

**Mtp209**

**Oefening Scheepshydronechanica**

**Handleiding**

**Oktober 2008**

**Ing. G.L. Visch**

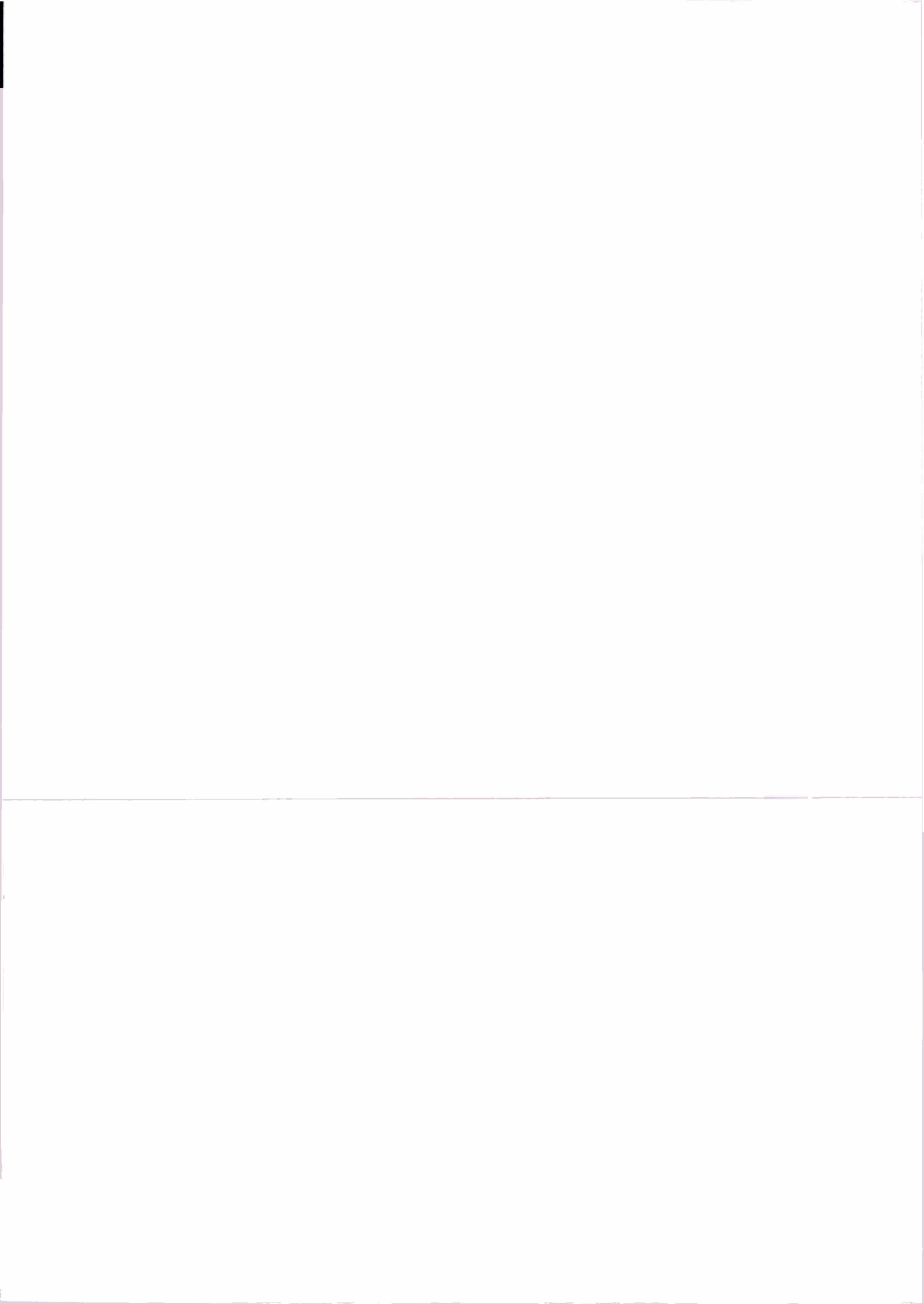
REPORT 1712-K

**Maritieme Techniek**

 **TU Delft**

Technische Universiteit Delft

---



## INHOUD

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 1.  | Inleiding en opdracht .....                      | 3  |
| 1.1 | Inleiding.....                                   | 3  |
| 1.2 | Opdracht.....                                    | 3  |
| 2.  | Vorbereidende berekeningen.....                  | 4  |
| 3.  | Contour, voorschip en achterschip.....           | 4  |
| 4.  | Spantvormen en scheepsvormen.....                | 7  |
| 4.  | Lijnenplan .....                                 | 10 |
| 5.  | Stabiliteitsberekening en beoordeling.....       | 12 |
| 6.  | Weerstand, schroefontwerp en motorvermogen ..... | 13 |
| 6.1 | Inleiding.....                                   | 13 |
| 6.2 | Methode Lap-Auf'm Keller .....                   | 13 |
| 6.3 | Weerstand volgens Holtrop en Mennen .....        | 15 |
| 6.4 | Schroef en vermogen .....                        | 16 |

bijlage 1 "Moederscheepsvormen" bijlage bij rapportnr. 438 van het laboratorium van scheepshydronechanica: "Transformatie van scheepsvormen" van ing. A Versluis, januari 1998.

bijlage 2a Instructie "FAIRWAY" van ing. G. L. Visch, oktober 2008

bijlage 2b Papers "FAIRWAY"

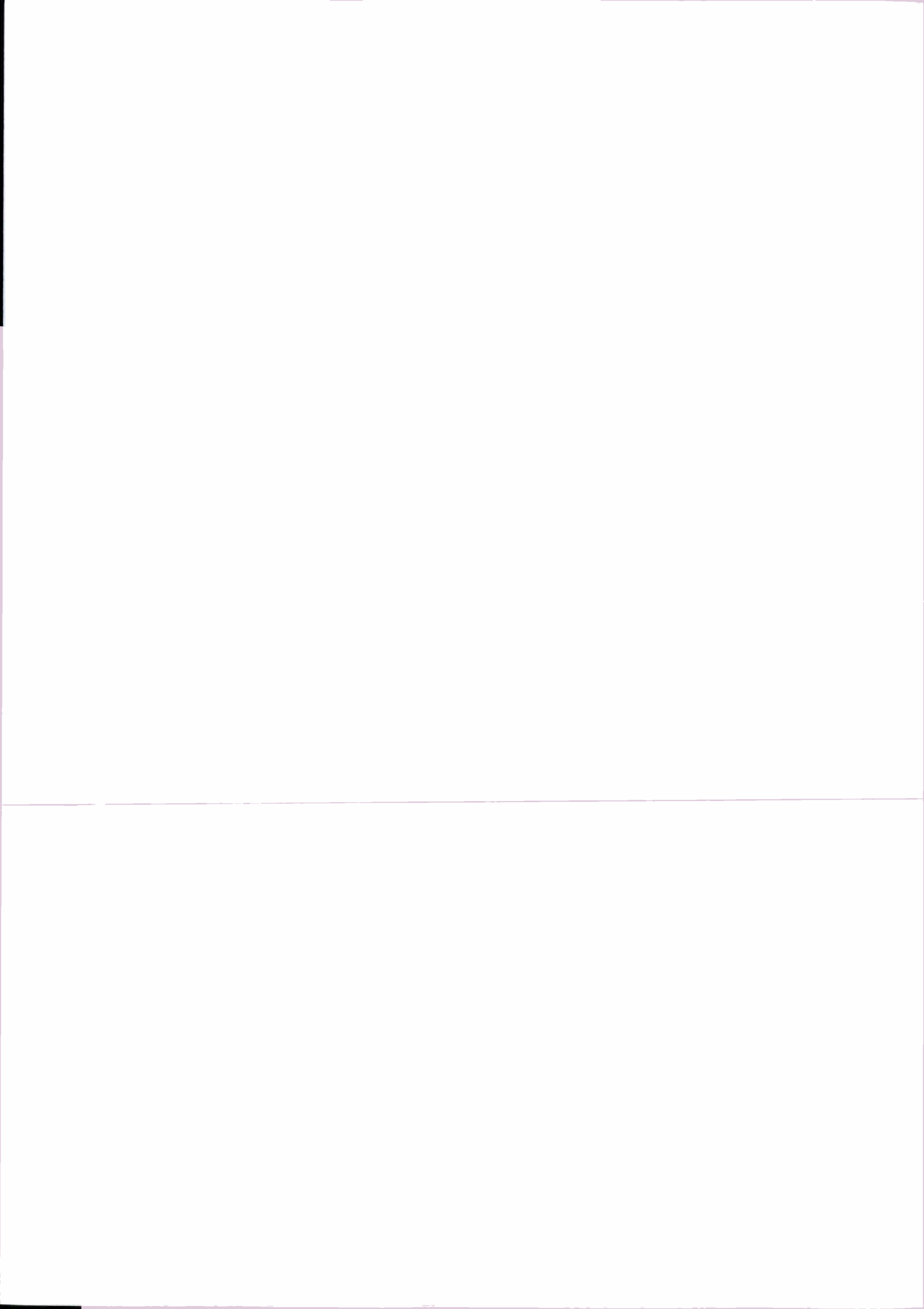
bijlage 3 Instructie "PIAS" van ing. H. van Keimpema, oktober 2007

bijlage 4 "Extended diagrams for determining the resistance and required power for single-screw ships" by W.H. Auf'm Keller.

bijlage 5a "An approximate power prediction method" by J. Holtrop and G.G.J. Mennen.

bijlage 5b "A statical re-analysis of resistance and propulsion data" by J. Holtrop.

bijlage 6 Openwater-diagrammen B-serie schroeven



# 1. Inleiding en opdracht

## 1.1 Inleiding

Deze oefening heeft een relatie met de colleges "Hydromechanica" [mt501], "Geometrie en stabiliteit" [mt526] en "Weerstand en Voortstuwing" [mt527].

De theorie achter het lijnenplan en de stabiliteitsberekeningen wordt uiteengezet in het dictaat "Geometrie en stabiliteit" [mt526] van ir. J. Pinkster / ing. C. J. Bom. Dit dictaat is dan ook onmisbaar bij het maken van deze oefening en in deze handleiding wordt steeds verwezen naar de grafieken en de figuren van dit dictaat.

Aan de hand van een aantal gegevens van een schip moet de vorm van het schip worden bepaald en een eenvoudig lijnenplan getekend.

Veel schepen hebben een bulbsteven, maar vanwege het voor deze oefening te complexe karakter daarvan, is deze vervangen door een voorsteven zonder bulb.

Van het schip worden verder berekeningen gemaakt om de carène-inhoud, de ligging van het drukkingspunt en enkele andere hydrostatische grootheden te bepalen. Ook een stabiliteitsberekening moet worden gemaakt. Tenslotte moeten een weerstands- en vermogensschatting worden gedaan en de berekening van de schroef gemaakt.

## 1.2 Opdracht

Eerste deel (68 uren) (H2, H3 en H4)

- spantvormen ontwerpen m.b.v. voorbeeld scheepsvormen en een aantal andere overwegingen;
- lijnenplan tekenen met FAIRWAY;

Tweede deel (16 uren) (H5 en H6)

- berekening van de dwarsscheepse stabiliteit (m.b.v. PIAS);
- beoordeling van de stabiliteit;
- schatting van de scheepsweerstand m.b.v. een handberekening (Lap Auf'M Keller) en via een computerberekening (Holtrop en Mennen);
- schroefberekening met de hand m.b.v. openwater diagrammen (B-serie);
- bepaling van het benodigde machinevermogen.

## 2. Voorbereidende berekeningen

Voordat begonnen kan worden met het tekenen van het lijnenplan in Fairway, zullen enkele voorbereidende berekeningen gedaan moeten worden. Als eerste zal de kromme van spantoppervlakken (KVS) bepaald moeten worden. De KVS wordt bepaald met de methode van Lap, zoals beschikbaar in het dictaat Hydromechanica 2 [MT526]. Fairway beschikt over de functionaliteit om op basis van enkele invoerwaarden deze methode zelf uit te voeren. Het wordt echter aangeraden om het dictaat hierover door te lezen, teneinde een betrouwbare berekening van de KVS uit te kunnen voeren.

De maten en coëfficiënten die benodigd zijn voor de berekening van de KVS zijn de lengte tussen de loodlijnen ( $L_{pp}$ ), de gemalde breedte ( $B$ ), de diepgang ( $T$ ), de holte ( $D$ ), de blokcoëfficiënt ( $C_b$ ), de longitudinale positie van het drukingspunt t.o.v.  $\frac{1}{2} L_{pp}$  ( $LCB$ ) en de grootspantcoëfficiënt ( $C_m$ ).

De  $L_{pp}$ ,  $B$ ,  $T$  en  $D$  komen rechtstreeks uit de opgave. De  $C_b$  kan berekend worden aan de hand van de gegevens uit de opdracht. De  $LCB$  kan afgelezen worden uit grafiek 2.29 in dictaat mt526. De  $C_m$  kan berekend worden aan de hand van gegevens uit de opdracht; de oppervlak van het grootspant wordt simpelweg bepaald door de breedte, diepgang en kimstraal.

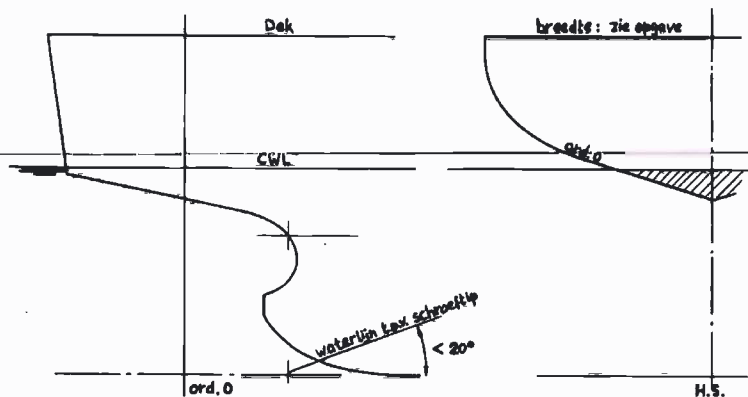
**Opdracht:** Bereken de gevraagde grootheden en zet ze in uw verslag. Laat Fairway uw KVS uitrekenen volgens bijlage 2a en voeg deze toe aan uw verslag.

## 3. Contour, voorschip en achterschip

Het oppervlak van ordinaat 0 volgens de KVS uit de grafieken zal meestal niet overeenkomen met het gevonden oppervlak zoals dat bepaald kan worden uit de opgave. De hoogte van de gillinglijn en de breedte ter plaatse zijn te zeer bepalend voor het oppervlak van deze ordinaat, zie het gearceerde deel in figuur 1. De contour kan afgeleid worden uit het gegeven algemeen plan.

De gewenste uittreehoek van de waterlijn van  $20^\circ$  is vooral voor wat vollere schepen en/of schepen met een brede spiegel (breed dek) niet aan te houden.

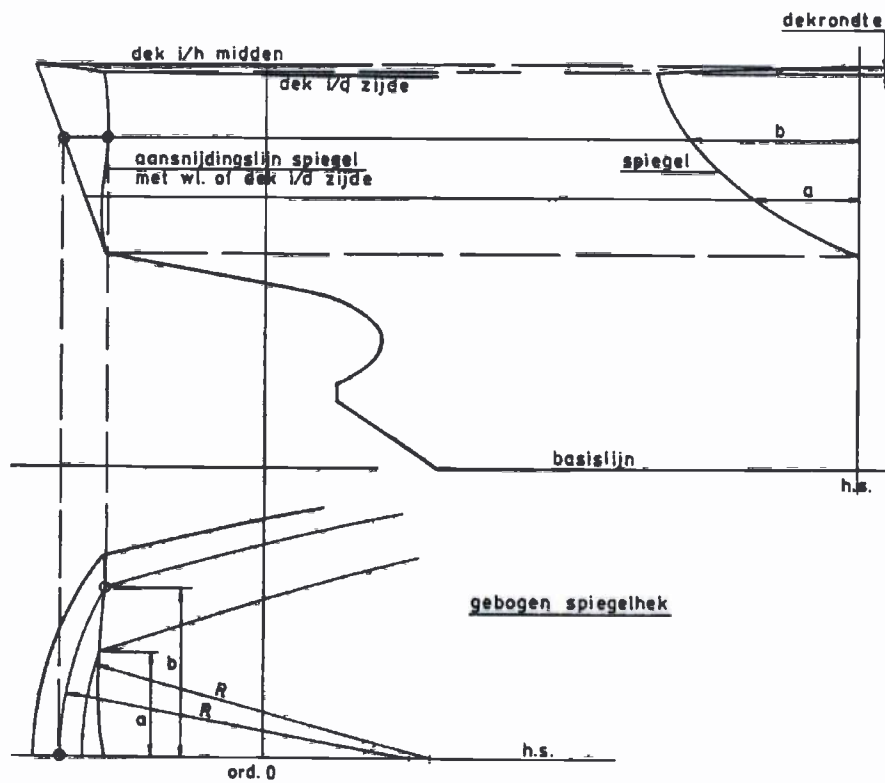
De uittreehoek t.p.v. de bovenkant van de schroef moet dan (zo mogelijk) kleiner zijn dan  $20^\circ$ .



figuur 1

De achterstevencontour is o.a. afhankelijk van de roer- en schroefafmetingen en de vereiste vrijslagen van de schroef, zie figuur 2.20, 2.21, 2.22 en 2.23 [mt526].

De vorm van een achterschip is in figuur 3 gegeven; het betreft de meest gebruikelijke vorm, namelijk een spiegelhek. Er mag ook een platte/vlakke spiegel getekend worden. Andere vormen zijn: gebogen, geknikt, recht, verticaal, achteroverhellend.

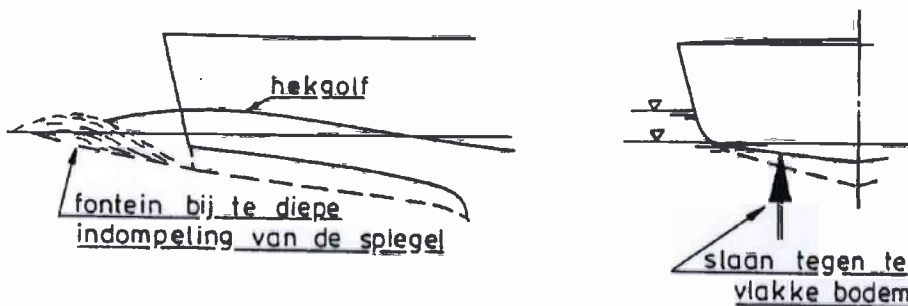


figuur 3

(in de figuur is een gebogen achterovervallende spiegel met de onderlinge relaties tussen de projecties getekend)

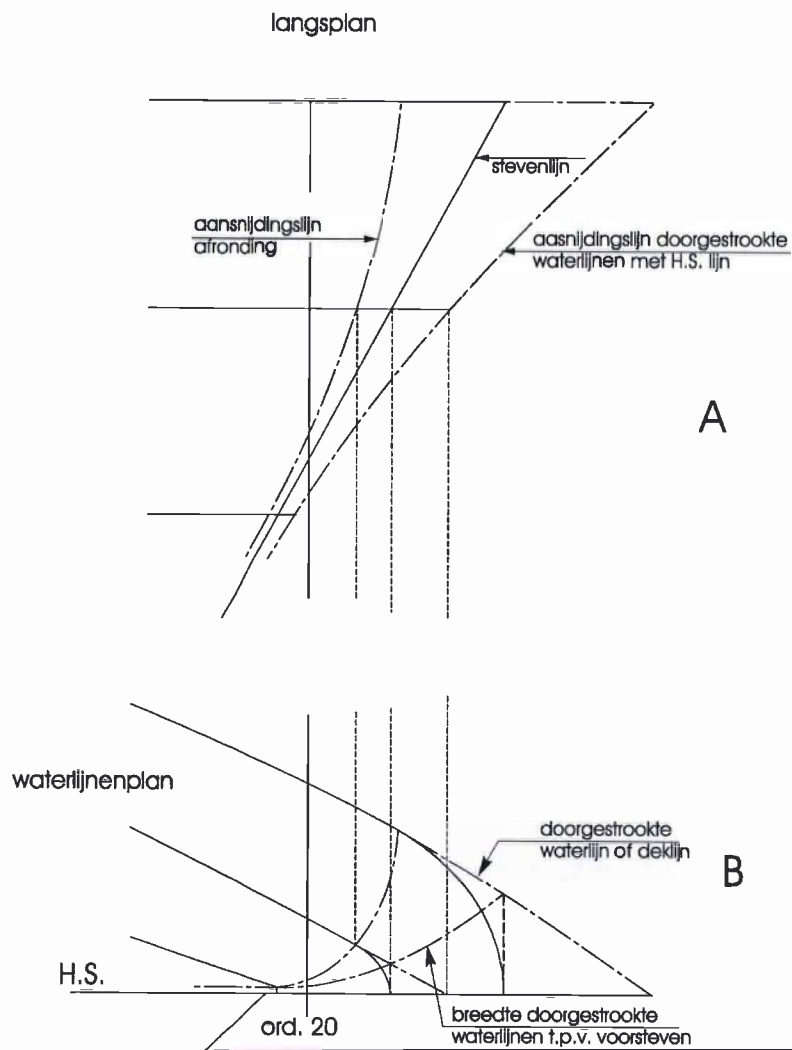
De spiegel mag niet te diep ingedompeld zijn, omdat dan het gevaar ontstaat van fonteinvorming achter het schip (weerstandshogend). Een te vlakke spiegel heeft last van het slaan er tegen van achterin komende golven (trillingen). Zie figuur 4.

PS: Controleer of de geschetste achterstevencoutour voldoet aan de eisen voor het minimum roeroppervlak en de vrijslagen van de schroef.



Figuur 4

De afronding van de waterlijnen en dekken t.p.v. de voorsteven is in figuur 2.25 [mt526] en onderstaande figuur aangegeven.



figuur 2

Hierbij kunnen de volgende opmerkingen worden gemaakt:

- in het waterlijnenplan worden de (water)lijnen doorgestrookt tot de hartschijplijn (2B);
- dit geeft in het langsplan aanleiding tot het tekenen van de aansnijdingslijn van de doorgestrookte (water)lijnen op H.S. (2A);
- in het waterlijnenplan worden de breedten van de doorgestrookte (water)lijnen t.p.v. de voorsteven uitgezet (2B);
- in het waterlijnen- en langsplan wordt de aansnijdingslijn voor het begin van de afronding uitgezet (2A en 2B);

**Opdracht:** maak een schets van het achterschip, waarbij u rekening houdt met de genoemde ontwerpeisen. Vermeldt de maximaal mogelijke schroefdiameter, de schroefvrijslagen, het minimaal vereiste roeroppervlak en het uiteindelijk spiegeloppervlak in uw verslag.

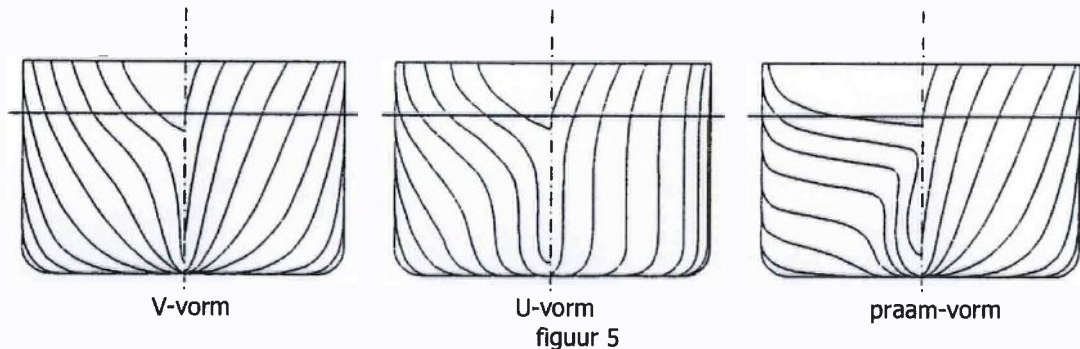


## 4. Spantvormen en scheepsvormen

Gebruik bij het tekenen voorbeelden van zoveel mogelijk lijnenplannen, waarvan de ligging van het drukkingspunt en de blokcoëfficiënt min of meer overeenkomen. Maak hierbij gebruik van "Moederscheepsvormen" en aanwijzingen in de collegedictaten MT526 en MT527 en deze handleiding.

In het hierna volgende deel worden aanwijzingen gegeven voor de vorm van de spanten.

Het is niet mogelijk een eenduidige algemeen geldende uitspraak te doen over welke rompvorm de beste is. In het bijzondere geval is een kwalitatieve uitspraak wel mogelijk; daarvoor dienen de specifieke eigenschappen van de verschillende rompvormtypen beschouwd te worden: namelijk V-vorm, U-vorm en praamvorm.



- De (gematigde) V-vorm is van oudsher de meest toegepaste vorm en biedt naast goede zeegangeigenschappen een gemiddelde weerstand.
- De (gematigde) U-vorm is een type dat in de jaren zestig is ontstaan en vooral is ontwikkeld om een gelijkmatiger volgstroomveld te bewerkstelligen, zodat trillingshinder kan worden voorkomen. Een bijkomend voordeel is de verbeterde hull efficiency, bij een overigens ongeveer gelijke tot weinig hogere weerstand vergeleken met de V-vorm. De wrijvingsweerstand is groter, vanwege een groter nat oppervlak, maar afhankelijk van de snelheid kan de golfweerstand lager uitvallen.
- De praamvorm voor zeeschepen is een ontwikkeling uit de jaren zeventig en is ontstaan uit het ontwerp van dubbelschroefschepen; deze vorm kenmerkt zich door de vorm van het achterschip, het voorschip is veelal V-vormig. De praamvorm geeft een lagere weerstand en schroefbelasting en het openwater rendement van het toegepaste schroefontwerp neemt toe. De voortstuwerromp interactie is echter matig, zodat de hull efficiency kleiner is. Zie "Weerstand en Voortstuwing" [mt527].

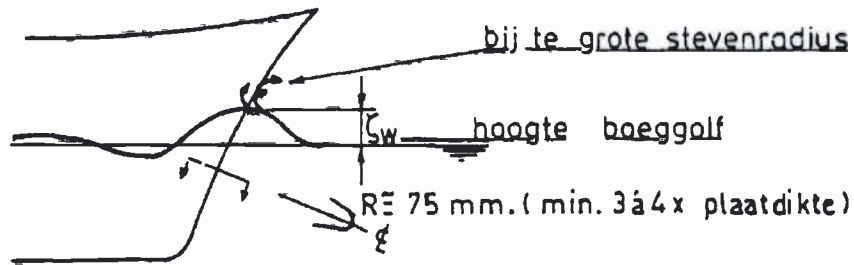
In het voorschip van redelijk volle schepen maken grote intreehoeken het schip gevoelig voor zeegang. Om te vermijden dat de intreehoeken van de waterlijnen, die boven water liggen maar bij stampen onder water komen, snel groter worden, moet de voorsteven schuin staan, de opeenvolgende waterlijnen praktisch evenwijdig lopen en de spanten een V-vormig karakter krijgen. Dit heeft tot gevolg dat de spanten uitwaaiërend worden.

Voordelen:

- waterkering in zeegang (figuur 6)
- vermindering van de wrijvingsweerstand
- het reserve displacement wordt groter
- het dekoppervlak voor de opstelling van het anker- en meergerei en voor het voorste luik wordt vergroot
- de lijnen zijn gemakkelijker te stroken

Nadelen:

- de bouwkosten van het schip worden groter (meer materiaal en vooral meer loonkosten)
- de exploitatie van het schip zal duurder zijn (grotere lengte, dus meer kosten)



figuur 6

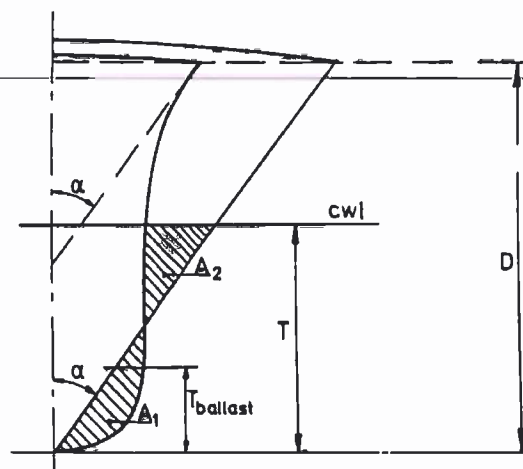
De kromtestraal van de voorsteven dient zo klein mogelijk te zijn (circa 75 mm, minimaal 3 à 4 maal de plaatdikte), ook boven de waterlijn tot de hoogte van de boeggolf.

