånger propellerdiametern. Det lägre värdet gäller vid "frifarts"-dysor, det högre för dysor avsedda för tung bogsering och för roderdysor.

Dysans öppningsvinkel  $\alpha_O$  definieras som vinkeln mellan dysprofilens korda och propelleraxeln, diffusorvinkeln  $\alpha_U$  är vinkeln för diffusordelen, dvs dysans utloppsdel. Tjockleksförhållande  $t/c$  och välvningsförhållande  $f_M/c$  karakteriserar också dysan.

En hydrodynamisk optimering av en dysa för ett visst belastningsfall kan ge en dysform som blir dyr i tillverkning. Normalt förklaras dysprofilens kontur och byggs upp av räta linjer och cirkelbågar. En mycket använd all-round dysprofil är Wageningens nr 19A som visas i fig 12.4.

Själva propellern måste förstas anpassas till dysan. Den optimala propellerdiametern för en dyspropeller är ca 0,9 gånger optimaldiametern för den motsvarande fria propellern. Normalt reduceras diametern inte under dyspropellerens egen optimaldiameter.

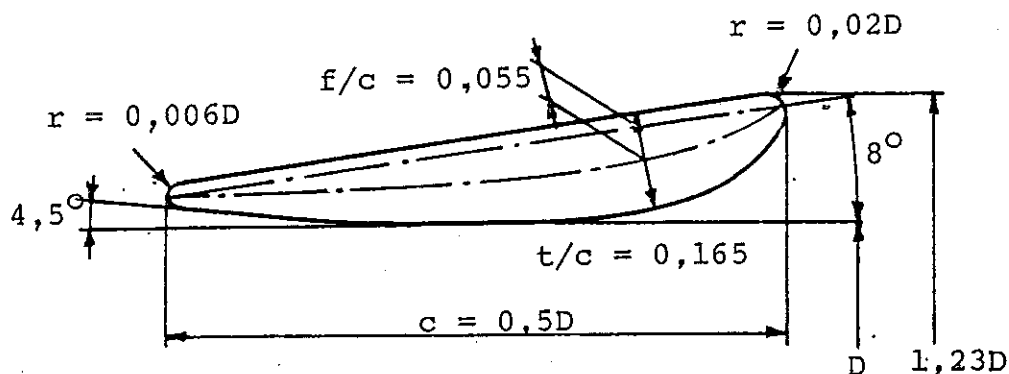
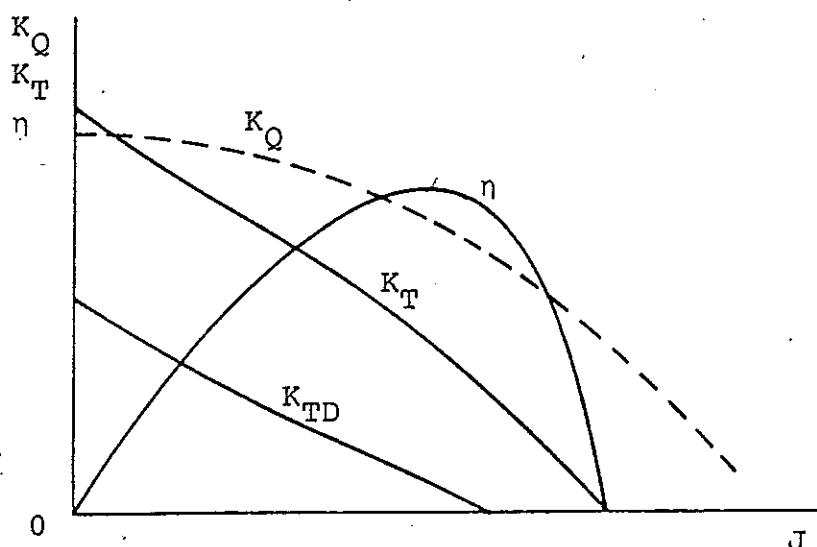


Fig 12.4 Dysprofil, Wageningen 19A

Den radiella fördelningen av bladbelastningen skiljer sig från den som gäller för en fri propeller, belastningen kan hållas hög ända ut mot spetsen. Därför utförs dyspropellerblad ofta med s k kaplan-form, dvs stor sektionlängd mot spetsen, se fig 12.1. Stigningsförhållandet är större än för den motsvarande fria propellern - dels, naturligtvis, p g a den mindre diametern, dels p g a den högre axiella vattenhastigheten.

Dyspropellern är mindre känslig för belastningsvariation än den fria propellern - dvs varvtalet avtar mindre vid ökande belastning, t ex tyngre bogsering - på grund av  $K_Q$ -kurvans utseende, se fig 12.5. Kurvan planar ut mot  $J = 0$ .  $K_{TD}$  anger dysans bidrag till tryckkraften. Detta ingår i  $K_T$ , koefficienten för den totala tryckkraften.

Fig 12.5  $K_Q$ - $K_T$ - $\eta$  diagram för dyspropeller

Dysan inte bara ökar tryckkraften, den övertar även en del från propellern. Vid dragning i kaj kan dysans del vara 45 % av totaltryckkraften. För en ställbar dyspropeller vid dragning i kaj och full effekt kan man räkna med tryckkraften

$$T = K \cdot (P_D \cdot D)^{2/3}$$

där  $K = \text{ca } 1,25$ ,  $P_D$  i kW,  $D$  i m och  $T$  i kN.

Med hänsynstagande till skillnaden i optimal diameter betyder detta att tryckkraften är 15-20 % högre än för en öppen propeller (dvs utan dysa).

En vanlig dysa är speciellt anpassad till strömningen när propellern ger tryckkraft framåt. När propellern arbetar back är dysan därför endast till nackdel. I viss mån kan man anpassa dysan även för back genom att välja en stor radie på bakkanten och genom att förse övergången mellan dysans främre inlopp och den cylindriska delen med en avlösningskant. Denna kant skall förhindra att strömningen - vid back - avlöses på ett godtyckligt ställe på inloppsdelen och därigenom ger fluktuation i tryckkraften.

Om man lägger vikt vid en bra tryckkraft mot back bör man dels välja en speciell backdysa som t ex Wageningens nr 37, se fig 12.6,

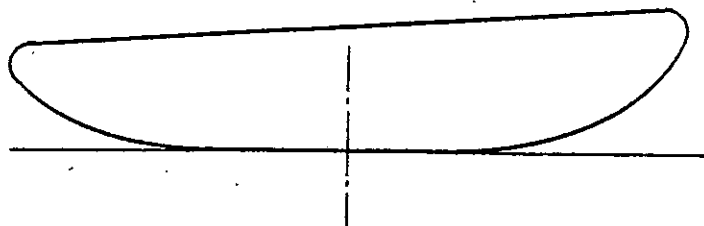


Fig 12.6 Dysprofil för Wageningen dysa nr 37

dels ge propellerbladen en speciell utformning. Detta senare gäller särskilt för ställbara propellrar, där krav om hög backtryckkraft leder till helt plana blad, alltså med konstruktionsstigningen noll och utan välvning. Framtryckkraften blir naturligtvis lidande, men ju närmare tryckkrafterna för fram och back kommer varandra i absolutvärde, dess större blir summan av dem. Fig 12.7 illustrerar den relativa tryckkraften vid olika dys- och bladkombinationer.

Det skall påpekas, som vid öppna propellrar, att den tryckkraft som erhålles ur modellprovsresultat och empiriska formler är modelltryckkraften  $T_M$ . Fullskaletryckkraften  $T_g$  är ca 5 % högre. Ännu viktigare är det att inte förväxla tryckkraften med dragkraften i bogserlinan,  $F_p$ . För att få dragkraften vid dragning i kaj,  $F_{po}$ , skall man reducera  $T$  med sugfaktorn  $t$ , alltså  $F_{po} = T \cdot (1-t)$ . Om sugfaktorns storlek se kapitel 4.2.

Man skiljer mellan fasta dysor och roderdysor. En fast dysa är fixerad i förhållande till själva propellern. Dysan kan bestå av en hel cirkel, och den bärs upp av diverse stag. Mellan dysan och bordläggningen är det då en klarning. Dysan kan också vara mer eller mindre hopbyggd med skrovet och är då inte hydro-

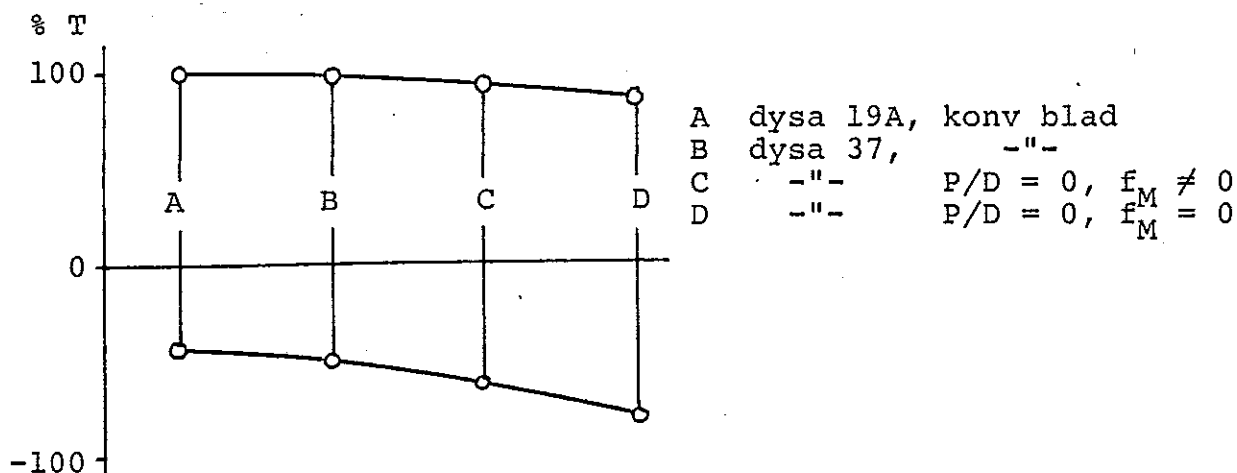


Fig 12.7 Fördelning av fram- och backtryckskraft, konstant effekt, ställbar propeller i dysa

dynamiskt verksam hela varvet runt. Dysan kan i detta fall vara så hopbyggd med akterskeppet, att dysans innersida tangerar bordläggningen.

En roderdysa är vridbar kring en lodrät axel genom propellerns centrum, och den ersätter det konventionella rodret. Genom dysans vridning erhålles en effektiv riktning av propellerns slipström, och styrverkan är mycket god. En lodrät fena placeras vid dysans bakkant för att förbättra styrförmågan. Vid stora roderutslag kan roderdysan förorsaka vibration p g a avlösning vid den del av dysans förkant som förflyttas framåt-inåt.

Dysan har normalt en utjämnande effekt på medströmsfältet, då vattnet accelereras in i dysan. Men dyspropellrar har ändå sina kavitationsproblem. På grund av den lilla klarningen finns ingen egentlig randvirvel, men en kavitationsblåsa förekommer på sugsidan vid bladspetsen. Denna blåsa slickar insidan av dysan och varierar, som vid en öppen propeller, i takt med medströmmen. För att motverka kavitationsskador svetsas man därför in ett stråk av rostfritt stål varvet runt vid bladspetsarnas läge. Speciellt på stora tankfartygsdysor har man dock haft problem med kavitationsskador, och dessa problem har man på senare tid kringgått genom att placera dysan strax framför propellern.

Tryckvariationerna på dysans insida kan bli stora men verkar ju på ett begränsat område, och vibrationsrisken är normalt inte stor, särskilt om det finns fritt vatten mellan dysa och bordläggning så att direkta stomburna vibrationsimpulser undviks.

Om dysan är integrerad med skrovet finns det en viss risk för vibration och buller. På ett fartyg med sådana problem, en högsjöbogserare, ökade man spetsklarningen genom att reducera propellerdiametern, så att dysans insida kom utanför kavitationens räckhåll. Tryckkraften vid dragning i kaj minskade, men frifartsverkningsgraden ökade!

## 12.2 ROTERBARA THRUSTERAR

Ordet thruster är en engelsk beteckning som används i brist på ett lämpligt svenskt ord. Ordet kommer av thrust = tryckkraft och betyder egentligen en anordning som producerar tryckkraft. Det gör ju alla framdrivningsanordningar, men det har blivit brukligt i engelskspråkiga länder att använda thruster som en beteckning på propellertyper som i första hand är avsedda att användas för manövrering (speciellt styrpropellrar - bow thrusters eller side thrusters) och i andra hand för framdrift.

På svenska används "thruster" som beteckning på en propeller driven via en vinkelväxel från en lodrät, eller nästan lodrät, axel. Propeller, växel och drivaxel bärs upp av ett stag som är vridbart kring den lodräta axeln - därav namnet "roterbar" thruster, se fig 12.8. Vridningen sker med hjälp av långsamtgående hydraulmotorer.

Det förekommer f ö också fasta, icke vridbara thrustrar. Ytterligare en variant är den indragbara thrustern som helt kan dras in i fartyget - för att reducera framdrivningsmotståndet vid fri fart, eller för att göra det möjligt att utföra service- och reparationsarbeten utan att docka fartyget eller behöva använda undervattenmontage och -demontage.

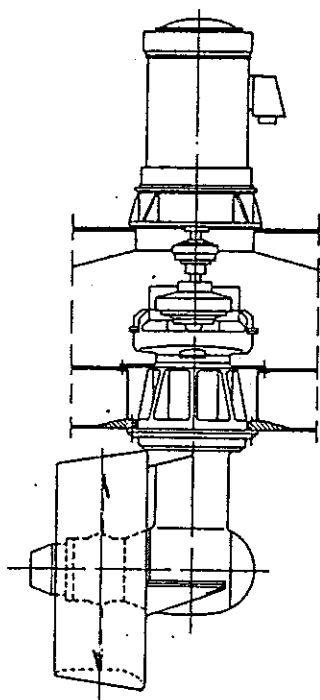


Fig 12.8 Roterbar thruster

En roterbar thruster kan ha fasta eller ställbara blad. Den är normalt försedd med dysa (som alltså vrids med propellern) men utföres även ibland utan dysa, beroende på användningsområdet. Ett fartyg som drivs av enbart roterbara thrustrar behöver inget roder, men för att det skall vara styrbart måste skrovet vara kursstabilit i sig självt.

Den roterbara thrustersns största användningsområde är på borrh-plattformar, supply-fartyg etc som dels skall manövrera med stor noggrannhet, dels hållas på plats utan ankring. Då det alltid installeras flera thrustrar, måste deras funktion sam-ordnas, och de styrs antingen via en s k joystick eller av en dator.

När en thruster vrids i olika vinklar passerar slipströmmen större eller mindre sträckor under fartygets botten. Vid flerskrovsfartyg kan strömmen träffa andra skrovet. Man får genom friktion och strömningsmotstånd en nettokraft som är lägre än thrustersns tryckkraft, på samma sätt som en akterpropellers tryckkraft reduceras p g a sugfaktorn. Dessutom kan slipströmmen avlänkas vid skrovsidorna p g a coanda-effekten, så att nettokraftens riktning avviker från riktningen av thrustersns tryckkraft upp till  $5-10^\circ$ . Om slipströmmen från en thruster träffar en annan kan den senares tryckkraft reduceras väsentligt, i högre grad ju närmare thrustrarna sitter varandra. För att klarlägga alla dessa fenomen är det viktigt att utföra modellprov för att kunna programmera fartygets positioneringsdator rätt.

Ett par exempel på fartyg med roterbara thrusters visas i fig 12.9

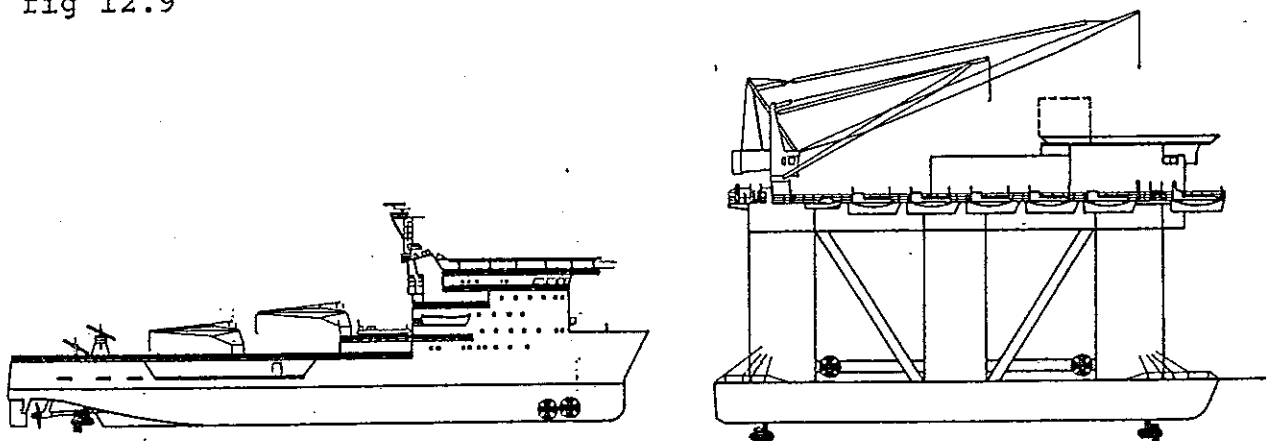


Fig 12.9 Supply-fartyg och hotellplattform med roterbara thrusters

### 12.3 STYRPROPELLRAR

Under en viss fart, den s k styrfarten, är rodrets styrverkan otillräcklig p g a den låga vattenhastigheten kring rodret. Om akterpropellern producerar tryckkraft har den en slipström som påverkar rodret, och vid låga farter kan man förbättra styrverkan med "puffar" med propellern. Men samtidigt får man ett kanske oönskat bidrag till framdrivningen.

Mot slutet av 50-talet kom styrpropellern in i bilden. Det är en propeller som endast är avsedd för styrning i låga farter, när rodrets verkan är låg, och ej för framdrift. Den monteras i en tvärskepps tunnel, oftast i fartygets för men ibland både i för och akter. En typisk installation visas i fig 12.10.

Via en vinkelväxel drivs styrpropellern vanligen av en elmotor, men drivkällan kan också vara en dieselmotor, hydraulmotor eller ångturbin. Själva propellern kan ha fasta blad som har

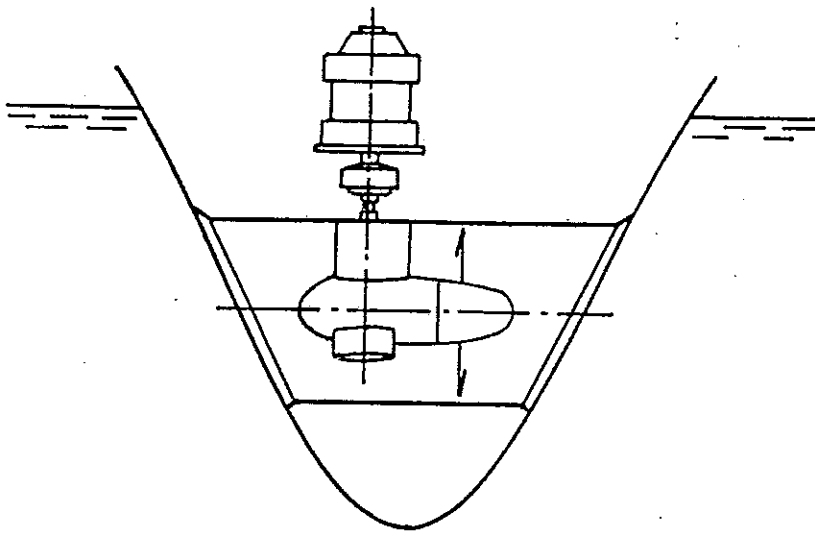


Fig 12.10 Styrpropellerinstallation

vanlig skruvyte-form. Då propellern skall arbeta lika bra i båda riktningarna utförs bladsektionerna dubbelsymmetriska, dvs utan välvning och med lika för- och bakkant. Det vanligaste är emellertid ställbara blad som utförs helt plana, alltså utan skruvning och välvning, men med olika för- och bakkant. Den fasta propellerns tryckkraft varierar med varvtalet, medan den ställbara körs med konstant varvtal.

Styrpropellern är egentligen mera en axialpump än en propeller. Någon hastighetsökning av vattnet före och efter propellern kan det inte bli tal om, tunnelröret har ju konstant diameter. Hastighetsökningen sker vid tunnelinloppet och ger en trycksänkning i området kring inloppet. Härigenom fås ett bidrag till propellerns tryckkraft. Hur stort detta bidrag är beror på inloppets utformning. Med ett idealiskt inlopp med öppningens kanter utformade som ellipser blir inloppets bidrag till tryckkraften hälften av hela enhetens tryckkraft, alltså lika stor som själva propellerns. Men ett sådant inlopp är för dyrt att tillverka, och tunnelns bidrag stannar därför i praktiken vid 35-40 % av hela styrpropellerenhetens tryckkraft.

Styrpropellerns stigning och tryckkraft beräknas med hjälp av diagram av samma typ som dragning-i-kaj-diagram för akterpropellrar. Vid modellprovet monteras styrpropeller med tunnel i en skrovattrapp, och tryckkraften mäts separat på propeller och skrov. I fig 12.11 visas ett exempel på ett diagram i vilket kurvor för 2 stigningar är inlagda.

På samma sätt som vid akterpropellrar kan man beräkna den ungefärliga totala styrpropellertryckkraften ur formeln

$$T = k \cdot (P_D \cdot D)^{2/3}$$



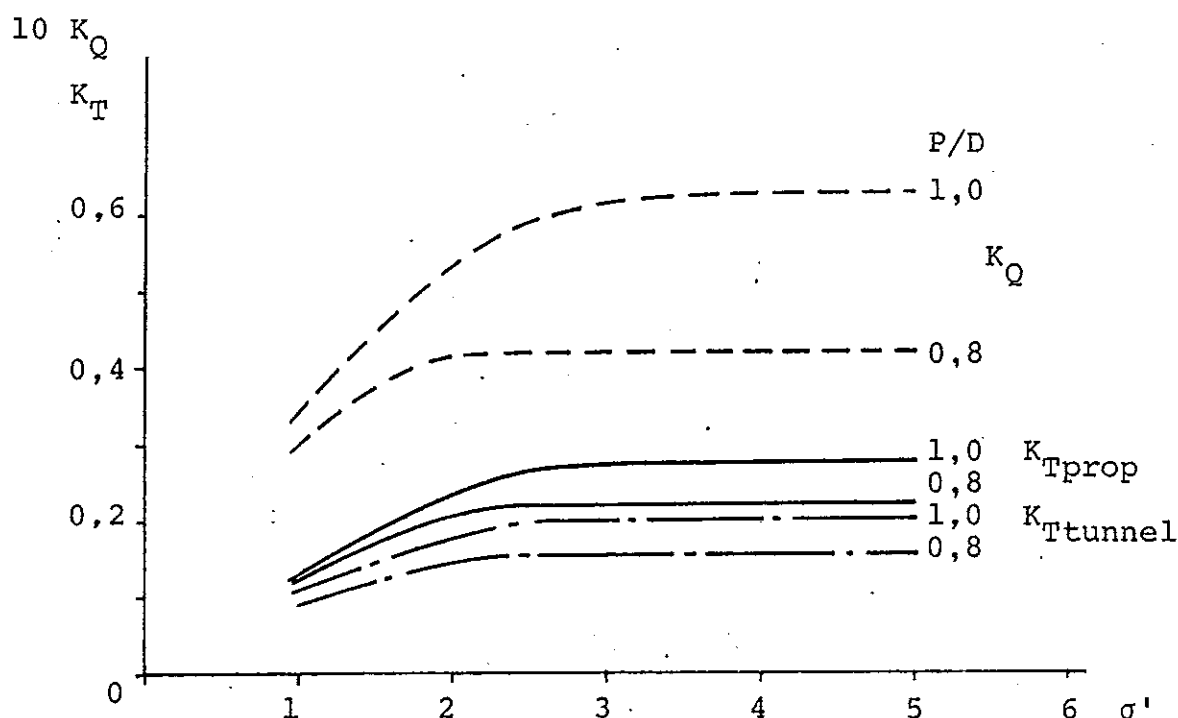


Fig 12.11 Modellprovdiagram för styrpropeller

För fasta styrpropellrar är  $k \approx 1,08$ , för ställbara  $k \approx 0,97$ . Formeln gäller endast för styrpropellernas konstruktionseffekt och effektområdet strax därunder. Den beräknade tryckkraften gäller fullskala.

Utloppshastigheten är 5-6 m/s. För en stor styrpropeller blir det således fråga om ansevärliga vattenmängder som pumpas igenom, exempelvis för en styrpropeller med 2,4 m diameter ca 25 m<sup>3</sup>/s. Det räcker för att småfartyg som kommer i närheten skall slås ur kurs.

I praktiken kan det finnas många orsaker till att den verkliga tryckkraften blir lägre än den teoretiskt eller empiriskt beräknade. Stor tunnel längd ger ökade friktionsförluster - man kan räkna med ca 1/2 % tryckkraftförlust per längdenhet överstigande  $l/D = 3$ .

Tunnelöppningens överkant bör inte ligga närmare vattenytan än  $D/2$ , annars finns risk för luftned sug med åtföljande buller och tryckkraftförlust. Avståndet mellan tunnelöppningens underkant och kölens underkant bör inte understiga  $0,25D$ , annars finns det risk för rundströmning, som också kan påverka tryckkraften negativt. Se även fig 12.12.

Tunnelöppningens idealiska form är som nämnts elliptisk. Men i praktiken utför man öppningen med en snedfas som visat i fig 12.13A. Ibland svetsar man in ett rör för att få en rundad kant.

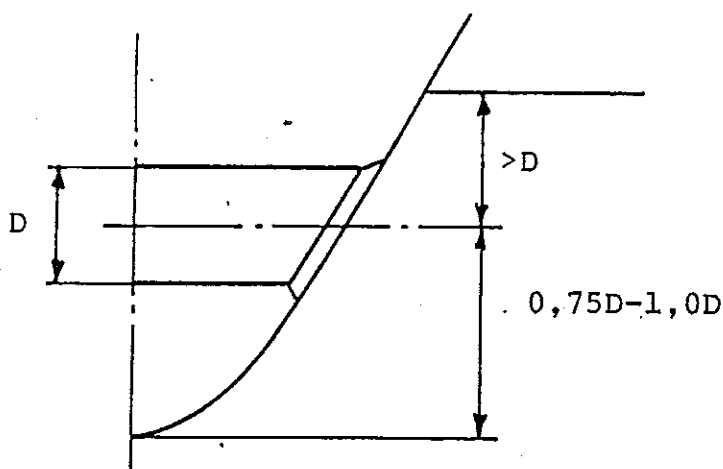


Fig 12.12 Placering av styrpropeller-tunnel i höjddled

Ett hål i fartygssidan påverkar givetvis fartygets framdrivningsmotstånd. För att motståndsökningen skall vara så liten som möjligt bör tunnelöppningens främre kant vara skarp, och bakkanten rundad, som i fig 12.13B. Släppningen i bakkanten bör riktas i den lokala strömningens riktning, för en bogstyrpropeller normalt  $15-20^\circ$  neråt. Ökningen i fartygsmotstånd ligger i området 1-5 %. Den är svår att mäta både i modell och fullskala då den är av samma storleksordning som mätnoggrannheten.

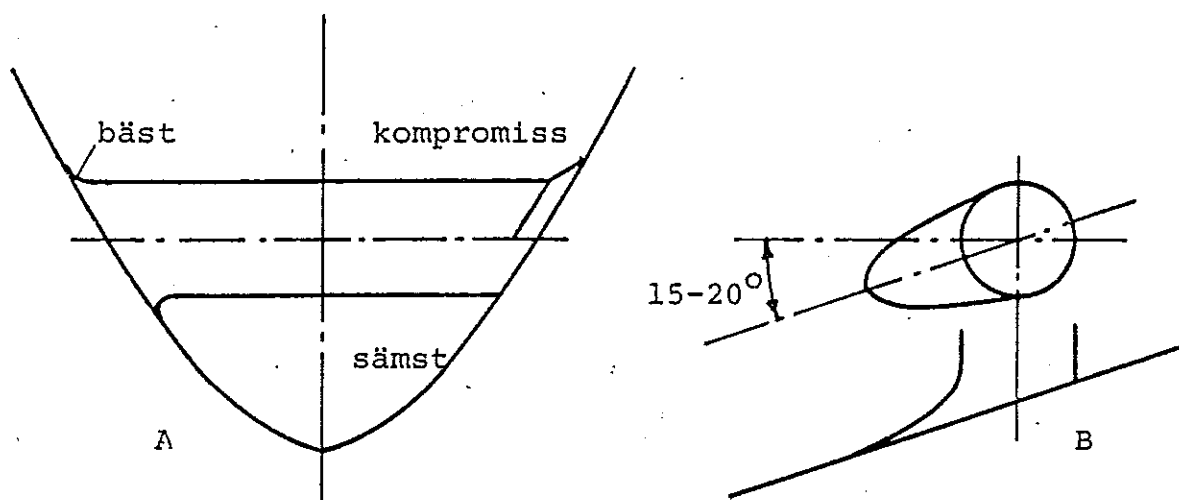


Fig 12.13 Utformning av öppning på styrpropellertunnel

A: m h t tryckkraft

B: m h t framdrivningsmotstånd

För att förhindra att is och andra fasta föremål sugas in i styrpropellern förser man ibland öppningarna med galler. Gallrens effekt är dock tvivelaktig, man riskerar att föremål som ändå kommer in täpper till utloppet. Dessutom reduceras tryckkraften

med 5-10 % p g a gallren. Det finns dock en positiv hydrodynamisk effekt av gallren. Virvelbildning i tunneln vid fartygets fart framåt förhindras och motståndöknings blir mindre. Om gallren utförs av rör och plattjärn skall de senare paradoxalt nog stå vinkelrätt mot riktningen av det förbiströmmande vattnet längs fartygssidan, se fig 12.14.

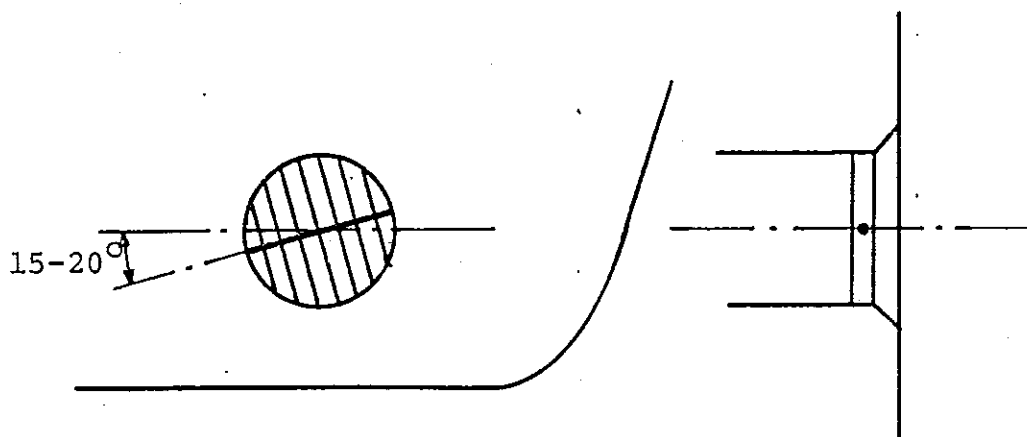


Fig 12.14 Galler för styrpropellertunnelöppning

Om styrpropellerns funktion - verkan vid fart framåt, fartygets girhastighet etc - se kapitel 15, Manövrering.

#### 12.4 VOITH-SCHNEIDER PROPELLERN

Av så kallade vertikalaxel-propellrar är Voith-Schneider propellern den mest kända. Den består av en roterande skiva i plan med fartygsbotten, med ett antal vridbara skovlar längs periferin, se fig 12.15.

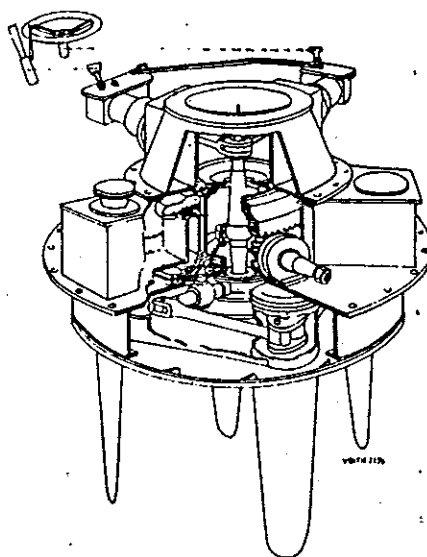


Fig 12.15 Voith-Schneider propeller

Skovlarna kan vrida sig kring sina egna axlar på så sätt att en linje vinkelrätt mot skovelprofilen passerar genom en "styrpunkt" N, se fig 12.16.

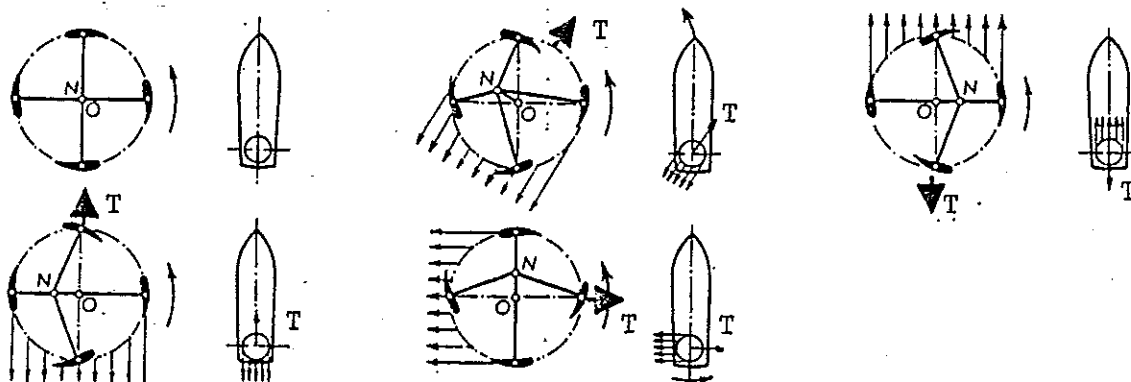


Fig 12.16 Voith-Schneider propellerns verkningsätt

Denna punkt kan förflyttas godtyckligt inom en cirkel med radie lika med ca 0,9 gånger skovelcirkelns radie. Under ett varv vrids skovlarna så att de ger tryckkraft i en viss riktning under nästan hela varvet. Genom flyttning av styrpunkten kan man rikta tryckkraften i vilken som helst riktning vinkelrätt mot hela propellerns rotationsaxel, och tryckkraften kan varieras mellan noll och maximum. I fig 12.16 visas skovlarnas läge och tryckkraftens riktning i olika driftsituationer.

Ett fartyg med Voith-Schneider propellrar, t ex en i varje ände, har överlägsen manöverförmåga. Propellern har mest kommit till användning på bogserbåtar och färjor på mycket korta rutten, t ex vägverkets färjor. Verkningsgraden är dock lägre än för den konventionella skruvpropellern, och Voith-Schneider-propellern är känslig för grundkänningar och is.

## 12.5 STRÅLDRIFT

Ett stråldriftsaggregat består i princip av en pump som suger vatten från ett inlopp i fartygets botten och pumpar ut det genom ett munstycke i aktern, varvid fartyget drivs fram av reaktionskraften. Styrning sker genom att munstycket vrids kring en lodrät axel, och backmanöver erhålles genom att en skopa svängs in i eller bakom munstycket och vänder vattenstrålen. Ett stråldriftsaggregat visas i genomskärning i fig 12.17. Backskopans funktion framgår av fig 12.18.

Idén med stråldrift är nästan lika gammal som propellern, det första patentet söktes redan 1839. Stråldriften provades i praktiken för första gången 1866 på brittiska flottans HMS Waterwitch. Effekten var 560 kW, pumphjulets diameter 4,27 m och dess vikt 8000 kg. Ett modernt aggregat på ungefär samma effekt har en pumphjulsdiameter på 0,55 m, och hjulets vikt är 110 kg.

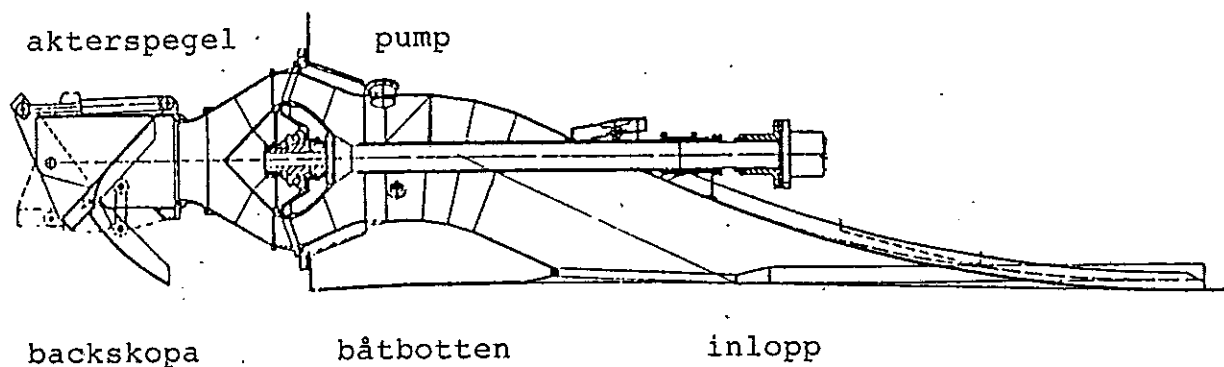
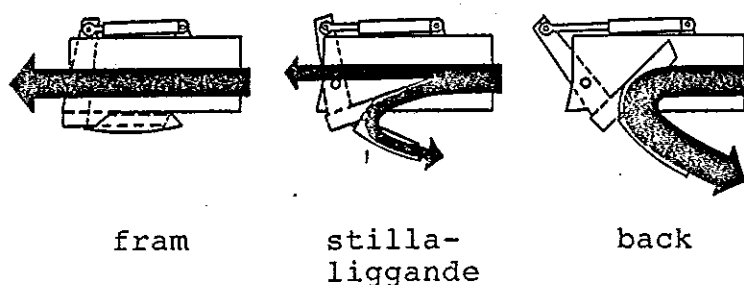


Fig 12.17 Stråldriftsaggregat

Fig 12.18 Stråldriftsaggregat,  
backskopans funktion

Stråldriften lämpar sig inte för långsamma displacementbåtar - verkningsgraden är lägre än för propellern vid låga farter. Men för snabba, mindre fartyg har den många fördelar, som

- Bra manöverförmåga
- Inga skrovbihang
- Lämplig för båtar med begränsat djupgående
- Okänslig för skräp i vattnet
- Låg buller- och vibrationsnivå

En fast propeller har egenskapen att den går ner i varv när båtens fart avtar, t ex om en av två propellrar stoppas. I samma situation går stråldriftsaggregatets varvtal ner endast ett par procent, och full effekt och tryckkraft finns till förfogande över hela belastningsområdet.

För ett stråldriftsaggregat kan den totala propulsiva verkningsgraden definieras som för en konventionell propeller:

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} = \eta_H \cdot \eta_{jet} \cdot \eta_{pump} \cdot \eta_R$$

där  $P_E$  är släpeffekten och  $P_D$  effekten på pumpaxeln.

$\eta_H$  är skrovverkningsgraden, definierad som

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w}$$

$\eta_{jet}$  är strålverkningsgraden, optimalt omkring 0,60 - 0,70.

$\eta_{pump}$  är pumpverkningsgraden, normalt ca 0,90 för diagonal-pumpar.

$\eta_R$ , relativverkningsgraden, är nära 1,0.

För snabba, mindre, dvs planande fartyg är stråldriften totalverkningsgrad bättre än propellerns.

Strålmunstycket monteras i akterspegeln. Eftersom det rör sig om snabba planande båtar vid vilka akterspegeln är "torr" under gång sitter munstycket helt över vattenytan. Om akterspegel och munstycke vore nedsänkta skulle det uppstå en sugning på akterspegeln och sugfaktorn skulle öka. Utloppet skall dock inte placeras onödigt högt, då det innebär en förlust att lyfta vattnet. Själva pumpen bör inte placeras högre än med axelcentrum i fartygets stillvattenlinje för att den skall vara självsugande vid start.

## 12.6 MOTROTTERANDE PROPELLRAR

Om propellerdiametern är begränsad eller belastningen är hög, blir verkningsgraden lidande och tendensen till kavitation ökar. Det ligger då nära tillhands att dela upp den tillgängliga effekten på flera propellrar, och det sker ju också på två-propellerfartyg. Men tanken att dela effekten på flera propellrar på samma axel dök tidigt upp, i det enklaste utförandet med två propellrar som är monterade efter varandra på samma axel och roterar åt samma håll, en sk tandempropeller. Men en del av en propellers energiförlust beror på att slipströmmen roterar. Sätter man en propeller till bakom ökar denna på rotationen och förlusten. Detta kan man undvika genom att låta propellrarna rotera i motsatta riktningar på koncentriska axlar, varigenom den bakre propellern återvinner förlusten i rotationsenergi från den främre.

Båda propellrarna får mindre diameter än en enkelpropeller för samma effekt, den bakre propellerns minst då den skall arbeta i den andras slipström som ju kontraheras. På grund av den högre vattenhastigheten skall den bakres stigning också vara större.

De två propellrarna bör ha olika bladantal för att inte alla blad skall mötas samtidigt vilket skulle kunna ge upphov till vibration. Verkningsgraden är bättre än för en enkelpropeller

men inte så bra som när effekten fördelas på två propellrar på varsin axel.

John Ericssons propellerpatent år 1836 gällde en motroterande propeller och han stod även för den första kända praktiska användningen, nämligen på ångbåten "Robert F Stockton" 1837. Motroterande propellrar har använts på mini-ubåtar och torpeder. Svårigheter med smörjningen mellan de motroterande axlarna har fördröjt introduktionen av motroterande propellrar på större fartyg, men nyligen har sådana testats i full skala på ett par fartyg i Japan. Verkningsgraden sägs ha ökat 15-16 %, och vibrations- och bullernivån är låg.

1982 presenterade Volvo Penta sin Duo-prop, en motroterande propeller för aquamatic-aggregat, se fig 12.19.

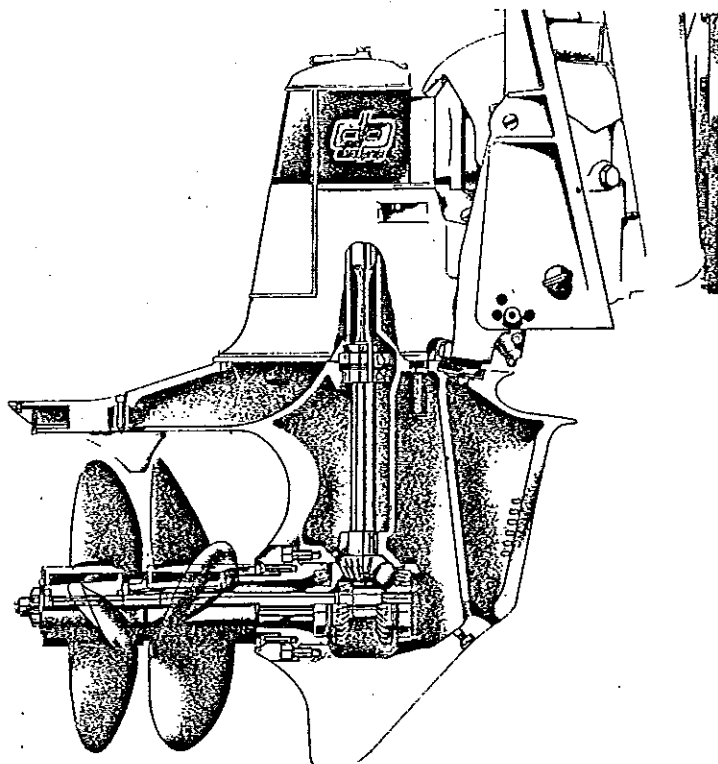


Fig 12.19 Volvo Pentas Duo-prop propeller

Vid jämförande prov med två lika motorbåtar, den ena med vanlig propeller, den andra med Duo-prop hade den senare enligt uppgift betydligt bättre accelerationsegenskaper och ca 10 % högre verkningsgrad.