De intreehoek van de waterlijn moet zo klein mogelijk blijven om het golfsysteem bij de boeg klein te houden. Dit brengt echter meer volume naar achter zodat de kans op schoudevorming ontstaat, dus daar meer golfvorming.

Afhankelijk van de afmetingen, snelheid, enz. van het schip wordt gekozen voor een meer of minder U- en/of V-vormig voor- en achterschip. Uit oogpunt van golfweerstand is het gunstig de waterverplaatsing zo ver mogelijk onder het wateroppervlak te hebben, dus U-spanten. Extreme U-spanten hebben echter grote krommingen van het scheepsoppervlak tot gevolg en daardoor loslating en meer weerstand, *dus matigen*.

U-spanten zijn nadelig t.o.v. V-spanten uit oogpunt van zeegang. Extreme U-spanten worden zelden toegepast. Het voorschip van kleine zeeschepen (vissersschepen, loodsboten, coasters, enz.) heeft vaak V-spanten om water overnemen en slammig zoveel mogelijk te voorkomen.

In figuur 7 zijn extreme U- en V-spanten tegenover elkaar gesteld; het spantoppervlak is gelijk. De eigenschappen van de spantvormen zullen behandeld worden met V-spanten als voorbeeld.



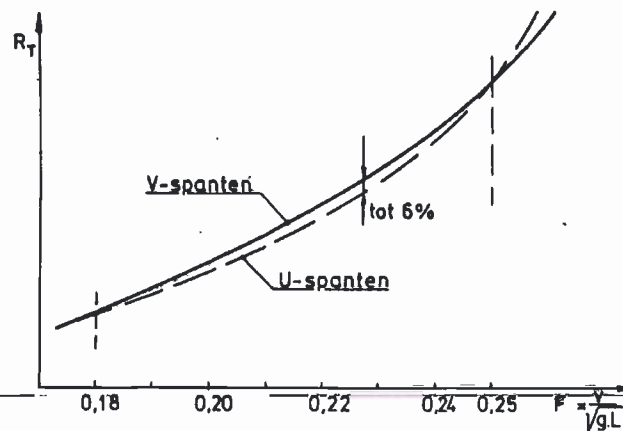
figuur 7

#### Voordelen V-spanten:

- goede stabiliteit door:
  - hogere waarde van KB
  - grotere  $I_T$  en BM door de grotere waterlijnbreedte
- kleiner nat oppervlak, dus kleinere wrijvingsweerstand
- goed gedrag in zeegang door:
  - grotere reserve waterverplaatsing boven de cwl
  - slamming is geringer
- vrij vlakke delen van de huid, dus goedkopere productie
- grotere ruiminhoud boven cwl en groter dekoppervlak
- in ballastvaart kleinere blokcoëfficiënt en scherpe waterlijn, dus kleinere weerstand en grotere diepgang vóór

#### Nadelen V-spanten:

- weinig ruimte voor ballasttanks in het voorschip die nodig kunnen zijn voor het trimmen van het schip
- minder goede stabiliteit door hoger gewichtszwaartepunt
- groter staalgewicht
- grotere golfweerstand, die ondanks de kleinere wrijvingsweerstand, er de oorzaak van kan zijn dat in bepaalde snelheidsgebieden de totale weerstand groter is dan van een schip met U-spanten.



Figuur 8

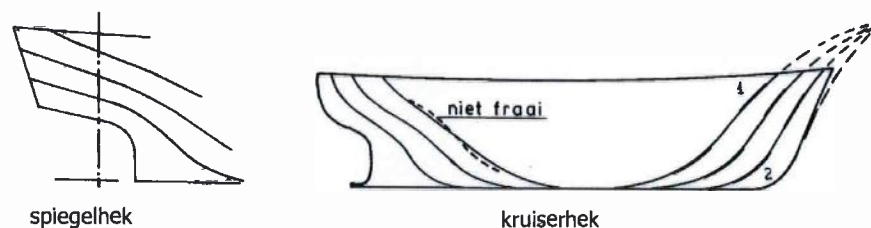
Voor schepen met  $C_b = 0.675$  werd door SSPA gevonden dat het weerstandsverschil in het bereik van  $F_n = 0.18 - 0.25$  tot 6% kan bedragen in het voordeel van U-spanten.

**Opdracht:** Maak een gefundeerde keuze voor uw spantvorm en vermeld de motivatie hiervoor in het verslag.

## 4. Lijnenplan

Voor het verloop van de verticalen op het volgende letten:

- voor de buitenste verticaal achter is het goed dat deze niet meer hol loopt (achterschip);
- de helling van de verticalen neemt naar de voorsteven toe steeds meer af (1) en de kromtestraal onder wordt steeds kleiner (2), zie figuur 9.



figuur 9

Bij de waterlijnen erop letten dat schoudevorming vermeden wordt door de instrookpunten t.p.v. het instroeken in de volle breedte in de zijde te spreiden, zie figuur 10.



figuur 10

Een voorbeeld van een lijnenplan zoals voor deze opdracht gemaakt zou kunnen worden (waterlijnen, spantenraam, verticalen) is gegeven in figuur 11. Het lijnenplan moet uiteindelijk dus bestaan uit:

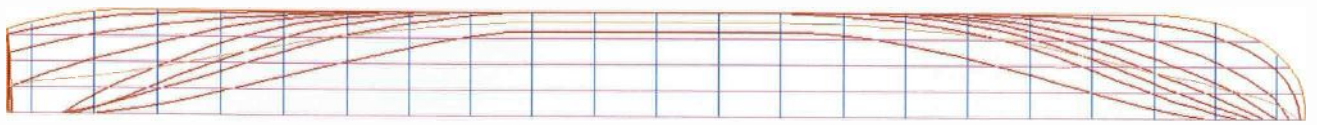
- 20 spanten (roerkoning tot waterlijn voorsteven)
- Waterlijnen op 0.25T afstand
- Verticalen op 0.25B afstand

In dit lijnenplan is ook een diagonaal ingevoegd. Een diagonale doorsnede kan helpen om het lijnenplan te laten stroken.

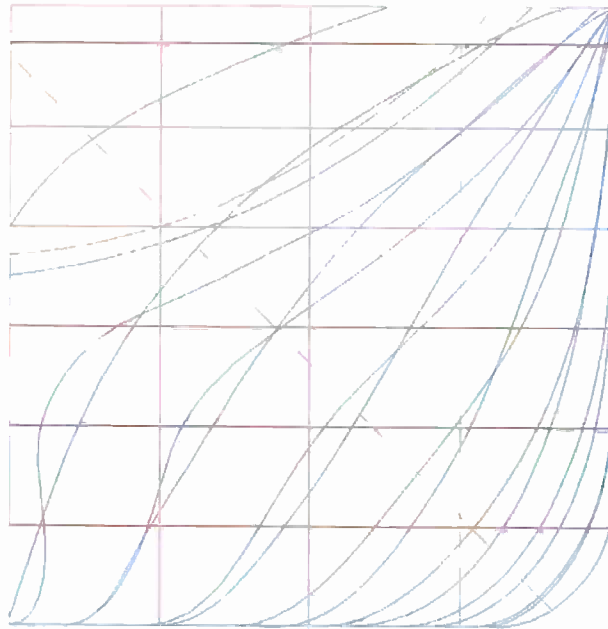
De volgende hoofdafmetingen moeten in het verslag vermeld worden:

|   |           |   |          |       |
|---|-----------|---|----------|-------|
| - lengte over alles                               | $L_{oa}$  | = |          | m     |
| - lengte tussen de ordinaten                      | $L_{ord}$ | = |          | m     |
| - lengte waterlijn                                | $L_{wl}$  | = |          | m     |
| - grootste gemalde breedte                        | $B_{mal}$ | = |          | m     |
| - holte i/d zijde tot bovendek op $\frac{1}{2} L$ | $D$       | = |          | m     |
| - ontwerpdiepgang op $\frac{1}{2} L$              | $T_{cwl}$ | = |          | m     |
| - volume bij deze diepgang                        | $\nabla$  | = |          | $m^3$ |
| - afstand drukkingspunt tot ord. 10               | $x_b$     | = |          | m     |
| - kimstraal                                       | $R$       | = |          | m     |
| - coëfficiënten:                                  | $C_b$     | = | $C_{pf}$ | =     |
|   | $C_p$     | = | $C_{pa}$ | =     |
|   | $C_m$     | = | $C_{wp}$ | =     |

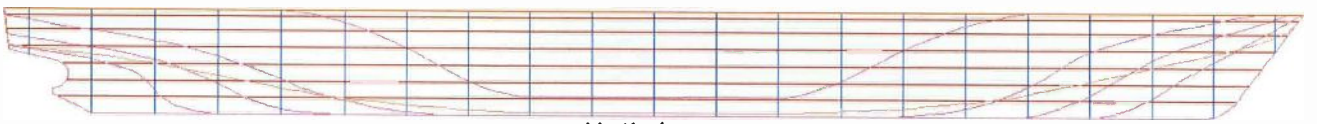
Haal de waarden uit FAIRWAY, via coördinaten of een hydrostatische berekening.



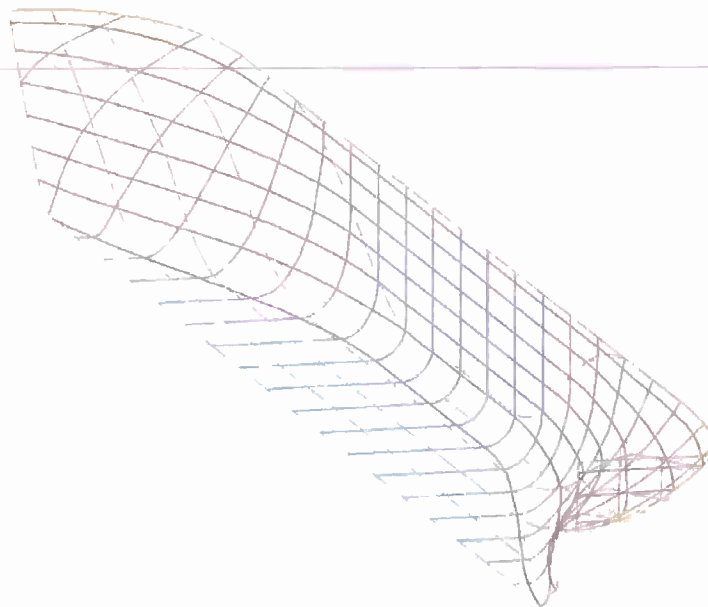
Waterlijnenplan



Spantenraam



Verticalen



3 d View

Figuur 11, 4 aanzichten van een lijnenplan getekend met FAIRWAY

## 5. Stabiliteitsberekening en beoordeling

Een belangrijk gegeven voor o.a. de veiligheid van het schip is de stabiliteit tijdens het bedrijf van het schip.

Om van de stabiliteit van het schip een goed beeld te krijgen moeten voor diverse beladingstoestanden stabiliteitsberekeningen worden gemaakt. In het kader van deze oefening wordt echter alleen de stabiliteit bij de gelijklastige ontwerpdiepgang onderzocht.

Bij de berekening van de stabiliteit is het niet voldoende alleen de aanvangsstabiliteit te controleren. Ook aan de stabiliteit bij grotere hellingshoeken worden eisen gesteld door o.a. de Nederlandse Scheepvaartinspectie (NSI).

Om de stabiliteit voor de totale stabiliteitsomvang te kunnen berekenen wordt voor deze oefening gebruik gemaakt van het pakket van PIAS. (Programma voor de Integrale Aanpak van het Scheepsontwerp, ontwikkeld door SARC bv te Bussum). FAIRWAY is ook een onderdeel van het pakket.

Ten behoeve van het gebruik van PIAS is door ing. H. van Keimpema een handleiding gemaakt, zie bijlage 3.

Als van de scheepsvorm een PIAS-file is gemaakt kunnen vervolgens met behulp van PIAS de stabiliteitsberekeningen worden gemaakt. Het gaat om de volgende berekeningen en uitvoer:

- een deel van het carènediagram, in tabelvorm uitgevoerd (korte versie), ter controle van de uitkomsten van de berekeningen voor het lijnenplan;  
begin met een diepgang net onder de ontwerpdiepgang en eindig met een diepgang daar net boven;
- dwarskrommen van stabiliteit; uitvoer in de vorm van tabellen en grafisch (korte versie); neem voor de range waarvoor de dwarskrommen uitgerekend moeten worden:  $\pm 20\%$  tot  $\pm 120\%$  van het displacement met een stapgrootte van  $\pm 10\%$  van het displacement (gebruik hiervoor afgeronde waarden);
- stabiliteitsberekening voor de beladen conditie (ontwerpdiepgang en zonder trim); deze berekeningen resulteren in de kromme van armen van statische stabiliteit;
  - o de hiervoor benodigde plaats van het gewichtszwaartepunt in hoogte is in de opgave gegeven;
  - o er hoeft geen rekening te worden gehouden met vrije vloeistofoppervlakken en een windmoment.

### Beoordeling

- Vergelijk de uitkomsten met de resultaten uit FAIRWAY (displacement en LCB)
- toetsing aan de eisen van de Nederlandsé Scheepvaart Inspectie;
- let ook op de slingertijd van het schip, zoals beschreven in Hst. 8 van het collegedictaat mt526 (Geometrie en Stabiliteit).

**Opdracht:** *bereken de hydrostatica en stabiliteit van het ontworpen schip. Lever de bovengenoemde uitvoer van de berekeningen op in uw verslag. Vergelijk de hydrostatica met de ontwerp-eisen uit de opgave en met de uitkomsten uit Fairway. Beoordeel de stabiliteit en de eisen die hieraan gesteld worden. Geef, als het schip niet aan de eisen blijkt te voldoen, hiervoor een verklaring en een mogelijke oplossing voor het probleem, zonder deze oplossing verder uit te werken. Geef een conclusie over de verwachte slingertijd van het schip.*

## 6. Weerstand, schroefontwerp en motorvermogen

### 6.1 Inleiding

Voor het ontwerp van een schroef en het bepalen van het benodigde motorvermogen moet allereerst een weerstandsberekening worden uitgevoerd. De weerstand kan worden benaderd met verschillende methoden, o.a. de methode van Lap-Aufm Keller en Holtrop en Mennen.

De methode van Lap-Aufm Keller gaat uit van de wrijvingsweerstand volgens de ITTC-lijn, de golfweerstand (af te lezen uit een grafiek en te corrigeren voor diverse grootheden als B/T e.d.) en enige toeslagen, zoals huidruwheid e.d.

De methode van Holtrop en Mennen werkt volgens eenzelfde methode maar geeft voor iedere component een formule waarin weer diverse coëfficiënten zijn verwerkt, die soms moeten worden bepaald met weer een ingewikkelde formule en is daarom minder geschikt voor een handberekening.

#### Opdracht:

- bepaal de weerstand van uw schip volgens de methode van Lap-Aufm Keller met een handberekening (zie hoofdstuk 6.2).
- bepaal de weerstand van uw schip met het computerprogramma volgens de methode van Holtrop en Mennen (downloaden via Blackboard of op de computers in de Maritieme studio's en op de tekenzaal: te bereiken via programs => maritieme software => Holtrop/Mennen (hydro)) (hoofdstuk 6.3).
- probeer een verklaring te vinden voor een verschil in weerstand volgens beide methoden als dat verschil groter is dan 4%;
- geef aan of uw schip wel of niet binnen de grenzen van de methoden valt.

Voor het schroefontwerp kan de weerstand volgens Holtrop en Mennen worden aangehouden. Met behulp van deze methode kunnen ook het zoggetal, volgstroomgetal en relative rotation coëfficiënt worden bepaald (zie de computeruitvoer).

#### Opdracht (vervolg):

- ontwerp via een handberekening een schroef met optimaal toerental m.b.v. de B-serie openwater diagrammen ( $K_T$ - $K_Q$ -J) (zie hoofdstuk 6.4); neem als diameter de maximaal mogelijk diameter volgend uit uw achterschipontwerp (hoofdstuk 3);
- bepaal het benodigde motorvermogen (verliezen in de as 2% en toeslag voor slecht weer 20%) (zie hoofdstuk 6.4).

### 6.2 Methode Lap-Aufm Keller

Hieronder zal de methode Lap-Aufm Keller worden beschreven en toegepast op een "voorbeeld" schip tot en met de weerstandsschatting. De methode is beschreven in I.S.P. vol. 20 uit 1973, zie bijlage 4. LET OP: bij de berekening worden alle grootheden ingevoerd in het SI-eenhedenstelsel, dus m, N, s, enz. (tenzij anders vermeld).

Voorbeeldschip "FANCY".

|           |   |       |            |            |                        |
|-----------|---|-------|------------|------------|------------------------|
| $L_{pp}$  | = 161.50 m  | $C_B$ | = 0.685    | $D_{schr}$ | = 6.30 m               |
| $L_{WL}$  | = 166.00 m  | $C_M$ | = 0.958    | $\nabla$   | = 35188 m <sup>3</sup> |
| B         | = 28.40 m   | $C_p$ | = 0.715    | $\Delta$   | = 36200 tbn            |
| $T_{max}$ | = 11.20 m   | LCB   | = + 0.33 % | $A_M$      | = 305 m <sup>2</sup>   |
| $V_S$     | = 17.20 kn = 8.85 m/s   |       |            |            |                        |
| S         | = 6370 m <sup>2</sup> = $(3.4 \nabla^{1/3} + 0.5L_{WL}) \nabla^{1/3}$ |       |            |            | (volgens formule LAP)  |

LET OP: Aufm Keller werkt met een afwijkende lengte namelijk:

$L_D = 1.01 L_{pp}$  of  $L_{WL}$  (de kleinste van de twee); daarmee verandert  $C_p$  in  $C_{pD}$  (op basis van  $L_D$ )

Voorbeeldschip "FANCY":

$L_D = 1.01 * 161.5 = 163.1$  m;  $C_{pD} = 0.708$

Standaard wordt aangehouden dat vermogensbepalingen worden uitgevoerd voor een schip in zeewater van 15° C:  $\rho = 1026$  kg/m<sup>3</sup> en  $\nu = 1.1883 * 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s

### De weerstandsbeplating.

Bij deze methode wordt de weerstand verdeeld in een aantal componenten namelijk: de wrijvings- en restweerstand en een aantal toeslagen; iedere weerstandscomponent wordt uitgedrukt in een coëfficiënt:

$$C_i = R_i / 0.5 * \rho * V^2 * S$$

De wrijvingsweerstandcoëfficiënt kan worden bepaald met de I.T.T.C. formule:

$$C_F = 0.075 / (\log R_n - 2)^2 \text{ waarin } R_n = V * L / \nu$$

$$R_n = 163.1 * 8.85 / (1.1883 * 10^{-6}) = 1.215 * 10^9$$

$$C_F = 1.494 * 10^{-3}$$

Lap geeft weerstandcoëfficiënten volgens Schoenherr maar die wijken nauwelijks af van de I.T.T.C. formule.

De restweerstandcoëfficiënt wordt bepaald volgens Auf'm Keller. Hij onderscheidt vijf groepen schepen op basis van LCB en  $C_{PD}$ .

Voor iedere groep geeft Auf'm Keller een grafiek waarin de restweerstand  $\zeta_r$  wordt gegeven op basis van  $C_{PD}$  en  $V_S / (C_{PD} * L_D)$ ;

indien nodig kan worden geïnterpoleerd tussen twee grafieken.

Voorbeeldschip "FANCY":

$$C_{PD} = 0.708 \quad V_S / \sqrt{C_{PD} * L_D} = 8.85 / \sqrt{0.708 * 163.1} = 0.824$$

figure 4:  $\zeta_r = 24 * 10^{-3}$  (soms moeilijk leesbaar)

De coëfficiënt  $\zeta_r$  moet worden gecorrigeerd voor  $L_D/B$ , maar alleen als  $C_{PD} > 0.80$

Vervolgens wordt omgerekend naar  $C_{Rr}$ , omdat  $\zeta_r$  als restweerstand dimensieloos gemaakt is met  $A_M$  en  $C_R$  dimensieloos gemaakt is met  $S$ .

Voorbeeldschip "FANCY":

$$C_{PD} = 0.708 \text{ dus } \zeta_r \text{ blijft } 24 * 10^{-3}$$

$$C_{Rr} = \zeta_r * A_M / S = 24 * 10^{-3} * 305 / 6370 = 1.149 * 10^{-3}$$

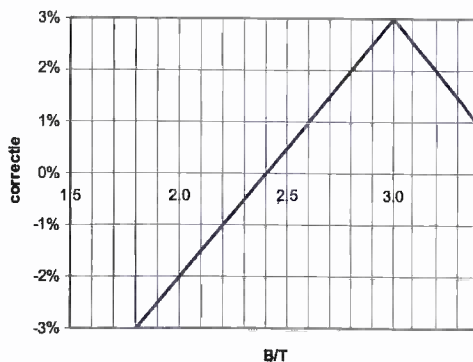
### Toeslagen.

De aldus bepaalde wrijvingsweerstand en restweerstand gelden voor een ideaal gladde romp en vlak water (tanktoestand). Auf'm Keller geeft een ruwheidstoelage  $C_A$  afhankelijk van de lengte, die bij grote lengte negatief kan worden (zie table 1). Het totaal van  $C_F$ ,  $C_R$  en  $C_A$  geeft nu  $C_T'$ .

Voorbeeldschip "FANCY":

$$C_A = 0.20 * 10^{-3}$$

$$C_T' = C_F + C_R + C_A = (1.494 + 1.149 + 0.20) * 10^{-3} = 2.843 * 10^{-3}$$



Auf'm Keller geeft nog een correctie voor  $B/T$ , waarbij de tekst in de publicatie "even goed moet worden gelezen", zie figuur 14.

Voorbeeldschip "FANCY":

$$B/T = 28.4 / 11.2 = 2.53$$

correctie = + 0.7%, dus

$$C_T = 1.007 * 2.843 * 10^{-3} = 2.863 * 10^{-3}$$

figuur 14



Rest nu nog de gezochte weerstand te berekenen met:

$$R_{\text{totaal}} = C_T * 0.5 * \rho * V^2 * S$$

Voorbeeldschip "FANCY":

$$R_{\text{schip}} = 2.863 * 10^{-3} * 0.5 * 1026 * 8.85^2 * 6370 / 1000 = 733 \text{ kN}$$

Behalve bovengenoemde methode zijn er nog vele andere methoden. Al deze methoden wekken de indruk zeer nauwkeurig te zijn o.a. door de vele, soms kleine, correcties. Maar... al deze methoden geven slechts een schatting die geschikt is om voorlopig een motorvermogen op te baseren en daarmee de benodigde ruimte te bepalen voor machinekamer, brandstoftanks e.d.

Een definitieve bepaling van het motorvermogen en keuze van de schroef volgt meestal pas na het uitvoeren van sleepproeven in een sleeptank.

### 6.3 Weerstand volgens Holtrop en Mennen

Het bepalen van de weerstand volgens Holtrop en Mennen gaat in principe op dezelfde wijze, stap voor stap de publicatie volgen. De methode is beschreven in: "An approximate power prediction method", uit I.S.P. juli 1982, zie bijlage 5a, later verbeterd in: "A statistical re-analysis of resistance and propulsion data" uit I.S.P. november 1984, zie bijlage 5b.

Daarbij kunnen de volgende opmerkingen gemaakt worden:

- Holtrop baseert coëfficiënten als  $c_B$  en  $c_P$  op de waterlijn lengte en niet op de lengte tussen ord. 0 en 20 zoals we gewend zijn, of  $L_D$  zoals Auf'm Keller.
- Een aantal formules zijn voor uw geval niet van toepassing, b.v. voor bulb, boegschroef etc.

Benodigde invoergegevens:

|   |       |                |
|---|-------|----------------|
| - Lengte tussen de loodlijnen                         | LPP   | m              |
| - Lengte op de waterlijn                              | LWL   | m              |
| - Breedte   | BR    | m              |
| - Diepgang op halve lengte                            | DRAFT | m              |
| - Trim  | TRIM  | m              |
| - Carène-inhoud                                       | VOL   | m <sup>3</sup> |
| - Drukkingspunt in lengte t.o.v. $\frac{1}{2} L_{pp}$ | LCB   | % $L_{pp}$     |
| - Waterlijncoëfficiënt op basis van $L_{wl}$          | CWP   |                |
| - Grootspantcoëfficiënt                               | CM    |                |
| - Vorm coëfficiënt achter                             | CAFT  |                |
| - Nat opp. roer(en) (zie volgende blz.)               | SRUD  | m <sup>2</sup> |
| - Roer coëfficiënt                                    | CRUD  |                |
| - Nat opp. appendages (totaal) (zie volgende blz.)    | SAPP  | m <sup>2</sup> |
| - Equivalent App. coëfficiënt                         | CAPP  |                |
| - Dwarsdoorsnede bulb                                 | ABULB | m <sup>2</sup> |
| - Zwaartepunt bulb boven de kiel                      | HBULB | m              |
| - Diameter boegschroef-tunnel                         | DBTT  | m              |
| - Weerstandscoëfficiënt boegschroef                   | CBTT  |                |
| - Opp. van ondergedompeld deel v.d. spiegel           | AT    | m <sup>2</sup> |
| - Halve intreehoek v.d. waterlijn                     | ALFA  | gr.            |
| - Aantal schroeven                                    | NPROP |                |
| - Diameter schroef                                    | DP    | m              |
| - Bladopp.verh. $A_E/A_0$ (schat 0.55)                | AAE   |                |
| - Spoed/diameterverhouding P/D                        | PPD   |                |
| - Aantal sloopssnelheden                              | NV    |                |
| - Sloopssnelheid                                      | VK    | kn             |
| Ook wordt gevraagd:                                   |       |                |
| - Nat opp. v.d. huid                                  | SHULL | m <sup>2</sup> |
| - Lengte v.d. run                                     | SLR   | m              |

Als u deze laatste twee gegevens als nul invoert, bepaalt het programma zelf de gevraagde waarden. Indien een gegeven bij u niet van toepassing is (bijv. als er geen bulb of boegschroef aanwezig is) kunt u het getal 0 invoeren.

### Nat opp. roer (SRUD) en appendages (SAPP)

- Het oppervlak van het roer kan worden overgenomen uit de tekening of volgt uit figuur 2.20 [mt526].
- In het natte oppervlak van de appendages wordt meegerekend, mits aanwezig: scheg, schroefas en uithouders, stabilisatievinnen, dome en kimkielen.
- Bij deze oefening wordt aangenomen dat er kimkielen aanwezig zijn.
- Neem aan dat de lengte van de kimkielen is 45% van  $L_{pp}$  en dat de hoogte van de kimkielen is 2% van de breedte van het schip.

### Bladoppervlakte verhouding van de schroef en P/D

$$\frac{A_E}{A_0} = k + \frac{(1.3 + 0.3z)T}{(p_o + \rho gh - p_v)D^2}$$

waarin:  $k = 0.2$  voor enkelschroefschepen  
 $z = 4$  (aantal bladen v.d. schroef)  
 $T =$  stuwkracht  
 $h =$  afstand hart schroefas - CWL  
 $p_o - p_v = 99047 \text{ N/m}^2$

(neem  $A_E / A_0 = 0.55$  als  $T$  nog niet bekend is)  
( $P/D$  is op dit moment nog niet bekend, gebruik hiervoor 1)

Uit de beide berekeningen zal waarschijnlijk wel blijken dat de beide methoden (Lap-Auf'm Keller, Holtrop en Mennen) niet hetzelfde (of bijna hetzelfde) antwoord opleveren. We kiezen bij een wat groter verschil ( $> 4\%$ ) voor de nieuwste methode, n.l. de weerstand volgens Holtrop en Mennen.