## 12.7 GRIMS LEDHJUL

Grims ledhjul är en kombinerad turbin och propeller som monteras bakom den ordinarie propellern och bärs av denna. Det har ca 20 % större diameter än propellern och kan rotera fritt i sitt

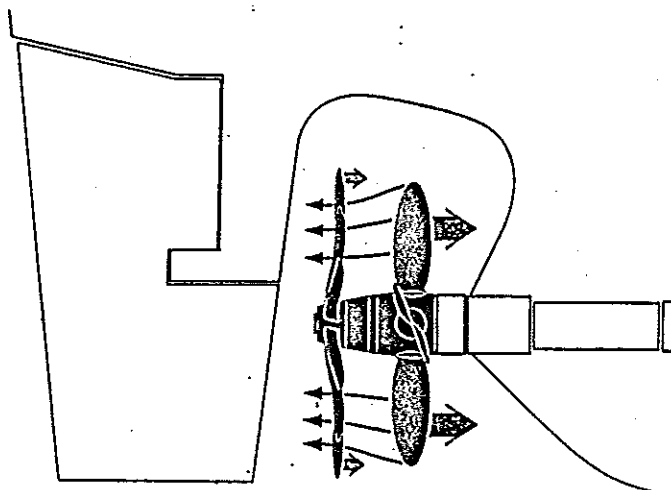


Fig 12.20 Propeller med Grims ledhjul

lager. Bladens inre delar fungerar som turbinskovlar och absorberar energi från propellerns slipström. De yttre delarna fungerar som propellerblad och överför energi till vattnet och utvecklar en tryckkraft, som är större än den negativa tryckkraften i turbindelen. Enligt uppfinnaren professor Grim uppnår man en dubbel effekt: energiförlusten på grund av propellerslipströmmens rotation återvinnes, och hela slipströmmen efter propellerpaketet får en större diameter och en lägre hastighet, vilket ökar tryckkraften. Verkningsgraden sägs öka med 5 - 15 % och vara högre än för en lika stor propeller med motsvarande lägre varvtal.

Bladantalet är normalt 7 - 9. Ledhjulets varvtal är 35 - 50 % av propellervarvtalet, och hjulet roterar i samma riktning som propellern. En principskiss av arrangemanget visas i fig 12.20.

Grims ledhjul patenterades 1966, och det första hjulet monterades på det tyska forskningsfartyget "Gauss". Sedan dess har ett antal fartyg försetts med ledhjul, men man har haft en del problem. I det senaste utförandet lagras hjulet på roderhornet för att dess tyngd inte skall belasta stävlagret.



### 13. FRAMDRIVNINGSMOTORER

Ett framdrivningsmaskineri måste uppfylla många krav. Det första man tänker på är att det skall vara ekonomiskt, dvs att bränsleförbrukningen skall vara så låg som möjligt. Men det räcker inte med att detta krav tillgodoses, man måste ta hänsyn till propulsionsystemets totalekonomi. Om maskineriet är onödigt tungt, måste fartyget göras större för att bära det. För att hålla den önskade farten måste man då ytterligare öka maskineriets storlek och tyngd; ett skrymmande maskineri stjälar lastutrymme, och fartygets transportkapacitet försämras. Maskineriet måste tåla den varierande belastningen från propellern vid olika väderförhållanden och nedlastningar, och tåla de snabba belastningsväxlingar som uppstår vid hamnmanövrer. Olika typer av maskinerier har helt olika egenskaper.

När det gäller effektbeteckningar råder en viss förbistring. Exempelvis är den gamla beteckningen för effekten vid propellern DHK eller DHP; detta är en sammanblandning av beteckning och enhet och bör undvikas. Enligt modern nomenklaturstandard är beteckningen för effekt P och, enligt SI, enheten W, kW eller MW. För fartygsmaskinerier är det lämpligt att hålla sig till kW även om man för effekter över 1000 kW egentligen skulle använda MW - men då får man dras med decimaler om man inte råkar ha ett helt antal MW.

Vi skall nu se på effekter och verkningsgrader steg för steg från energiinnehållet i brännoljan till den effekt som finns till förfogande vid propellern.

Brännoljans förbränningsvärme  $X$  mäts i kJ/kg. Om  $Y$  kg olja förbrukas per sekund, förbrukas det värmeenergin  $X \cdot Y$  kJ/s, effekten är alltså  $X \cdot Y$  kW. Vid förbränningen i motorn omvandlas värmeenergin till tryckenergi. Verkningsgraden vid denna process kallas den termiska verkningsgraden  $\eta_T$ , och den resulterande effekten som utvecklas i cylindern kallas den indikerade effekten  $P_I$ , dvs den effekt som kan mätas direkt på cylindern med indikator. Motors mekaniska drivverk, kolvar, vevstakar etc har den mekaniska verkningsgraden  $\eta_M$ , och kvar blir den bromsade effekten  $P_B$  på motors kopplingsfläns, dvs den effekt som i en provbänk kan mätas med en broms.

Om motors varvtal reduceras i en reduktionsväxel, har växeln verkningsgraden  $\eta_G$  ( $G$  = gear) och vid växels kopplingsfläns återstår axeleffekten  $P_S$  ( $S$  = shaft).

I mellan- och propelleraxelns lager - trycklager, bärlager och stävlager - sker en friktionsförlust, och axelverkningsgraden kallas  $\eta_S$  ( $S$  = shaft). Kvar blir den effekt som lämnas till propellern vid propelleraxelkopplingen,  $P_D$  ( $D$  = delivered).

Vad som sedan händer med effekten är en fråga om hydrodynamik, som har behandlats närmare i kapitel 4.

En motor konstrueras för en viss effekt som den skall kunna utveckla kontinuerligt utan att skadas eller förslitas

onormalt snabbt. Denna effekt betecknas MCR = Maximum Continuous Rating. En motors livslängd ökar väsentligt om effektuttaget reduceras. I normal drift tar man ut endast 80-90 % av MCR. Denna nivå betecknas med SR = Service Rating. Under kortare tid tål en motor en viss överbelastning, t ex 10 % överlast under en timme av 12. Överlasteffekten betecknas OR = Overload Rating. På krigsfartyg förekommer en så kallad Sprint Rating, en extra hög överlast som kan tas ut kortvarigt vid attack eller reträtt. För att spara bränsle och öka aktionsradien förekommer på krigsfartyg även en lågfartskondition, Cruising, vid vilken effekten kan vara så låg som 20 % av MCR.

### 13.1 MOTORTYPER

#### 13.1.1 Ångmaskin

Ångmaskinen var den kraftmaskin som uppfanns först; år 1765 konstruerade James Watt den första praktiskt användbara ångmaskinen. År 1802 satte skotten William Symington det första verkligt effektiva ångfartyget i drift, och under ca 100 år var ångmaskinen ensamrådande som framdrivningsmaskin för fartyg.

Ångmaskinen är lågvarvig och tystgående och ger inte upphov till vibrationer. Segdragningsförmågan är stor; ånglok var ju t ex inte försedda med växlar. Vid överlast ökar momentet med avtagande varvtal ända tills maskinen stannar. Men för en given effekt är ångmaskinen skrymmande och tung, och verkningsgraden är låg. Inga nya fartyg byggs därför i dag med ångmaskin. Bortsett från musei- och utflyktsångbåtar var det sista ångfartyget i drift i Norden finlandsfärjan "Borea" ex "Bore" som sattes i regelbunden trafik Stockholm-Åbo sommaren 1984. Denna trafik har sedan upphört.

#### 13.1.2 Ångturbin

Ångturbinen utvecklades under 1800-talets senare del. Det första turbindrivna fartyget var ångslupen "Turbinia" som irländaren Parsons demonstrerade för engelska flottan 1897. Farten var icke mindre än 35 knop.

Liksom ångmaskinen har ångturbinen god segdragningsförmåga med ökande vridmoment vid minskande varvtal. Själva turbinens varvtal är högt, och det måste reduceras till propellervarvtalet genom en flerstegs reduktionsväxel, som är hopbyggd med turbinen. Turbinen kan inte som ångmaskinen reverseras, utan det finns en särskild bakturbin. Denna har lägre effekt än huvudturbinen, normalt ca 40 %.

Ända fram till 1970-talet kunde ångturbinen konstrueras för högre effekter än dieselmotorer, och den kom till användning huvudsakligen för stora passagerarfartyg, snabba krigsfartyg

och stora tankers. För den senare fartygstypen får av säkerhetsskäl elektrisk drift av pumpar, spel etc inte förekomma, utan dessa är alltid ångdrivna. Detta har medverkat till att hålla ångturbinen kvar i tankers.

Men ångturbinens ekonomi är inte så bra som stora dieselmotorers, brännoljeförbrukningen för en turbinanläggning är ca 282 g/kWh (207 g/hkh) och på senare tid har man börjat byta ut turbinerna i stora tankfartyg mot dieselmotorer. Stora passagerarfartyg med hög fart för atlanttrafik, 30 knop och mera, byggs inte längre, och snabba stora krigsfartyg förses med de smidigare och mindre skrymmande gasturbinerna, trots att dessa har sämre bränsleekonomi. Ångturbinen har förlorat greppet till sjöss. Atomdrivna fartyg har visserligen ångturbin-maskineri och eldar under pannorna med kärnbränsle, men för tillfället ser atomdrift inte ut att ha någon framtid i handelsfartyg.

### 13.1.3 Dieselmotor

Dieselmotorn patenterades 1893 av tysken Rudolf Diesel. Liksom bensinmotorn bygger den på den principen att förbränningsrummet är anordnat inuti själva motorn, till skillnad från ångmaskinen och -turbinen, som har förbränningsrummet utanför. Första oceangående fartyget med dieselmotor var danska ØK's "Selandia", som sattes i drift 1912 och som hade två motorer på vardera 1250 hk (920 kW).

Sedan dess har dieselmotorerna ständigt ökat i storlek och förbättrats med avseende på bränsleekonomin. Den hittills (1990) största dieselmotorn är en 12-cylindrig MAN B&W 12K90MC med en effekt på 47200 kW, installerad i ett containerfartyg tillhörande danska rederiet A.P. Möller.

Den specifika bränsleförbrukningen för stora lågvarviga dieselmotorer ligger på ca 185 g/kWh (136 g/hkh) med extremvärden nedåt 165 g/kWh. Verkningsgraden är ca 0,50. Dieselmotorns varvtalsområde sträcker sig från ca 75 r/min för de största motorerna till över 2000 r/min för små motorer. Motorer med varvtal upp till ca 350 r/min kallas lågvarviga, mellan 350-1000 r/min medelvarviga och över 1000 r/min högvarviga. Lågvarvsmotorerna är tvåtakts-motorer, de övriga för det mesta fyrtakts-motorer.

Av intresse för propellerkonstruktören, speciellt när det gäller propellrar med ställbara blad, är motorgränskurvan, dvs den eller de kurvor som anger begränsningen i effektuttag vid olika varvtal samt begränsningen i varvtal.

Fig 13.1 visar de teoretiska begränsningarna:

- A representerar tomgångsvarvtalet. Under detta kan motorn inte gå utan risk för att stanna.
- B är det nominella varvtalet som är motorns konstruktionsvarvtal. Vid tidsbegränsad överlasteffekt kan detta varvtal överskridas några procent. Högre varvtal ger större masskrafter och snabbare förslitning av lager m m.

C är den effekt som motsvarar konstant medeltryck, i stort sett lika med konstant, maximal bränslepumpinställning.

P är den så kallade propellerlagen, kurvan för en fast propellers (eller ställbar propeller med konstant stigning) effektaborption som funktion av varvtalet. P är en 3. gradens parabel.

I praktiken kan man inte köra upp till kurvan C av olika anledningar:

1. Vid lägre varvtal och fullt bränslepumpslag blir förbränningen ofullständig och motorn ryker. Detta är speciellt olämpligt på passagerarfartyg, då man vill undvika att sota ner folk på däck.
2. Gaskrafterna på kolvarna och masskrafterna på kolvar, vevstakar och vevaxel motverkar varandra. Vid konstant medeltryck är gaskrafterna konstanta, medan masskrafterna avtar med kvadraten på varvtalet. Gaskrafterna kommer att överväga, och lagren belastas hårdare.
3. Vid överladdning med avgasturbindrivna kompressorer kan dessa komma in i ett varvtalsområde där sk surging, dvs instabil drift, förekommer.

Motorleverantörerna brukar ange ett spärrat område inom vilket kontinuerlig drift inte får förekomma. Gränserna varierar mellan olika motorfabrikat och kan inte anges generellt. I fig 13.2 har inlagts en gränskurva  $C_1$  för en MTU-motor.

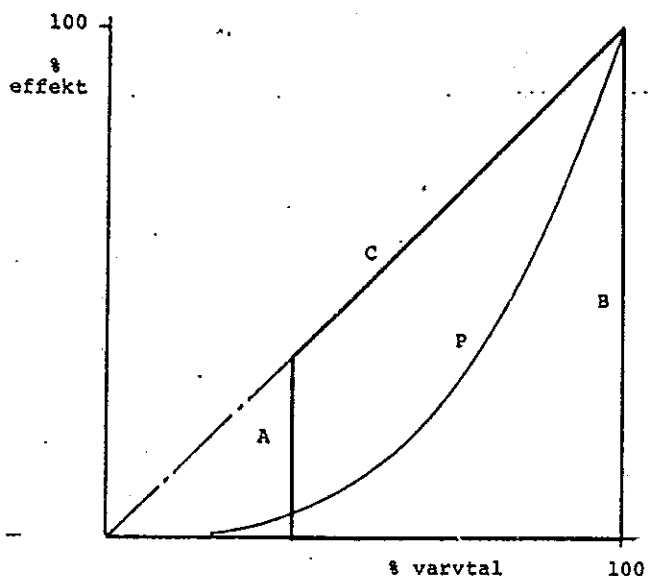


Fig 13.1 Teoretisk motorgränskurva

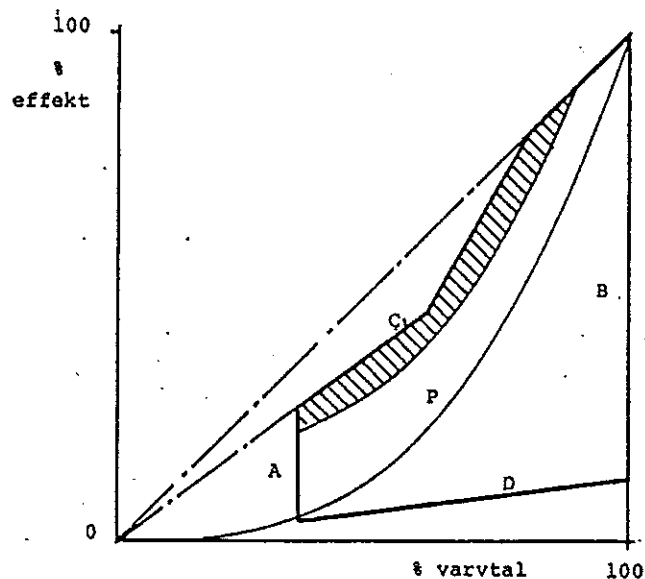


Fig 13.2 Motorgränskurva för MTU-motor

Kurvan anger effekten som motsvarar ett visst bränslepump-läge som styrs av varvtalet. I kurvans övre och nedre del är pumpläget konstant. Motorn bör normalt inte arbeta inom det streckade området, annars finns det inget effektöverskott för acceleration av motorn.

Effektuttaget är även begränsat nedåt, kurva D. Under denna gräns går motorn för kallt med ofullständig förbränning, det bildas kondens och koksavlagringar, och avgasen innehåller nitrösa gaser.

Fig 13.3 visar en gränskurva för en medelvarvsmotor, en Pielstick PC 4.2 på 1215 kW per cylinder vid 400 r/min. Även kurvor för den specifika förbrukningen i g/kWh är inlagda. Man ser att den lägsta förbrukningen förekommer i övre effektområdet omkring propellerlagskurvan. Minimum är 183 g/kWh (134,7 g/hk).

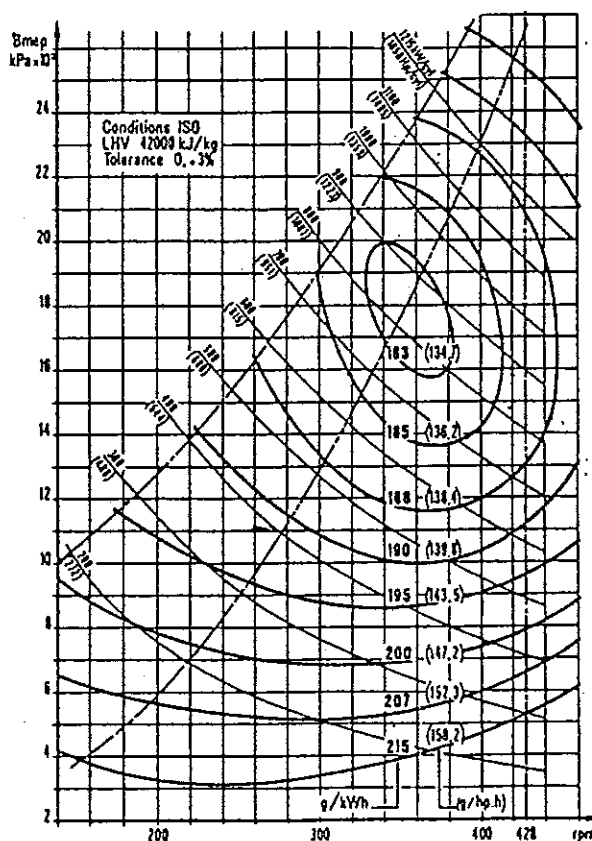


Fig 13.3 Specifik bränsleförbrukning för medelvarvsmotor (Pielstick PC 4.2)

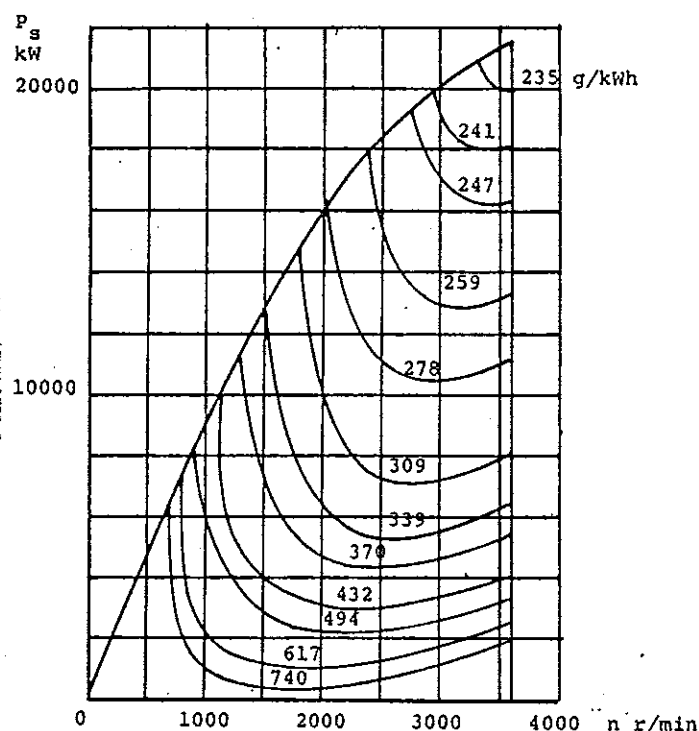
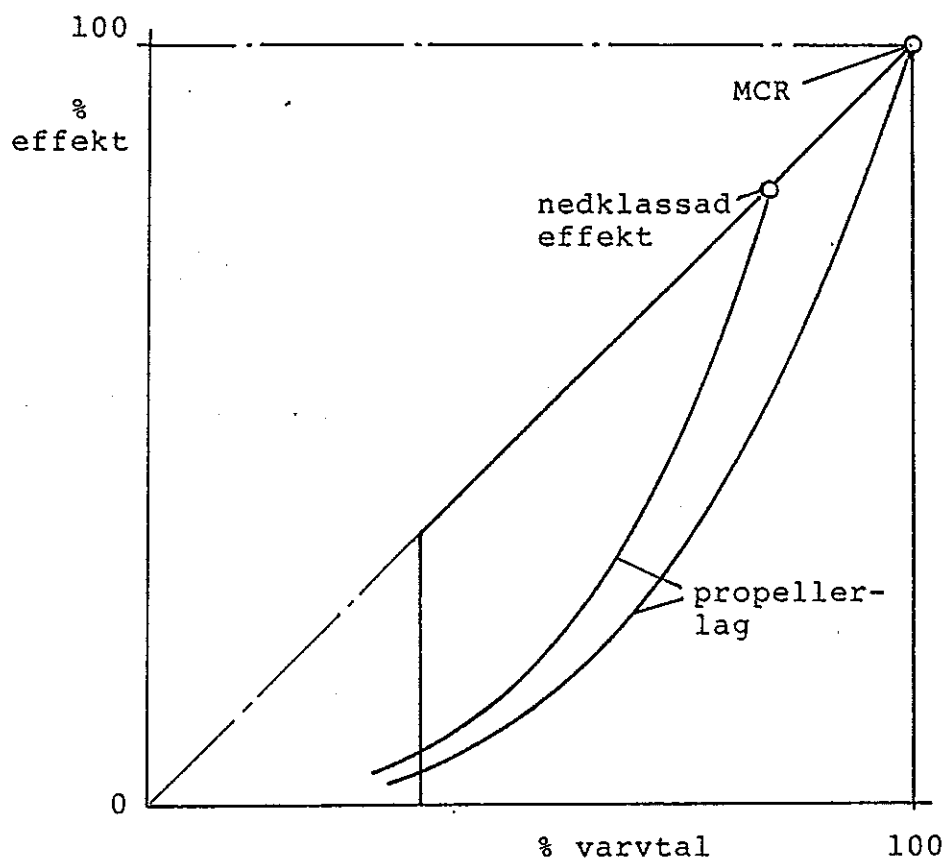


Fig 13.4 Effektkurva för gasturbin med bränsleförbrukningskurvor

De-rating av en dieselmotor innebär att effektuttaget begränsas till en lägre effekt än den maximala som motorn har konstruerats för. Det engelska uttrycket de-rating saknar en vedertagen svensk motsvarighet; här används "nedklassning". Nedklassningen innebär också en reduktion av varvtalet till ett värde lägre än det som motsvaras av propellerlagen, t ex med bibehållande av effektivt medeltryck och moment. Bränslein-

änsprutning och överladdning anpassas till den lägre effekten för uppnående av bästa motorverkningsgrad. En propeller beräknad för den nedklassade effekten får större diameter och bättre verkningsgrad. Ökningen av totalverkningsgraden blir så stor att det är ekonomiskt fördelaktigt att installera en större motor än nödvändigt och nedklassa den. Om ett behov för högre fart skulle uppstå finns den större effekten till förfogande - förutsatt att man byter propeller.

En ställbar propeller lämpar sig speciellt bra för en nedklassad motor. Den hydrodynamiska konstruktionen optimeras för den nedklassade punkten, medan bladarea och hållfasthet bestämmes av den egentliga MCR-effekten. Vid en uppklassning behöver en ny propeller inte installeras, det räcker med att ställa om stigningen.



De-rating (nedklassning) av motoreffekt

#### 13.1.4 Gasturbin

Fartygsturbinen är en vidareutveckling av flygplansgasturbinen, och den började komma till användning under åren efter andra världskriget. Gasturbinen för marin användning tillverkas upp till effekter av samma storleksordning som för dieselmotorn. Den har mycket litet utrymmesbehov, den kan, i motsats till dieselmotorn, leverera full effekt mycket snart efter start, och gränskurvan är "fyllig", dvs momentet ökar något när varvtalet minskar från 100 %. Arbetsområdet för en gasturbin visas i fig 13.4, där även förbrukningskurvor är inlagda.

Gasturbinens stora nackdel är den höga specifika bränsleförbrukningen, speciellt på deleffekter. I bästa driftsområdet är förbrukningen ca 235 g/kWh. Gasturbinen har därför inte funnit större användning i handelsfartyg. En serie snabba containerfartyg med gasturbin byggdes, men de har senare fått gasturbinerna utbytta mot dieselmotorer när oljepriset ökade. Ett intressant exempel är den finska superfärjan "Finnjet", som går mellan Helsingfors och Travemünde. Trots att oljekrisen hade börjat när färjan planerades, fann man att det vore ekonomiskt gynnsamt att förse den med gasturbiner. Farten är 30 knop, och ett dieselmaskineri för den farten skulle bli för tungt och skrymmande. Ett dieselelektriskt maskineri har dock installerats 1981 för drift med lägre fart under lågsäsongen.

För snabba krigsfartyg är gasturbinen så gott som ensamrådande som fullfartsmaskin, men den kompletteras ofta med dieseldrift för kryssningsfart. Gasturbinens små dimensioner och förmåga till snabb start överväger här den dåliga ekonomin.

Gasturbiner förses ej med backturbin, och effektiva backslag för så stora effekter är ännu på utvecklingsstadiet; därför måste en gasturbin förses med en ställbar propeller.

#### 13.1.5 Elmotor

Elmotorn förekommer inte som ensam kraftkälla i fartyg, problemet med att lagra elektrisk energi i större mängder är inte löst ännu. Elmotorn som propellermotor förekommer endast i samband med dieselmotorer eller turbiner (ång- eller gas-) som är kopplade till generatorer för strömalstring. Generator plus elmotor kan egentligen inte betraktas som annat än en anordning för kraftöverföring från dieseln till propellern.

Såväl generator som elmotor har hög verkningsgrad, ca 0,90, men för ett dieselelektriskt arrangemang bli den totala verkningsgraden  $0,40 \cdot 0,9^2 = \text{ca } 0,32$ , och hela maskineriet är tungt. Elmotorn tål att överbelastas kraftigt under kort tid, måttligt under längre tid; gränsen sättes av värmeutvecklingen i motorn. Momentkurvan är stigande för avtagande varvtal, och segdragningsförmågan är alltså god.

## 13.2 KRAFTÖVERFÖRING

### 13.2.1 Reduktionsväxlar

Endast stora långsamtgående motorer har direkt drift av propellern, mellanvarvs- och högvarvsmotorer har så gott som alltid reduktionsväxel, normalt med 1 steg. Ångturbiner och speciellt gasturbiner har högt varvtal, och växlar utförs med två eller tre steg. Trycklagret som överför propellertryckkraften till fartyget är ofta inbyggt i växeln. Växlarna kan ha kraftuttag för axelgeneratorer och pumpar. Normalt är ingående och utgående axel inte sammanfallande. I planetväxlar ligger in- och utgående axel på linje.

Endast för låga effekter utförs växlar med inbyggt backslag. Vid högre effekter utförs dieselmotorer reverserbara, dvs rotationsriktningen kan vändas, eller man använder propellrar med ställbara blad.

För en en-stegs reduktionsväxel är verkningsgraden  $\eta_G = 0,985 - 0,99$ .

### 13.2.2 Mekaniska kopplingar

Med "koppling" avses här endast urkopplingsbara kopplingar. Dessa delas på två typer.

1. Kopplingar som endast kopplas i eller ur vid stillastående axel, av typ tandkopplingar eller bultkopplingar. De kan komma till användning om man vill frikoppla en propeller vid ett flerpropellerarrangemang och under gång låta denna propeller rotera fritt medan den andra driver fartyget.
2. Kopplingar som kan in- och urkopplas med roterande axel. Friktionskopplingar är en sådan typ. Kopplingen slirar tills de två axlarna har samma varvtal; därvid uppstår värme som eventuellt måste kylas bort. Friktionskopplingen används t ex mellan motor och växel, när flera motorer är kopplade till en propeller över en samlingsväxel. Varje motor kan då startas och inkopplas separat.

En annan kopplingstyp är frihjulskopplingen. När utgående axeln roterar snabbare än den ingående är kopplingen frikopplad; om den ingående axeln försöker att rotera fortast, kopplas axlarna ihop. Om två motorer driver en propeller och bränsletillförseln stryps på ena motorn, går denna ner i varvtal och kopplas ifrån.

### 13.2.3 Hydraulisk överföring

Man skiljer på hydrauliska kopplingar och hydrauliska momentomvandlare. Kopplingen är egentligen en hopbyggd pump och turbin med hydraulolja som pumpas runt, se fig 13.5.



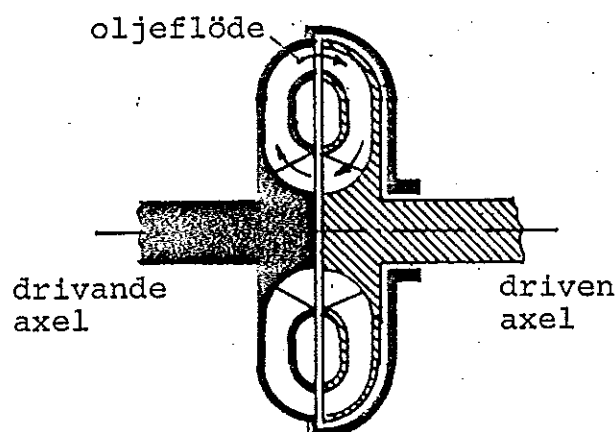


Fig 13.5 Hydraulisk koppling

Momentet överförs ograverat, men kopplingen arbetar med ett par procent slip vid full effekt, och förlusten i kopplingen är lika med slip'en. Det sker alltså en värmeutveckling. Om den utgående axeln bromsas upp, förblir momentet konstant, men slip'en och därmed förlusten och värmeutvecklingen ökar. En hydraulkoppling kan förses med en anordning för fast förlustfri hopkoppling av in- och utgående axel när slip'en är nära noll. Kopplingen kopplas in och ur genom fyllning och tömning av oljan.

Momentomvandlaren är en hydraulisk reduktionsväxel. Mellan pumphalva och turbinhalva har inskjutits en stator med skovlar som oljan "tar spjörn" mot och utsätts för ett reaktionsmoment som tas upp av fundamentet. Därigenom ökas momentet på utgående axeln (och varvtalet minskar) och man har en reduktionsväxel som dock har lägre verkningsgrad än den mekaniska.

Statorskovlarna kan anordnas så att de vänder oljeflödet och därmed momentet, och man får därigenom ett backslag, som kan ta hand om rätt stora effekter. När ett fartyg med ett sådant backslag gör en snabb stoppmanöver måste den fasta propellern först bromsas upp och därefter dess rotationsriktning vändas. Slip'en är alltså i början en bra bit över 100 % och värmeutvecklingen därefter. Under fartygets inbromsning - fartyget går framåt och propellern back - är belastningen på propellern stor, och backslaget arbetar fortfarande med en viss slip och värmeutveckling. Vid stor motor- eller turbineffekt måste därför en stor mängd värme ledas bort genom en kylare.

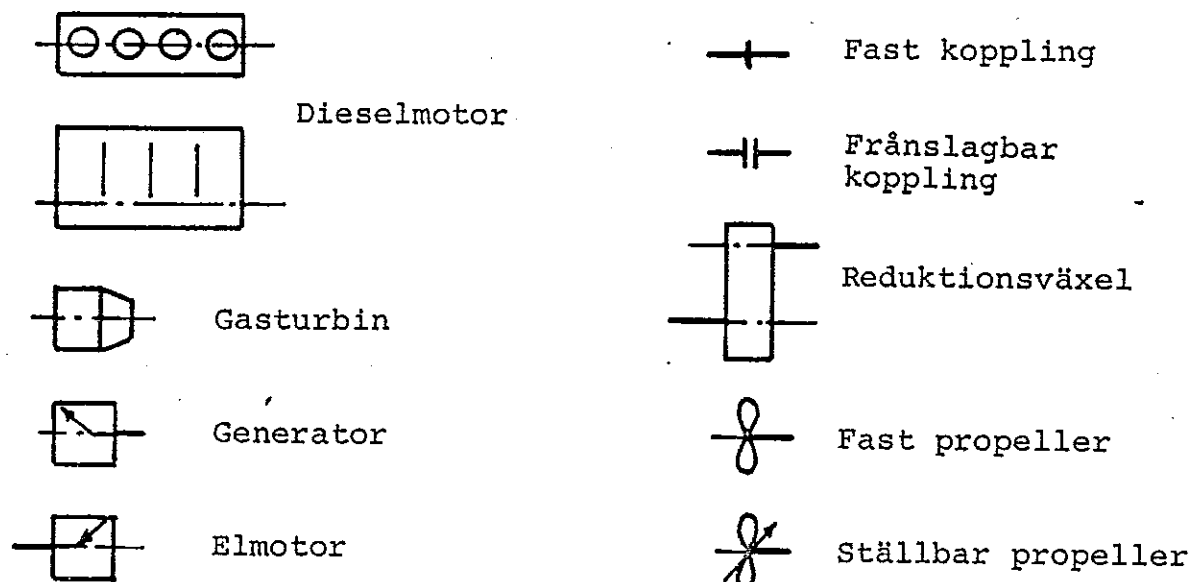
En fördel med hydraulisk kraftöverföring är att torsions-svängningar dämpas.

### 13.2.4 Elektrisk överföring

Denna typ av kraftöverföring har redan behandlats under avsnittet 13.1.5. Det kan tilläggas att om man använder 3-fas växelström och inte har andra förbrukare än propellermotorn, är man inte bunden av frekvensen och behöver inte hålla varvtalet konstant. Propellermotorn löper då synkront med dieselgeneratoren, men inte nödvändigtvis med samma varvtal. Varvtalet är omvänt proportionellt mot poltalet i generator och motor. "Finnjet"s lågfartsmaskineri fungerar på detta sätt.

### 13.3 MOTORARRANGEMANG

Det finns ett otal möjligheter att kombinera motorer, växlar, propellrar, axelgenerators och pumpar. Här skall endast redovisas några få. Nedanstående tabell visar de i de följande figurerna använda symbolerna.



#### 13.3.1 Direkt drift, fig 13.6

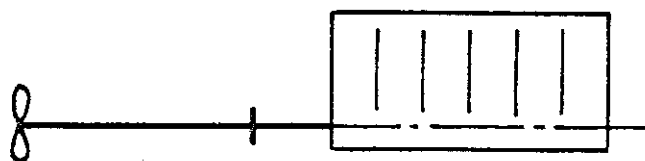


Fig 13.6 Långsamtgående dieselmotor, direkt drift

Förekommer nästan uteslutande på lågvarviga motorer. Axelkopplingarna är normalt fasta, men vid flerpropellerarrangemang kan man ha kopplingar som kan kopplas ur vid stillastående axel så man vid eventuellt motorhaveri kan koppla loss en propeller från den stillastående motorn. En fritt roterande propeller har mindre motstånd än en som är fastlåst.

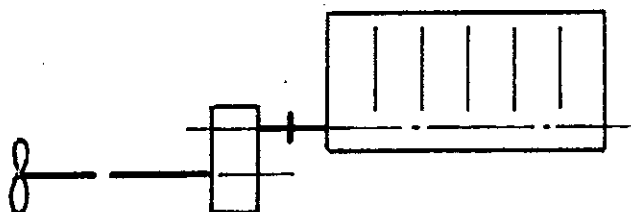


Fig 13.7 Maskineri med reduktionsväxel

### 13.3.2 Växlat maskineri, fig 13.7

Förekommer vid mellan- och högvarviga motorer (på senare tid även lågvarviga) för att ge ett lågt propellervarvtal med hög propellerverkningsgrad.

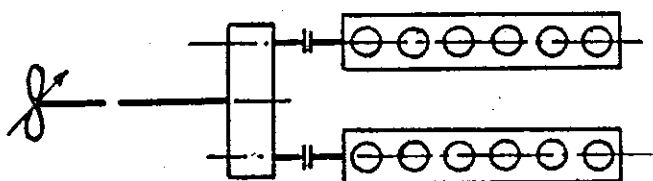


Fig 13.8 Tvåmotor-arrangemang med reduktionsväxel

### 13.3.3 Tvåmotorarrangemang, fig 13.8

Om två eller flera motorer kopplas till en propeller måste det ske över en samlingsväxel. Motorerna är normalt mellanvarvs-motorer, och kopplingarna måste vara till- och frånslagbara, exvis friktionskopplingar, för att man skall kunna starta motorerna separat. Om propellern har ställbara blad, har man också möjlighet att köra med endast en motor. Detta är inte lämpligt med fast propeller, då en motor inte orkar dra denna vid fullt varvtal och därför inte kan lämna full effekt.

Om motorerna är direkt reverserbara, kopplingarna hydraulkopplingar och propellern fast kan man vid manövrering låta ena motorn gå fram och den andra back. Genom att fylla ena eller andra kopplingen får man fram eller back på propellern.

Vid ett tvåmotorarrangemang kan den ena motorn vara avsevärt mindre än den andra, s k fader-och-son installation.

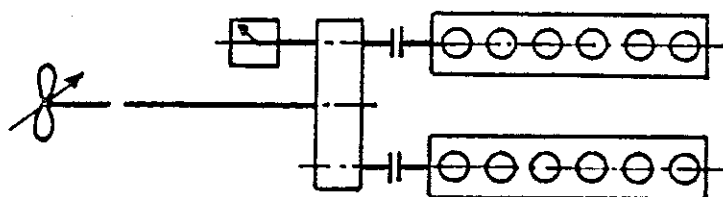


Fig 13.9 Tvåmotor-arrangemang med axelgenerator

#### 13.3.4 Axelgenerator, fig 13.9

Olika strömförbrukare ombord kan förses med ström från separata hjälpgeneratoraggregat. Dessa drivs oftast av högvarviga motorer, som körs på dieselolja. Denna är dyrare än tjockoljan som normalt används i medel- och lågvarvsmotorer. Det kan därför vara ekonomiskt att låta generatören drivas av huvudmotorn via propelleraxelväxeln eller via en separat växel. Elsystem ombord arbetar med 3-fas växelström på 50 eller 60 perioder. Varvtalet måste därför hållas konstant inom snäva gränser, och propellern måste ha ställbara blad. När fartyget är i hamn, kan man koppla ifrån propellern och köra endast axelgeneratören från huvudmotorn - om eleffektbehovet är stort, som t ex på passagerarfartyg. Annars kör man hjälpgeneratören; det måste ändå finnas en sådan i reserv.

Axelgeneratorns kapacitet anges ofta i kVA - kilo-volt-ampere. Eftersom det i ett växelströmssystem är en fasförskjutning mellan spänning och ström blir effekten i kW lägre. För att få denna multiplicerar man kVA med  $\cos \phi$ , där  $\phi$  är fasvinkeln. Normalt har man  $\cos \phi = \text{ca } 0,8$ . Vid beräkning av generatorns effektbehov får man inte glömma verkningsgraden, ca 0,90.

Vid beräkning av propellern, i varje fall för service-konditionen, drar man axelgeneratorns effekt från motoreffekten. Det är då den normala effektförbrukningen till sjöss man skall räkna bort.

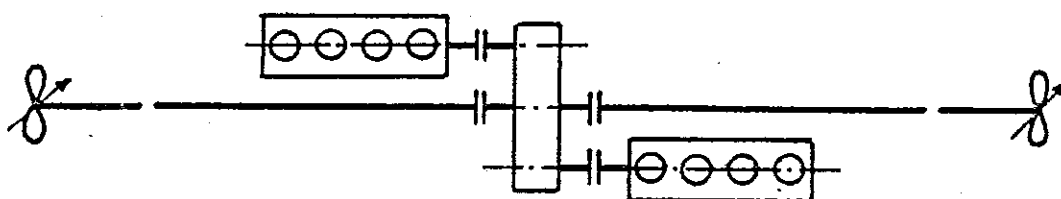


Fig 13.10 Arrangemang för dubbeländad drift

### 13.3.5 Dubbeländat arrangemang, fig 13.10

På s k dubbeländade färjor, dvs färjor med en propeller i varje ände, driver en eller flera motorer en genomgående axel med ställbara propellrar. Antingen kan effekten fördelas mellan propellrarna, exempelvis i proportionen 75 % effekt på akterpropellern, 25 % på förpropellern, eller all effekt absorberas av akterpropellern medan förpropellern är "flöjlad", dvs propellern står stilla och bladen står med kanten mot färdriktningen för att motståndet skall vara så litet som möjligt. Bästa ekonomi uppnås med det senare alternativet.

### 13.3.6 Dieselelektriskt maskineri, fig 13.11

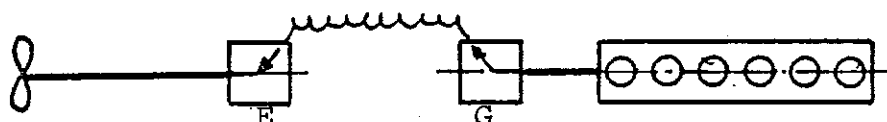


Fig 13.11 Diesel-elektriskt maskineri

Dieselelektriskt maskineri finner mest användning i isbrytare, där elmotorns momentkurva är gynnsam. När propellern håller på att köra fast i isen, kan momentet ökas kraftigt, och dieselmotorerna kan hållas på fullt varvtal och snabbt ändra effekt. I detta fall är elmotorerna likströmsmotorer, som arbetar med variabelt varvtal och driver fasta propellrar.

Det finns även installationer med 3-fas växelströmsmotorer. Det kan förekomma om det finns andra stora strömförbrukare i fartyget (exvis kylmaskiner i trålare) och man finner det lämpligt att ha ett gemensamt elsystem för huvudmotor och hjälp-utrustning. Varvtalet på elmotorn är konstant, och propellern måste ha ställbara blad. På deeffekt blir totalverkningsgraden låg av flera orsaker, och denna typ av arrangemang förekommer sällan.

### 13.3.7 Kombination av dieselmotor och gasturbin, fig 13.12

På krigsfartyg är det ofta stor skillnad i effektbehov vid full fart och kryssningsfart; man använder då dieselmotorn med dess bättre ekonomi vid kryssning, och gasturbinen ensam eller tillsammans med dieseln vid fullfart. Arrangemanget kallas CODOG (COMbined Diesel Or Gas turbine) respektive CODAG (--- Diesel And Gas ---). Effekten kan fördelas på två propellrar som visat i fig 13.13.

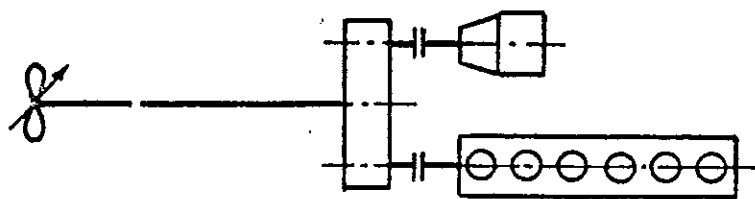


Fig 13.12 Kombination av dieselmotor och gasturbin

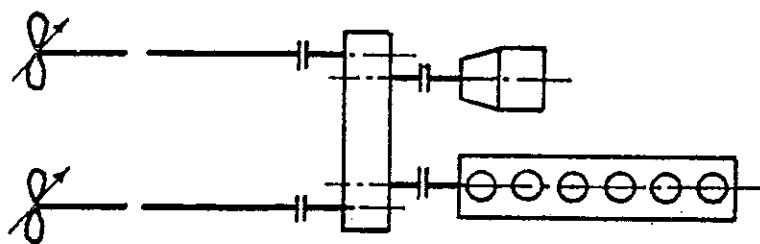


Fig 13.13 Kombination av dieselmotor och gasturbin drivande två propellrar

Färjan "Finnjet"s arrangemang ser i princip ut som i fig 13.14. Beteckningen är CODEOG (Combined Diesel Electric Or Gas turbine).

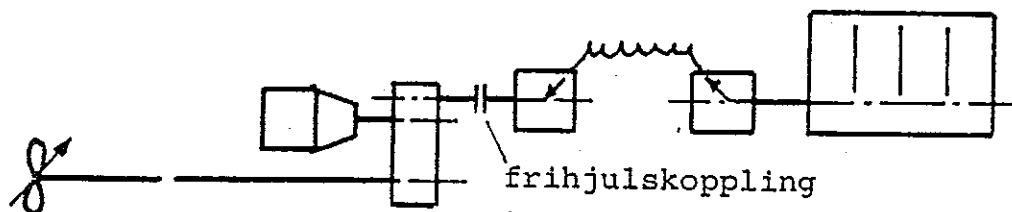


Fig 13.14 Kombination av gasturbin och diesel-elektrisk drift ("Finnjet")

Mellan elmotorn och växeln finns en frihjulskoppling som automatiskt kopplar ur när gasturbinen driver propellern.

## 14. PROVTUR, FULLSKALEMÄTNING

När ett fartyg går ut på provtur provas alla dess funktioner: radio, navigationsutrustning, kök etc. I detta kapitel skall endast behandlas propeller, drivmotor och skrov och samspelet mellan dessa.

### 14.1 FARTMÄTNING

När fartyget kontraheras, avtalas mellan rederi och varv en kontraktsfart som fartyget skall kunna uppnå vid provturen vid en specificerad motoreffekt och nedlastning. På basis av modellproven beräknas en prognosfart, som bör överstiga kontraktsfarten med en liten men dock betryggande marginal. Prognosfarten gäller för kontraktskonditionen och dessutom djupt vatten (om inverkan av grunt vatten, se avsnitt 4.1), ingen sjögång och en vindstyrka på maximalt 2 Beaufort (ca 3 m/s). Vid provturen uppnår man sedan en provtursfart som eventuellt korrigeras för avvikelser från prognoskonditionen i nedlastning och väder och vind. Underskrider den korrigerade provtursfarten kontraktsfarten kan varvet enligt kontraktet få betala böter, t ex en viss summa per tiondels knop som fattas, ner till en viss gräns. Underskrids denna, kan rederiet neka att ta emot fartyget. Om provtursfarten väsentligt överskrider kontraktsfarten, betyder det inte att varvet har byggt ett bra fartyg, utan tvärtemot att man har gjort en dålig prognos. Därigenom har den installerade motoreffekten blivit onödigt stor och fartyget onödigt dyrt.

Vid fartmätningen är man intresserad av fartygets fart genom vattnet. Denna kan endast mätas med logg, och loggen måste vara kalibrerad. Men kalibreringen utförs just vid provturen, och man får mäta farten på annat sätt.