**Opmerkingen bij gebruik van het programma Holtrop en Mennen:** *geef een goede onderbouwing voor alle invoerwaarden. Geef duidelijk, eventueel met behulp van berekeningen, aan waarom u bepaalde waarden gekozen heeft. Indien bepaalde waarden niet duidelijk zijn, kan met de help-functie van het programma of in het paper (zie appendix) achterhaald worden wat deze waarden betekenen.*

### **6.4 Schroef en vermogen**

Het volgende deel van de opdracht omvat het zoeken van een schroef voor uw schip en het bepalen van het benodigde motorvermogen.

#### Schroef

De publicatie van Holtrop en Mennen geeft formules voor het zoggetal  $t$ , het volgstroomgetal  $w$  en relative rotation coëfficiënt  $\eta_r$ .

Nu zijn de stuwkracht  $T$ , de instroomsnelheid in de schroef  $V_i$  en de "hull-efficiency"  $\eta_H$  te berekenen. In de publicatie wordt ook een formule van Auf'm Keller gegeven voor het minimum bladoppervlak  $A_E/A_0$  dat nodig is om cavitatie te vermijden.

Voor het openwater rendement  $\eta_0$  maken we gebruik van de "openwater" diagrammen" van de B-serie-schroeven, zie bijlage 6.

Indien het benodigde bladoppervlak tussen twee diagrammen ligt, kan zo nodig lineair worden geïnterpoleerd tussen de diagrammen

De bepaling van het openwater rendement en de andere parameters van de schroef kunt u als volgt uitvoeren:

- Kies een schroef met vier bladen en een diameter zoals uit de tekening volgt (rekening houdend met voldoende vrijslagen van de schroef).
- Het maximale openwater rendement  $\eta_0$  en het bijbehorende toerental  $n$  kan gevonden worden door gebruik te maken van de werkwijze, zoals die beschreven is in het dictaat mt527 (jan 2003, hst. 11.10).

Een andere methode gaat als volgt:

Neem drie toerentallen (kijk voor de orde van grootte naar eventuele vergelijkingsschepen). Bereken voor ieder toerental de grootheden  $K_T$  en  $J$  en zoek in het diagram met de juiste bladoppervlakte verhouding welke  $P/D$ -verhouding daarbij hoort en welk rendement die combinatie oplevert. Kies aan de hand van de resultaten nu nog twee toerentallen zodanig dat het maximale rendement beter te bepalen is.

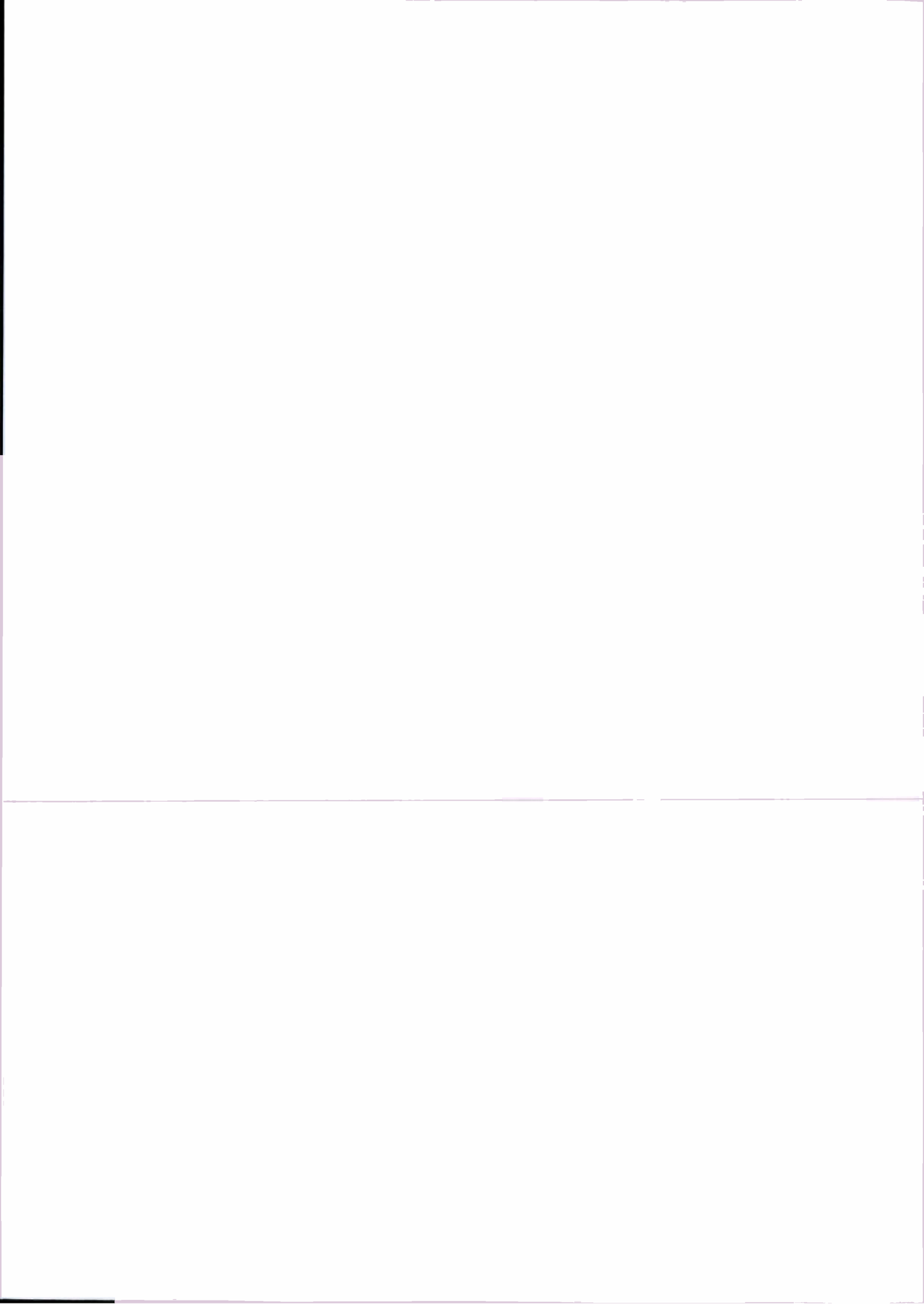
*Eerst genoemde methode verdient de voorkeur*

#### Vermogen

Met behulp van het voortstuwingsrendement ( $\eta_D$ ) en het effectief vermogen ( $P_E$ ) is het voortstuwingsvermogen ( $P_D$ ) te berekenen.

Bereken vervolgens het benodigde motorvermogen als het asverlies 3% bedraagt en bij een slechtweer toeslag van 20%.

**Opdracht:** *bereken de gevraagde gegevens. Laat duidelijk uw berekeningen zien en onderbouw uw keuzes, voeg de nodige openwaterschroefdiagrammen toe en geef een complete beschrijving van het voortstuwingsstelsel inclusief onder andere de berekende vermogens, rendementen en schroefgegevens.*



**Bijlage 2a**

**Quick Start-up**

**FAIRWAY**

**Programma voor de Integrale Aanpak van het Scheepsontwerp**

---

**Oktober 2008**

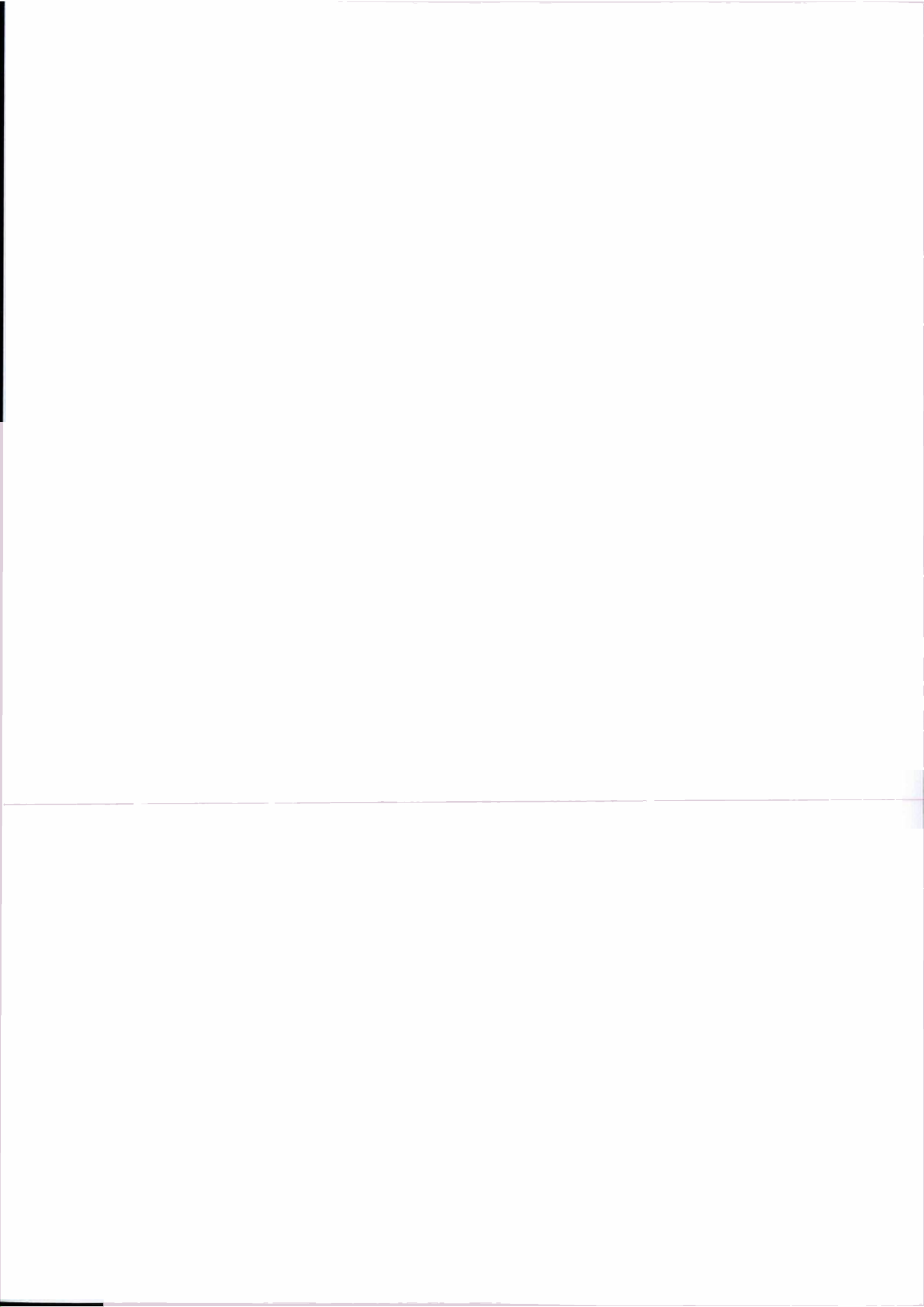
**Ing. G.L. Visch**

**Maritieme Techniek**

 **TU Delft**

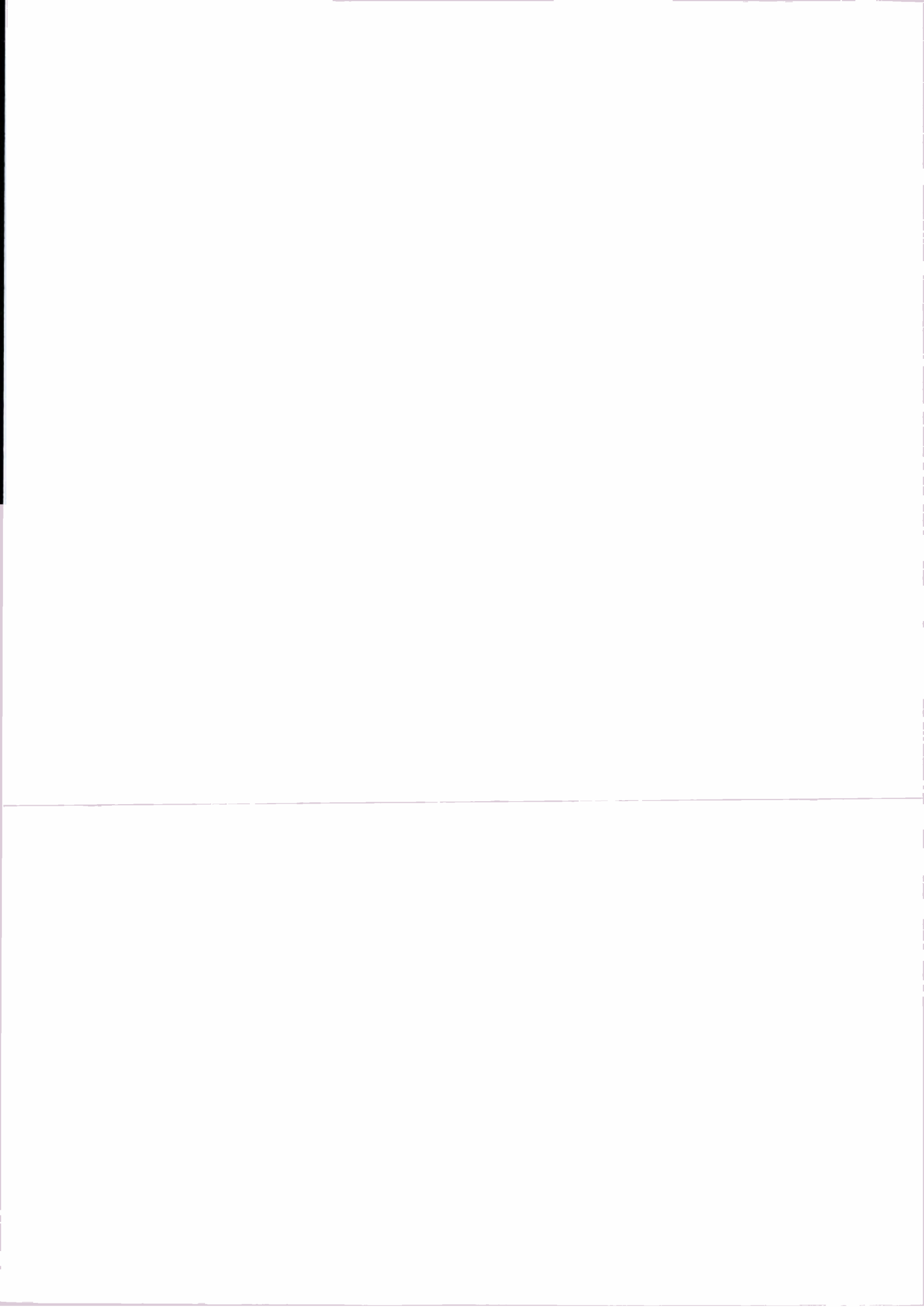
Technische Universiteit Delft

---



## INHOUD

|      |  |    |
|------|--|----|
| 1.   | Inleiding .....  | 3  |
| 2.   | Activiteiten FAIRWAY .....                                     | 5  |
| 2.1  | Startup Fairway .....  | 5  |
| 2.2  | Hoofdafmetingen, Cb, Cm, LCB en KVS berekend volgens LAP ..... | 5  |
| 2.3  | Schetsen van deklijn en contour .....                          | 5  |
| 2.4  | Vormgeven grootspant en evenwijdig middenschip.....            | 5  |
| 2.5  | Vormgeven vlaklijn en huidverticaal .....                      | 6  |
| 2.6  | Vormgeven aansnijdingslijn stevenafronding.....                | 6  |
| 2.7  | Toevoegen spanten, waterlijnen en verticalen.....              | 6  |
| 3.   | Interface FAIRWAY .....  | 7  |
| 3.1  | Insert Frames/Verticals/Waterlines.....                        | 7  |
| 3.2  | Insert 3D Line .....   | 7  |
| 3.3  | Remove Line.....   | 7  |
| 3.4  | Insert/Remove Points .....                                     | 7  |
| 3.5  | Knuckles (knikpunten) .....                                    | 8  |
| 3.6  | Tangent Dependency .....                                       | 8  |
| 3.7  | Place Point Alphanumerically .....                             | 8  |
| 3.8  | Show curvature .....   | 8  |
| 3.9  | Show 3d rendered model .....                                   | 9  |
| 3.10 | Checking Sectional Area Curves .....                           | 9  |
| 3.11 | Changing linetype.....   | 9  |
| 3.12 | Radius van een cirkel instellen .....                          | 10 |





## 1. Inleiding

Fairway is een module binnen het pakket PIAS. Op de afdeling Maritieme techniek van de TU-Delft is gekozen om dit programma te gebruiken voor het genereren van lijnenplannen. De achterliggende redenen om deze module te gebruiken zijn divers. Een aantal redenen zijn:

- Compatibiliteit met o.a.: PIAS, Autocad (DXF), Microstation (IGES), NUPAS en Dawson.
- Dit programma wordt in de Nederlandse scheepsbouw veel gebruikt.
- Het programma gaat niet uit van een vaste ontwerpprocedure maar is duidelijk een werktuig om tot een naar eigen inzicht strokend lijnenplan te komen.
- Er kan gestrookt worden tot de nauwkeurigheid van productie.
- Er kan gestart worden met een schets van spanten, waterlijnen, verticalen of 3d lijnen ipv uit te gaan van een standaard/voorbeeld schip
- Het is makkelijk over schakelen tussen een definitie van het schip in surfaces of lijnen.
- De gebruiker is vrij in het gebruiken van krommen; spanten, waterlijnen, verticalen en lijnen die niet in een vlak lopen zoals: kniklijnen en deklijnen

Voorheen werden de lijnenplannen voor dit project met de hand getekend en dienen nu dus met Fairway getekend te worden en aldus digitaal worden ingeleverd tegelijk met een uitgeprint verslag.

In de tekst van de instructie wordt verwezen naar Fairwayactiviteiten welke in H2 hieronder zo kort en bondig mogelijk worden uitgelegd volgens een stappenplan met als einddoel het verkrijgen van een strokend lijnenplan (LP genoemd in het vervolg). De interface van het programma zal in H3 besproken worden.

Voor de geïnteresseerden zijn er een paar papers bijgevoegd m.b.t. het tot stand komen van FAIRWAY.

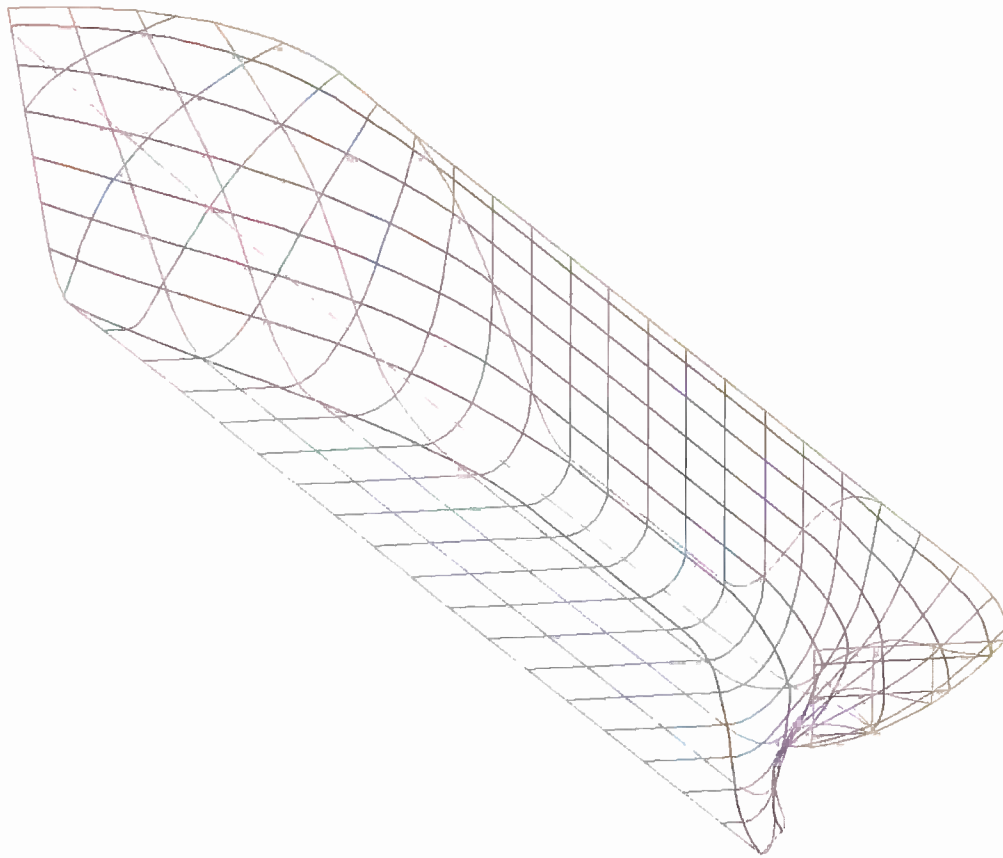
### Opmerkingen

Allereerst moet onderstaande ontwerpprocedure gezien worden als voorbeeld procedure welke gevolgd kan worden om een strokend LP te verkrijgen. Het moet duidelijk zijn dat in de praktijk iedereen zijn eigen aanpak heeft om tot een lijnenplan te komen. Zo zullen veel ontwerpers beginnen met een vergelijkbaar voorbeeld schip en dit aanpassen. Anderen gaan uit van vaste maten (afmetingen motorkamer, aantal containerrijen/kolommen) waardoor bepaalde punten in het lijnenplan vastliggen.

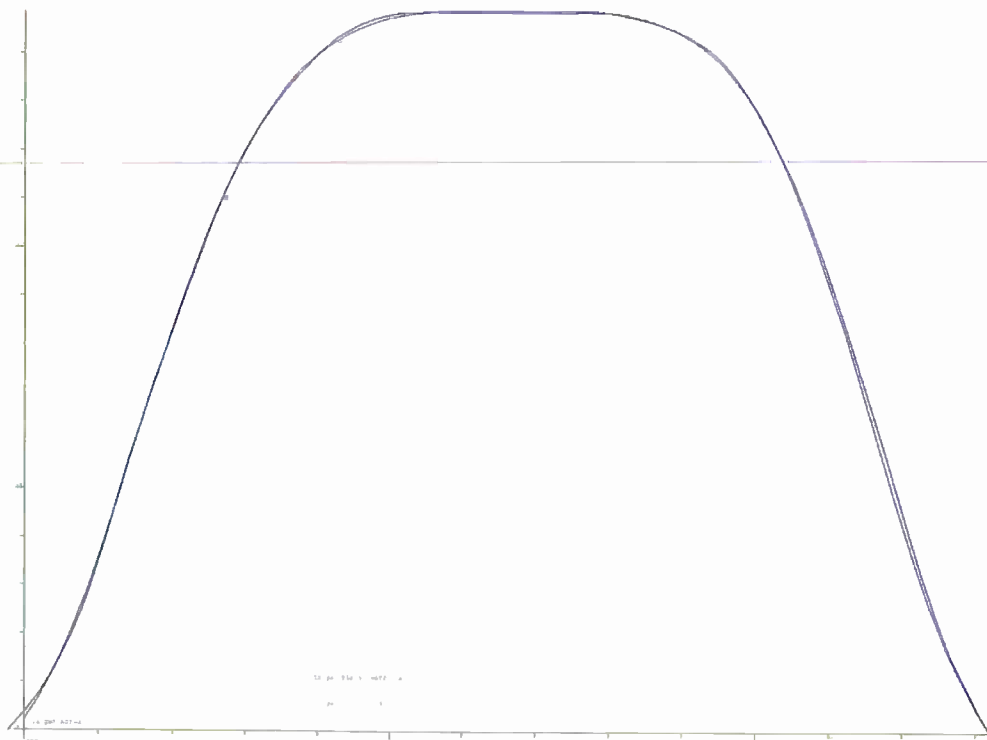
Voor deze specifieke opdracht echter, om te werken vanuit de KVS, is deze procedure toereikend. Houd daarom ook altijd de actuele en gewenste spantoppervlakten in de gaten.

Ten tweede is de gedachte van een goed lijnenplan om met zo min mogelijk lijnen zo veel mogelijk vorm te definiëren. Houd dit tijdens het tekenen in gedachten en zet niet te veel spanten, waterlijnen of verticalen in een te vroeg stadium in het LP. Probeer eerst met zo min mogelijk lijnen zo veel mogelijk vast te leggen, zorg dat dit goed strookt in alle richtingen en ga dan pas tussenliggende doorsneden invoegen. Als de opzet goed is zullen deze doorsneden ook stroken. Probeer ook de lijnen met zo min mogelijk punten vast te leggen zodat ook zo min mogelijk punten verplaatst hoeven te worden als je een lijn aanpast. Zorg ook dat er niet teveel lijnen door één punt lopen anders beperk je de bewegingsvrijheid van dit punt.

Het lijnenplan dient er ongeveer uit te komen zien als in figuur 1, en de KVS afwijking met LAP als in figuur 2.



Figuur 1: Strokind lijnenplan 3d view



Figuur 2: Strokinde KVS

## 2. Activiteiten FAIRWAY

### 2.1 Startup Fairway

- Open PIAS
- Selecteer onder Hull form definition Fairway
- Geef ontwerp met Browse een naam met daarin uw naam en studienummer
- Execute
- Indien de bestandsnaam of map waarin het bestand staat een spatie bevat, zal Fairway een waarschuwing geven. Deze waarschuwing kan gevoelig genegeerd worden
- Start with new hull design

### 2.2 Hoofdafmetingen, Cb, Cm, LCB en KVS berekend volgens LAP

- Vul de gevraagde grootheden in en geef schip een naam
- Quit
- Hullform transformation
- Generate SAC from Lap-diagrams
- Quit
- Graphical manipulation
- Kies Windows → Open → Target SAC/Actual SAC

Allereerst ziet u vier aangezichten het LP: Sideview, Topview, Frontview en 3d view. Het LP heeft nu een vorm van drie lijnen: een spant (blauw), een deklijn (oranje) en een contourlijn (paars). Hierbij kan de Target Sectional Area Curve (SAC/KVS), of de actual SAC worden geplot. Deze KVS is berekend volgens de LAP-theorie vermeld in diktaat Mt526 en alle spanten in het ontwerp moeten hieraan voldoen.

### 2.3 Schetsen van deklijn en contour

Ten eerste wordt de deklijn en contourlijn vastgelegd. Denk hierbij aan de richtlijnen voor achterschip en voorsteven als vermeld in H3 en H9. Teken in het contour voor het voorschip alleen de stevenlijn (de aansnijdingslijn afronding komt later).

#### *Richtlijnen t.b.v. Fairway*

- Start het rechte deel van de steven onder de CWL
- Maak hier een knuckle in de lijn
- Werk in het achterschip met knuckles en rechte lijnstukken
- Rond de deklijn voor af vanaf een knuckle waar later de aansnijdingslijn stevenafronding terecht komt en zorg ervoor dat er geen knik in de voorsteven zit
- Zorg voor knuckles op de punten waar de dek- en contourlijn overgaan in rechte lijnstukken
- Maak de lijnen die overgaan in rechte lijnen tangentieel afhankelijk van deze rechte lijn

### 2.4 Vormgeven grootspant en evenwijdig middenschip

Ten tweede kan het grootspant gedefinieerd worden. Dit is een bepalend deel van het LP en moet daarom al snel vastgelegd worden.

#### *Richtlijnen t.b.v. Fairway*

- Teken het grootspant als een recht lijnstuk in het vlak, een knuckle, kimstraal, een knuckle en weer een recht lijnstuk

- Plaats de punten waar de kim begint en eindigt met de optie alphanumerical position zodat zeker is dat deze goed liggen
- Het linetype van de kimstraal is standaard een 'B-spline'. Om aan het juiste oppervlak te komen zoals berekend bij de voorbereidende berekeningen zal deze een 'Circle through 2 points, with specified radius' moeten zijn. De radius zal gelijk gesteld moeten worden aan de opgegeven kimstraal.
- Maak de lijnen voor en achter het evenwijdig middenschip tangentieel afhankelijk van de rechte lijn in het middenschip t.b.v. het stroken van deze lijn

## 2.5 Vormgeven vlaklijn en huidverticaal

Na het middenschip kunnen de vlaklijn en de huidverticaal worden vastgelegd uitgaand van het evenwijdig middenschip, contour, en deklijn. Kijk naar de moederscheepsvormen voor voorbeelden en probeer deze lijnen zo netjes mogelijk met zo min mogelijk punten vast te leggen.