Farten mäts istället som farten över grund längs en provtursbana, milbana, som är fixerad i geografien. Banan skall helst ligga på djupt vatten i ett område med så litet ström som möjligt och skyddat mot sjöhävning. Fartyget skall, innan det går in på milbanan, ha uppnått konstant fart och gå på rak kurs. Dubbellöpningar i motsatta riktningar sker alltid, i förhoppningen att ström och vind inte ändrar sig under tiden. Därför måste det vid banans ändar finnas utrymme för vändning och anlopp, se figur 14.1.

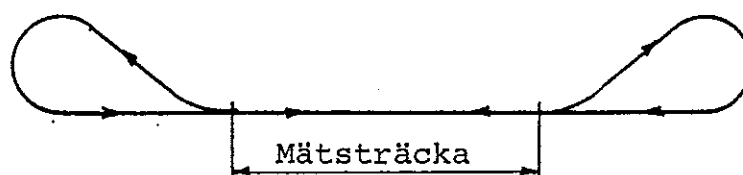


Fig 14.1 Provtursbana för fartmätning

Tiden mätes mellan två fasta punkter med känt avstånd, t ex ensmärken i land. Sträckan kan också fastställas medelst mätning med Decca (ett radionavigationssystem). Under mätningen bör roderutslagen hållas så små som möjligt. Även ett måttligt roderutslag ökar nämligen framdrivningsmotståndet märkbart. Vindens styrka och riktning samt sjöhävningen registreras.

Propellerns varvtal, och, om det rör sig om en ställbar propeller, stigning registreras.

Motoreffekten bestämmes ofta med hjälp av avgastemperaturen och jämförelse med värden erhållna i provbänk. Metoden är inte exakt, och man bör helst använda en torsiometer med vilken man mäter vridmomentet på propelleraxeln.

För att en noggrann analys av provtursresultatet skall kunna göras bör propellertryckkraften mätas med en tryckkraftmätare (thrustmeter), vilket dock tyvärr ofta inte är fallet.

När provturen är avslutad återstår en analys av resultatet inklusive korrektioner för alla avvikelser från den ideella provturskonditionen. Det händer då ibland att man råkar ut för överraskningar. Systerfartyg byggda vid samma varv och provade på samma provtursbana kan vid lika effekt och nedlastning ändå uppvisa skillnader i fart på en halv knop eller mera - på grund av mätosäkerhet, små skillnader i skrovform som ger olika motstånd mot framdrivning eller skillnader i motorprestanda.

Om resultatet inte stämmer med prognosen kastar sig varvet ofta i första hand över propellerleverantören, men felet är sällan propellerns. En fartavvikelse på 1 % skulle t ex betyda en avvikelse i propellerverkningsgrad på 4-5 relativ-procent vilket är högst osannolikt. I ett fall var det dock propellerns fel - man hade monterat en propeller som råkade ligga på kajen men som var avsedd för ett helt annat fartyg, och varken fart, effekt eller varvtal stämde. Ett annat intressant fall var en provtur som förlades till en norsk fjord för att man skulle vara säker på idealiska omständigheter. För att undvika inverkan av ström gjordes fartmätningen vid högvatten. Ändå fick man en till en början oförklarlig skillnad mellan löpningarna - tills man kom på att hela fjordens vattenyta hade en liten lutning utåt precis när tidvattnet vände.

BSRA, British Shipbuilding Research Association, har bland andra uppställt riktlinjer för genomförande och analys av provturer, The BSRA Code of Procedure for Measure Mile Trials.



## 14.2 MÄTNING AV DRAGKRAFT

För bogserbåtar utför man ett dragning-i-kaj prov för att bestämma bogserbåtens maximala dragkraft. Provet kan synas enkelt, men som vid fartprovet finns det många möjligheter till felmätning. Därför har BSRA också en "Code of Procedure for Bollard Trials of Tugs", och Det Norske Veritas har rekommendationer som i möjligaste mån bör följas för att man skall få "Certificate of Bollard Pull".

Vid ett dragning-i-kaj prov kan stora vattenmängder sättas i rörelse varigenom fartyget kan komma att arbeta mot en ström det själv har åstadkommit. Detta ger för låg dragkraft. Fenomenet kan uppträda även i fritt vatten, t ex i en skärgård. Man bör därför värma upp motorn innan fartyget intar läget för prov, och vid provet börjar man med kontraktskonditionen, normalt full effekt. Man bör också välja ett lämpligt läge för fartyget, se fig 14.2.

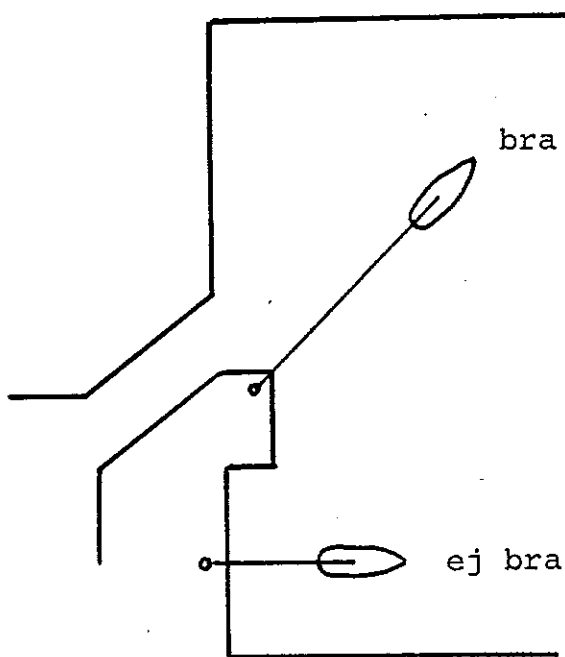


Fig 14.2 Fartygets läge vid dragning i kaj prov

Vattnet bör vara tillräckligt djupt, enligt Det Norske Veritas minst 20 m inom en radie på 100 m från fartyget.

Vind och speciellt ström skall vara så svaga som möjligt.

Bogserlinan bör vara lång, enligt DNV minst 300 m.

Fartyget skall ligga i linje med bogserlinan. Tillåts det skära ut åt sidan kan man få för hög dragkraft.

Registrering av motoreffekt, varvtal, roderutslag, vind och ström skall ske samtidigt med mätning av dragkraften.

Slutligen skall det påminnas om att det är dragkraften  $F_{PO}$  i bogserlinan man mäter och inte propellerns tryckkraft  $T$ . På grund av sugfaktorn är ju  $F_{PO}$  lägre än  $T$ .

### 14.3 STYRPROPELLERPROV

Styrpropellrar kan provas på två sätt, genom mätning av fartygets girtid och genom direkt mätning av dragkraften som vid ett dragning-i-kaj prov. Vid mätning av girtiden, det vanligaste provet, lägges fartyget med stäven mot vinden. Man ger full kraft på styrpropellern mot styrbord tills fartyget har svängt  $90^\circ$ , därefter ges fullt babord tills fartyget är tillbaka i utgångsläget, se fig 14.3. Kursen registreras var 10:e sekund, och man får ett diagram som i fig 14.4.

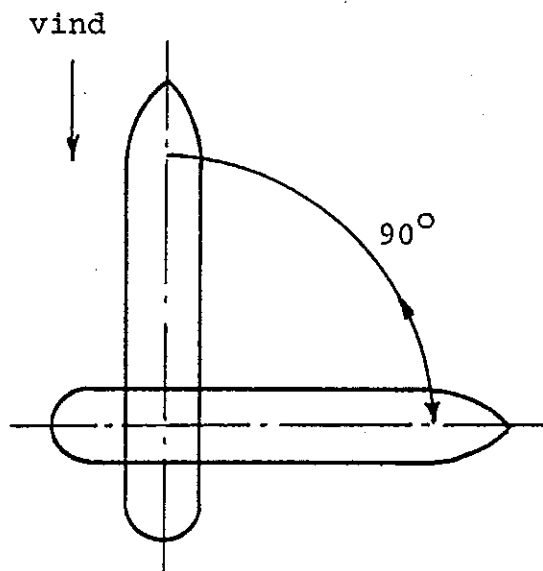


Fig 14.3 Girprov med styrpropeller

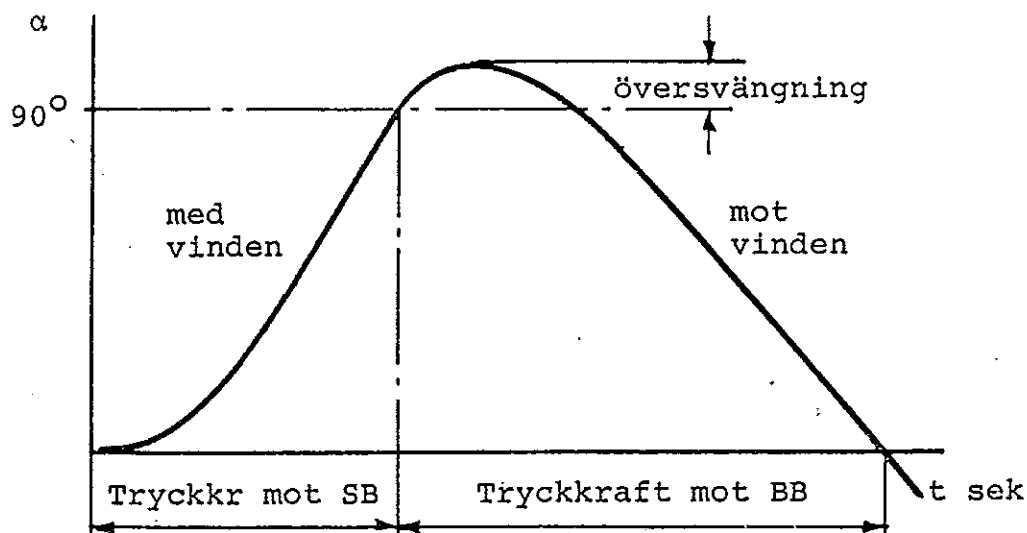


Fig 14.4 Girprov med styrpropeller  
Girvinkel  $\alpha$  som funktion av tiden  $t$

Provet kan också utföras under gång framåt vid  $t$  ex 3 och 6 knop. Propellern reverseras när kursavvikelsen är  $20^\circ$ , se fig 14.5 och 14.6.

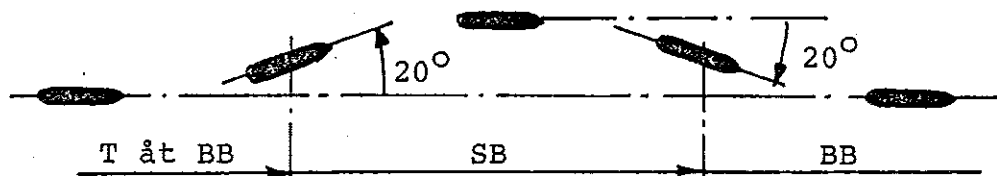


Fig 14.5 Styrprov med styrpropeller

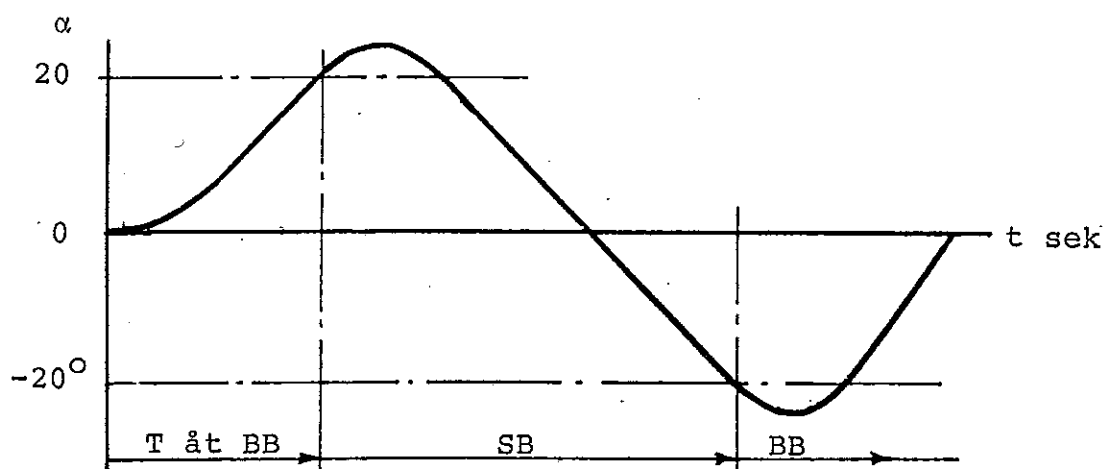


Fig 14.6 Styrprov med styrpropeller, registrering

Ibland mäter man styrpropellernas tryckkraft direkt på ungefär samma sätt som när man provar en akterpropeller vid dragning-i-kaj. Kraven till djupt och fritt vatten är inte så stora, men det är svårt att få tillförlitliga mätresultat. Krafter från ström och vind kan vara störande; om fartyget kommer i rörelse, kan det uppstå masskrafter som inte är försumbara i jämförelse med styrpropellernas tryckkraft. Ett lämpligt provarrangemang visas i fig 14.7.

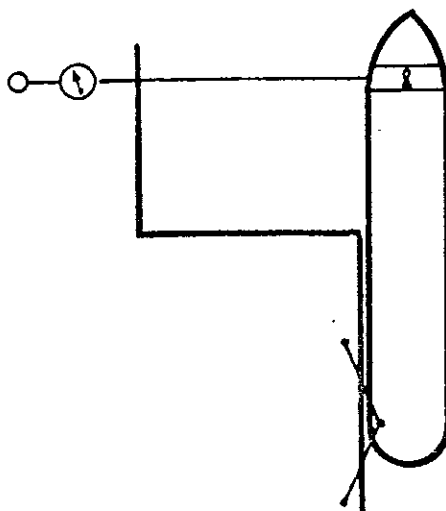


Fig 14.7 Mätning av styrpropellernas tryckkraft

## 14.4 MANÖVERPROV

Vid provturen utför man en så kallad "crash stop" manöver, dvs att man slår full kraft back på propellern och stannar på kortast möjliga sträcka. På grund av fartygets eventuella kursinstabilitet, propellerns sidkraft och rodrörets dåliga styrförmåga på grund av utebliven slipström girar fartyget ofta kraftigt. Fartygets rörelse registreras med decca om en sådan är installerad, och man får ett diagram som i fig 14.8.

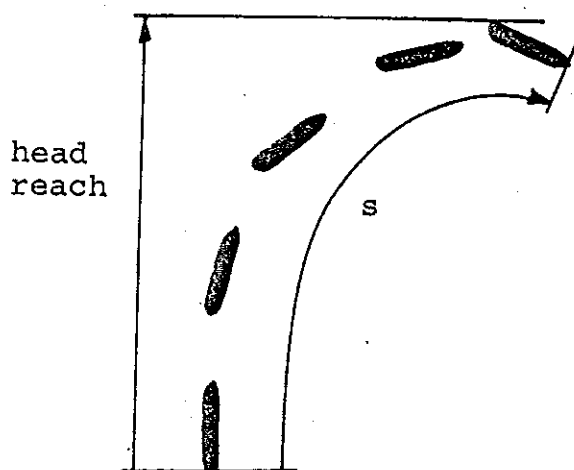


Fig 14.8 Stoppmanöver, decca-registrering

Den tillryggalagda sträckan  $s$  mäts längs fartygets bana. Den maximala förflyttningen i den ursprungliga kursriktningen kallas "head reach". Stoppöv för ett antal fartyg med fasta och ställbara propellrar har behandlats utförligt i [14]. Under ett stoppöv registreras propellervarvtal, fart och eventuellt propellerstigning, se fig 14.9.

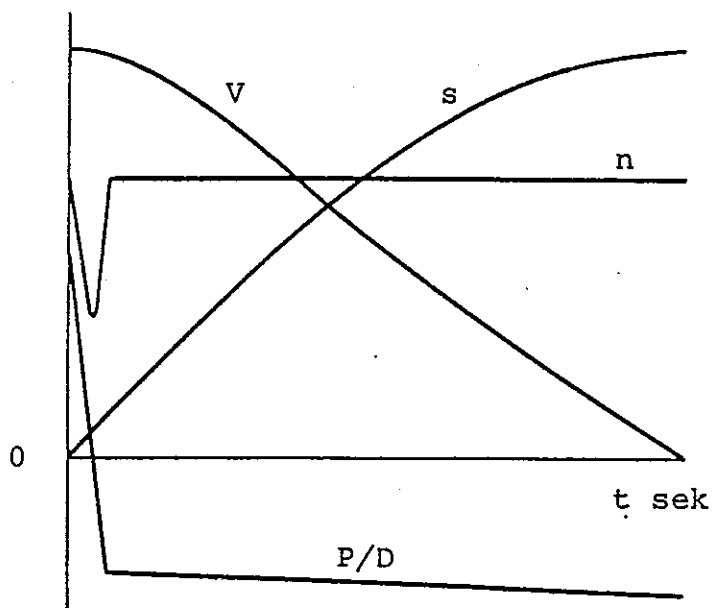


Fig 14.9 Stoppmanöver med ställbar propeller, registrering av fart  $V$ , sträcka  $s$ , varvtal  $n$  och stigning  $P/D$  som funktion av tiden

Fartygets styrförmåga provas genom olika manövrer under gång framåt, s k spiralprov och sick-sack-prov, det senare med rodrét enbart, med en kombination av roder och styrpropeller eller med styrpropellern ensam.

#### 14.5 ÖVRIGA MÄTNINGAR

I stort sett kan man mäta samma saker i fullskala som i modell, men med den skillnaden att fullskalemätningarna blir mycket kostsamma, och en del kommer därför sällan till utförande.

Mätning av motstånd förutsätter användning av en annan drivkälla än propellern. Bogsering med ett annat fartyg är ett alternativ, men bogserlinan ger en nedåtriktad kraft i fören, som kan ändra fartygets trimläge och därmed motstånd. Ett intressant prov utfördes med fartyget "Meteor" som drevs av ett antal flyg-jetmotorer på däck, vilkas tryckkrafter registrerades.

Liknande förhållanden krävs för att mäta medströmsfördelningen utan propeller. Kockums har på en tanker låtit utföra mätning av medströmmen omedelbart framför den arbetande propellern.

Vid intressanta anläggningar kan man utföra fullskaleobservationer av kavitationen. Ett antal fönster byggs in i bordläggningen ovanför propellern, och propellern belyses med en stroboskoplampa som styrs av propelleraxeln. Man kan då göra direkta visuella observationer av bladen omkring dessas toppläge. Det är också möjligt att göra upptagningar med höghastighetsfilm, men detta ställer stora krav på vattnets renhet. Strålkastarbelysningen måste vara intensiv, effektåtgången är av storleksordningen 8-10 kW. I samband med kavitationsobservationerna utförs ofta tryckimpulsmätning. Denna mätning är rätt enkel att utföra, och den kan genomföras vid provtur eller när som helst under fartygets ordinarie drift. Samma tryckgivare som vid modellprov kan användas, och dessa kan monteras när fartyget ligger i sjön.

Det kan vara av intresse att mäta påkänningen i propellerbladen under drift. För detta ändamål klistrar man töjningsgivare på de delar av bladen man vill undersöka. Problemet är sedan att överföra signalerna till en registreringsapparat inne i fartyget, via släpringsdon eller radioöverföring.



## 15. MANÖVRERING

Ordet manövrering innebär strängt taget alla andra drift-situationer än gång fram eller back med konstant fart och rak kurs. Acceleration och stoppmanöver har redan behandlats i kapitel 10 och 11 och tas inte med här. Övriga manövreringsfall kan delas in i följande

Kursändring  
Förflyttning i sidled  
Dynamisk positionering

### 15.1 KURSÄNDRING

#### 15.1.1 Styrning med roder

Rodret är det viktigaste styrorganet, även om det, som vi skall se, har sina begränsningar. Det vanliga rodret placeras alltid akter om propellern, och det har en yta på ca 2 % av fartygets undervattenlateralplan på stora fartyg, på småbåtar upp till ca 9 %, desto större ju långsammare båten är.

Roderareans fördelning är inte likgiltig. Ett högt smalt roder ger bättre styrkraft än ett lågt brett roder.

Upp till en viss gräns är roderkraften proportionell mot vinkelutslaget. Men den ökande styrkraften åtföljs av ökat motstånd. Normalt är den maximala rodervinkeln ca  $35^\circ$ , men upp till  $50^\circ$  kan förekomma. Specialroder med flera rörliga ytor kan ha en vinkel på upp till  $90^\circ$ . I fig 15.1 visas krafterna som verkar på ett roder.

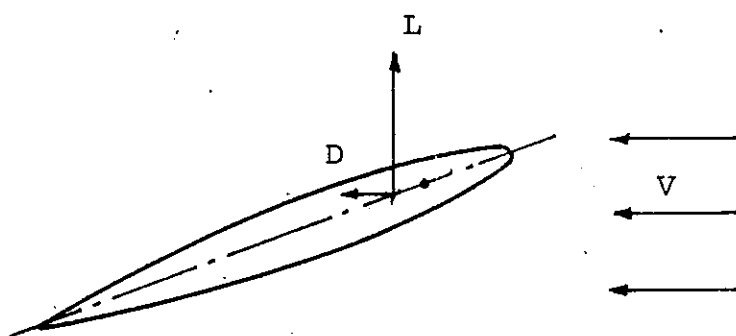


Fig 15.1 Roderkrafter

Roder- (lyft-) kraften  $L$  fås ur uttrycket

$$L = C_L \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A$$

där  $C_L$  ökar med rodervinkeln.  $A$  är roderarean.

Rodrets tvärsnitt har vingprofilform som ett propellerblad, dock utan välvning - av symmetriskäl - och de hydrodynamiska krafterna angriper i profilkordans främre fjärdedelspunkt. Rodret lagras därför i en axel strax framför denna punkt för att rodermomentet inte skall bli för stort - rodret utförs som s k balansroder.

Man ser av uttrycket för lyftkraften att denna är proportionell mot vattenhastigheten i kvadrat. Under en viss fartygshastighet är roderkraften för liten för att man skall kunna styra effektivt och man säger därför att fartyget inte har styrfart. Man kan då ta hjälp av propellerns slipström. Vid låga farter kan man ge korta "puffar" med propellern och få tillräcklig styrkraft utan att fartygets fart ökar nämnvärt.

Egentligen är det inte rodret i sig självt som står för hela den kraft som åstadkommer en kursändring. Rodret påverkar endast fartygets akter och förflyttar denna i sidled. Hela skrovet intar därvid en viss vinkel, avdriftsvinkeln, mot färdriktningen. Därigenom uppstår ett tryckfält på skrovet som ger en sidkraft och styr fartyget i önskad riktning, se fig 15.2.

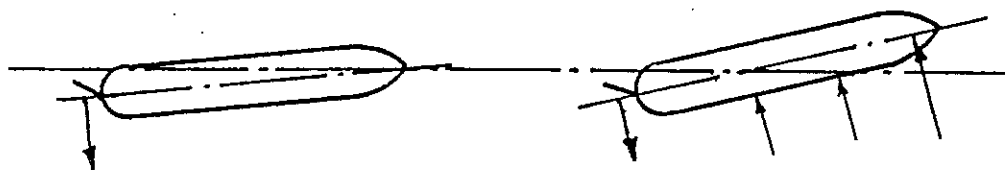


Fig 15.2 Girkrafter

Rodrets funktion förutsätter alltså styrfart eller propeller-slipström. Men vid en stoppmanöver blockeras strömningen till rodret av propellern, i första skedet av den stillastående fasta propellern, eller, i ännu högre grad, av den ställbara propellern som roterar i nollstigning. Om det inte är nödvändigt att snabbt stoppa fartyget, bör man därför vid fartminskningen låta propellern "följa med" utan att ge tryckkraft, varigenom vattnet tillåts passera propellerdisken och påverka rodret.

Vid en kraftig stoppmanöver arbetar propellern back, och rodret blir förstået helt utan anströmning framifrån. Styrkraften försvinner helt, den lär till och med kunna reverseras p g a att vattnet strömmar bakifrån mot propellern. De olika situationerna visas i fig 15.3. Vid A arbetar propellern framåt och ger kraftig slipström med stor roderkraft. Vid B följer propellern med utan att ge tryckkraft och slipström. Fartströmmen ger en roderkraft men lägre än vid A. C är stoppad propeller, eventuellt ställbar propeller i nollstigning. Vattenströmmen är blockerad, rodret ger ingen sidkraft. Vid D arbetar propellern back, och roderkraften kan i vissa fall vändas.



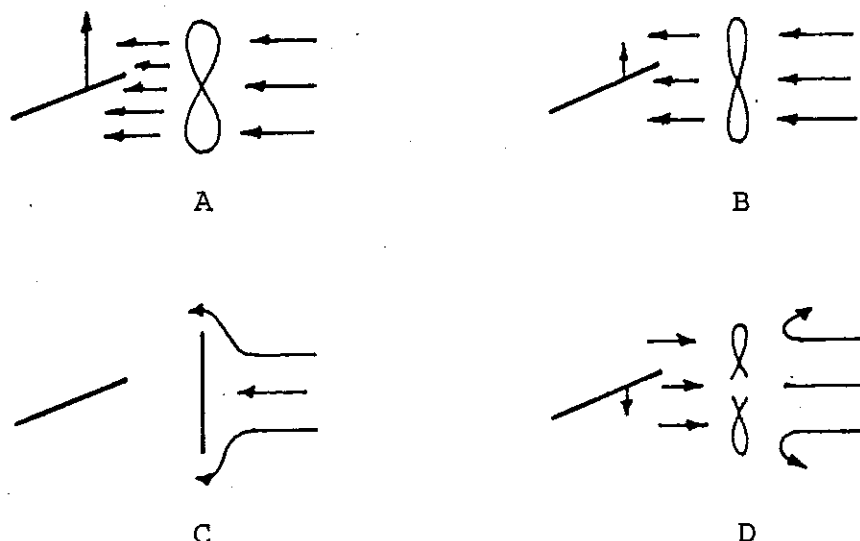


Fig 15.3 Roderverkan vid olika driftsfall

När ett fartyg backar, går rodret före propellern och träffas alltså inte av slipströmmen, och följaktligen blir dess styrverkan dålig. Dessutom kan roder och skrov fungera som en sammanhängande, välvd profil, som ger motsatt styrverkan av den förväntade. Roderkrafterna flyttar till kvartskordpunkten nära bakkanten, och rodermomentet blir stort. På fartyg som skall gå längre sträckor back, som t ex färjor som backar ur trånga färjelägen och hamnar och som har stort vindfång, anordnar man ofta ett bogroder, alltså i förstäven. För att ytterligare förbättra dettas verkan kan man ha en bogpropeller (alltså inte styrpropeller) som spolar över rodret. På en serie brittiska kanalfärjor - som f ö har tre ställbara akterpropellrar - finns en ställbar bogpropeller (och ett bogroder) som vid gång framåt låses i flöjlat läge med bakkanten framåt.

Fartyg med två propellrar har oftast två roder, medan trepropeller-fartyg klarar sig med ett.

#### 15.1.2 Styrning med propeller

När propellern arbetar back ger den upphov till en sidkraft. På en-propeller-fartyg med fast propeller är propellern oftast högergångad. På back är den då vänsterroterande sett akterifrån. Sidkraften riktas mot vänster, och fartygets akter rör sig alltså som om propellern rullar på sjöbotten. Det råder en utbredd missuppfattning om orsaken till denna sidkraft. Sidkraften beror inte på att vattnets densitet är olika i olika

djup (om det inte har vispats ner luft i vattnet) utan på att propellerns slipström träffar akterskeppet. I strömmen förekommer en viss rotation, varigenom akterskeppet påverkas på det sätt som visas i fig 15.4.

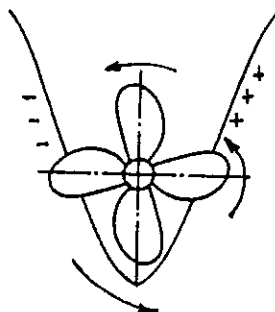


Fig 15.4 Sidkraft vid backgång  
p g a tryckfält

Det finns en liten sidkraft på grund av densitetsskillnaden. Följande exempel belyser dess obetydlighet:

Propellereffekt  $P_D = 7000 \text{ kW}$   
 Propellervarvtal  $n_D = 100 \text{ r/min}$   
 Propellerdiameter  $D = 6,0 \text{ m}$   
 Nedsänkning av propellercentrum  $h = 6,0 \text{ m}$   
 Vattnets kompressibilitet  $5 \times 10^{-7} / \text{kPa}$

Momentkraften  $F_Q$  angriper vid  $r/R = 0,7$ , dess medelvärde fås ur

$$Q = \frac{P_D}{2\pi \cdot n} \quad F_Q = \frac{Q}{0,7 \cdot D/2 \cdot Z} = \frac{P_D}{2\pi \cdot n \cdot 0,7 \cdot D/2 \cdot Z} = 19895 \text{ kN}$$

Vattnets densitet vid A (se fig 15.5)

$$\rho_A = 1000 + 39 \cdot 5 \cdot 10^{-7} \cdot 1000 = 1000,02 \text{ kg/m}^3$$

vid B

$$\rho_B = 1000 + 81 \cdot 5 \cdot 10^{-7} \cdot 1000 = 1000,04 \text{ kg/m}^3$$

$F_Q$  är proportionell mot  $\rho$ . Skillnaden i  $F_Q$  vid A och B, alltså sidkraften, blir

$$\frac{0,02}{1000} \cdot 19895 = 0,4 \text{ N}$$

En sidkraft på 0,4 N, lika med tyngden av massan 40 g, flyttar inte ett fartyg med displacementet 40000 t i sidled!

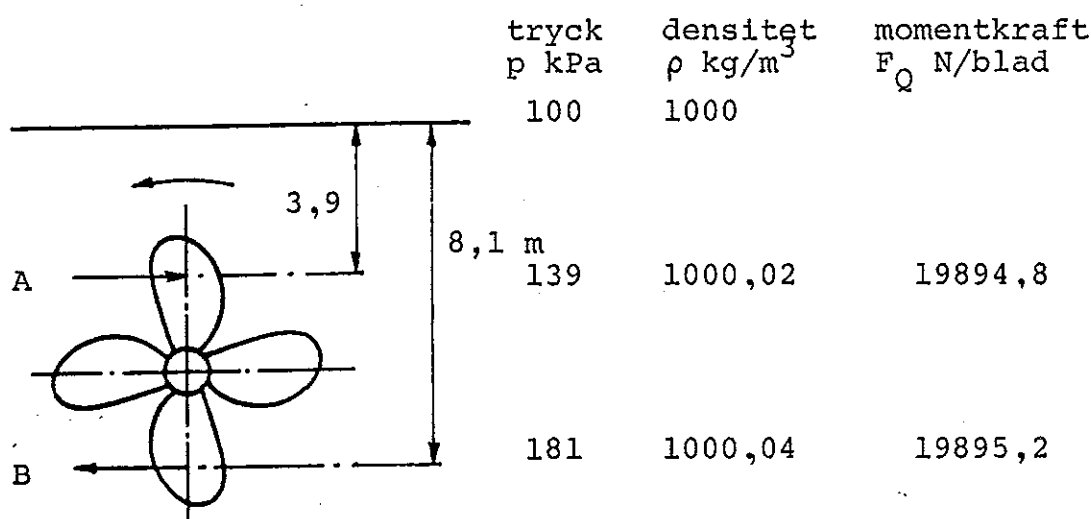


Fig 15.5 Sidkraft vid backgång, inverkan av vattnets densitet

Sidkraften utnyttjas vid tilläggning till kaj. Fartyget närmar sig kajen i en viss vinkel med babords sida mot kajen, se fig 15.6.

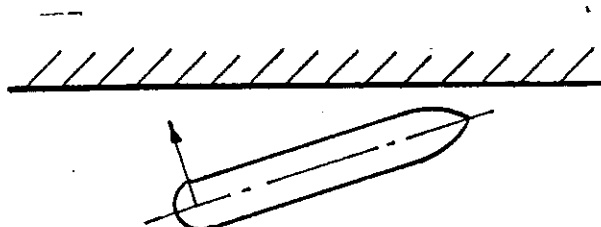


Fig 15.6 Tilläggningsmanöver

Framfarten stoppas medelst en backmanöver med propellern, och aktern dras mot babord, in mot kajen. Det är viktigt att alla fartyg reagerar lika, kaptener och speciellt lotsar byter fartyg. Ett fartyg med ställbar propeller bör alltså ha vänstergående propeller på back. Men propellern går alltid åt samma håll, alltså också vänster på fram. Därför konstrueras ställbara propellrar för en-propeller-fartyg nästan alltid vänstergående.

På fartyg med två propellrar kan propellrarna bidra effektivt till styrningen vid låga farter. När ena propellern arbetar fram och den andra back, båda med samma tryckkraft, uppstår ett girmoment med avståndet mellan propellrarna som hävarm, eller rättare sagt, avståndet mellan propelleraxlarnas förlängning vid fartygets vridningscentrum, se fig 15.7.

Om propelleraxlarna konvergerar och deras förlängningar möts i gircentrum blir tryckkraftens moment noll, möts de akter om centrum byter momentet tecken!

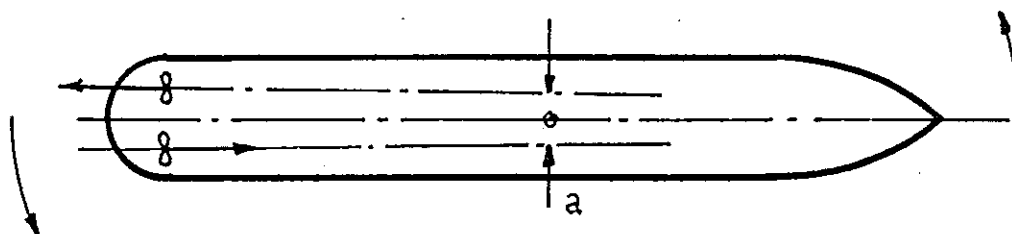


Fig 15.7 Gir under stillaliggande med enbart propellrarna

Det dominerande momentet beror på inverkan av tryckfälten på akterskeppet. Den propeller som arbetar fram skapar ett undertryck framför sig, och den som arbetar back har en framåtriktad slipström som träffar akterskeppet. Tryckfält och krafter blir som visat i fig 15.8, och man får ett moment i samma riktning som tryckkraftens moment men med en hävarm som är ungefär halva fartygets längd.

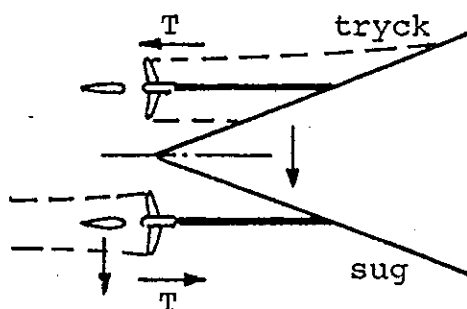


Fig 15.8 Två-propellerfartyg, tryckfält på akterskepp

Vrids sedan rodren så att det som sitter bakom den propeller som arbetar fram vrids med bakkanten inåt fås ytterligare ett tillskott till girkrafterna.

På fartyg med Voith-Schneider-propellrar eller roterbara thrustrar kan propellerns tryckkraft riktas i godtycklig riktning, och man kan klara sig utan roder. Men det är en absolut förutsättning att skrovet är kursstabil i sig självt. Sätter man roterbara thrustrar på ett flytande badkar blir det ändå inte särskilt lättstyrt. Kursstabilitet uppnår man med en lämplig långskepps fördelning av undervatten-lateralplanet, t ex kölfena i aktern.

### 15.1.3 Styrning med styrpropeller

Med roder och akterpropellrar kan man förflytta aktern i sidled, medan man inte har någon direkt kontroll över fören. Med styrpropellern kan man avhjälpa detta. Dennas tryckkraft arbetar på en hävarm som är något kortare än fartygets halva längd, och girmomentet blir betydande.

Styrpropellern kan användas både till att vrida fartyget, förflytta det i sidled i samarbete med akterpropellern, och till att hålla det i läge i sidvind. Rörelseekvationen ser ut så här:

$$k \cdot T = C_{MH} \cdot 0,125 \cdot \rho_W \cdot A_U \cdot L_{PP}^2 \cdot \omega^2 + C_{MW} \cdot 0,5 \cdot \rho_A \cdot A_O \cdot V^2$$

där (med SI-enheter)

$k$  avstånd från styrpropellern till skrovets vridningscentrum

$T$  styrpropellerns tryckkraft

$C_{MH}$  hydrodynamisk momentkoefficient

$\rho_W$  vattnets densitet

$A_U$  undervatten-lateralplanets area

$L_{PP}$  längd mellan pendiklar

$\omega$  vinkelhastighet (i rad)

$C_{MW}$  aerodynamisk momentkoefficient

$\rho_A$  luftens densitet

$A_O$  övervatten-lateralplanets area

$V$  vindhastighet

Sätter man girhastigheten lika med noll, kan man beräkna den maximala vindhastigheten som styrpropellern kan hålla fartyget emot. Formeln gäller för djupt vatten. Är vattendjupet litet i förhållande till fartygets djupgående - och det är det nästan alltid i hamnar - reduceras girhastigheten.

Om styrpropellerns utloppsöppning kommer nära en kajmur eller kan strömningen bort från styrpropelleröppningen mellan kaj och fartygssida åstadkomma en trycksänkning (Bernoullis lag) så att sugningen motverkar styrpropellerns tryckkraft. Det kritiska avståndet är ungefär lika med tunnelöppningens diameter. Blir avståndet mindre tar sugningen överhand. På grund av fryskeppets avsmalnande form och spantformen händer detta sällan, men i vissa lägen kan det finnas risk.

Allt som sagts ovan gäller för ett fartyg som inte har fart framåt. Vid framdrift uppstår ett undertrycksfält bakom styrpropellerstrålen, och detta motverkar propellerns tryckkraft, se fig 15.9.B. Undertrycket ökar med farten och är beroende av förhållandet mellan fartygets fart och utloppshastigheten i strålen,  $V/V_U$ . När detta förhållande uppgår till ungefär  $V/V_U = 0,4$ , är girmomentet litet, se fig 15.10.

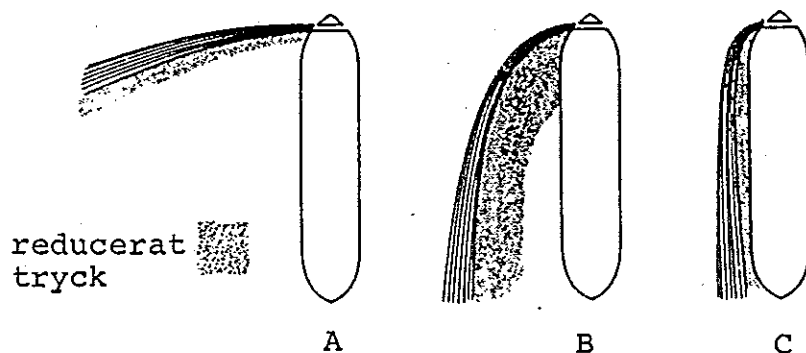


Fig 15.9 Styrpropellerns verkan vid fart framåt

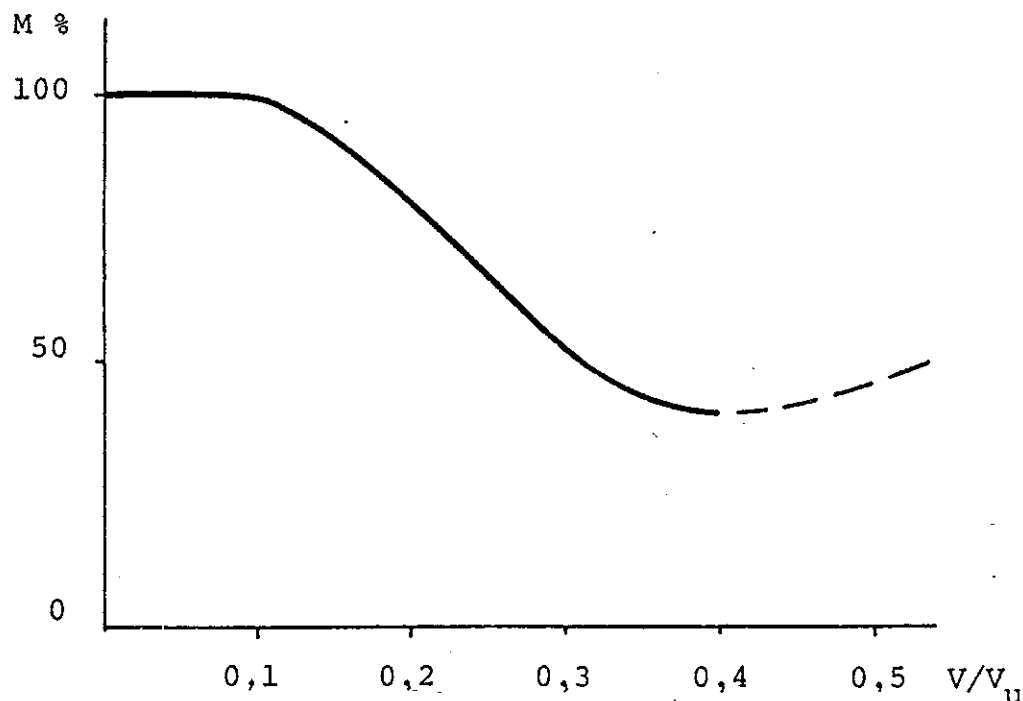


Fig 15.10 Styrpropellerns girmoment  $M$  som funktion av hastighetsförhållandet  $V/V_u$

Ökar farten ytterligare, fig 15.9.C, sprider sig undertrycket längs hela fartygssidan. Man får en sidkraft motriktad tryckkraften, men dess angreppspunkt ligger nära midskepps, och teoretiskt skall girmomentet åter öka. I praktiken är det emellertid inte alltid så, av följande orsak: ett fartyg går aldrig på helt rak kurs, det förekommer ständigt små avdriftsvinklar; i sådana fall uppstår det tryckfält på förskeppet som ger krafter som är styrpropellerns tryckkraft övermäktiga.

Baserat på författarens deltagande i en provtur med en 30000 TDW tanker med styrpropeller både i för och akter kan följande regler uppställas för en styrpropellers verkan vid fart framåt:

Med styrpropellern kan man sätta i gång en gir från rak kurs.

Man kan förhindra att en tendens till gir utvecklas.

Om giren väl har kommit i gång kan den inte stoppas med styrpropellern, utan rodret måste tas till hjälp.

En tysk firma har patent på en "anti-suction tunnel", ett rör strax akterom och parallellt med styrpropellertunneln men med ca halva diametern. Genom detta rör sker en tryckutjämning så att undertrycksfältet blir mindre intensivt. Vid en given fart framåt sägs styrpropellerns girmoment öka med ca 30 %.

## 15.2 FÖRFLYTTNING I SIDLED

Förflyttning i sidled kan förekomma, när ett fartyg skall lägga till eller gå ifrån kaj, eller hålla sig på plats i sidström. Ett specialfall är situationen när fartyget ligger stilla i förhållande till vattnet men påverkas av sidvind.

När fartyget rör sig i sidled möter det ett motstånd  $D$ . Motståndskoefficienten  $C_D$  definieras med uttrycket

$$C_D = \frac{D}{1/2 \cdot \rho \cdot A \cdot V^2}$$

där  $A$  är arean i  $m^2$  av fartygets undervatten-lateralplan, och  $V$  hastigheten i  $m/s$ .

Manövreringen sker ofta på grunt vatten, och  $C_D$  ökar kraftigt med avtagande vattendjup. Diagrammet i fig 15.11 som är hämtat ur [21] visar  $C_D$  som funktion av förhållandet mellan vattendjupet  $h$  och fartygets djupgående  $T$ .

Den erforderliga sidkraften kan åstadkommas på olika sätt. Enda villkoret är att tryckkraftalstrarnas resultant går igenom angreppspunkten för resultanten av de yttre krafterna, dvs vatten- och vindkrafter, och, vid acceleration eller retardation, masskrafterna.

1. Två akterpropellrar och en (eller flera) styrpropellrar. Akterpropellrarna arbetar emot varandra och ger lika stora men motriktade tryckkrafter. Sidkraften åstadkommes av tryckfälten på akterskeppen och kraften på det roder som sitter bakom den propeller som arbetar fram. Styrpropellern ger en ren sidkraft.
2. Styrpropellrar både i för- och akterskepp. Det blir allt vanligare att montera styrpropellrar även i aktern, och man

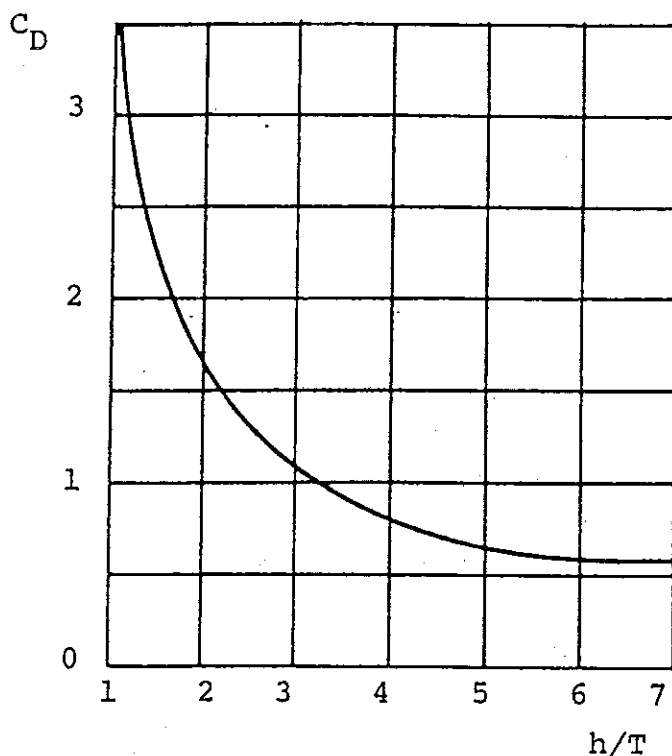


Fig 15.11 Förflyttning i sidled, motståndskoefficient som funktion av vattendjup

kan på så sätt förflytta fartyget i sidled utan att huvudpropellrarna behöver arbeta. Borrartyget "Pelikan" är ett exempel på detta. Det är försett med icke mindre än fem styrpropellrar på 1100 kW vardera, 3 i fören och 2 i aktern. Med dessa kan fartyget röra sig i sidled med 5 knop.