### *Richtlijnen t.b.v. Fairway*

- Teken de vlaklijn en huidverticaal bij het middenschip grootspant als een recht lijnstuk in het vlak/de huid, een knuckle, en definieer de rest van de lijnen (voor en achter) met een eindpunt en één of twee hulppunten
- Maak de lijnen voor en achter het middenschip tangentieel afhankelijk van de rechte lijn in het middenschip t.b.v. het stroken

## 2.6 Vormgeven aansnijdingslijn stevenafronding

Ten behoeve van de afronding van de waterlijnen in het voorschip is dit het moment om de aansnijdingslijn van de stevenafronding in het LP te tekenen.

### *Richtlijnen t.b.v. Fairway*

- Teken deze lijn als 3d lijn vanaf de knuckle in de voorsteven onder CWL tot aan de knuckle in de deklijn vanaf waar de deklijn gaat afronden haaks op HS
- Maak van deze lijn in het alfanumerieke scherm een knuckleline

## 2.7 Toevoegen spanten, waterlijnen en verticalen

Nu is het tijd om het schip te gaan stroken. De belangrijkste maten in het LP zijn nu aanwezig en er kunnen nu meer spanten, waterlijnen en verticalen ingevoegd worden.

### *Richtlijnen t.b.v. Fairway*

- Zorg alvorens verder te gaan dat alle lijnen nu aanwezig stroken
- Begin met het invoegen van de cwl, een verticaal op een kwart breedte en een spant in het voor en achterschip
- Zorg vervolgens weer dat alles strookt door knooppunten tussen doorsneden te verschuiven in het platte vlak
- Ga nu langzaam verder met invoegen van doorsneden en maak alles strokend
- Af en toe wat lijnen weggooien kan het stroken vaak flink helpen
- Kijk door 3d rendering of er geen te grote knikken in de model zitten en of het vlak en de vlakke zijhuid ook echt helemaal glad zijn
- Eindig als het LP is opgebouwd uit: 20 spanten, waterlijnen op 1/4 T (Diepgang) afstand en verticalen op 1/8 B (Breedte) afstand

### 3. Interface FAIRWAY

Een model in Fairway bestaat in principe uit lijnen. Deze lijnen zijn gemaakt uit functies tussen punten. Je kan punten verplaatsen/verwijderen/toevoegen zonder dat de lijn verandert. Pas als je de lijn strookt (Fairing) wordt de lijn opnieuw berekend uitgaande van de positie van de punten op dat moment.

Punten hebben ook bepaalde eigenschappen waardoor lijnen berekend door dat punt bepaalde eigenschappen krijgen. Zo zijn er knikpunten, een lijn door een knikpunt wordt eigenlijk doorgesneden en is niet meer afhankelijk van de andere lijn. Wel kan de lijn tangentieel afhankelijk worden gemaakt van het vervolg van de lijn als hier een knikpunt zit. De tangentieel afhankelijke lijn wordt dan afgebogen naar de raaklijn in het knikpunt van de lijn aan de andere kant van het knikpunt.

Hieronder zullen diverse veelvoorkomende handelingen, waarmee in principe een geheel lijnenplan opgebouwd kan worden, worden behandeld. Voor meer opties of uitleg wordt verwezen naar de User manual FAIRWAY.pdf op blackboard onder Course Documents van mtp209.

De schuin gedrukte commando's zijn de menu's en keuzes op de werkbalk boven in het scherm. Deze menu's kunnen ook bereikt worden met de rechter muisknop waar ook de shortcuts staan vermeld. Voor deze shortcuts behoeft geen ALT te worden gebruikt maar alleen de letter. Met de spatiebalk kan het geheugen aan shortcuts geleegd worden. Bij selectiecommando's met shortcuts wordt de dichtstbijzijnde lijn of het dichtstbijzijnde punt geselecteerd. Als de menu's met de muis worden geselecteerd moet met de muis ook geklikt worden op desbetreffende lijn of desbetreffend punt.

#### 3.1 Insert Frames/Verticals/Waterlines

- Network(N)→
- Insert Line(I)→
- Choose Line Type→
- Height, Length or Width

#### 3.2 Insert 3D Line

- Network(N)→
- Points of Network(P)→
- Network(N)→
- New Line(N)→
- Connect Points

#### 3.3 Remove Line

- Network(N)→
- Remove Line(R)→
- klik op desbetreffende lijn

#### 3.4 Insert/Remove Points

Voor deze optie moet de lijn eerst geselecteerd worden en in de Spline Points mode staan.

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Spline(S)→
- Points(P)→

- Insert(I)/Remove(R)→
- (nu kan je gewoon klikken waar je punten wilt invoegen/verwijderen)

### 3.5 Knuckles (knikpunten)

Om van punten in een lijn knuckles te maken moet eerst de lijn geselecteerd worden en in de Spline Points mode staan zoals bij Invoegen punten.

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Spline(S)→
- Points(P)→
- Points(P)→
- Knuckle on/off(K)→
- klik op punt→
- Knuckle on/off

### 3.6 Tangent Dependency

Van 2 lijnen aan beide zijden van een knuckle kan één lijn tangentieel afhankelijk van de andere worden gemaakt. Één van de lijnen (de tangentieel afhankelijke) buigt dan af tot de raaklijn van deze lijn in het knikpunt samenvalt met de lijn na het knikpunt.

Alvorens een lijn tangentieel afhankelijk te maken moet er dus al een knuckle in de lijn zijn gedefinieerd. Hierna het volgende:

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Primitives(P)→
- Tangent Dependency(T)→
- klik op punt →
- Tangent to derive from adjacent segment/Tangent Free

### 3.7 Place Point Alphanumerically

Met place point alphanumerically kunnen coördinaten van punten handmatig opgegeven worden in het graphical manipulation screen.

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Spline(S) of Network(N) →
- Points(P) of Points of Network(P)→
- Points(P)→
- Place points alphanumerically(P)→
- klik op punt en de coördinaten verschijnen en kunnen worden aangepast

### 3.8 Show curvature

Met deze functie kan het stroken van lijn gecontroleerd worden. Er wordt een groene buigingslijn naast de geselecteerde lijn getoond.

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Spline(S)→

- Line of Curvature(C)

In- en uitzoomen, gaat met:

- Spline(S)→
- Scale of Curvature(+/-)

Bij een goed strokend model mogen er geen knikken in deze lijn zitten. Vergroot de schaal om goed te kijken wat de curvatuur is.

### 3.9 Show 3d rendered model

Met deze functie wordt een 3d model getoond met het schip als oppervlakte. Nu kan goed gekeken worden naar het schip als geheel.

- Sluit de graphical manipulation→
- ga naar Show (rendered and colored) surfaces

Settings:

|                                     |                             |
|-------------------------------------|-----------------------------|
| Drawing Type                        | Normal                      |
| Including Lines                     | Yes                         |
| Use "curved surfaces"               | Yes (smooth tangent ribbon) |
| Representation of surface curvature | Gaussian Curvature          |

### 3.10 Checking Sectional Area Curves

Tijdens het gehele tekenproces dient de KVS (SAC) in de gaten gehouden te worden. FAIRWAY kan spantoppervlakten berekenen per spant in het graphical manipulation screen.

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Hydrostatics(H)→
- Calculate ordinate or SAC area

Tevens kan de hele target SAC geplot worden samen met de actual SAC in één-figuur.

- Close graphical manipulation screen
- Define/draw linesplan
- Define views of linesplan→ New→ Geef naam→ Enter
- Views of KVS→ New→ Geef naam→ Enter
- Insert legends→ text op plot
- 3xQuit
- Draw and edit lines plan on screen

### 3.11 Changing linetype

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Primitives(G) →
- Linetype (L)

Nu is het type lijn te kiezen. Standaard is B-spline gekozen; voor de kimstraal zal je gebruik maken van 'Circle through 2 points, with specified radius'.

### 3.12 Radius van een cirkel instellen

- Spline(S)→
- Select Line(S)→
- Primitives(G) →
- Input radius/shapefactor alphanumerically(I)

Nu kan de straal van de lijn opgegeven worden. Afhankelijk van de richting van de lijn is deze negatief of positief.



## **Bijlage 2b**

**PAPERS**

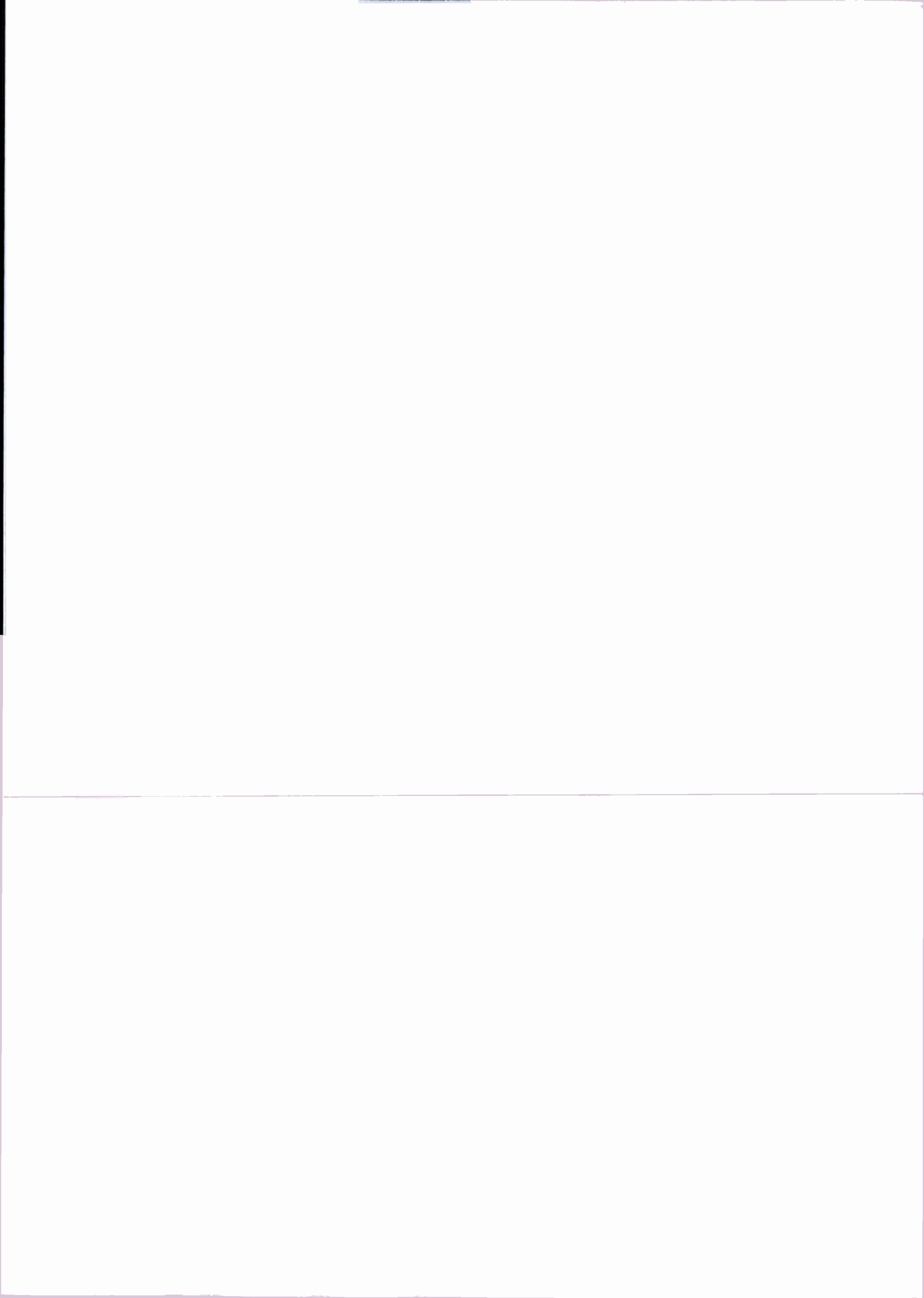
**FAIRWAY**

**Programma voor de Integrale Aanpak van het Scheepsontwerp**

---

**Maritieme Techniek**





Herbert KOELMAN  
Scheepsbouwkundig Advies en Reken Centrum SARC  
Eikenlaan 3  
Bussum  
The Netherlands

## A TOPOLOGICAL APPROACH TO HULL FORM DESIGN

### Abstract

The traditional approach of the design of lines of the ship is based upon sections lying in mainly orthogonal planes. Fairness and coherence was maintained and judged by a human designer, partly in a heuristic way.

Contemporary CAD methods which follow this traditional approach are inefficient, because they lack heuristics.

CAD methods which are based upon state-of-the-art mathematical formulae for surface modeling, such as B-splines or NURBS, cannot handle sections lying strictly in orthogonal planes. Due to their inflexibility they are unsuitable for production fairing. Methods based on 3D line modeling may lead to topological inconsistent models.

After a discussion of popular computer methods, the main disadvantages of these methods will be discussed, as well as some possible alternatives. Finally the new hullform modeling program "Fairway", which is based on the alternative methods, will be described and by means of some examples it is demonstrated that traditional limitations do not occur with the Fairway approach.

### 1. BRIEF HISTORY OF COMPUTER AIDED SHIP DESIGN

Since the dawn of the computer era many methods have been developed to define a hull form of a ship in a computer, for calculations, manipulations, drawings and logistics. In a few decades the mathematical formulations for geometrical representation have evolved considerably (see [2] for further detail):

1950 - 1975 Polynomials and composite circular arcs

abt. 1965 Extension of polynomials to "Bezier curves".

1974 Extension of Bezier curves to Basis-splines, abbreviated to B-splines. When for a line in 3D space a vector function  $s$  is a function of parameter  $u$  then the B-spline representation for the line is

$$s(u) = \sum_{i=0}^{L+n-1} d_i N_i^n(u) \quad (1)$$

where  $d_i$  are coordinates of the 3D vertices,  $N$  are the B-spline basis functions, and  $n$  is the degree. For a B-spline surface with parameters  $u$  and  $v$  the B-spline surface is defined (with basis functions  $N$  and  $M$ ) by

$$s(u, v) = \sum_{j=0}^{K+n-1} \sum_{i=0}^{L+n-1} d_{ij} N_i^n(u) M_j^n(v) \quad (2)$$

parametrization can be chosen uniform or non-uniform, so they can be called Uniform B-Splines (abbreviated UBS) or Non-Uniform B-spline (NUBS). The most popular non-uniform parametrization is chord-length, where parameter value is more or less proportional to the line length. The most

popular B-Spline is the cubic one, where degree  $n$  is 3.

abt. 1980 Implementation of an idea from the sixties: Inclusion of an additional term in the B-Spline formula. Line equation from (1) is extended to :

$$s(u) = \frac{\sum_{i=0}^{L+n-1} w_i d_i N_i^n(u)}{\sum_{i=0}^{L+n-1} w_i N_i^n(u)} \quad (3)$$

where  $w_i$  is an additional weight factor. Because the ratio between numerator and denominator is governing the shape of the spline, this was baptized Rational B-Spline. It comes in two flavors: Uniform parametrized Rational B-Splines (URBS) and Non-Uniform parametrized Rational B-Splines (NURBS)

abt. 1990 Bezier curves and surfaces, B-Splines and NURBS are de facto standard in CAD.

All discussed formulae can be used 2D and 3D, implemented in line or surface methods respectively. With line methods lines of the hull surface, such as ordinates or waterlines are defined, which together form an implicit surface. The major advantage of the line method is the simple definition of existing hull forms.

With surface methods the hull surface is described by one or more regular networks of equiparametrical defining lines which extend over the complete surface. See figure 1, where the left-hand surface is defined by the righthand network. A 1:1 relationship exists between surface and network: Manipulation of the surface is performed by manipulation of the network. The main advantage of the surface method is the possibility of deriving an intersection or cross section (such as waterlines and buttocks).

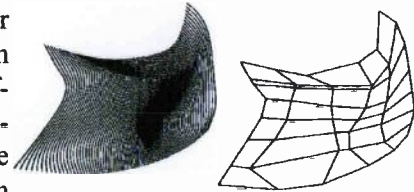


Fig. 1 Network and surface

## 2. EXAMPLES AND DISCUSSION OF POPULAR COMPUTER METHODS

With these methods many successful implementations of hull form systems have been made, as illustrated in the figures 2 to 4, and by most appealing examples of output with color, light sources, and rendering as can be found in leaflets and brochures. Unfortunately, to our experience, gradually complaints began to rise in the shipbuilding community about major drawbacks of the available computer methods.

### 2.1 ONE-WAY TRAFFIC FROM SURFACES TO LINES

Indeed it is possible to derive specific lines from surfaces, but *in general* it is not possible to generate a surface from an arbitrary composition of lines. Such a possibility is really missed, because it would enable the generation of additional lines, via the surface.

## 2.2 EQUI-PARAMETRICAL DEFINING LINES

The defining lines of the network are equi-parametrical: they have one parameter value in common. They are *in general* not parallel to the main orthogonal planes of the vessel. So the user must be prepared to work with more or less arbitrary 3D lines over the surface. For exact modeling (fairing!) or specific control (for example waterline entrance angles) this is cumbersome.

## 2.3 NETWORK REGULARITY

The regular network is too rigid. As mentioned all surface methods work with a regular equi-parametrical network, while real-life vessels can more effectively be described by a non-regular network, allowing for, for example, partial waterlines, additional local shape information, integrated stem round-offs etc.

## 2.4 FAIRING PROBLEM

Neither with line methods, nor with surface methods it is possible to perform production fairing, including local refinements, such as bulb shapes or specific radii in stern or stem, and taking into account that the naval architectural definition of "fairing" differs from the mathematical one, which is in general based on the continuity of higher derivatives.

For example in the midship section a naval architect likes a straight bottom line, a circular bilge, followed by a straight side, leading to discontinuities of curvature (the straight lines have zero curvature, the curvature of the bilge is  $1 / \text{bilge radius}$ ). The curvature  $\kappa$  of line  $s(u)$  is

$$\kappa(u) = \frac{\|s' \times s''\|}{\|s'\|^3} \quad (4)$$

Because there is tangent continuity, the curvature discontinuities must lead to a discontinuous second derivative which is in conflict with the mathematical definition of "fair", and indeed the transitions between the three segments are being smoothed out when mathematical fairing techniques are used.

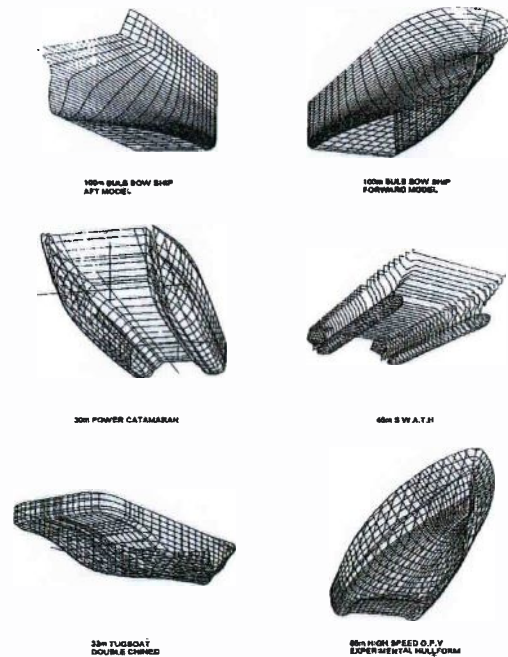


Fig. 2 Commercial brochure abt. 1990

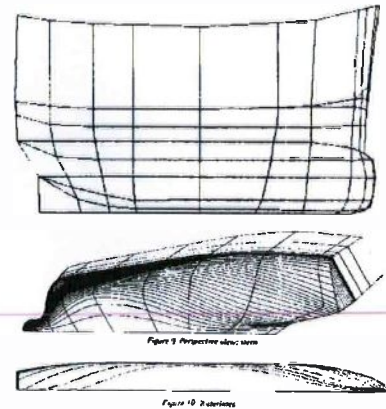


Fig. 3 Spline net and surface ([3]), 1984

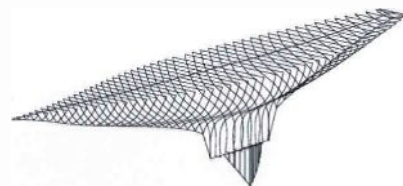


Fig. 4 PIAS Hullform generation (1988)

### 3. SUMMARY OF DISADVANTAGES OF CURRENT COMPUTER METHODS

The main problem of line methods is the inherent incoherence of the lines, and the main problem of surface methods lies in the rigidity of the network. Mathematicians have invented powerful surface methods based on *regular*, or *parametrical rectangular*, networks, but practically all networks in shipbuilding practice are *irregular* (Fig. 5). Of course one can try to simulate irregularity by using multiple networks, but in the first place that does not solve the basic underlying problems of regularity, and in the second place such an approach would give additional difficulties in the regions where the different networks meet.

At a closer inspection we see indeed that all examples presented so far do have a nature where one or a few regular networks can be used to model the hull. For hull forms of a more complex nature however it is very hard, or sometimes practically impossible, to map the network(s) on the hull form. Please note in this context that all vessels of figure 2 have longitudinals, except for the SWATH vessel, where only ordinates are drawn. Apparently for the vessels with the longitudinals a surface model was used, but the SWATH was only defined by editing or digitizing simple lines: the SWATH did not fit into the net.

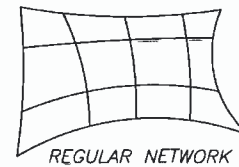
Or look for example at the hull of figure 6, where a regular network would not fit around the stern portion. The network lines over the skeg should stop at the aftside of the skeg, while the network lines over the bottom should continue further afterwards. Besides there is an important definition line, namely the "centerline" of the skeg, which does not need to cover the whole hull surface (preferably not !) and which makes the network irregular.

Even examples can be found where the designer experienced difficulties in matching the network to the hull form, and for the sake of convenience skipped the complete bow and stern regions (Fig. 7).

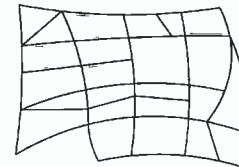
### 4. THE QUEST FOR A BETTER METHOD

Most appropriate for ship modeling would be a surface system based on a irregular network, with geometry formulae allowing for fairing in the naval architectural sense of the word. The reductionist paradigm has not yet been beaten, so we tried to advance by splitting up the complex problem into partial ones:

- Definition and fairing of single lines.
- Maintaining a coherent irregular network, which glues all lines together.



REGULAR NETWORK



IRREGULAR NETWORK

Fig. 5 Network regularity

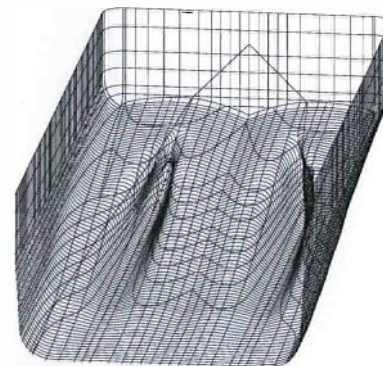
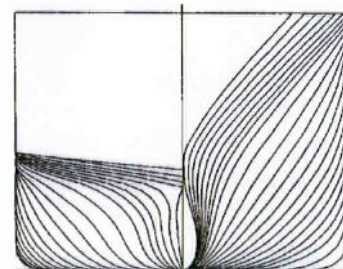


Fig. 6 Stern part showing angled skegs



Final body sections derived from B-spline surface.

- Surface description, automatically derived from the single line definition.

For each of the partial problems a satisfying, be it sometimes exotic, technique was discovered in literature.

#### 4.1 DEFINITION AND FAIRING OF SINGLE LINES

B-Splines and NURBS are quite adequate to model a variety of curved lines. We have favoured the NURBS, because in some specific forms they are the vehicle to represent arbitrary curved lines, straight lines, circles, parabolas, ellipsoid and hyperbolas, all with one formula.

The line fairing problem has been tackled by implementing an adapted least-squares algorithm. This scheme gives the user the possibility to fair a line automatically, taking into account the user-specified mean deviation between the original points and the final line. Secondly for each individual point the user may specify an individual weight factor, so that the resulting fair line is more attracted by points with a higher weight factor. This mechanism resembles the traditional batten, where the mean deviation models the (reciprocal of the) stiffness of the batten, and the weight factors model the weight of the leaden ducks.



Fig. 7 From [6], 1986

#### 4.2 MAINTAINING A COHERENT IRREGULAR NETWORK

A simple combination of 3D lines cannot describe an unambiguous 3D object. Take for instance the object of figure 8, where a geo-metric definition only is insufficient (left side). The geometric 3D left hand figure can be any of the three right hand real-life objects. One might question the relevance of this issue, but suppose the object is part of a vessel, then when making a horizontal section through the model (e.g. when generating a waterline), the outcome for the three cases is quite different! Additional information about connection of lines is lacking, as well as the surfaces that may exist between them, in other words: the model is topological ambiguous.

The required additional information can be delivered by the technique of the so-called "Boundary Representation" [7] or BREP, where a complete list of relations between primary objects is maintained. Those objects are points, line-segments and surfaces, or "vertices", "edges" and "faces" in BREP-parlance. If  $V$  is the number of vertices,  $E$  the number of edges and  $F$  the number of faces, the under certain conditions the so-called "Euler formula for polyhedra" states that

$$V - E + F = 2 \quad (5)$$

Now a set of operators can be defined which do not violate (5), called Euler operators, for instance "Make Edge and Vertex", "Make Face and Edge" or "Kill Face and Edge". Starting with a very simple valid topological model (for instance a solid, consisting of only one vertex), the topological validity can never be violated when only Euler operators are used. It has been proven in practice that this approach eliminates topological ambiguity.

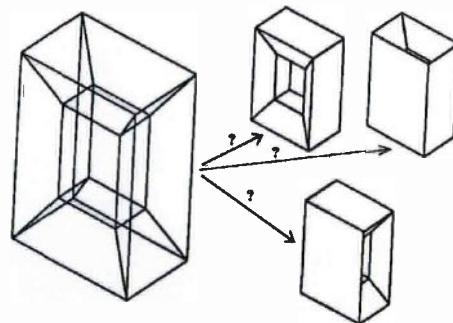


Fig. 8 Geometric definition only is ambiguous

#### 4.3 SURFACE DESCRIPTION

On top of the network of lines lies a surface description. Techniques have been developed which recognize regular sub-surfaces. These regular sub-surfaces are modeled by Gordon patches ([4]) or Coons patches ([1]). After mapping the main surfaces this way some small non-rectangular surfaces remain (triangles, pentagons, hexagons), which are mapped with methods of [5]. The constructed surfaces are of help when making cross sections, and are needed for visualisation purposes (light sources, shading etc.).

It must be emphasized that the complete process of recognizing, mapping and modeling of the surfaces is performed fully automatically. No user interaction is required, or even possible.

## 5. FUNCTIONS OF FAIRWAY

The new approach described above has been implemented in a new software module, baptized "Fairway". Fairway is part of SARC's PIAS suite of naval architectural programs for hull design and numerous design calculations, such as hydrostatics, intact and (probabilistic) damage stability, longitudinal strength, weight estimation and resistance and propulsion. PIAS is used by nearly a hundred organizations.

Based on the analysis as discussed, Fairway offers the following functionality :

- A coherent irregular network, based on a full-blown BREP.
- 3D graphical manipulation in Windows (not necessarily Microsoft), where each window gives a view on the one and only underlying 3D model. In other words: When the model is updated by an action in one of the windows, all other views, in other windows, are instantaneously updated.
- Automatic fairing, with the aid of *mean deviation* and individual weight factors as described in 4.1.
- Multiple line definitions: Generally curved (NURBS), exact circular, parabolic, ellipsoid, hyperbolic and straight.
- Line shape of the generally curved lines can be manipulated by means of the vertices, or by tangents at the line ends.
- Line segments *can* be connected by means of a master/slave relation. With this mechanism the tangent of one line end can be declared equal to the tangent of the end of the connected line segment. For example, this mechanism can be used for waterline round-offs, where after the proper definition the round-off will be modified automatically, after any waterline modification.
- Additional surface methods, such as generally developable, extrusion, cone and cylinder and doubly curved
- Calculation of simple upright hydrostatics, such as volume, coefficients, metacentric height etc.
- Hull form transformation, according to different methods, such as linear scaling, Lackenby frame shifting, and inflation / deflation of ordinates.
- Support for Sectional Area Curve (SAC). By means of the SAC the user can work straightforward towards a desired block coefficient and LCB.
- Composition of a lines plan, on users specification.
- Conversion of the 3D model to Autocad (DXF, 2D as well as 3D), IGES (NURBS lines as well as surfaces), Dawson (MARIN's potential flow software), Eagle, NUPAS and FEM software.
- Shell plate expansion.
- The so-called "hull-server", where a direct link between Fairway and a drafting package is established. With the hull-server the drafting packa-

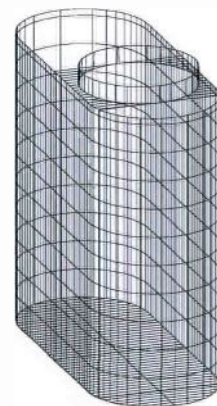


Fig. 9 Tank hatch



ge can obtain any cross section from Fairway and treat it as if it was created by the drafting package itself. To the user Fairway remains invisible. The only interaction is with the drafting package.

With Fairway it is possible to design simple elements (fig. 9), but also complex ships, such as the reefer (fig. 10) from which, by the way, a previous "PIAS hullform generation" version decorates the announcements of this HYDRONAV conference.

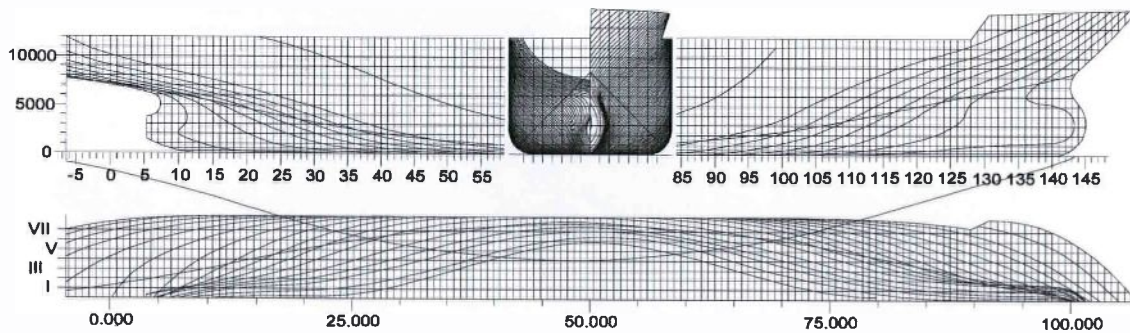


Fig. 10 Reefer vessel

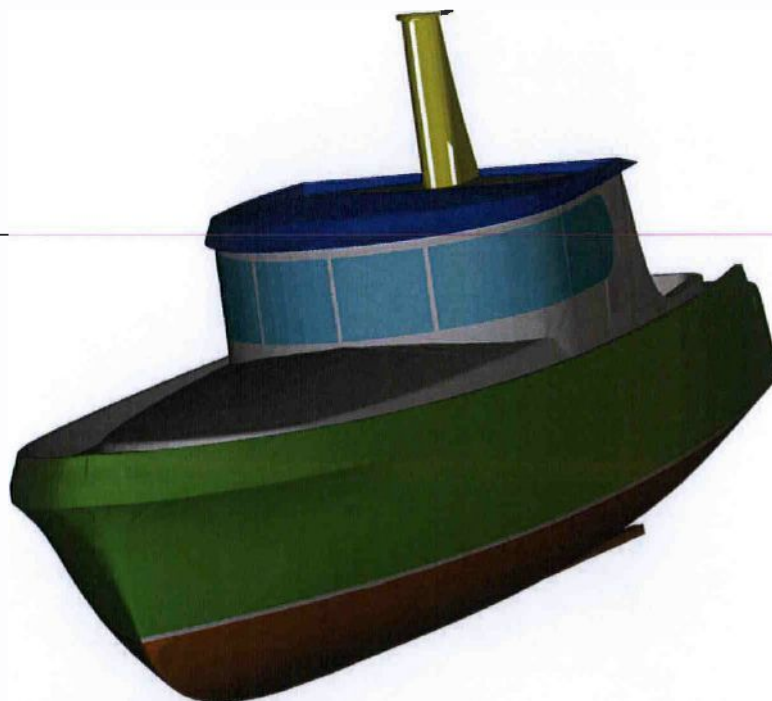


Fig. 11 Complete model of hull, deckhouses and mast in Fairway

## Conclusion

The traditional B-Spline or NURBS surface methods are inflexible due to the rigidity of the parametrical rectangular network, so when used for hull design the designer must spent much time and energy to try to work around the limitations; the designer must split his attention between the design process itself, and the caprices of the CAD system.

The presented combination of techniques, implemented in Fairway, overcomes the traditional limitations and always leads to a consistent, topological valid 3D ship model.

## REFERENCES

- [1] BARNHILL R.E., *Representation and Approximation of Surfaces*, 1977, in *Mathematical Software III*, ed. J.R. Rice, pp. 69-120
- [2] FARIN G., *Curves and Surfaces for Computer Aided Geometric Design*, 1990
- [3] FOG N.G., *Creative definition and fairing of ship hulls using B-spline surface*, *Computer Aided Design*, 1984, volume 16, pp. 225-228
- [4] GORDON W., *Spline-blended surface interpolation through curve networks*, 1969, *Journal of Math and Mechanics*, pp. 931-952
- [5] HAHN, J., *Filling Polygonal Holes with Rectangular Patches*, 1989, in *Theory and practice of Geometric Modeling*, ed. W. Strasser and H.P. Seidel, pp. 81-91
- [6] HILLS W. and WELSH M., *An effective method of preliminary hull form design using a micro-based workstation*, 1986, *International Shipbuilding Progress*, October, pp. 187-194
- [7] WEILER, K., *Edge-Based Data Structures for Solid Modeling in Curved-Surface Environments*, 1985, *IEEE Computer Graphics and Applications*, January, 21-40

## Properties, resemblances and differences between CAD programs for hull form design

For many years this journal has presented a quarterly CAD/CAM Update section, where news from software providers worldwide is presented. Because, basically, the material for this section is provided by software manufacturers themselves, the emphasis generally concentrates on details and gadgets. Here, Dr Herbert J Koelman, from the Dutch software house and consultancy SARC, returns to the basics, and discusses a more general framework of underlying concepts and methods which are employed in hull form design.

IN times past, the spatial shape of a ship hull design was laid out in a lines plan, which shows essentially two-dimensional sections. It was up to a (trained) human to interpret that drawing and construct a mental model on the basis of those lines. Today, we all want to employ computers in the ship design process, and we can no longer rely on human heuristics in the reasoning process from 2D to 3D. Thus, a lines plan can no longer form the basic representation of the shape of a hull - a genuine 3D model must be used instead.

The purpose of this article is to present the basics of the 3D modelling methods, which are used throughout the industry, and to discuss their properties and applicability.

### Contemporary modelling methods

Apart from some experimental approaches, the methods which are used by various specialists fall in one of the following categories:

- curve models
- surface models
- solid models.

In a curve model, the hull is represented by curves lying on its surface. The curves can be loose, in which case they have no explicit mutual connection, or they can be connected to each other, ie, a wireframe model.

A surface model represents the shape by one or more surfaces, which may be connected or not. In general with a curve model or a surface model only, the *geometry* (the shape) is represented, but not the *topology* (the 'coherence' of the shape). With a solid model, on the other hand, the hull is represented by a collection of curves and surfaces, while additional topological information is maintained by explicit connections between curves and/or surfaces.

For a representation of the shape of curves and surfaces, the majority of CAD systems today use non-uniform rational B-splines (NURBS). With the NURBS equation of a curve, the shape is more or less a smooth approximation of the straight lines between the vertices.

The shape of a NURBS surface is determined by vertices, which are arranged in a rectangular mesh; Fig 1 shows an example of this. Although NURBS representation has become the de-facto

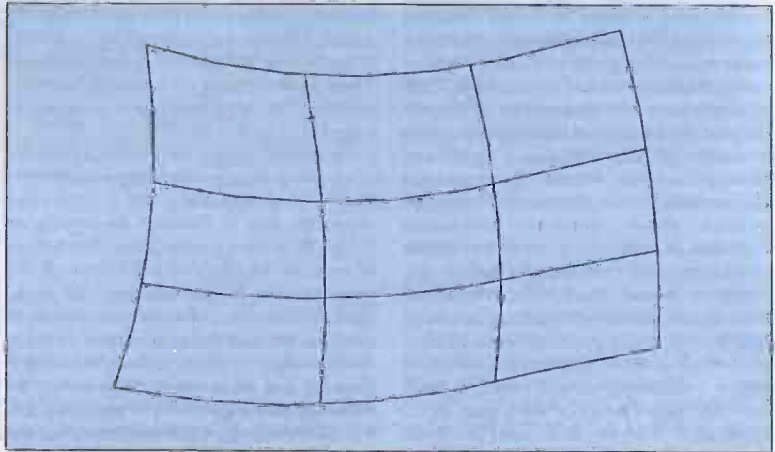


Fig 1. An example of a rectangular mesh.

standard in the industry, other techniques are also in use, such as the Coons patch, where a surface is embedded in a network of curves, and the surface shape is derived from the shape of curves in the vicinity. Good results have also been obtained by surface skinning (eg, in Ref 1), where the shape of the surface is determined by smooth interpolation of a set of non-intersecting curves.

### Merits of different modelling methods

Working on the basis of a collection of unconnected curves has one major advantage, which is the ease of definition and manipulation. Because no curve has a relation with any other curve, it can freely be digitised and edited. However, this lack of coherence also implies its major weakness, for no unambiguous surface interpolation or even curve interpolation can be performed on the basis of un-connected curves.

From a practical point of view, a NURBS-based surface method possesses two important properties:

- The ability to represent a conic, such as a parabola or a circular arc, exactly
- Shape modifications can be performed very quickly by manipulation of the vertices, but in many practical situations, applicability can be hampered by the required rectangularity of the mesh of vertices. Many regions of a ship do not fit within a rectangular mesh, but require an irregular mesh instead (eg, as shown in Fig 2). In subsequent paragraphs, this aspect will be further elaborated.

Systems based on a solid model, eg, those described in Ref 2 and Ref 3, can in principle combine the advantages of both curve and surface methods. On one hand, they have the flexibility of working with curves, while on the other hand unambiguous curved surfaces can be generated (eg, with the Coons patch). A disadvantage of the solid model is the far greater

design and implementation complexity of the software itself, especially when not only the outer shell has to be modelled, but also the internal subdivision. The author is not aware of any commercial naval architectural implementation of the latter.

### Initial hull form design

Because of the lack of surface generation capabilities, curve methods are not suitable for *ab initio* design. A surface method, especially with NURBS surfaces, is outstandingly suitable for surface manipulation, and this property has been demonstrated with many examples in *The Naval Architect*. However, for vessels with more complex shape characteristics, the rectangularity of the mesh may cause some trouble, for example:

- the location and nature of the mesh curves must be defined at the beginning of the surface design process. When a different set-up appears

Fig 2. An example of an irregular mesh.

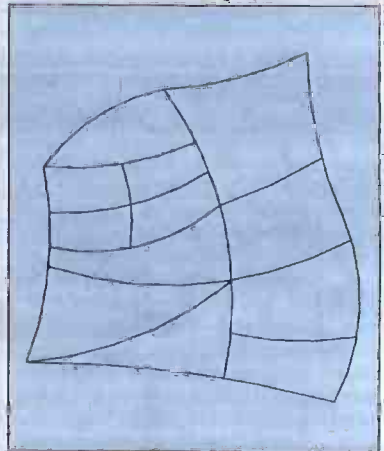




Fig 3. Curved surfaces, generated solely on the basis of the 13 curves shown.

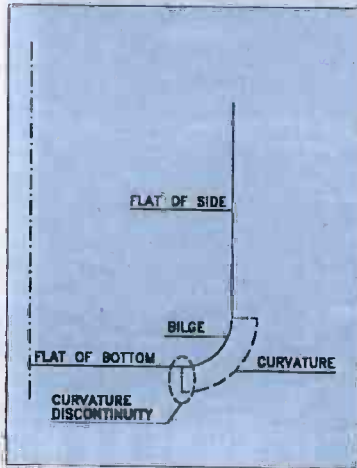
to be more appropriate later on, modification to a new arrangement is difficult. It is often quicker and easier to drop the work done so far and to start with a new arrangement

- the curves in the rectangular mesh cannot be chosen arbitrarily. This means the ship designer cannot choose exactly those curves that deliver important shape characteristics, but they have to be created instead by projection or intersection

- additional mesh curves may be necessary for a precise definition of local shape details. However, if they run over the complete surface (in order to maintain rectangularity of the mesh), they might cause undulations in the regions where they are superfluous. This effect is caused by the fact that in these regions simply too many mesh curves determine the shape of the ship hull. From design practice, it is well known that the fairest surface is obtained with a minimum number of mesh curves.

Software houses have created additional functions to overcome these problems, such as the use of multiple surfaces or trimming functions, which allow a surface to be created which extends beyond the actual hull

Fig 4. Part of a simple midship section, showing the three components, flat of bottom, bilge, and flat of side.



boundary and which is trimmed by a user-defined trimming curve. However, those types of solutions might impose further complications, such as the question of connections between multiple surfaces.

Practical examples of these aspects are presented in Ref 4, where it is concluded that experiment and experience are necessary for effective working with the NURBS-based surface method, and it is indeed a well-known fact that this method requires a significant training effort. In the author's opinion, it is questionable whether a human must be prepared to adapt himself or herself to the peculiarities of a computer system.

When solid modelling software is used for initial design, the topological correctness of

the model must be maintained. Although this task can be performed by the software itself, it implies some nuisance, because new curves and surfaces must be added within the framework of the existing ones, so the user is not completely free to add curves to his or her liking.

An example of an initial design with a solid modeller is given in Fig 3, where the designer drew only the 13 plotted curves, while, with Coons patches, the software generated the shape of the curved surfaces.

**Hull form fairing**

Although there is no common mathematical definition of *fairness*, most approaches are based on the minimisation of discontinuities of (combinations of) first or higher order derivatives (Ref 5). A simple midship section, however, consisting of the three parts, flat of bottom (FOB), bilge, and flat of side (FOS), as illustrated in Fig 4, has a curvature discontinuity at both ends of the bilge, and does not conform to any of the mathematical fairing criteria. Thus, when modelling a midship section, basically three options are open:

- split the hull surface into different regions, although this solution implies complications at the connections between the regions
- use the capabilities of the NURBS to model an exact conic as integral part of a curve or surface, which implies the direct manipulation of mathematical coefficients, or,

Fig 5. A NURBS surface, automatically fitted with a mathematical optimisation technique (1989).

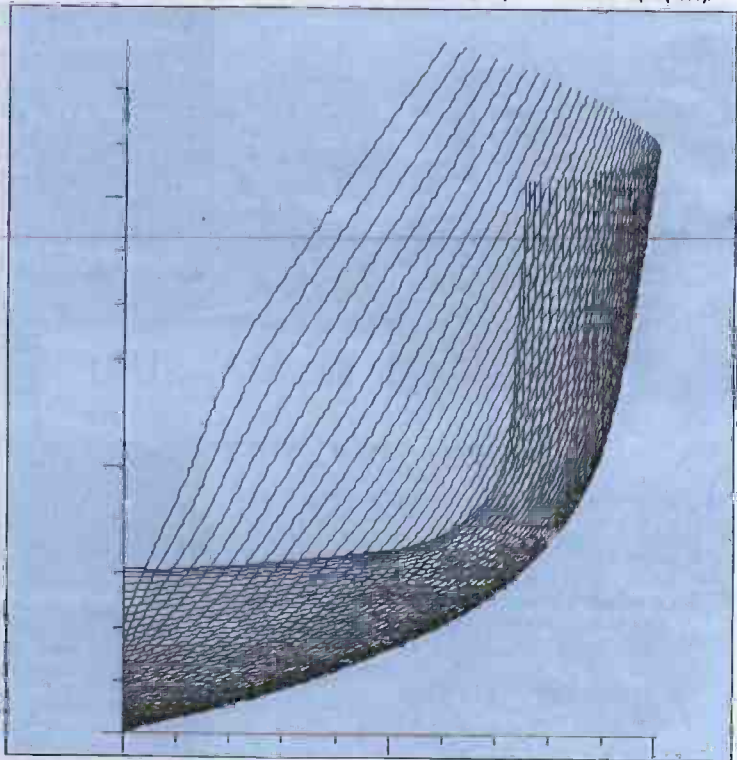
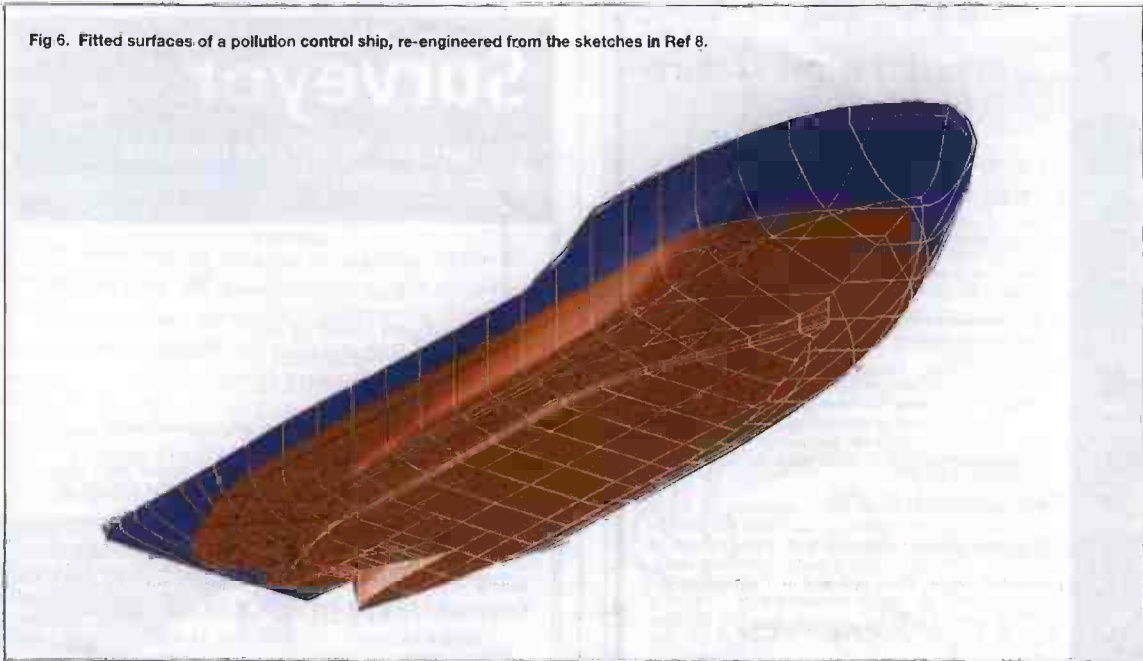


Fig 6. Fitted surfaces of a pollution control ship, re-engineered from the sketches in Ref 8.



alternatively, the use of an indirect technique from a particular modelling system which performs that job for the designer

- model the hull with mathematically fair curves or surfaces, and accept a slight 'overshoot' of the FOB and the FOS in the bilge area, and some non-roundness of the bilge itself.

#### Surface fitting (re-engineering)

As expected, the nature of the curve model is very suitable for re-engineering purposes, while the curve information is still sufficient for naval architectural calculations. However, due to the absence of a general-purpose conversion method from curves to surfaces, the curves cannot readily be used for surface fitting

Different specialists use different techniques for the construction of a NURBS surface based on existing points or curves. The most popular ones are:

- force the user to choose only curves which coincide with the lines of the rectangular mesh. In this case the set of curves can, possibly after some re-arrangement of points, be converted into a NURBS surface. This method is only applicable for the simplest of shapes (ie, those whose nature of shape fits a rectangular mesh).
- show the available curves on screen, and let the user wrap one or more surfaces around them. In this case the hull is actually re-designed, which is time-consuming if some accuracy is required.
- use mathematical optimisation techniques to automatically create a surface which fits a given set of points or curves as much as possible. A genetic algorithm-based version of such a technique was presented recently in Ref 6, but was conceived in Ref 7; it is

potentially very powerful because not only geometric but also numerical constraints can be dealt with (eg, displacement or LCB). However, from the examples which are presented in literature, and also the author's own explorative experiments in this field (Fig 5), application for the time being is supposed to be restricted to the simplest of hullforms (ie, those which are entirely mathematically fair, and can be represented with a rectangular mesh).

A set of non-intersecting sections (eg, only frames, or only waterlines) can be used in a straightforward manner as the basis for a solid model that can be utilised for the generation of other sections and surfaces. The example of Fig 6 shows the following re-engineering steps.

- digitise the ordinates
- fit NURBS curves through the points of the ordinates
- create manually the chines by connecting the longitudinally subsequent knuckles of the ordinates
- generate automatically the shape of the surface on the basis of the ordinates and chines, and generate some waterlines.

Under certain presumptions even a set of mutual intersecting curves can be converted into a solid model (Ref 9), which opens the opportunity to import and process automatically DXF or other files which contain 3D curve information from other sources.

#### Conclusion

In this article it is argued that most contemporary hull form CAD software packages share their underlying methods and properties, and that some common problems are likely to occur even with popular

modelling methods. Specific names and brands have been omitted, but the author assumes that a seasoned software user will recognise the respective aspects.

#### References

1. Harries, S, Nowacki, H (1999). 'Form parameter approach to the design of fair hull shapes'. ICCAS 99, Boston, USA, June 8-11, eds: Chryssosostimidis & Johansson.
2. Michelsen, J, (1994). 'A free-form geometric modelling approach with ship design applications', PhD Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen.
3. Koelman, H J, Horváth, I, Aalbers, A (2001). 'Hybrid representation of the shape of ship hulls'. *International Shipbuilding Progress* 48, No 3, pp 247-269.
4. Hollister, S. 'The dirty little secrets of hull design by computer'. Web: [www.newavesys.com/secrets.htm](http://www.newavesys.com/secrets.htm)
5. Ginnis, A, Wahl, S (1998). 'Benchmark results in the area of curve fairing'. *Creating Fair and Shape-Preserving Curves and Surfaces*, eds: Nowacki & Kaklis. B G Teubner, Stuttgart-Leipzig, Germany.
6. N N (2001) 'Maxsurf - improved surface fitting technologies'. *The Naval Architect* July/August 2001, p 62.
7. Birmingham, R W, Smith, T A G (1998). 'Automatic hull form generation: a practical tools for design and research'. *Practical Design of Ships and Mobile Units*, September 20-25, The Hague, The Netherlands.
8. N N, (1998). 'Ein in der technischen Ausführung einmaliges Mehrzweckschiff', *Schiff und Hafen* 12/98, pp 22-28.
9. Inoue, K, Shimada, K, Chilake, K (2001). 'Solid model reconstruction of wireframe CAD models'. DECT2001/DAC-21074. September 9-12, Pittsburgh, Pennsylvania, USA.



**Bijlage 3**

**Quick Start-up**

**PIAS**

**Programma voor de *Integrale Aanpak* van het *Scheepsontwerp***

---

**Oktober 2007**

**Ing. H.van Keimpema**

**Maritieme Techniek**

 **TU Delft**

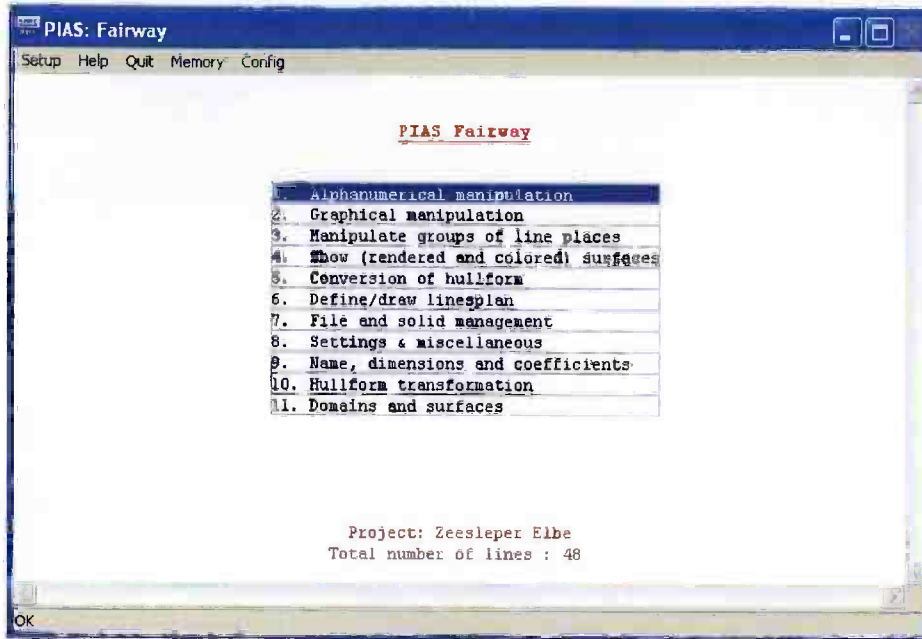
Technische Universiteit Delft

---



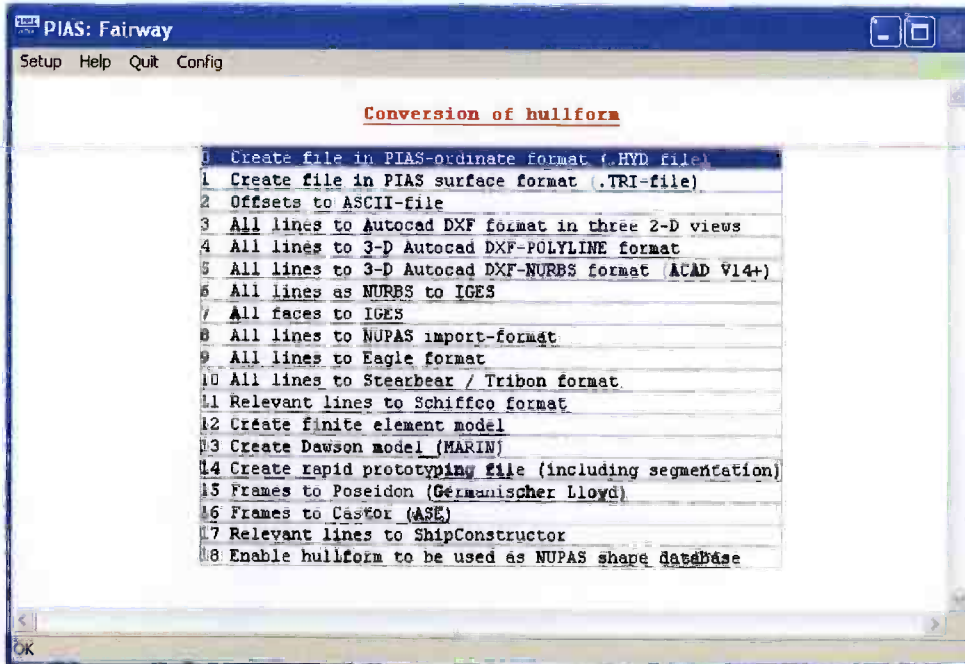


Conversie van de scheepsvorm vanuit FairWay.