3. Roterbara thrustrar eller en kombination av thrustrar och styrpropellrar. De norska färjorna "Bastö I" och "Bastö II" drivs och styrs enbart av thrustrar och de kan parallellförflytta sig i godtycklig riktning.
4. Dubbeländat propellerarrangemang. Båda propellrarna ger tryckkraft in mot fartyget och slipström över rodren, som båda vrids åt samma håll och alltså även ger sidkraft åt samma håll. Ett exempel är danska statsbanornas färjor på Helsingborg-Helsingör överfarten. Färjorna får ibland vänta utanför hamnen i den ofta starka sidströmmen och kan då hålla sig på plats på ovannämnda sätt.

### 15.3 DYNAMISK POSITIONERING

Begreppet dynamisk positionering (i fortsättningen förkortat till DP) innebär att ett fartyg, mot yttre krafter från vind, sjö och ström, hålls på plats i en given position i förhållande till sjöbotten enbart med hjälp av propellrar, utan att vara förtöjt eller ankrat. Positioneringen kan åstadkommas med olika



kombinationer av akterpropellrar, styrpropellrar och roterbara thrustrar.

De största yttre krafterna kan uppstå p g a ström. Kraften från ström i längskepps riktning är helt enkelt fartygets motstånd vid motsvarande fart framåt. Om fartyget är riktat  $90^\circ$  från strömmen, alltså har den in tvärs, kan kraften beräknas som motståndet vid förflyttning i sidled, se avsnitt 15.2.

Vid stark vind dominerar ofta vindkrafterna över strömkrafterna. Visserligen är luftens densitet endast  $1/800$  av vattnets, men vindhastigheten är större än strömhastigheten, övervattenskrovet med överbyggnad har normalt större yta än undervattenskrovet, och det förra har större motståndskoefficient än det senare. Vindens kraft  $D$  beräknas ur

$$D = C_D \cdot 1/2 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A$$

där  $A$  är arean av skrov och överbyggnad projicerad på ett plan vinkelrätt mot vindriktningen, och  $V$  är vindhastigheten 10 m över havets yta. För vind rakt framifrån gäller  $C_D = 0,3 - 1,0$  (lägst för färjor), rakt från sidan  $C_D = 0,8 - 1,2$ . Värdet av  $C_D$  beror på överbyggnadens utformning och förekomsten av skorstenar, master, däckslast o d.

I fig 15.12 visas för ett lastfartyg med längden 85 m ett diagram för vindkraften i olika riktningar vid en vindstyrka på 10 m/s.

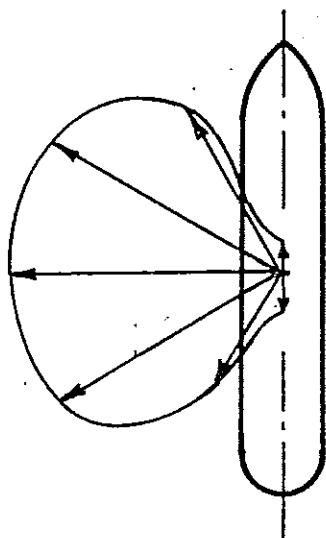


Fig 15.12 Exempel på vindkrafter i olika riktningar vid vindhastigheten 10 m/s. 1 mm = 1 kN

Vindkrafter på fartyg behandlas utförligt i [23].

Vad som sagts i föregående kapitel om förflyttning i sidled kan också tillämpas på DP om de yttre krafterna verkar tvärs fartyget. Men i praktiken är det sällan så enkelt, propeller-systemet måste kunna hålla fartyget mot krafter från en godtycklig riktning, och verklig DP innebär att fartyget måste vara försett med roterbara thrustrar, enbart sådana eller kombinerat med en eller flera akterpropellrar och styrpropellrar.

När en roterbar thruster riktas i olika riktningar påverkas skrovet av thrusters slipström, det uppstår friktionskrafter och krafter p g a coandaeffekten, dvs avböjning av slipströmmen, t ex runt skrovets slag. Den resulterande kraften kan därför få en annan storlek och riktning än thrusters tryckkraft. I fig 15.13 visas ett exempel på resultat av modellprov med en roterbar thruster monterad i en ponton. Diagrammets lodräta axel anger pontonens längdriktning. Krafternas storlek räknas från diagrammets centrum. T är tryckkraften, F den resulterande kraften.

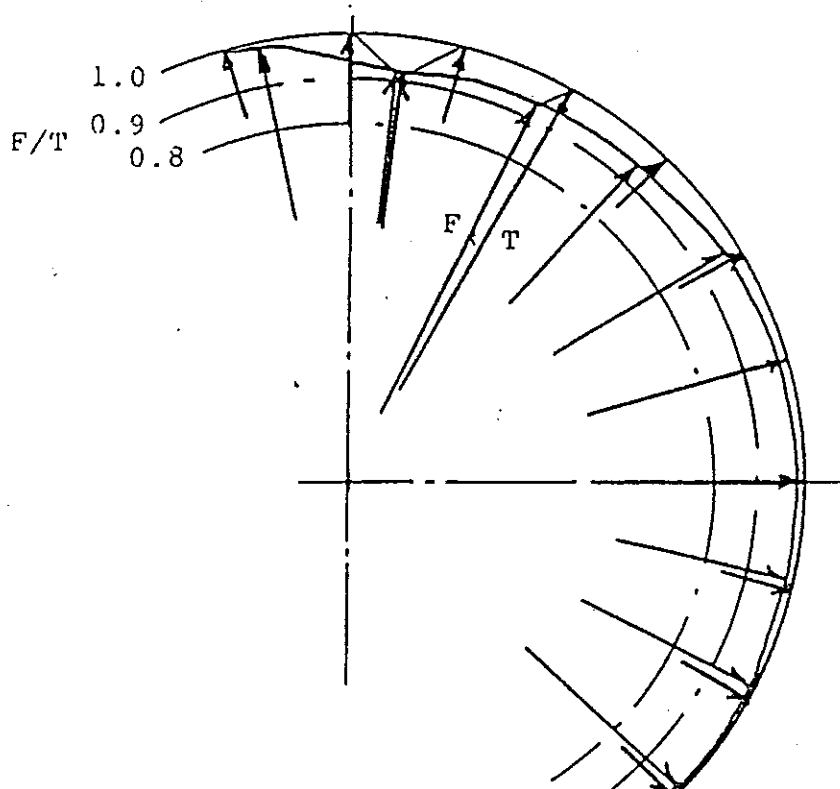


Fig 15.13 Thruster-tryckkraft och resulterande kraft F på ponton

Lägg märke till att i ett visst vinkelområde kan thrustern vridas  $15^\circ$  medan den resulterande kraften endast vrids  $2^\circ$ .

Om slipströmmen från en thruster träffar en annan arbetande thruster, kan tryckkraften för den senare reduceras väsentligt, i högre grad ju mindre avståndet är mellan thrustrarna. Manöver-systemet bör alltså konstrueras så att man undviker sådana vinklar att thrustrarna inverkar på varandra. Man bör också undvika att slipströmmen träffar det andra skrovet på tvåskrovsfarkoster.

Att manövrera ett antal thrustrar, propellrar och eventuellt roder med ovannämnda begränsningar så att den resulterande kraften får önskad storlek och riktning överstiger den mänskliga förmågan. Man använder därför en s k joystick, en enda spak med vilken man bestämmer kraftens storlek och riktning och girmomentets storlek. En dator ser till att den önskade kraften alstras genom lämpligt pådrag på propellrar och thrustrar och inställningsvinkel för varje thruster och roder. Datorn kan också styras med radiosignaler som sänds ut från fartyget och åter-sänds från reläer på sjöbotten, eller med hjälp av en sträckt wire som går mellan sjöbotten och fartyg. En horisontell rörelse av fartyget medför att wirens vinkel ändras och manöversystemet griper in och motverkar rörelsen.

DP tillämpas på oljeborr-rigggar, supply-fartyg som skall kunna ligga still mycket nära riggarna, dykarfartyg, brandsläckningsfartyg etc. Ett användningsområde är också förtöjning av tankfartyg vid oljelastningsbojar i öppen sjö, s k single buoy mooring. Om manövrering och DP med roterbara thrusters kan läsas mera i [17].

En speciell tillämpning av DP är ankaravlastning på ankrade borrarriggar. Ett automatiskt ankaravlastningssystem känner av kättingkraften och ställer in thrustrarna så att överbelastning av kättingarna undviks.

Vid all dynamisk positionering gäller att det skall föreligga redundans, dvs överskott på effekt. En viss effekt skall alltid finnas i reserv om t ex någon thruster plötsligt skulle falla ur. Om all tillgänglig effekt behövs för att hålla fartyget på sin position finns ingen reserv, och fartyget måste lämna sin arbetsplats.



## 16. NOMENKLATUR

Denna nomenklaturlista är ett utdrag ur ITTC-standarden [24] och ISO-standarden [25], som till viss del överlappar varandra. Endast beteckningar som förekommer i denna skrift har medtagits. Listan upptar inte beteckningar som inte är internationell standard. I den mån sådana förekommer i texten förklaras de direkt i samband med formlerna.

Om erforderligt kan man använda indices M och S för att skilja på modell och fullskala.

I tabellernas tredje kolumn anges symboler för dataprogrammering, telex etc. De kan även användas i vanlig korrespondens, varvid man slipper tillfoga grekiska bokstäver för hand. Observera att  $\emptyset$  står för bokstaven O, 0 för siffran noll.

| Symbol         | Enhet            | Dator-symbol | Beteckning                                                       | Definition                                                                                   |
|----------------|------------------|--------------|------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| a              | m/s <sup>2</sup> | ACC          | Linjär acceleration                                              | dv/dt                                                                                        |
| A              | m <sup>2</sup>   | A            | Area, allmänt                                                    |                                                                                              |
| A <sub>D</sub> | m <sup>2</sup>   | AD           | Bladarea, utbredd                                                |                                                                                              |
| A <sub>E</sub> | m <sup>2</sup>   | AE           | Bladarea, expanderad                                             |                                                                                              |
| A <sub>O</sub> | m <sup>2</sup>   | AO           | Diskarea                                                         | $\pi D^2/4$                                                                                  |
| A <sub>P</sub> | m <sup>2</sup>   | AP           | Bladarea, projicerad                                             |                                                                                              |
| A <sub>V</sub> | m <sup>2</sup>   | AV           | Area som påverkas av vind                                        | Mätes vinkelrätt mot relativ vind                                                            |
| B              | m                | B            | Bredd, allmänt                                                   |                                                                                              |
| B              | m                | B            | Bredd, mallad, av fartyg                                         |                                                                                              |
| B <sub>P</sub> | -                | BP           | Taylors propellerkoefficient baserad på propellereffekten        | $n \cdot P_D^{0,5} / V_A^{2,5}$ där n är i r/min, P <sub>D</sub> i hp, V <sub>A</sub> i knop |
| c              | m, mm            | CH           | Kordalängd av aerofoil eller hydrofoil                           |                                                                                              |
| C <sub>A</sub> | -                | CA           | Tillslag till motståndskoefficient för modell-fartyg korrelation | $R_A / 0,5 \rho V^2 S$                                                                       |
| C <sub>B</sub> | -                | CB           | Blockkoefficient                                                 | $V / L \cdot B \cdot T$                                                                      |
| C <sub>D</sub> | -                | CD           | Motståndskoefficient                                             | $D / 0,5 \rho V^2 A$                                                                         |
| C <sub>F</sub> | -                | CF           | Friktionsmotståndskoefficient                                    | $R_F / 0,5 \rho V^2 S$                                                                       |
| C <sub>L</sub> | -                | CL           | Lyftkraftkoefficient                                             | $L / 0,5 \rho V^2 A$                                                                         |

| Symbol   | Enhet            | Dator-<br>symbol | Beteckning                    | Definition                                                               |
|----------|------------------|------------------|-------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| $C_Q^*$  | -                | CQS              | Momentindex                   | $\frac{Q}{0,5\rho(V_A^2 + (0,7\pi nD)^2)\frac{\pi D^3}{4}}$              |
| $C_R$    | -                | CR               | Restmotståndskoefficient      | $R_R/0,5\rho V^2 S$                                                      |
| $C_T$    | -                | CT               | Totalmotståndskoefficient     | $R_T/0,5\rho V^2 S$                                                      |
| $C_T^*$  | -                | CTHS             | Tryckkraftsindex              | $\frac{T}{0,5\rho(V_A^2 + (0,7\pi nD)^2)\frac{\pi D^2}{4}}$              |
| D, d     | m                | D                | Diameter, allmänt             |                                                                          |
| d        | m                | DH               | Navdiameter                   |                                                                          |
| D        | m                | DP               | Propellerdiameter             |                                                                          |
| D        | m                | DEP              | Djup, mallat, av fartygsskrov |                                                                          |
| D        | N, kN            | DR               | Motstånd (en kraft)           | Kraft i rörelsens riktning, vanl för en helt nedsänkt kropp              |
| f        | mm               | FM               | Profilvälvning                | Maximalt avstånd mellan profilmedellinje och korda                       |
| f        | 1/s              |                  | Frekvens                      |                                                                          |
| F        | N, kN            | F                | Kraft, allmänt                |                                                                          |
| $F_D$    | N                | FD               | Släpkraft vid självdriftsprov | Påförs modellen vid självdriftsprov vid fartygets framdriftspunkt        |
| $F_n$    | -                | FN               | Froude-tal                    | $V/\sqrt{gL}$                                                            |
| $F_P$    | kN               | FP               | Dragkraft vid bogsering       | $F_P = T(1-t)$                                                           |
| $F_{PO}$ | kN               | FPO              | Dragkraft vid dragning i kaj  |                                                                          |
| g        | m/s <sup>2</sup> | G                | Tyngdens acceleration         |                                                                          |
| G        | N, kN            |                  | Tyngd                         |                                                                          |
| h        | m                | DE               | Djup, allmänt                 |                                                                          |
| h        | m                | H                | Höjd, allmänt                 |                                                                          |
| $h_o$    | m                | HO               | Nedsänkning                   | Propellerns nedsänkning mätt lodrätt från axelcentrum till den fria ytan |

| Symbol     | Enhet          | Dator-<br>symbol | Beteckning                                        | Definition                                                                                                             |
|------------|----------------|------------------|---------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $i_G$      | mm             | RAKG             | Rake                                              | Avstånd från propellerplanet till referenslinjen (generatricen) mätt parallellt med propelleraxeln, positivt akteröver |
| $J$        | $\text{kgm}^2$ |                  | Masströghetsmoment                                |                                                                                                                        |
| $J$        | -              | ADVC             | Framdriftstal för propeller                       | $V_A/nD$                                                                                                               |
| $K_Q$      | -              | KQ               | Momentkoefficient                                 | $Q/\rho n^2 D^5$                                                                                                       |
| $K_{SC}$   | -              | KSC              | Koefficient för massdynamiskt omställningsmoment  | $K_{SC} = Q_{SC}/\rho_p n^2 D^5$<br>$\rho_p$ är propellerbladmaterialalets massdensitet                                |
| $K_{SH}$   | -              | KSH              | Koefficient för hydrodynamiskt omställningsmoment | $K_{SH} = Q_{SH}/\rho n^2 D^5$                                                                                         |
| $K_{SH}^*$ | -              | KSHS             | Hydrodynamiskt omställningsmoment-index           | $\frac{Q_{SH}}{0,5\rho(V_A^2 + (0,7\pi nD)^2)\frac{\pi}{4}D^3}$                                                        |
| $K_T$      | -              | KT               | Tryckkraftskoefficient                            | $T/\rho n^2 D^4$                                                                                                       |
| $K_{TD}$   | -              | KTD              | Dystryckkraftskoefficient                         | För dyspropeller,<br>$T_D/\rho n^2 D^4$                                                                                |
| $K_{TP}$   | -              | KTP              | Propellertryckkraftkoefficient                    | För dyspropeller,<br>$T_P/\rho n^2 D^4$                                                                                |
| $K_{TT}$   | -              | KTT              | Total tryckkraftkoefficient för dyspropellerenhet | $K_{TP} + K_{TD}$                                                                                                      |
| $L$        | N, kN          | FL               | Lyftkraft                                         | Kraft i riktning vinkelrätt mot rörelsen                                                                               |
| $L$        | m              | L                | Längd, allmänt                                    |                                                                                                                        |
| $L$        | m              | L                | Fartygslängd                                      | Ett fartygs referenslängd, vanl mellan perpendiklarna                                                                  |
| $L_{OA}$   | m              | LØA              | Längd, total                                      |                                                                                                                        |
| $L_{PP}$   | m              | LPP              | Längd mellan perpendiklar                         |                                                                                                                        |
| $L_{WL}$   | m              | LWL              | Längd i vattenlinje                               |                                                                                                                        |
| $m$        | kg             | MA               | Massa                                             |                                                                                                                        |
| $M$        | Nm, kNm        | M                | Böjmoment, allmänt                                |                                                                                                                        |
| $n$        | 1/s            | N                | Varvtal                                           |                                                                                                                        |

| Symbol   | Enhet   | Dator-<br>symbol | Beteckning                             | Definition                                                                                                                              |
|----------|---------|------------------|----------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| P        | m       | PP               | Propellerstigning,<br>allmänt          |                                                                                                                                         |
| P        | Pa, kPa | PR               | Tryck                                  | Kraft per areaenhet                                                                                                                     |
| $P_V$    | Pa, kPa | PRV              | Mättad vattenångas tryck               |                                                                                                                                         |
| P        | kW      | P                | Effekt, allmänt                        |                                                                                                                                         |
| $P_B$    | kW      | PB               | Motoreffekt, bromsad                   |                                                                                                                                         |
| $P_D$    | kW      | PD               | Effekt vid propeller                   | $2\pi \cdot Q \cdot n$                                                                                                                  |
| $P_E$    | kW      | PE               | Släpeffekt                             | $R \cdot V$                                                                                                                             |
| $P_I$    | kW      | PI               | Indikerad effekt                       | Bestämmer m hj a tryck<br>mätt med indikator                                                                                            |
| $P_S$    | kW      | PS               | Axeleffekt                             | $P_D$ plus förluster i<br>axelledningen                                                                                                 |
| $P_T$    | kW      | PT               | Tryckkratteffekt                       | $T \cdot V_A$                                                                                                                           |
| q        | Pa      | PRD              | Dynamiskt tryck                        | $1/2 \rho \cdot U^2$                                                                                                                    |
| Q        | kNm     | Q                | Vridmoment                             | $Q = P_D / (2\pi \cdot n)$                                                                                                              |
| $Q_S$    | kNm     | QS               | Omställningsmoment                     | Kring bladrotations-<br>axeln för en ställbar<br>propeller, $Q_S =$<br>$Q_{SC} + Q_{SH}$ , positivt<br>om momentet ökar stig-<br>ningen |
| $Q_{SC}$ | kNm     | QSC              | Massdynamiskt omställ-<br>ningsmoment  |                                                                                                                                         |
| $Q_{SH}$ | kNm     | QSH              | Hydrodynamiskt omställ-<br>ningsmoment |                                                                                                                                         |
| r, R     | m, mm   | RD               | Radie, allmänt                         |                                                                                                                                         |
| R        | m       | RD               | Radie av en propeller                  | $R = D/2$                                                                                                                               |
| R        | N, kN   | R                | Motstånd, allmänt                      | Kraft som motverkar<br>rörelse                                                                                                          |
| $R_F$    | N, kN   | RF               | Friktionsmotstånd                      | P g a vätskefriktion<br>mot en yta                                                                                                      |
| $R_n$    | -       | RN               | Reynolds tal                           | $UL/\nu$                                                                                                                                |
| $R_R$    | kN      | RR               | Restmotstånd                           | $R_T - R_F$                                                                                                                             |
| $R_T$    | kN      | RT               | Totalmotstånd                          | Totalt släpmotstånd                                                                                                                     |
| s        | m       | SP               | Väglängd                               |                                                                                                                                         |



| Symbol    | Enhet       | Dator-<br>symbol | Beteckning                                | Definition                                                                           |
|-----------|-------------|------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| S         | $m^2$       | S                | Våt yta av fartyg                         |                                                                                      |
| $s_A$     | -           | SRA              | Skenbar slip                              | $1 - V/(n \cdot P)$                                                                  |
| $s_R$     | -           | SRR              | Verklig slip                              | $1 - V_A/(n \cdot P)$                                                                |
| t         | s           | TI               | Tid, allmänt                              |                                                                                      |
| $t^\circ$ |             | TEM              | Temperatur, allmänt                       |                                                                                      |
| t         | -           | THDF             | Sugfaktor                                 | $(T - R_T)/T$                                                                        |
| t         | mm          | TMAX             | Maximal tjocklek av profil                | Mätt vinkelrätt mot medellinjen                                                      |
| $t_o$     | mm          | TO               | Tjocklek av propellerblad vid axelcentrum | Tänkt tjocklek av propellerblad vid propelleraxelcentrum                             |
| T         | m           | T                | Djupgående, mallat, av fartyg             |                                                                                      |
| $T_A$     | m           | TA               | Djupgående vid aktra pendikeln            |                                                                                      |
| $T_F$     | m           | TF               | Djupgående vid främre pendikeln           |                                                                                      |
| T         | kN          | TH               | Tryckkraft                                | Vid propellern                                                                       |
| $T_D$     | kN          | THDU             | Dystryckkraft                             | För dyspropeller                                                                     |
| $T_P$     | kN          | THP              | Propellertryckkraft                       | För dyspropeller                                                                     |
| U, V      | m/s         | U, V             | Linjär hastighet                          | $ds/dt$                                                                              |
| V         | $m^3$       | VØL              | Volym, allmänt                            |                                                                                      |
| V         | m/s<br>knop | V                | Fartygs fart                              |                                                                                      |
| $V_A$     | m/s         | VA               | Propellerns framdriftshastighet           | Fart i förhållande till vattenström                                                  |
| w         | -           | WFT              | Medströmsfaktor (Taylor), allmänt         | $(V - V_A)/V$                                                                        |
| Z         | -           | NPB              | Antal blad för propeller                  |                                                                                      |
| $\alpha$  |             | ALFA             | Anfallsvinkel                             | Vinkeln mellan riktningen av ostörd relativ strömning och referensytan eller -linjen |
| $\Gamma$  | $m^2/s$     | CIR              | Cirkulation                               | $\int v_{ds}$ längs en sluten linje                                                  |