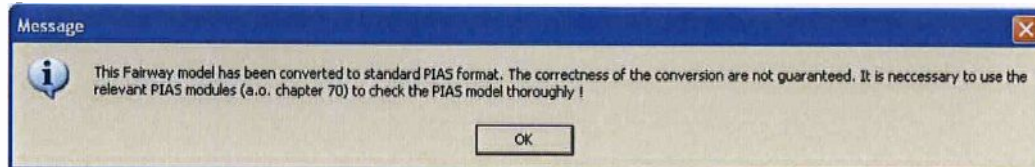
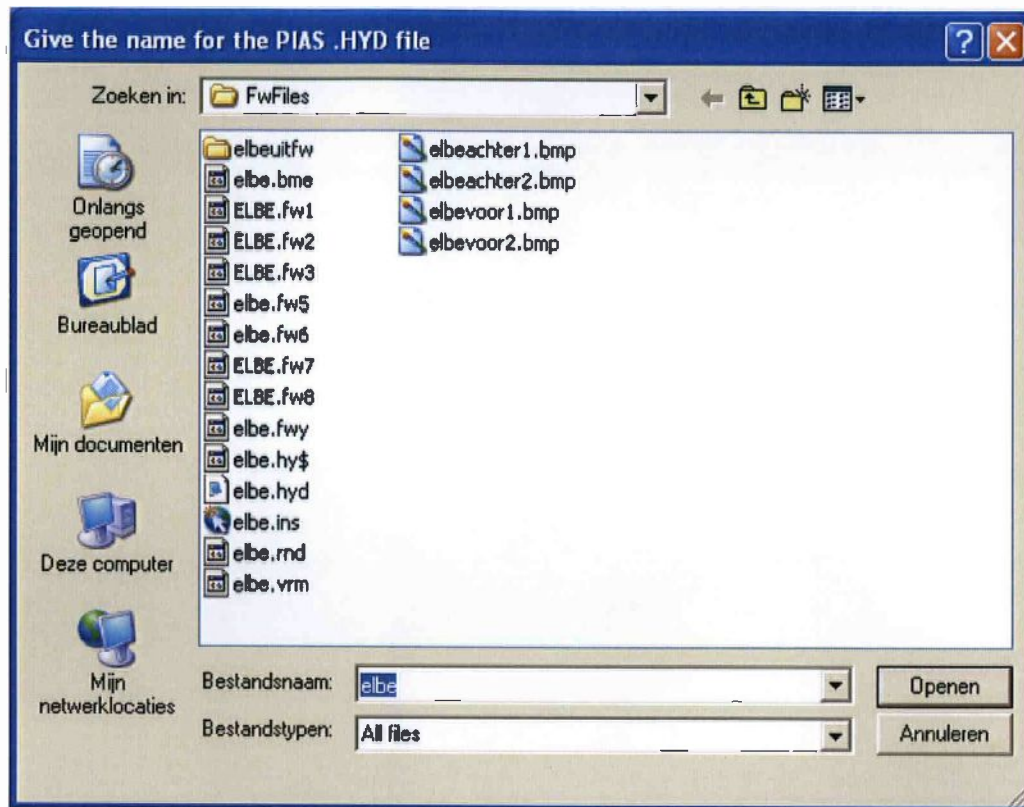


uit bovenstaand menu kiest u optie 5, Conversieon of hullform.

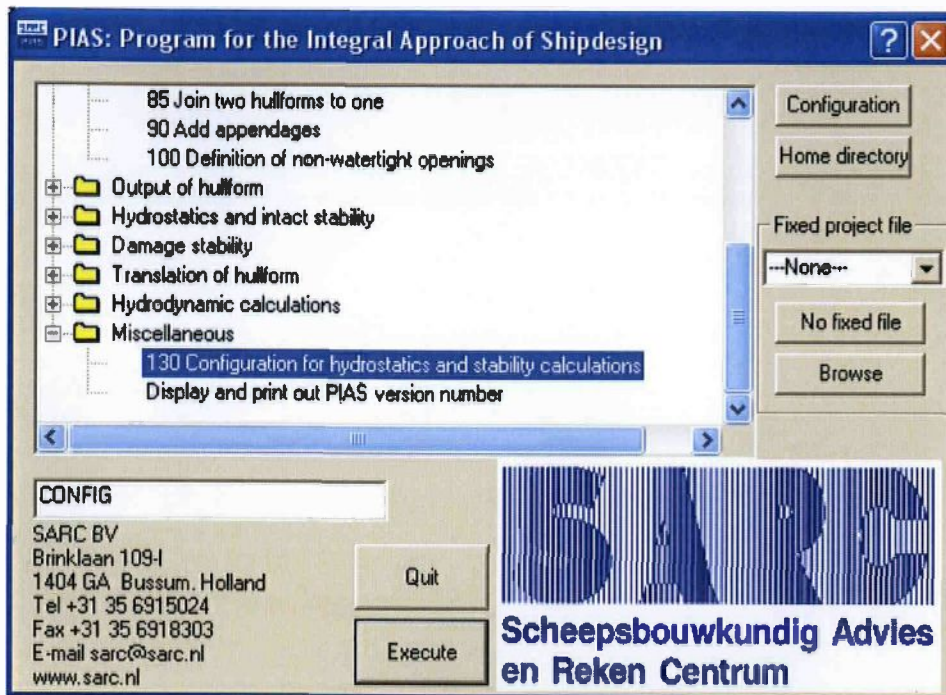
onderstaand menu verschijnd, u kiest nu optie 1, Create file in PIAS-format (.HYD-file)



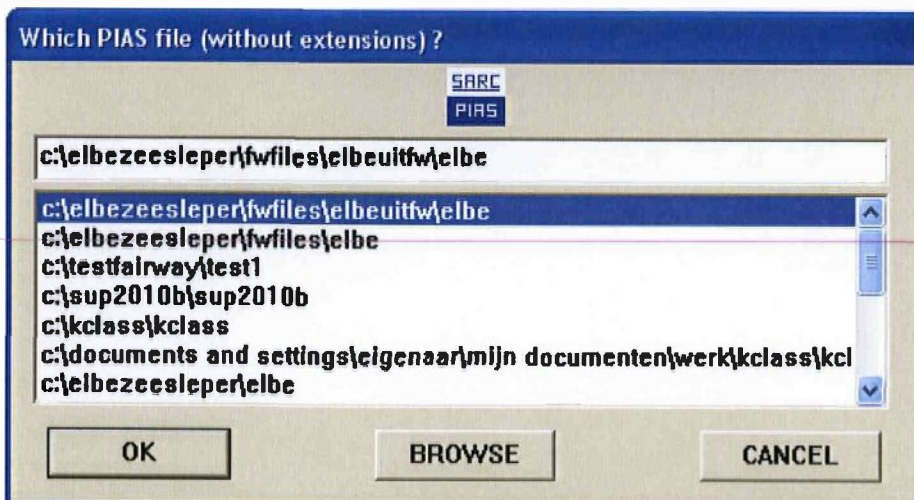
Het programma vraagt u om een naam voor deze file te geven. In het venster bestandsnaam staat reeds de naam die u in FairWay gebruikt, deze mag u accepteren, dan komt de file in de map waar ook uw Fairway files staan.

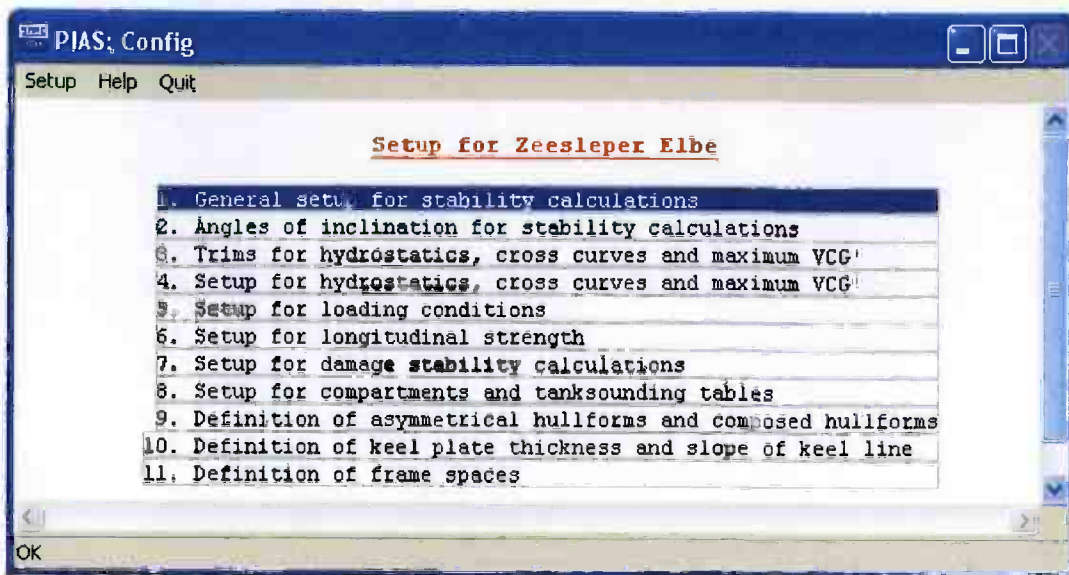


2. Instellingen (optie 130) onder de menuoptie 'Miscellaneous'.



Let op!!! Kies met de browser (dit hoeft niet dezelfde te zijn als de FairWay filenaam) de file die je hebt opgeslagen bij de conversie. Hierbij eventueel fixed projekt file uitschakelen.





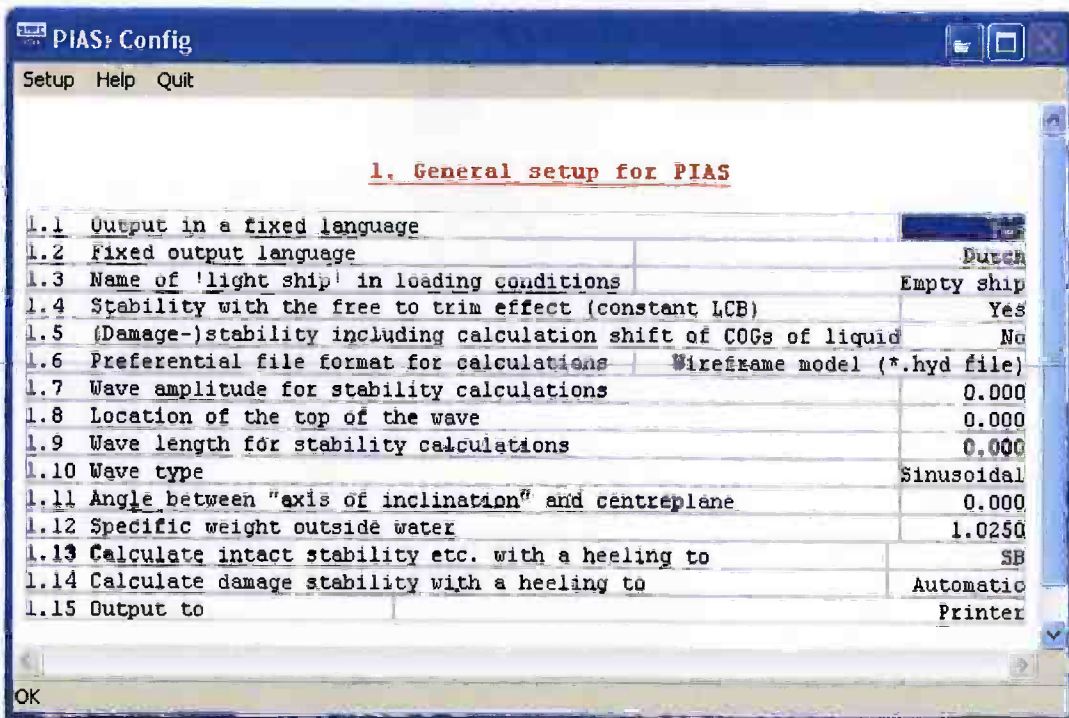
Kies eerst voor:

General setup for stability calculations, dan verschijnt het volgende scherm.

Vul dat in volgens onderstaande afbeelding, door dubbelclicken op het vak of door de X-toets in te drukken.

Een yes gaat ook met 'y' toets.

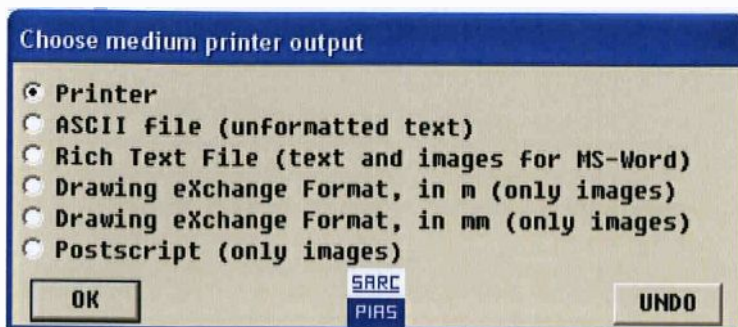
Kies in elk geval wel voor een vaste taal, anders vraagt het programma steeds om een taal te kiezen.



Bij Menuoptie 1.6, moet staan (\*.HYD file).

Tevens is het invullen van de soortelijke massa van zeewater van belang, optie 1.12.

Bij 1.15 door dubbelclick of 'x' komt het volgende menu tevoorschijn, u kunt hier eventueel kiezen voor uitvoer naar file in diverse formaten. Kiest u voor uitvoer naar file, dan verschijnt item 1.16, waar bij u een filenaam moet opgeven die niet gelijk mag zijn aan de naam die u reeds gebruikt.



Verder zijn de mogelijkheden in dit stadium van uw studie niet van belang

## 2. Angels of inclination for stability calculations

Door de scheepvaartinspectie worden de volgende hoeken geëist: 0, 2, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50 en 60 graden.

## 3. Trims for hydrostatics, cross curves and maximum VCG.

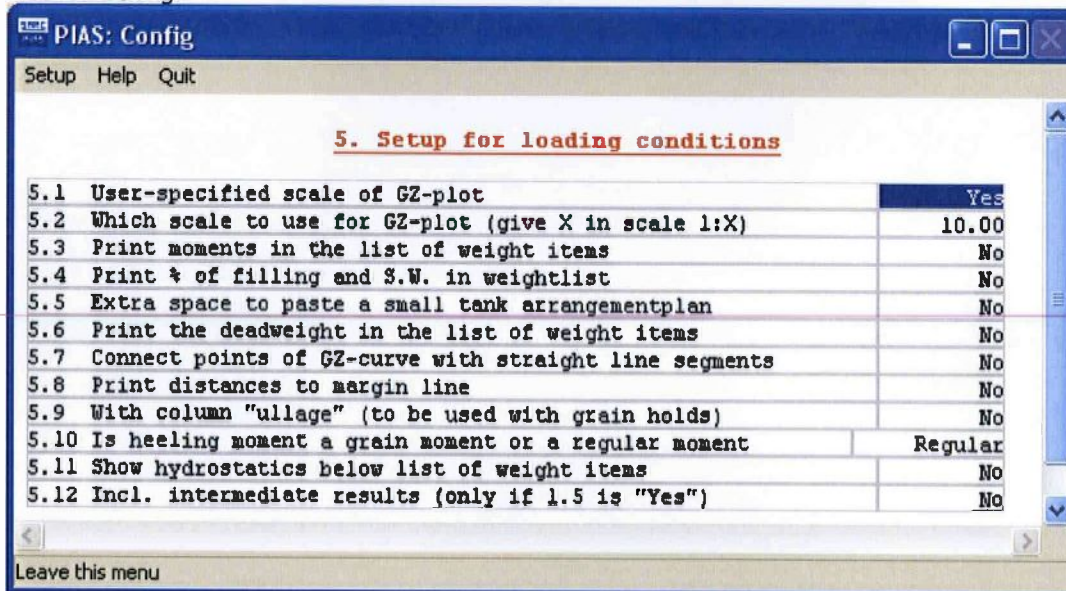
Hiermee stelt u de trimhoek range in die bij de hydrostatische uitvoer wordt weergegeven. Bij deze oefening volstaat de gelijklastige situatie (bij de stabiliteitsberekening wordt uitgegaan van een vrije vertrimming tijdens het hellen).

## 4. Setup for hydrostatics, cross curves and maximum VCG.

In het algemeen is een korte tabellarisch uitvoer van alle hydrostatische resultaten voldoende.

## 5. Setup for loading conditions

Veel van deze instellingen zijn afhankelijk van de opdracht en het scheepstype. De schaal voor de GZ kromme wordt automatisch ingesteld, door in onderstaand venster bij 5.1 Yes in te vullen krijgt u de mogelijkheid om bij 5.2 de schaal voor de GZ kromme in te vullen (bv 1/10) de andere items zijn voor u nog niet van belang.



## 11. Definiëren spantafstanden

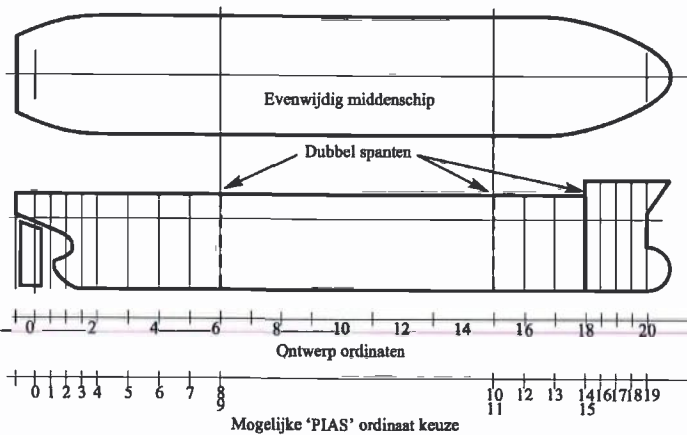
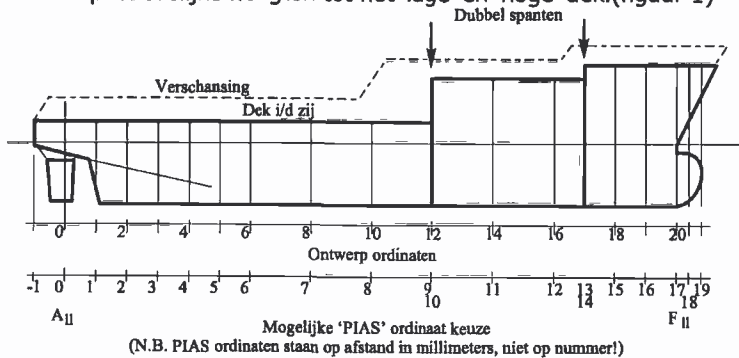
Voor deze oefening kunt u beter de spantplaatsen invoeren zoals bij het Edithmenu is aangegeven.

## Controleren van de scheepsvorm.

### 1. Definitie van de scheepsvorm in PIAS.

Voor het controleren van de scheepsvorm in PIAS is het van belang te weten hoe de ordinaten gedefinieerd wordt.

1. De positie van de ordinaat op t.o.v. ordinaat nul in meters. Achter 0 krijgt u dus negatieve waarden.
2. De ordinaatposities moeten in een oplopende volgorde worden ingevoerd.
3. Als de scheepsvorm een discontinuïteit vertoont (het verspringen van de deklijn of begin/eind van de poten van een semi-sub b.v.), moet ter plaatse van de discontinuïteit een dubbelspant worden opgegeven met respectievelijke hoogten tot het 'lage' en 'hoge' dek. (figuur 1)



Figuur 1

4. De afstand tussen twee opéénvolgende ordinaten is vrij te kiezen, zolang de verhouding tussen twee opéénvolgende ordinaatafstanden niet groter is dan 1:4 (i.v.m. de stabiliteit van de integratie methode). Deze voorwaarde kan overigens worden doorbroken door het plaatsen van een dubbelspant. Hiermee kan dan ook het begin en het eind van een lang evenwijdig middenschip worden beschreven. (figuur 1)

De juiste manier van spantdefinitie.

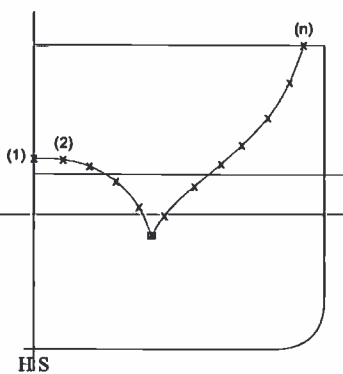
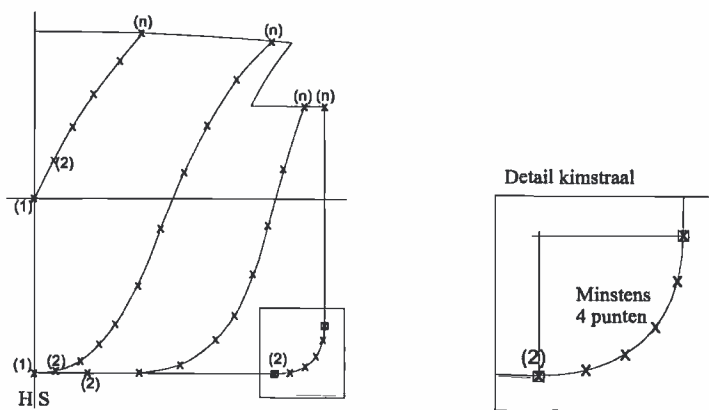
a. De punten van het spant dienen opvolgend te worden opgegeven, te beginnen bij hartschip ( de hoogte hoeft niet op de basis gekozen te worden).

b. De breedtematen worden t.o.v. de hartschiplijn opgegeven (dus de halve breedte). De hoogtematen worden t.o.v. de basis gemeten.

c. Het laatste punt van het spant is het punt van de dek in de zij.

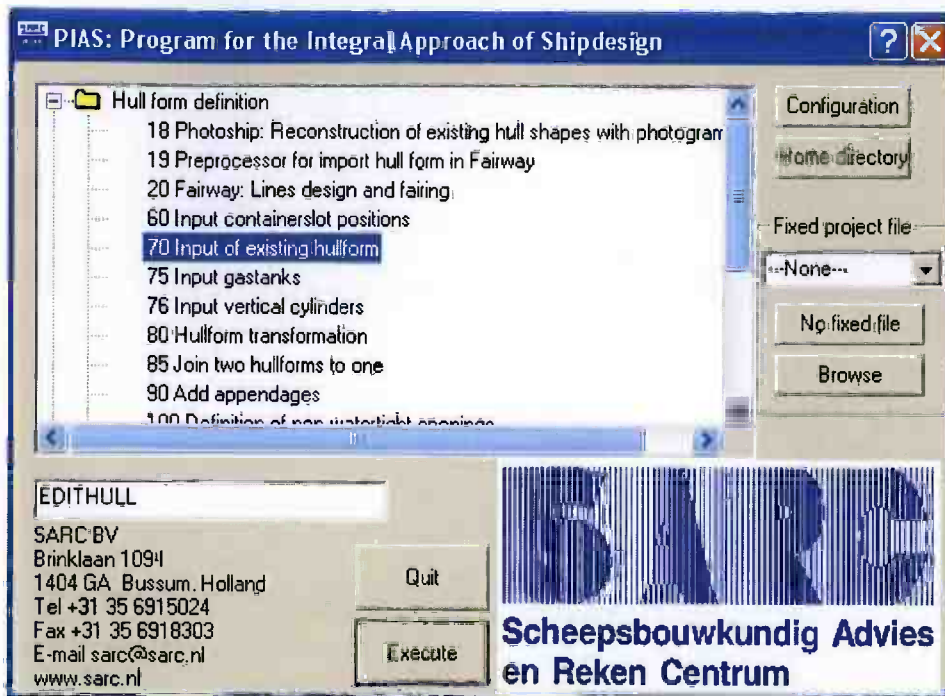
d. Minimaal dienen twee punten opgegeven te worden, maximaal 80. Redelijkerwijs kan een spant met 10 à 20 punten goed gedefinieerd worden.

Beperk het gebruik van knikken (een discontinuïteit in de raaklijn). Echter bij de overgang van vlak naar kim (en van kim naar zij) kan, vooral bij een kleine kimstraal, het gebruik van een kinkpunt(K) handig zijn om een ongewenste uitslingering van de B-spline te voorkomen, zie figuur 2.

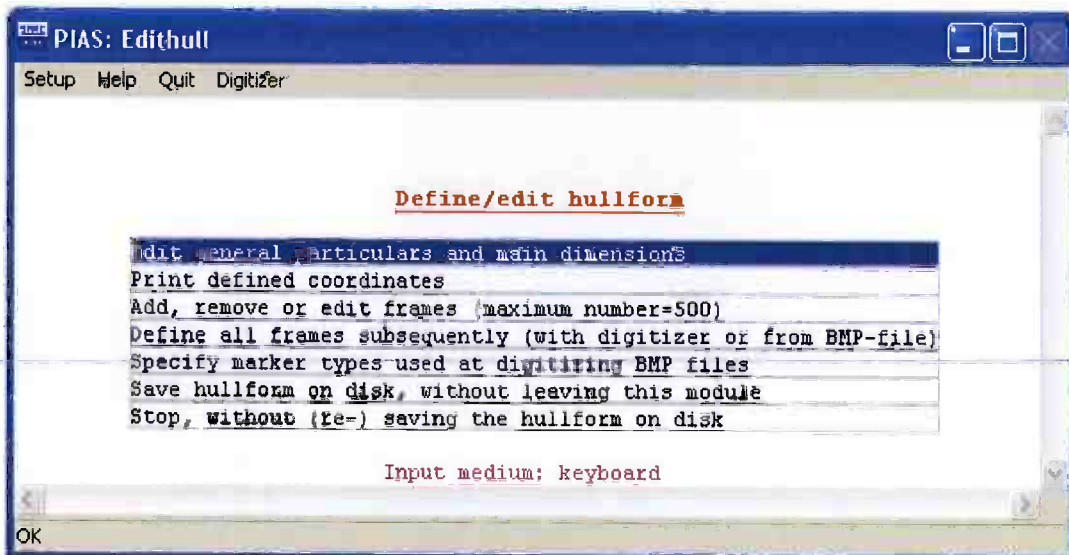


Figuur 2

- X = Punt
- ⊠ = Knik punt
- (1) = Eerste punt
- (2) = Tweede punt
- (n) = Laatste punt

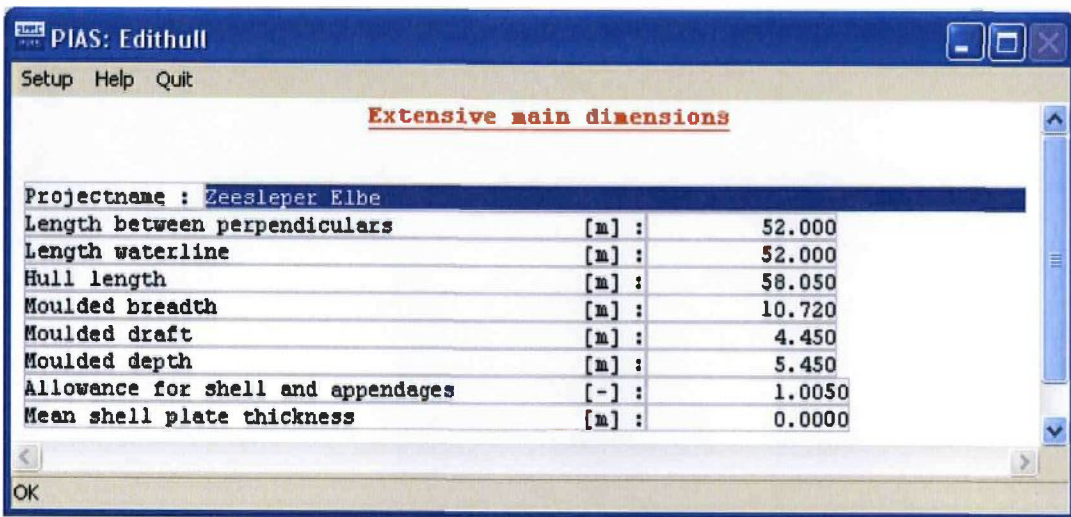
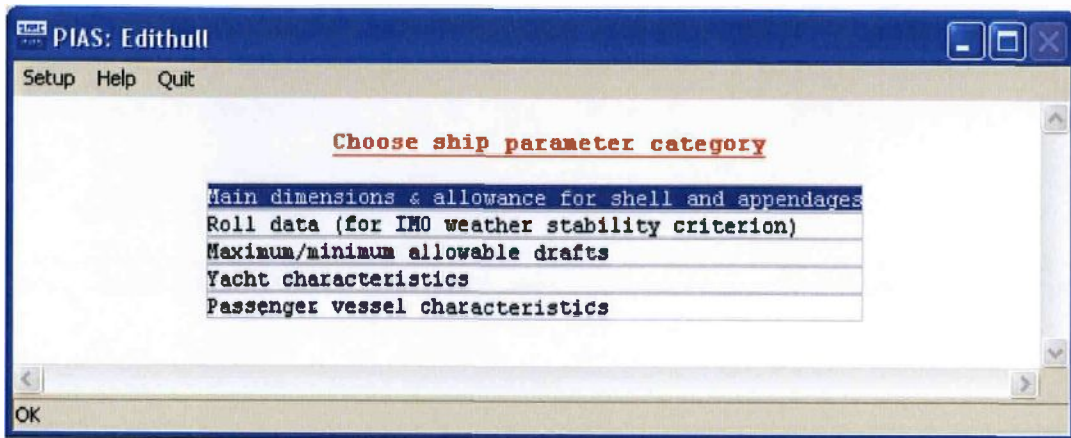


Kies onder menu optie Hullform no. 70 Input of existing hullform.

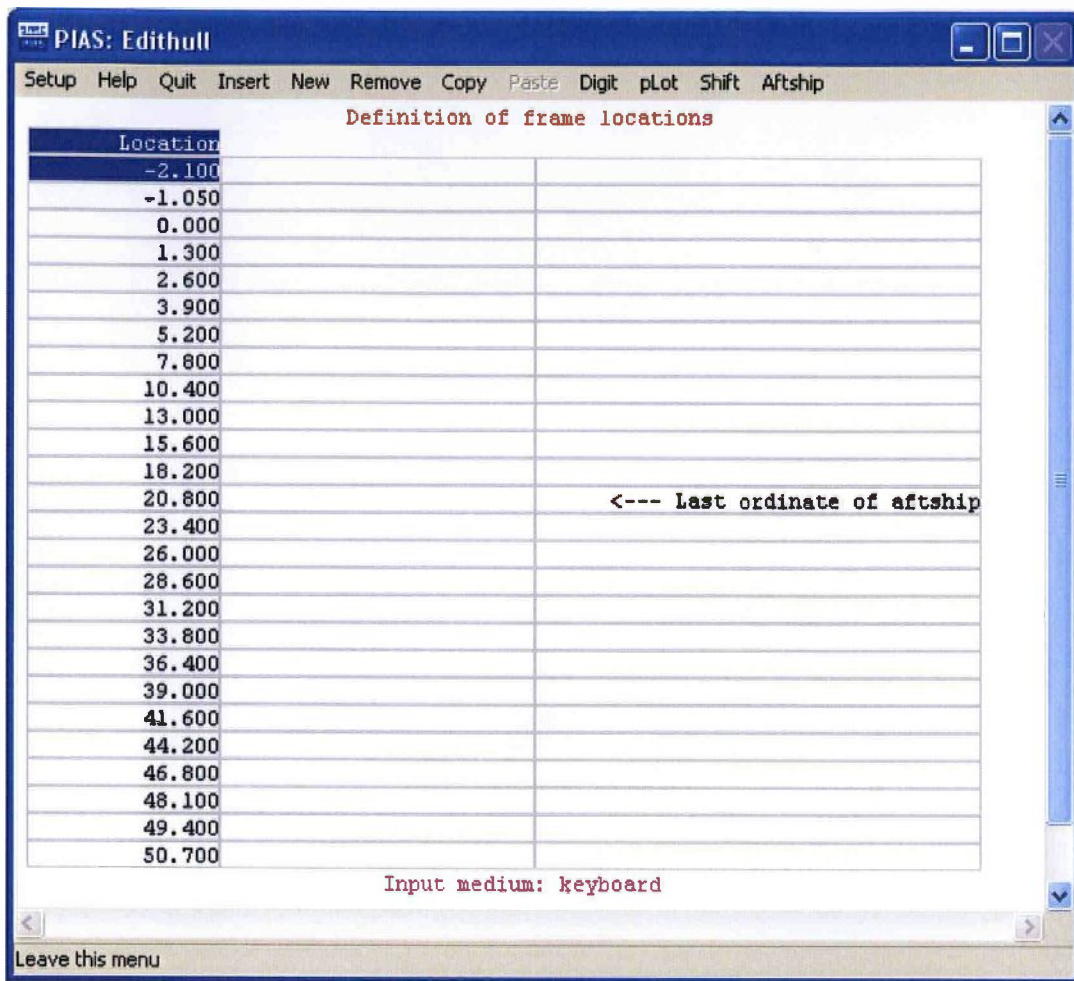


Controleer of de hoofdafmetingen de juiste zijn en vul de coëfficiënt voor huid en aanhangsels in bij de main dimensions. Geen gemiddelde plaatdikte invoeren!

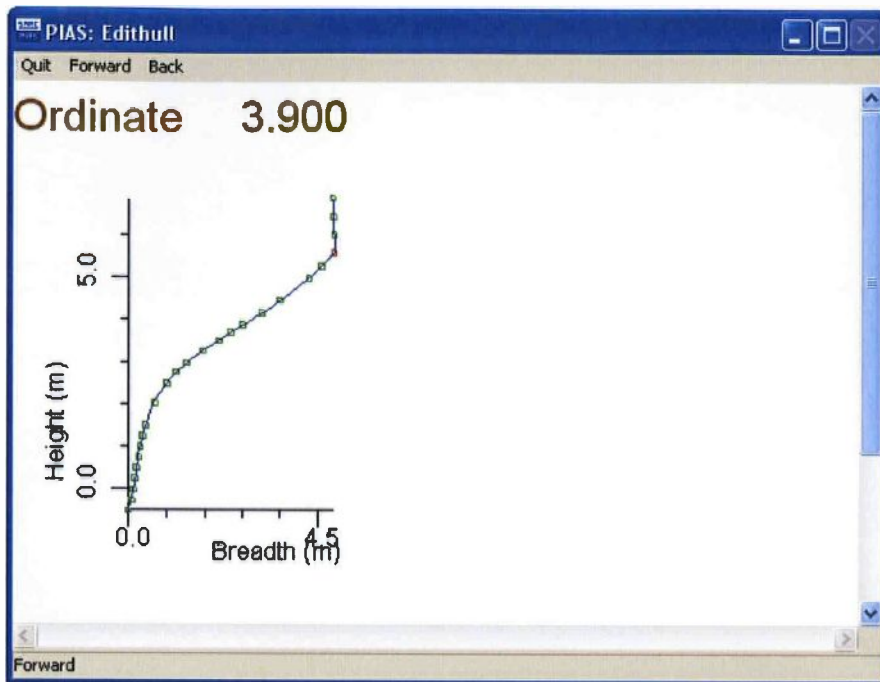




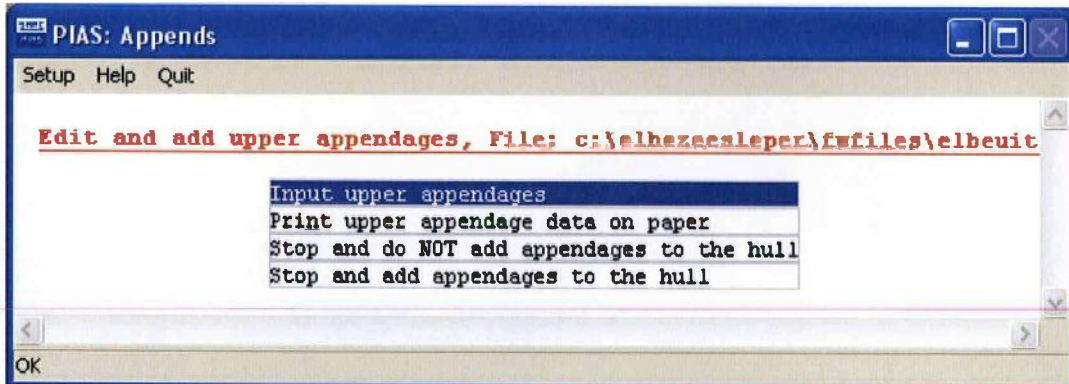
Bij de keuze Add, remove ..... verschijnt een venster met de plaatsen waar de spanten(ordinaten) staan.



Via de menuoptie Plot, kunt u grafisch alle spanten bekijken. Indien nodig kunt wijzigen aanbrengen door in de lijst op een bepaald spant te dubbelclicken, dan verschijnt een lijst met alle coördinaten van dat spant.



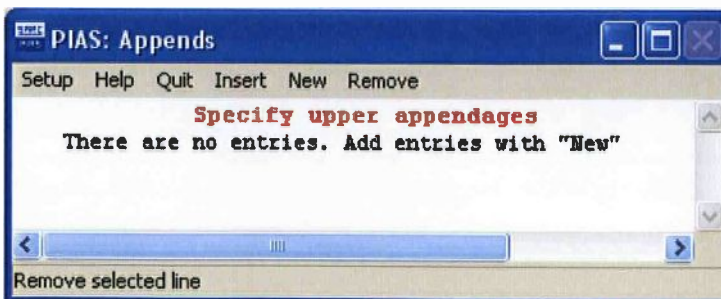
Ga daarna via het hoofdmenu naar optie 90 Toevoegen (Add) appendages (onder menuoptie 'Hullform defenition').



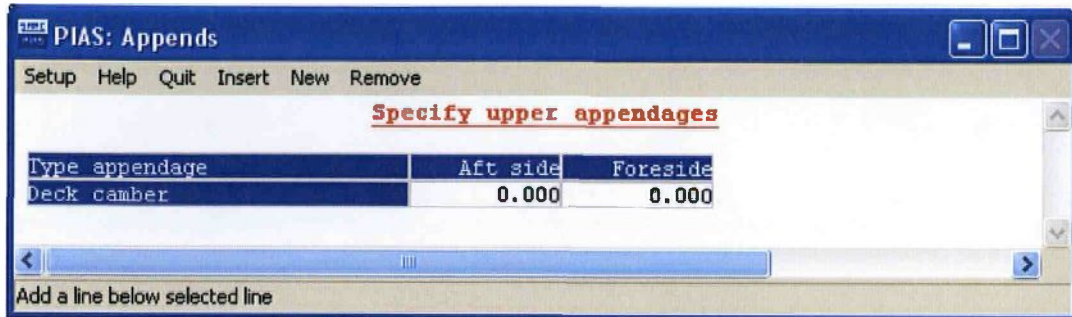
Appendages vormen geen aparte definitie categorie, maar moeten als een aanvulling van de spantdefinitie gezien worden.

Als de definitieve scheepsvorm is bepaald kunnen met deze applicatie het dek aan de scheepsvorm toegevoegen.

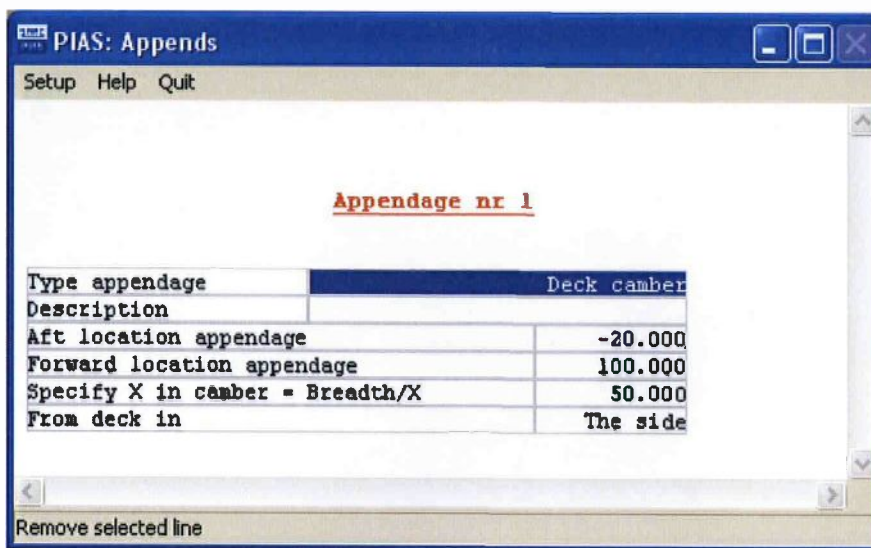
Dit kan in een keer over de hele lengte of in delen.



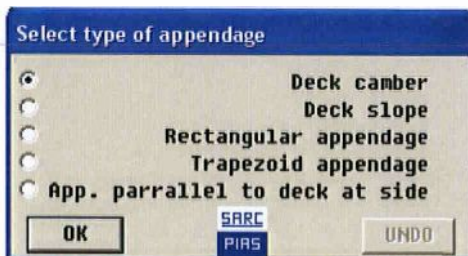
Bij het opgeven van een appendages kies "New" .



Dubbelclick op Deck camber, dan verschijnt het volgende invoer venster.

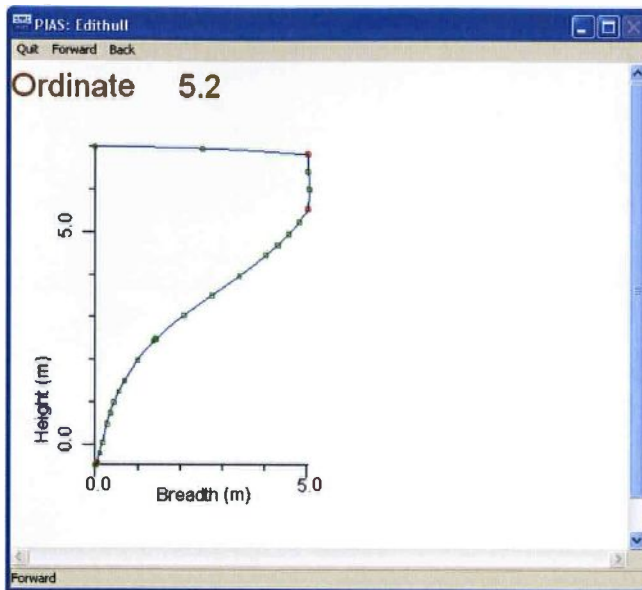


Dubbelclick op het vak achter Type appendage en maak een keuze uit u het typemenu .

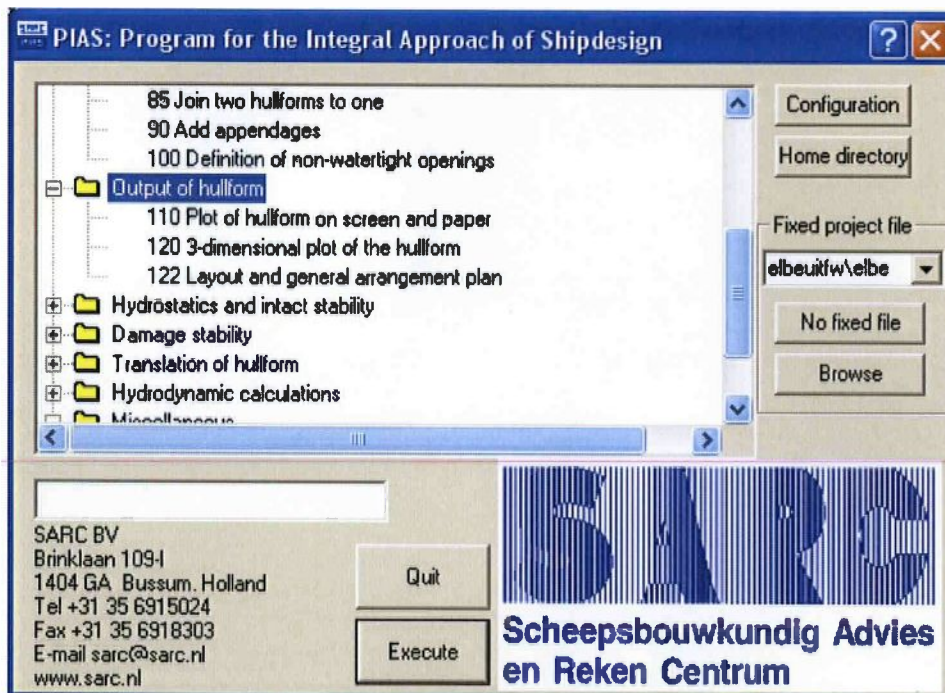


Aft location appendage kan een waarde zijn die achter het schip ligt, Pias kapt die dan zelf af bij het laatste ingevoerde spant (ordinaat). Dit geldt ook voor de Forward location appendage.

De X waarde voor de dekrondte (Camber) is standaard ca 50. Dat betekend de dekrondte is dan 1/50 van de breedte van het schip. Verlaat de optie appendage toevoegen, dan wordt alles automatisch opgeslagen. U kunt de spantvorm gaan controleren en zult zien dat de spanten van boven met een deklijn zijn afgesloten.



4 Output of hullform



110 Plot of hullform on screen and paper.

Via OUTPUT of HULLFORM kunt met deze optie u de scheepsvorm controleren.

Met de optie schematic linesplan on screen/papier kunt U een schetsmatig lijnenplan van de scheepsvorm uitplotten en de spantvorm controleren. De langsdoorsnede is niet reëel, omdat de contouren niet kunnen worden vastgelegd. U kunt alleen globaal een indruk krijgen van de scheepsvorm.

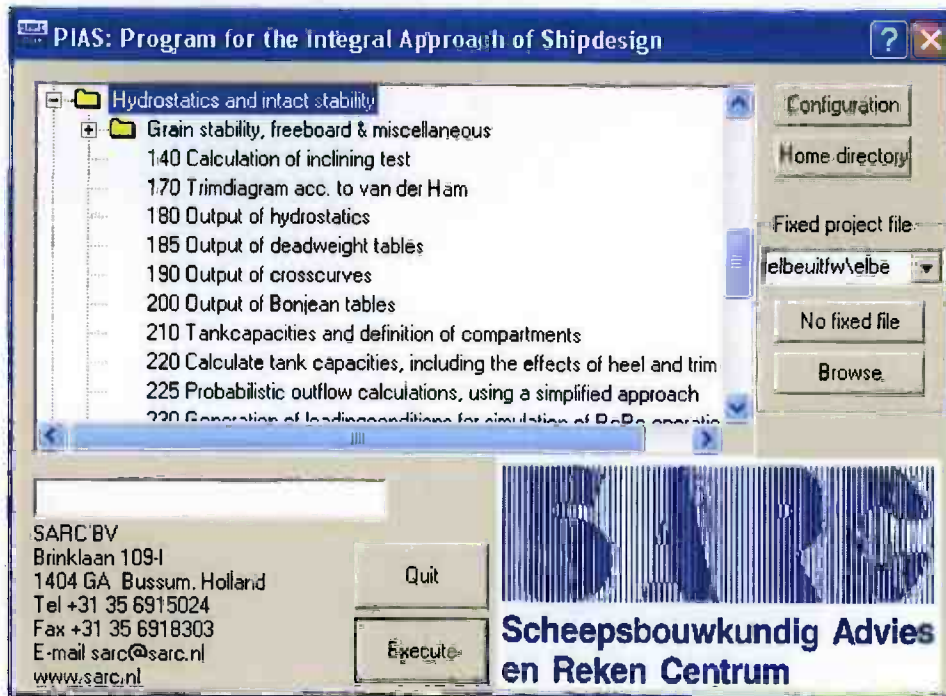
PIAS een schaal waarbij het papier optimaal gebruikt wordt, maar waarmee niet altijd te werken valt (b.v. 1:163).

Let op voer de reciproke waarde van de schaal in (dus 150 i.p.v. 1/150)!

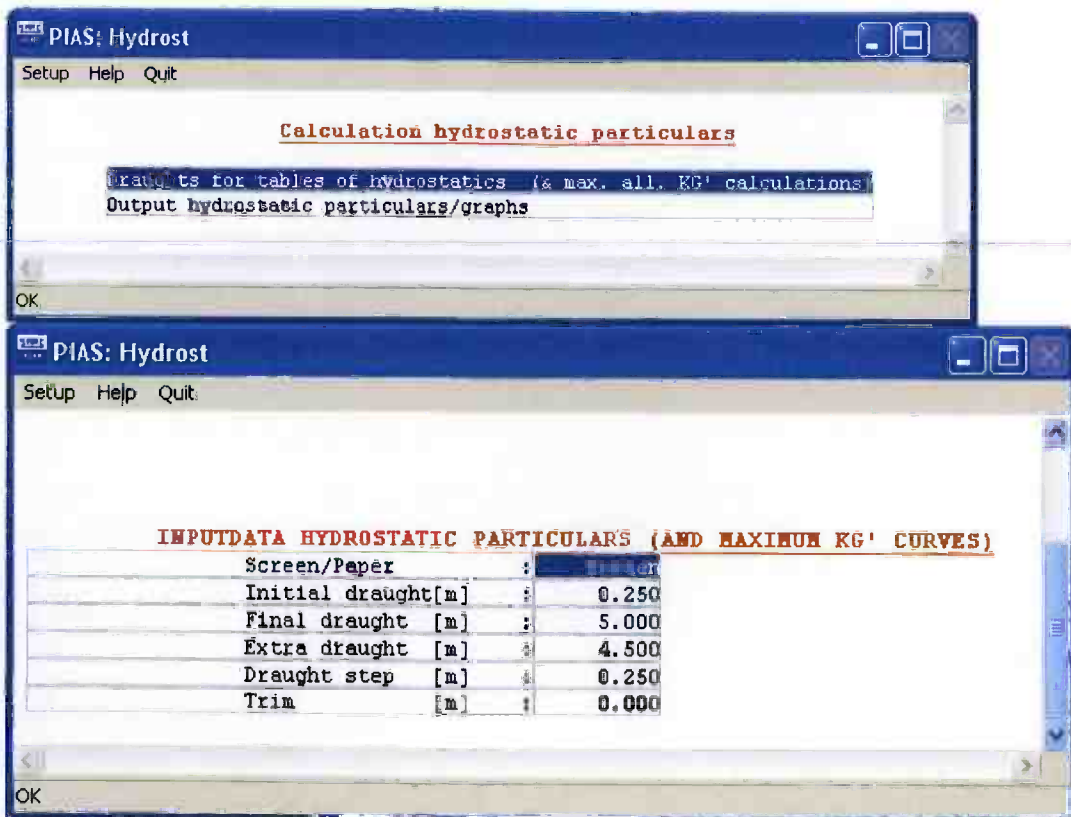
120 Driedimensionale uitvoer scheepsvorm

Deze optie stelt u in staat om 3-D plaatjes te maken van uw schip; ook hier krijgt u om de reeds genoemde reden geen realistisch beeld.

5. Hydrostatische berekeningen (onder menuoptie 'Hydrostatics and intact stability')  
 Na selectie van deze optie uit het hoofdmenu komt het volgende menu beschikbaar



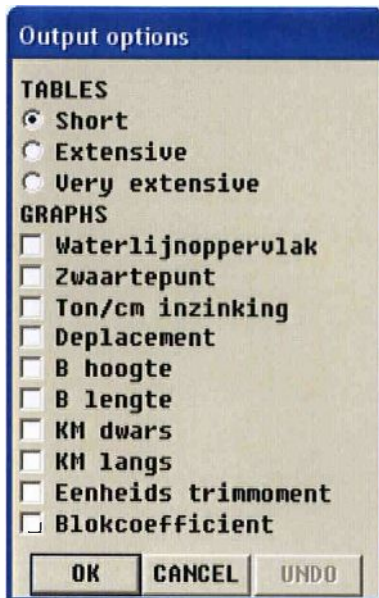
Output of hydrostatics (carènetabellen)



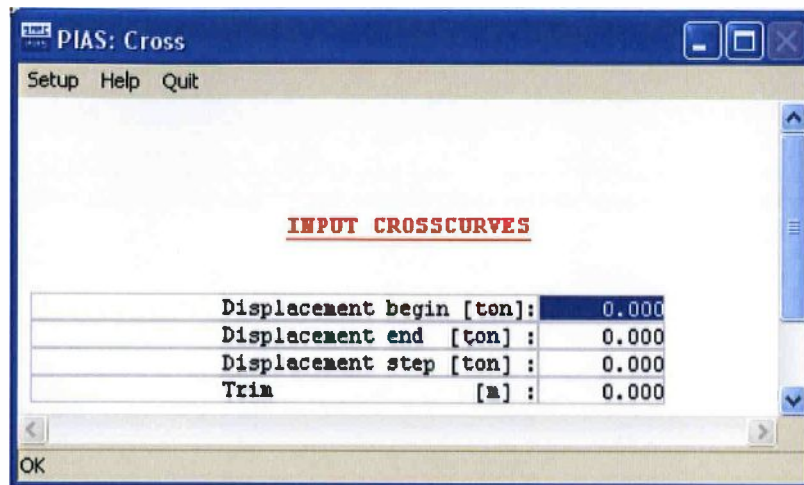
Hier moeten de volgende waarden worden ingevoerd :

Initial draught (begin diepgang) : circa 0.50 m onder  $T_{design}$   
Final draught (grootste diepgang) : circa 0.50 m boven  $T_{design}$   
(kies echter tenminste  $T_{max} = 0,85 D$  i.v.m. vrijboord berekening.)  
Draught step (stapgrootte) : bijv. 0.10 m  
Trim : 0.000

Na 'Quit' kiest u voor Output hydrostatic particulars/graphs, dan verschijnt het volgende popupmenu, kies 'Short'



Output crosscurves (dwarskrommen)

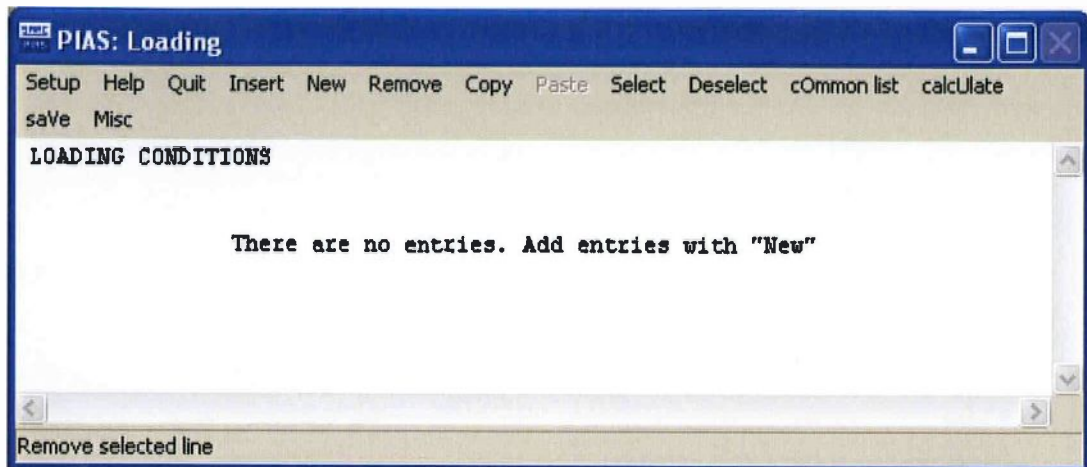


Hier moeten de volgende waarden worden ingevoerd :

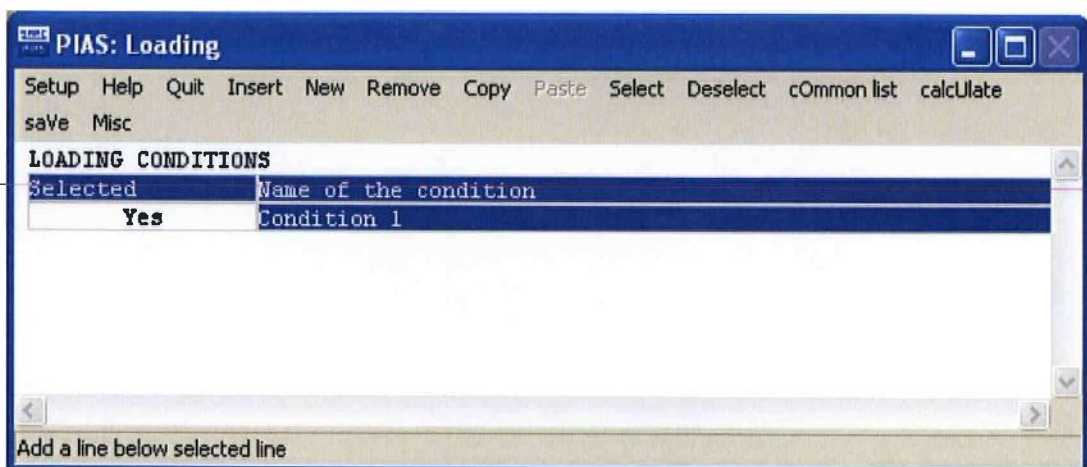
Displacement begin : circa 20% van het displacement  
Displacement end : circa 120% van het displacement  
Displacement step : circa 10% van het displacement  
Trim : 0



Integrated loading conditions and longitudinal strenght calculation  
(Gecombineerde beladingstoestanden/langsscheepse sterkte)



Na selectie van deze optie verschijnen op het beeldscherm de namen van de beladingsgevallen. Zijn deze nog niet ingevoerd dan kunt u deze toevoegen met menu optie New. Elke beladingstoestandsnaam mag maar 1 keer voorkomen (b.v. schip met 10% voorraden en 10% lading). De beladingstoestanden kunnen geselecteerd worden voor een bepaalde berekening door de Selected optie te wijzigen of «X».  
Het invullen van een bepaald beladingsgeval geschiedt door deze te selecteren (dubbelclick linkermuisknop of «Enter», daarbij verschijnt het volgende menu:



Dubbelclick op Condition 1, of de naam die u gegeven hebt en onderstaand scherm verschijnt.  
Hier kunt u de massa van uw schip met bijbehorendé zwaartepunt invoeren.

| No. | Name  | Weight   | VCG   | LCG    | TCG   | FSM   | Group | * |
|-----|-------|----------|-------|--------|-------|-------|-------|---|
| 1   | Massa | 1370.000 | 3.600 | 25.238 | 0.000 | 0.000 | 0     | - |

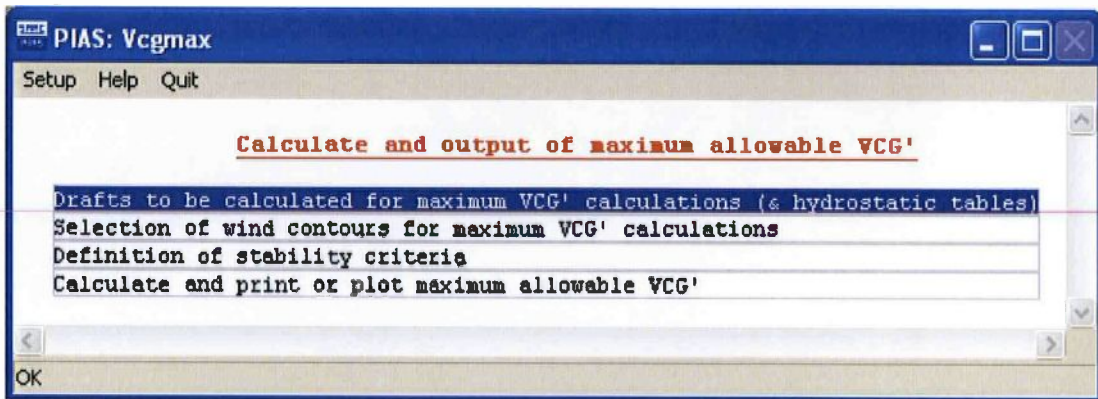
Onder de menuoptie Calculate kunt u voor de uitvoer van de Intacte stabiliteit kiezen. (Scherm of papier)

Met deze opties kunt u de berekende waarden bekijken of printen. Let op dat de uitvoer bepaald wordt door de waarden die u in het menu instellingen (130) hebt opgegeven. de GZ curve wordt getekend indien er meer dan twee hellingshoeken zijn opgegeven. De criteria waaraan moet worden voldaan moeten bij maximum allowable VCG' (maximum KG) worden opgegeven

Maximum allowable VCG' (maximum KG).