| Symbol     | Enhet                  | Dator-<br>symbol | Beteckning                                 | Definition                                                                                                                                                                                                              |
|------------|------------------------|------------------|--------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\delta$   | m                      | DLTB             | Tjocklek av gränsskikt                     |                                                                                                                                                                                                                         |
| $\delta$   | -                      | ADVCT            | Taylors framdriftskoeffi-<br>cient         | $nD/V_A$ , där $n$ är i<br>r/min, $D$ i fot, $V_A$<br>i knop                                                                                                                                                            |
| $\Delta$   | kg                     | MA               | Displacementsmassa                         | $\rho \nabla$                                                                                                                                                                                                           |
| $\eta$     | -                      | ETA              | Verkningsgrad, allmänt                     |                                                                                                                                                                                                                         |
| $\eta_B$   | -                      | ETAB             | Propellerverkningsgrad<br>bakom akterskepp | $P_T/P_D = TV_A/2\pi Qn$<br>$T, V_A, Q, n$ mätta vid<br>självdridsprov                                                                                                                                                  |
| $\eta_D$   | -                      | ETAD             | Propulsiv eller total-<br>verkningsgrad    | $P_E/P_D$                                                                                                                                                                                                               |
| $\eta_G$   | -                      | ETAG             | Verkningsgrad för växel                    |                                                                                                                                                                                                                         |
| $\eta_H$   | -                      | ETAH             | Skrovverkningsgrad                         | $(1-t)/(1-w)$                                                                                                                                                                                                           |
| $\eta_M$   | -                      | ETAM             | Mekanisk verkningsgrad                     | $P_S/P_I$ eller $P_B/P_I$                                                                                                                                                                                               |
| $\eta_O$   | -                      | ETAØ             | Propellerverkningsgrad<br>i öppet vattent  | $P_T/P_D = T V_A/2\pi Qn$<br>$T, V_A, Q, n$ mätta vid<br>frigående (öppet-<br>vatten) prov                                                                                                                              |
| $\eta_R$   | -                      | ETAR             | Relativ rotativ verk-<br>ningsgrad         | $\eta_B/\eta_O$                                                                                                                                                                                                         |
| $\eta_S$   | -                      | ETAS             | Axelverkningsgrad                          | $P_D/P_S$                                                                                                                                                                                                               |
| $\eta_T$   | -                      | ETAT             | Termisk verkningsgrad                      |                                                                                                                                                                                                                         |
| $\theta$   | -                      | RAKA             | Rakevinkel                                 |                                                                                                                                                                                                                         |
| $\theta_S$ | -                      | TETS             | Skewvinkel                                 | Vinkelförskjutningen<br>kring propelleraxeln<br>av en bladsektions<br>referenspunkt i för-<br>hållande till gene-<br>ratorisen, mätt i rota-<br>tionsplanet. Positiv<br>mot rotationsriktningen<br>vid rotation framåt. |
| $\lambda$  | -                      | SCALE            | Skalförhållande                            | Fartygs dimension/<br>modelldimension                                                                                                                                                                                   |
| $\lambda$  | m                      |                  | Våglängd                                   |                                                                                                                                                                                                                         |
| $\mu$      | $\frac{kg}{m \cdot s}$ | MU               | Dynamisk viskositet                        | Skjuvspänning per<br>enhet av hastighets-<br>gradienten                                                                                                                                                                 |
| $\nu$      | $m^2/s$                | NU               | Kinematisk viskositet                      | $\mu/\rho$                                                                                                                                                                                                              |

| Symbol                                    | Enhet           | Dator-<br>symbol | Beteckning                           | Definition                      |
|-------------------------------------------|-----------------|------------------|--------------------------------------|---------------------------------|
| $\rho$                                    | $\text{kg/m}^3$ | RHØ              | Massdensitet                         | Massa per volymenhet            |
| $\sigma$                                  | -               | CAVV             | Kavitationstal                       | $\frac{p - p_v}{q}$             |
| $\sigma$                                  | $\text{N/mm}^2$ | SIGS             | Normalspänning                       |                                 |
| $\phi$                                    | -               | PHIP             | Stigningsvinkel för propeller        | $\arctg (P/2\pi r)$             |
| $\omega$                                  | $1/\text{s}$    | ØMG              | Vinkelhastighet eller cirkelfrekvens | Vinkel (radianer) per tidsenhet |
| $\nabla, \nabla$<br>(Nabla,<br>del, vol.) | $\text{m}^3$    | DISV             | Displacementsvolym                   |                                 |

Måttenheter, några kommentarer.

I alla formler måste storheter insättas med samstämmiga enheter, alltså konsekvent W, N, Pa eller kW, kN, kPa. I t ex uttrycket för  $K_T$  där T som normalt mäts i kN ingår, kan man lämpligen insätta  $\rho$  i ton/m<sup>3</sup>.

Enheten hk bör undvikas. 1 hk = 0,7355 kW (metrisk hästkraft), 1 hp = 0,745 kW (brittisk hästkraft). Japanerna använder ibland den tyska beteckningen PS (Pferdestärke) för att ange metrisk hästkraft.

Knop är en tilläggsenhet i SI-systemet. Så fort man sätter in farten i en formel skall man givetvis räkna om till m/s.

1 knop = 1 sjömil/timme  
1 sjömil = 1852 m  
1 knop = 0,5144 m/s

Ordet "vikt" bör undvikas i tekniska sammanhang. Man bör i stället ange massan i kg, ev tyngden (en kraft) i N eller kN.

Spänning  $\sigma$  i hållfasthetssammanhang anges alltid som N/mm<sup>2</sup>, medan tryck anges i Pa (N/m<sup>2</sup>) eller kPa (kN/m<sup>2</sup>). Bar är tillåtet som tryckenhet.

1 bar = 100 kPa      1 kp/cm<sup>2</sup> = 1 at (tekn atmosfär) = 98,1 kPa

England har övergått till SI-systemet och längdmåttet fot förekommer sällan numera - utom i uttrycket för  $\delta$  i Bp- $\delta$  diagram.  
1 fot = 0,305 m.

Några talvärden

Kinematisk viskositet för vatten,  $\nu$  m<sup>2</sup>/s

|            |         |                         |
|------------|---------|-------------------------|
| Sötvatten  | t = 20° | 1,01 × 10 <sup>-6</sup> |
| Saltvatten | t = 0°  | 1,84 × 10 <sup>-6</sup> |
| "--"       | t = 15° | 1,19 × 10 <sup>-6</sup> |

Massdensitet,  $\rho$  kg/m<sup>3</sup>

|                |           |
|----------------|-----------|
| Sötvatten      | 1000      |
| Saltvatten     | 1025      |
| Luft           | 1,293     |
| Rostfritt stål | 7800      |
| Ni-al-brons    | 7500-7700 |

Tryck

Atmosfärtryck, normalt, vid havets yta  
p = 760 mm Hg = 1013 mbar = 101,3 kPa (1 atm, fysikalisk atmosfär)

Mättad vattenånga vid t = 15°, p<sub>v</sub> = 2,0 kPa

17. REFERENSER, REGISTER

## LITTERATURREFERENSER

- [1] Appelquist, Bo och Lloyd, Dan, "Grundläggande teknisk strömningslära". Ingenjörsläroverket AB, Stockholm 1972.
- [2] William-Olsson, Martin, "Väder till sjöss". Bokförlaget i Medborgarskolan AB, 1978. ISBN 91-7096-079-8
- [3] Guldhammer, H E, and Harvald, S A, "Ship Resistance, Effect of Form and Principal Dimensions". Akademiskt Forlag, Copenhagen, 1965.
- [4] Todd, F H, "Series 60, Methodical Experiments with Models of Single Screw Merchant Ships", DTMB, Report 1712, 1963.
- [5] Harvald, S A, "Wake of Merchant Ships", The Danish Technical Press, Copenhagen, 1950.
- [6] "Buller och bullerbekämpning", Arbetarskyddsstyrelsen best nr H3, 1981.
- [7] Abbott, Ira H and Doenhoff, Albert E, "Theory of Wing Sections", McGraw-Hill Book Company, Inc. 1949.
- [8] Hoerner, S F, "Fluid Dynamic Drag" (SNAME) 1958.
- [9] O'Brien, T P, "The Design of Marine Screw Propellers", Hutchinson Scientific & Technical, London, 1962.
- [10] Cumming, R A, Morgan, W B and Boswell, R J, "Highly Skewed Propellers", SNAME 80, 1972.
- [11] Björheden, O, "Vibration Performance of Highly Skewed CP Propellers", Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA, 1979.
- [12] Schwanecke, H, "Gedanken zur Frage der hydrodynamisch erregten Schwingungen des Propellers und der Wellenleitung", JSTG, 57. Band, 1963, s. 252.
- [13] Tornblad, J, "Massa, tröghetsmoment och dämpning vid propellersvängningar", KaMeWa Marinlaboratorium, rapport R-302, augusti 1980 (ej publicerad).
- [14] Norrby, Ralph, "A Study of Crash Stop Tests with Single Screw Ships", doktorsavhandling, 1972.
- [15] Eckhardt, M K, and Morgan, W B, "A Propeller Design Method", SNAME Transactions, Volume 63, 1955, s. 325.
- [16] Klaassen, H and Arnoldus, W, "Actuating Forces in Controllable Pitch Propellers", The Institute of Marine Engineers, London, 1964.
- [17] Norrby, Ralph and Ridley, Donald, "Notes on Thrusters for Ship Manoeuvring and Dynamic Positioning", SNAME Transactions, Vol. 88, 1980.

- [18] Haglund, K, Svensson, R, and Björheden, O, "Design and Testing of a High Performance Water Jet Propulsion Unit", RINA, 1982.
- [19] "Marine Engineering", SNAME, New York, 1971.
- [20] Gallin, C, Hiersig, H, Heiderich, O, "Ships and Their Propulsion Systems", Lohmann & Stolterfoht GmbH, 1981. ISBN 3-9800624-0-6.
- [21] English, J W, "Moving Ships Sideways", Shipping World and Shipbuilder, April 1970, s. 549.
- [22] Norrby, R, "Styrpropellerns verkan vid fart", Teknisk Tidskrift, 1967, s. 719.
- [23] "Vindbelastningar på typfartyg i svenska farleder", SSPA rapport 2504-2, 1978.
- [24] ITTC Standard Symbols, BSRA Technical Memorandum No 500.
- [25] ISO R/31, SIS handbok 132. (Finns även i SIS handbok 103, SI måttenheter.)
- [26] ITTC Dictionary of Ship Hydrodynamics, RINA, 1978.
- [27] de Kerchove, René, "International Maritime Dictionary", D van Nostrand Company Inc., Princeton, New Jersey.
- [28] Barnaby, Kenneth C, "Basic Naval Architecture", Hutchinson Scientific and Technical, London, 1967.
- [29] "Principles of Naval Architecture", SNAME, New York, 1967.
- [30] Hårvald, S A, "Resistance and Propulsion of Ships", John Wiley & Sons, New York, 1983. ISBN 0-471-06353-3.

#### Förkortningar:

DTMB, David Taylor Model Basin, USA (numera DTNSRDC, David W Taylor Naval Ship Research and Development Center).

SNAME, Society of Naval Architects and Marine Engineers, USA.

RINA, Royal Institution of Naval Architects, Storbritannien.

JSR, Journal of Shipbuilding Research, Holland.

NECIES, North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, Storbritannien.

JSTG, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Tyskland.

ITTC, International Towing Tank Conference (äger rum vart fjärde år).

BSRA, British Shipbuilding Research Association, Storbritannien.

SSPA, Statens Skeppsprovsningsanstalt, Göteborg (betecknas numera endast SSPA).

#### FIGURREFERENSER

Fig 3.3 - 3.10 och 5.1 har hämtats ur olika SSPA-meddelanden.

Fig 4.1 är baserad på ett diagram i [4].

Fig 4.6 - 4.8 är tagna från rapporter från diverse provningsanstalter.

Fig 7.15 kommer från riktlinjer för allmän värdering av vibration i handelsfartyg, ISO förslag nr 6954.

Fig 7.17 är tagen ur Peltor handbok för skyddsutrustningar.

Fig 8.4 är en del av Nordströms diagram i SSPA's meddelande nr 9, 1948.

Fig 9.7 och 9.19 är ett exempel på diagram som publiceras av NSMB, Wageningen.

Fig 9.8 och 9.30 är ett exempel på de allmänt publicerade Bp- $\delta$  diagrammen från NSMB, Wageningen.

Fig 9.9 och 9.21 är Burrill's allmänt publicerade diagram för bladarea.

Fig 12.9 har tagits ur [17].

Fig 12.15 har hämtats ur Marine Engineers Review, augusti 1979, s 16.

Fig 12.19 har hämtats ur Volvo Pentas prospekt för Duo-propellrar.

Fig 13.3 har hämtats ur en artikel om Pielstick-motorer i Marine Propulsion, July/August 1981.

Fig 15.11 är hämtat ur [21].

Övriga figurer är ritade direkt för detta kompendium, till viss del baserade på material tillgängligt vid KaMeWa, som prospekt, rapporter och diagram.

## SAKREGISTER

|                                                |                      |
|------------------------------------------------|----------------------|
| Acceleration, fast propeller .....             | 10-9                 |
| "-    ställbar propeller .....                 | 11-19                |
| Akterskepp .....                               | 3-4                  |
| Alexanders formel .....                        | 4-2                  |
| Angreppspunkt för hydrodynamiska krafter ..... | 2-5                  |
| Anti-singing-kant .....                        | 7-17, 9-20           |
| Avlösning av strömning .....                   | 2-8                  |
| Axelgenerator .....                            | 13-11                |
| Backgång, fast propeller .....                 | 10-11                |
| "-    ställbar propeller .....                 | 11-22                |
| Bernoullis lag .....                           | 2-1                  |
| Bladantal .....                                | 6-2, 9-1             |
| Bladarea .....                                 | 6-5, 6-9, 9-12, 11-7 |
| "-    , Burrills metod för beräkning .....     | 9-12                 |
| Bladform .....                                 | 9-15, 11-14          |
| Bladkrafter, mätning av .....                  | 8-12                 |
| Bladprofil .....                               | 6-6                  |
| Bladritning .....                              | 6-7, 6-11            |
| Bladtjocklek .....                             | 6-5, 9-25, 11-7      |
| Blockkoefficient .....                         | 3-2                  |
| Bp- $\delta$ diagram .....                     | 9-10                 |
| Buller .....                                   | 7-15                 |
| Cirkulation .....                              | 2-4                  |
| Cirkulationsberäkning .....                    | 9-27, 9-36           |
| Cirkulationsteori .....                        | 10-2                 |
| Coanda-effekt .....                            | 2-8                  |
| Displacement .....                             | 3-2                  |
| Diesel-elektriskt maskineri .....              | 13-12                |
| Dieselmotor .....                              | 13-3                 |
| Dimensionslös presentation .....               | 1-2                  |
| Dragkraft, mätning av .....                    | 14-3                 |
| Dragning i kaj, diagram .....                  | 8-6                  |
| "-    fast propeller .....                     | 10-8                 |
| "-    ställbar propeller .....                 | 11-17                |
| Dubbelpropeller .....                          | 12-14                |
| Dynamisk positionering .....                   | 15-10                |
| Dyspropeller .....                             | 11-15, 12-1          |
| Effektkurva, dieselmotor .....                 | 13-5                 |
| "-    gasturbin .....                          | 13-5                 |
| Elmotor .....                                  | 13-6                 |
| Fartmätning .....                              | 14-1                 |
| Fartygstemer .....                             | 3-7                  |
| Fena, för förbättring av medströmsfält .....   | 7-9                  |
| Framdriftshastighet .....                      | 4-6                  |
| Framdriftstal .....                            | 5-4, 8-3             |
| Framdrivningsmotorer .....                     | 13-1                 |
| Froudes tal .....                              | 4-1                  |
| Förkantsmodifikation .....                     | 7-10                 |
| Gränsskikt .....                               | 2-7                  |



|                                                                      |                   |
|----------------------------------------------------------------------|-------------------|
| High-skew bladform .....                                             | 7-11, 9-16, 11-14 |
| Hydraulisk koppling .....                                            | 13-7              |
| Hydrodynamik .....                                                   | 2-1               |
| Hållfasthet, propellerblad, fast propeller .....                     | 9-21              |
| "-                    "-                    ställbar propeller ..... | 11-7              |
| Kavitation .....                                                     | 7-1               |
| "-                    , begynnande .....                             | 8-11              |
| "-                    , åtgärder mot .....                           | 7-9               |
| Kavitationsobservation .....                                         | 8-10              |
| Kavitationsskador .....                                              | 7-6               |
| "-                    , inspektion .....                             | 7-7               |
| Kavitationstal .....                                                 | 8-4, 8-9          |
| Kavitationstunnel .....                                              | 8-1               |
| Klarning, bladspets - bordläggning .....                             | 7-14              |
| Klassificeringssällskap .....                                        | 9-22              |
| Kombinator, ställbar propeller .....                                 | 11-5              |
| Krafter på blad, variation av .....                                  | 7-15, 8-13        |
| Kraftöverföring .....                                                | 13-7              |
| Lastregulator, ställbar propeller .....                              | 11-5              |
| Linjeritning .....                                                   | 3-3               |
| Luftutblåsning, åtgärd mot kavitation .....                          | 7-11              |
| Låst propeller, fast .....                                           | 10-12             |
| "-                    , ställbar .....                               | 11-22             |
| Manöverprov .....                                                    | 14-6              |
| Manöversystem, ställbar propeller .....                              | 11-4              |
| Manövrering .....                                                    | 15-1              |
| Massa av propellerblad .....                                         | 9-28              |
| Masströghetsmoment av propellerblad .....                            | 9-28              |
| Material för propellerblad .....                                     | 9-25              |
| Medström .....                                                       | 4-5, 5-4          |
| "-                    , effektiv .....                               | 4-6               |
| "-                    , mätning .....                                | 5-6               |
| "-                    , nominell .....                               | 5-6               |
| "-                    , transversal .....                            | 4-7               |
| Modellprovning, fartyg .....                                         | 5-1               |
| "-                    , propeller .....                              | 8-1               |
| Momentkoefficient, propeller .....                                   | 8-3               |
| Motorarrangemang .....                                               | 13-9              |
| Motorgränskurva, dieselmotor .....                                   | 13-4              |
| Motroterande propellrar .....                                        | 12-14             |
| Motstånd av fartyg .....                                             | 4-1               |
| Navkonstruktion, ställbar propeller .....                            | 11-2              |
| Nollstigning, ställbar propeller .....                               | 11-23             |
| Omställningsmoment, ställbar propeller .....                         | 8-13, 11-9        |
| Pitotrör .....                                                       | 2-2               |
| $P_D$ -n diagram, ställbar propeller .....                           | 11-16             |
| Potential strömning .....                                            | 2-7               |
| Profilform .....                                                     | 9-18              |
| Propellerdiameter .....                                              | 6-3               |
| "-                    , optimal .....                                | 9-5               |
| Propellergeometri .....                                              | 6-1               |
| Propellerkoefficienter .....                                         | 8-3               |

|                                                |                    |
|------------------------------------------------|--------------------|
| Propellerkonstruktion .....                    | 9-1, 11-12         |
| "- , beräkningsexempel .....                   | 9-29               |
| "- , diagram för .....                         | 9-9, 9-11          |
| Propellerlagen .....                           | 10-3               |
| Propellerns historia .....                     | 1-1                |
| Propellerserie, Wageningens systematiska ..... | 9-8                |
| Propellerteori .....                           | 10-1               |
| Provtur .....                                  | 14-1               |
| <br>Rake .....                                 | 6-6, 9-17          |
| Reduktionsväxel .....                          | 13-7               |
| Reynolds tal .....                             | 2-6                |
| Roterbar thruster .....                        | 12-6               |
| <br>Sidkraft, propellerns .....                | 15-5               |
| Sidled, förflyttning i .....                   | 15-9               |
| Simpsons regel .....                           | 1-3                |
| Självdriftsprov, fartyg .....                  | 5-3                |
| Skew .....                                     | 6-6                |
| Skrovdimensioner .....                         | 3-1                |
| Slip .....                                     | 10-5               |
| "- , skenbar .....                             | 10-6               |
| "- , verklig .....                             | 10-6               |
| Släpprov, fartyg .....                         | 5-2                |
| Spantruta .....                                | 3-3                |
| Startmoment .....                              | 10-13              |
| Stigning .....                                 | 6-3                |
| "- , ställbar propeller .....                  | 11-8               |
| Stigningsfördelning .....                      | 9-17               |
| "- , ställbar propeller .....                  | 11-8               |
| Stoppmanöver .....                             | 10-11, 11-21, 14-6 |
| Stråldrift .....                               | 12-12              |
| Strömning, laminär, turbulent .....            | 2-7                |
| Styrning med propeller .....                   | 15-3               |
| "- -"- roder .....                             | 15-1               |
| "- -"- styrpropeller .....                     | 15-7               |
| Styrpropellerns verkan vid fart .....          | 15-8               |
| Styrpropellerprov .....                        | 14-4               |
| Styrpropellrar .....                           | 12-7               |
| Ställbar propeller .....                       | 11-1               |
| Sugfaktor .....                                | 4-5, 5-4           |
| Svepkurva, propellerblads .....                | 6-10               |
| Sång, propeller- .....                         | 7-17               |
| <br>Taylors formel för medström .....          | 4-6                |
| Tjockleksfördelning, ställbar propeller .....  | 11-7               |
| Tonnage .....                                  | 3-2                |
| Tryckimpulser, propellerinducerade .....       | 7-8, 7-13, 8-12    |
| Tryckkraftkoefficient för propeller .....      | 8-3                |
| Turbingång, fast propeller .....               | 10-10              |
| "- , ställbar propeller .....                  | 11-19              |
| <br>Varvtal, optimalt .....                    | 9-2                |
| Ventilation av propeller .....                 | 7-8                |
| Verkningsgrad, propeller .....                 | 4-10, 8-4          |
| "- , relativ rotativ .....                     | 4-10               |
| "- , skrov- .....                              | 4-10               |
| Vibration .....                                | 7-11               |
| Windmilling, se turbingång                     |                    |

Virvelgeneratorer .....7-10  
Voith-Schneider propeller .....12-11  
Vågrörelse .....2-9

Ångmaskin .....13-2  
Ångturbin .....13-2