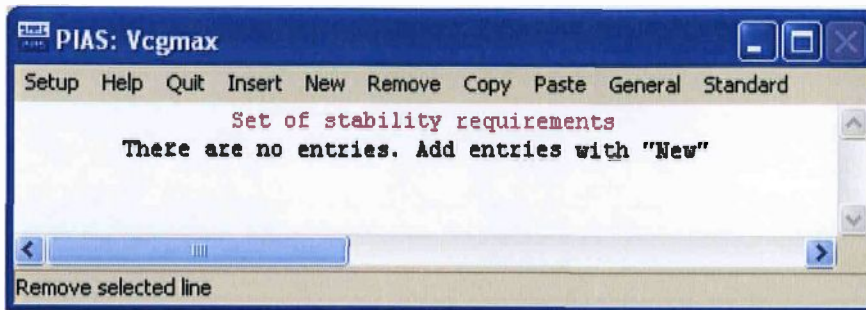
Met deze module wordt de maximaal toelaatbare KG berekend. Er kunnen met deze applicatie uit totaal 25 stabiliteitseisen geselecteerd worden. De uitvoer kan grafisch of tabellarisch geschieden.

Na selectie van deze optie verschijnt het volgende menu op het scherm:

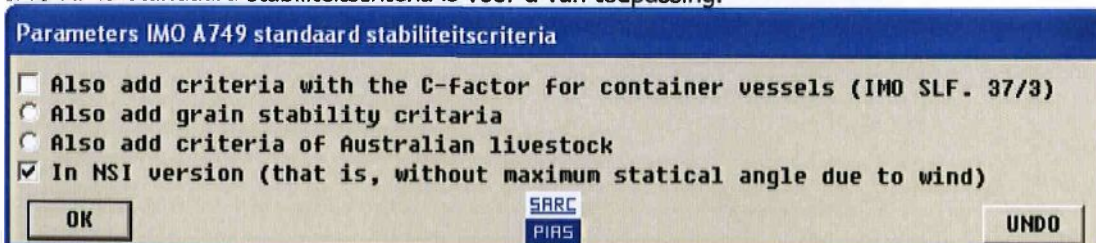


Definition of stability criteria (maximale KG' eisen)

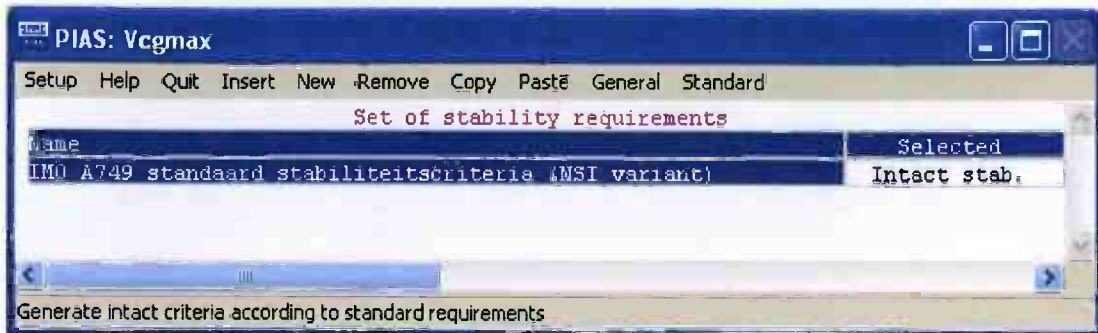
Na selectie van deze optie verschijnt het volgende venster:



Kies de menuoptie Standaard dan verschijnt een keuzemenu. Het eerste criterium, IMO A749 standaard stabiliteitscriteria is voor u van toepassing.

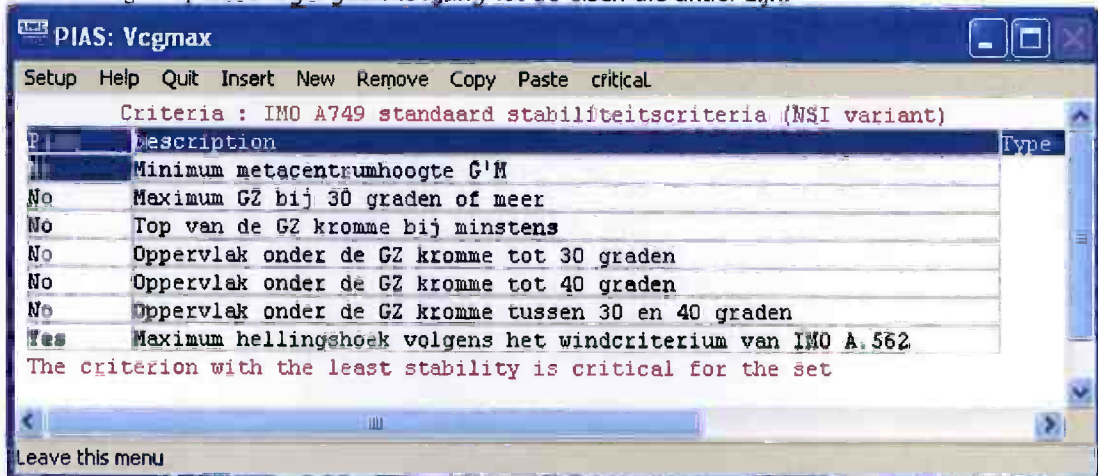


Na OK verschijnt een soortgelijk venster, vink 'In NSI version' aan en click op OK.

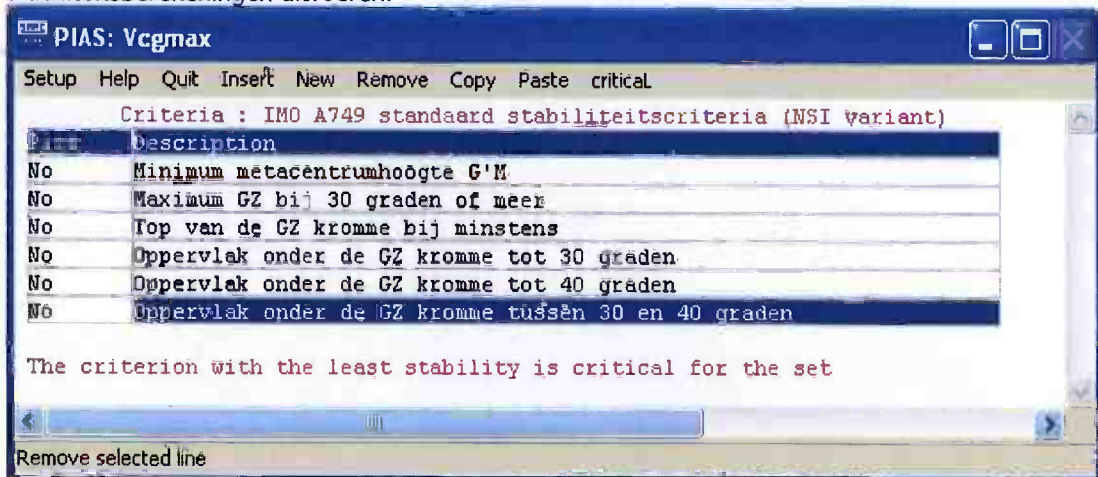


U komt dan weer terug in scherm voor de stabiliteitscriteria en ziet dat er een regel is toegevoegd.

Dubbelclicken op deze regel geeft toegang tot de eisen die actief zijn.



Het laatste criterium (wind criterium) moet u met 'Remove' of Alt+R verwijderen, want u heeft geen windcontour opgegeven. U kunt deze vensters sluiten en de stabiliteitsberekeningen uitvoeren.



De No onder de kop Plot, moet blijven, dat heeft alleen betrekking op het maken van extra plots.

## **Bijlage 4**

### **Extended Diagrams for Determining the Resistance and required Power for Single-Screw Ships**

**by W. H. Auf'M Keller**

**Maritieme Techniek**



Technische Universiteit Delft

---



# EXTENDED DIAGRAMS FOR DETERMINING THE RESISTANCE AND REQUIRED POWER FOR SINGLE-SCREW SHIPS.

by

W.H. AUFM KELLER \*)

## 1. Introduction.

Due to ever increasing dimensions, block coefficients etc. of single-screw ships such as bulk carriers and tankers, it often is not possible anymore to use the diagrams published by Lap[1], because the values of the parameters to be used, now often are not within the range of the mentioned diagrams. Therefore an extension of these diagrams was necessary.

## 2. Diagrams.

The results of model tests of 107 large single-screw ships were converted into dimensionless residuary resistance values. Based on these values the extended diagrams, Figures 2 through 6, were made.

The available data have been grouped in the same way as published in [1].

Figure 1 shows the relation between  $C_p$  and LCB for these groups.

Figure 7 represents a histogram for the B/T ratio values of the 107 investigated models.

Contrary to the distribution of the B/T values mentioned in [1], Figure 7 shows that for the large ships 71% has a B/T value varying between 2.5 and 3.0.

Since it was the intention to start from the existing diagrams as given in [1], which apply to a B/T value of 2.40, a correction was necessary for the differences in B/T.

The same correction as mentioned in [1] was maintained, viz. a mean value of 0.5% increase of the total ship resistance for an increase of B/T by 0.1.

It appeared, however, that for ships with high B/T values ( $B/T > 3.00$ ), such as for example gas tankers, these corrections had to be adapted.

If  $B/T > 3.00$  a correction of 0.5% decrease of the total ship resistance seemed to be desirable for an increase of B/T by 0.1.

It further was found necessary to introduce an empirical correction factor for the effect of

much lower L/B ratios than those usual at the time of publication of [1].

This correction, in percents of  $(\zeta_r)$  on a base of L/B ratio, is given in Figure 8.

For a reliable power calculation a good total propulsive efficiency estimation is required.

The resistance values calculated by means of the present diagrams, just like those of [1], are based on Schoenherr's extrapolation with roughness allowance coefficients  $C_A$  of 0.00035 to 0.00045.

For ship self propulsion points corresponding to these extrapolations an efficiency curve  $\eta_D$  was given in Figure 13 of [1].

It is clear that for large ships, as investigated now, with incremental resistance coefficients, of  $C_A = -0.00025$  (or even less) a much lower loading of the propellers has to be accounted for than was formerly usual. This results in higher efficiencies and a correction on the  $\eta_D$  curve of [1] is necessary in such cases. The correction as a function of  $C_A$  (representing a certain over- or underload) is given in Figure 9.

It must be noted that this figure only may be used for ships with large block coefficients ( $> 0.75$ ).

For ships with small block coefficients the  $\eta_D$  decreases (respectively increases) as a function of the overload (respectively underload) are much smaller.

According to Lap the  $\eta_D$  correction for the last mentioned ships amounts to about 1/3 per cent per 10 per cent overload, this corresponds to only a fifth of the correction as given now in Figure 9. Furthermore it appeared that with increasing block coefficients and decreasing L/B ratios the efficiency  $\eta_D$  decreased.

Empirical  $\eta_D$  corrections to a base of block coefficient and L/B ratio are therefore given respectively in Figures 10 and 11.

A histogram showing percentages deviation of the efficiency derived from the curves in the Figures 9, 10 and 11 as compared to actual

\*) Netherlands Ship Model Basin, Wageningen, the Netherlands.

\*(Publ. in International Shipbuilding Progress, Vol. 20, No. 225, 1973)

(Publ. No. 439 of the Netherlands Ship Model Basin, Wageningen)

model test results, is given in Figure 12. With the calculated efficiency and  $P_E$  values the  $P_D$  values can be determined. An indication of the accuracy of the calculations

is given by the percentages deviation of the calculated  $P_D$  values with regard to the  $P_D$  values of 116 arbitrarily chosen tested models in the histogram of Figure 15.

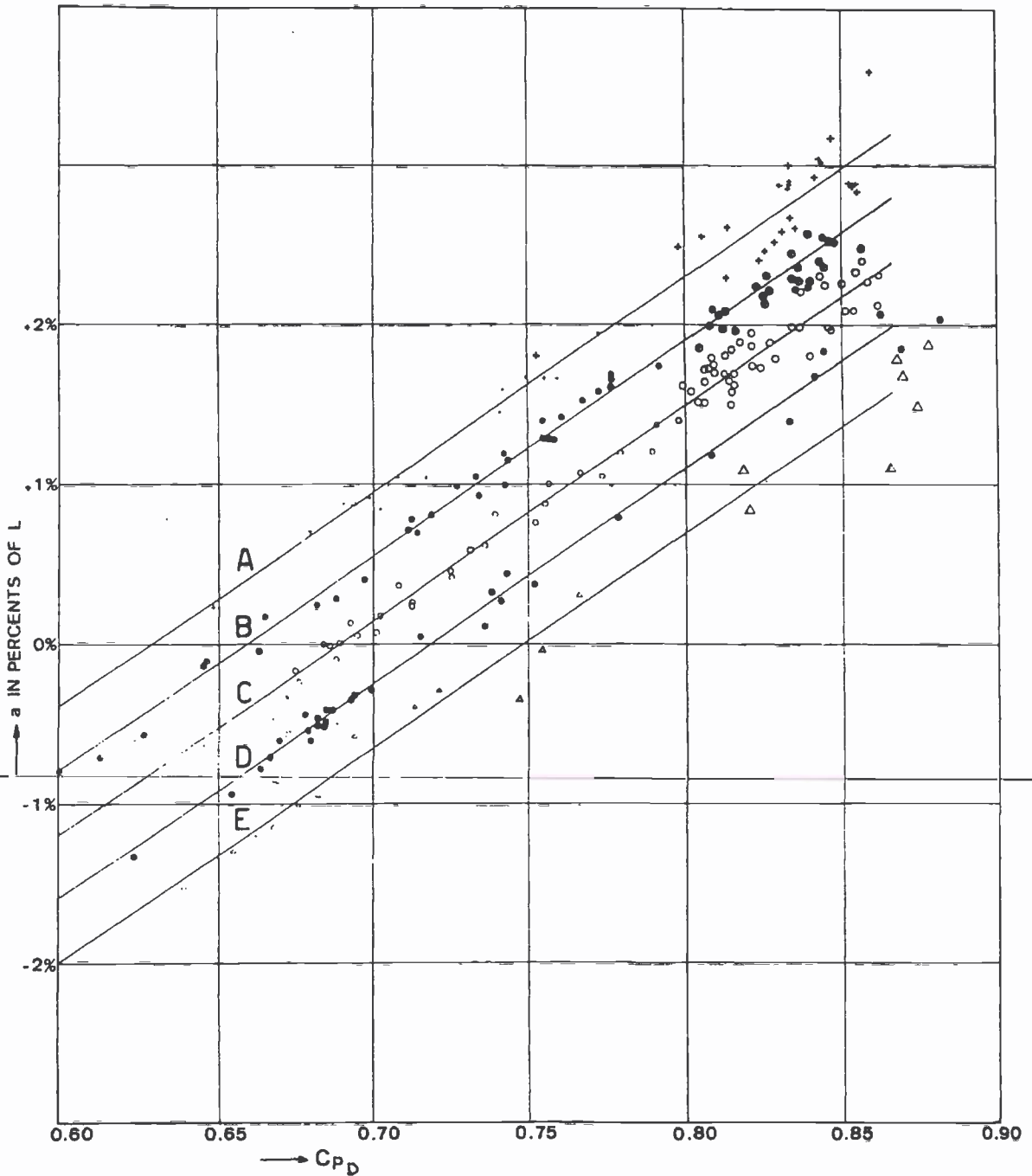


Figure 1. Position of centre of buoyancy of the examined models.



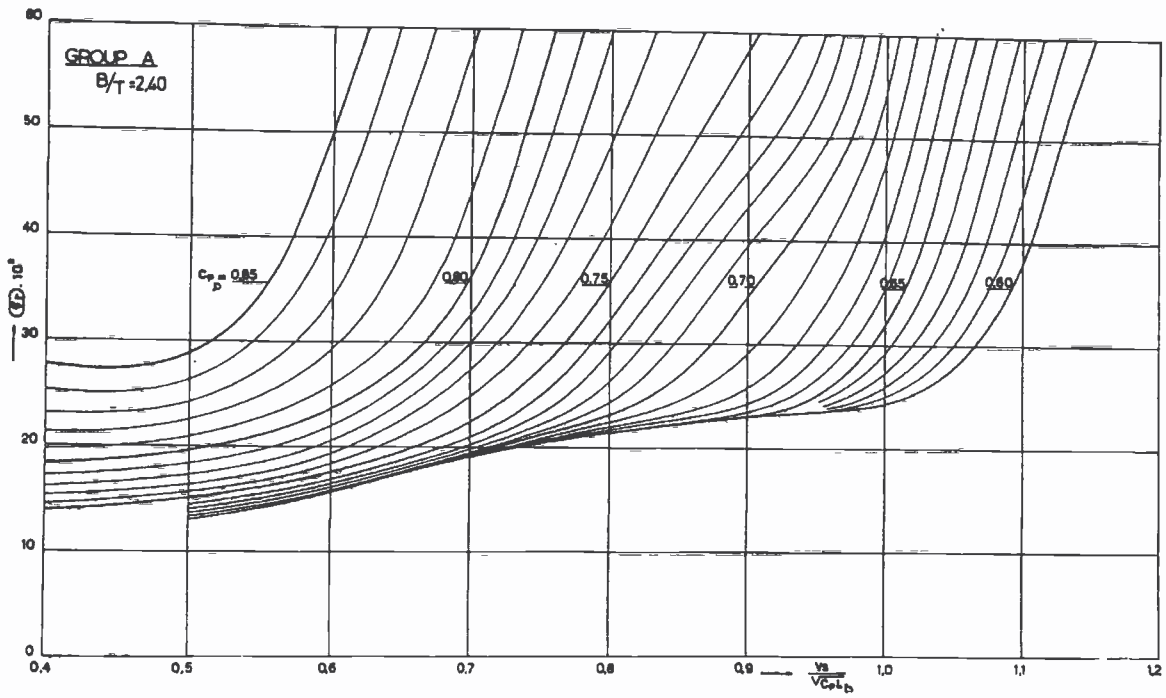


Figure 2. Diagram for determining the specific residuary resistance as a function of  $\frac{V_s}{\sqrt{Cp_D L_D}}$  and  $Cp_D$

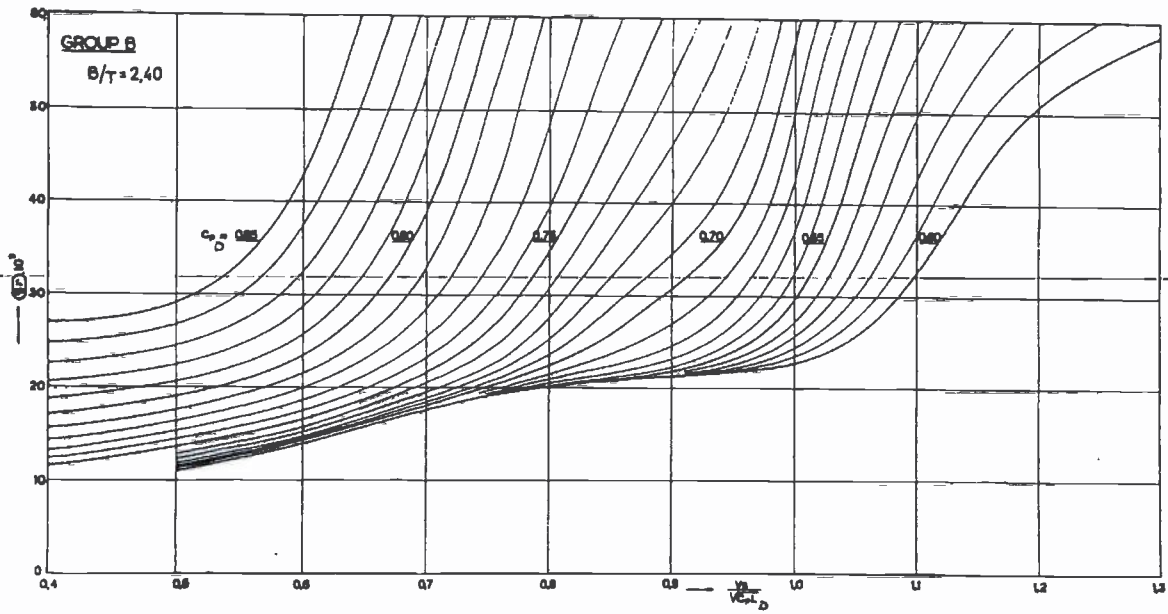


Figure 3. Diagram for determining the specific residuary resistance as a function of  $\frac{V_s}{\sqrt{Cp_D L_D}}$  and  $Cp_D$

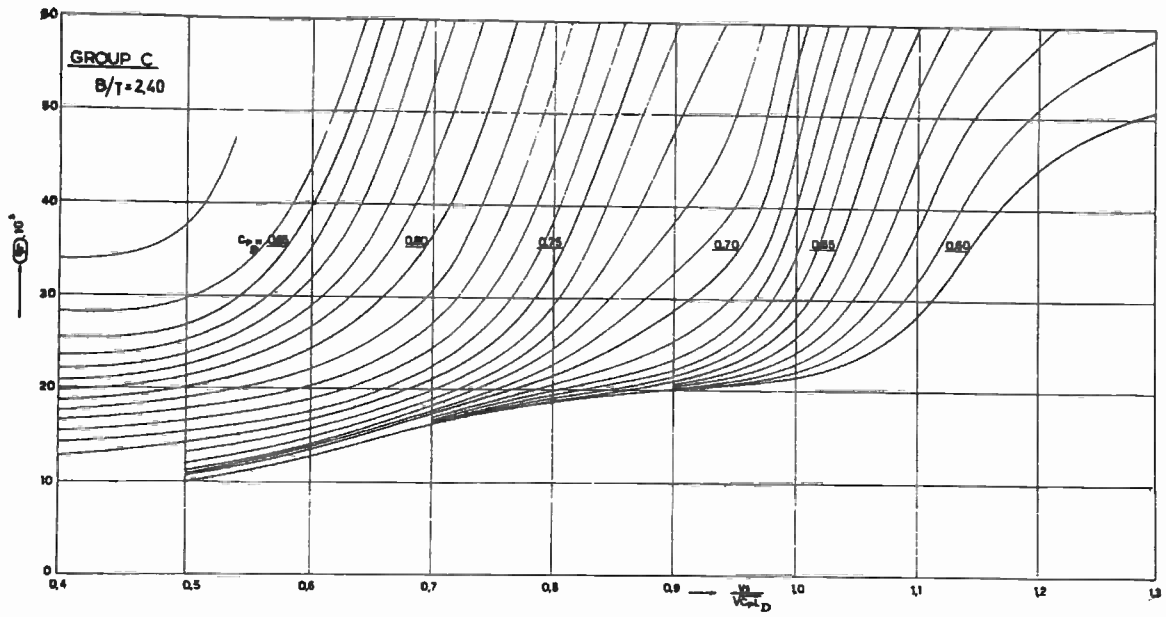


Figure 4. Diagram for determining the specific residuary resistance as a function of  $\frac{V_s}{\sqrt{C_p} L_D}$  and  $C_{pD}$

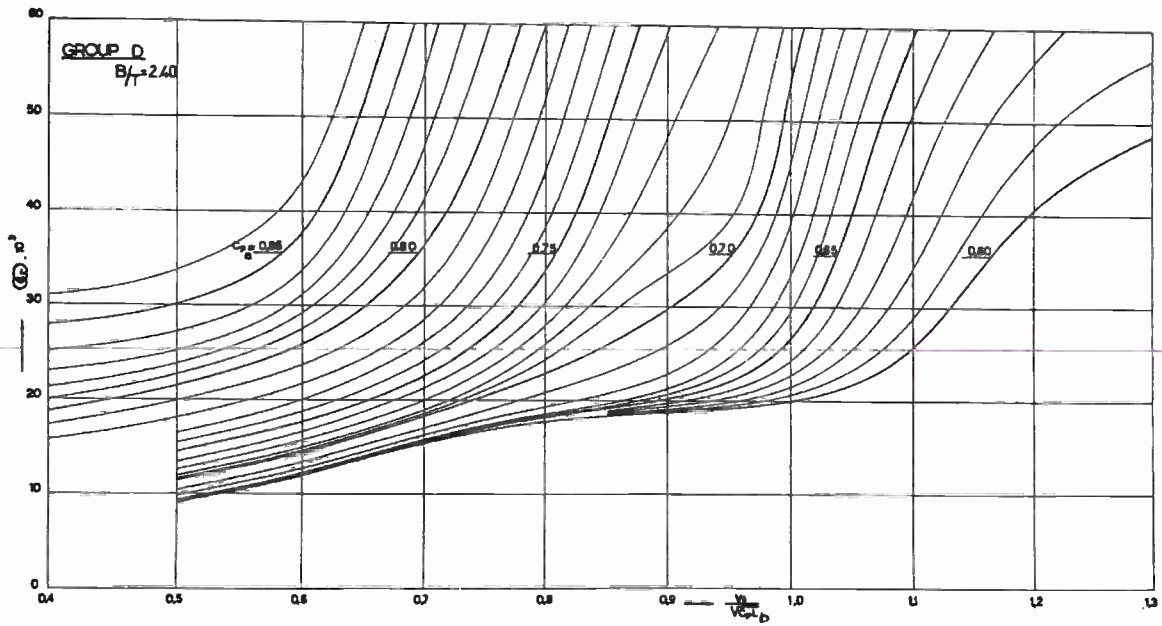


Figure 5. Diagram for determining the specific residuary resistance as a function of  $\frac{V_s}{\sqrt{C_p} L_D}$  and  $C_{pD}$

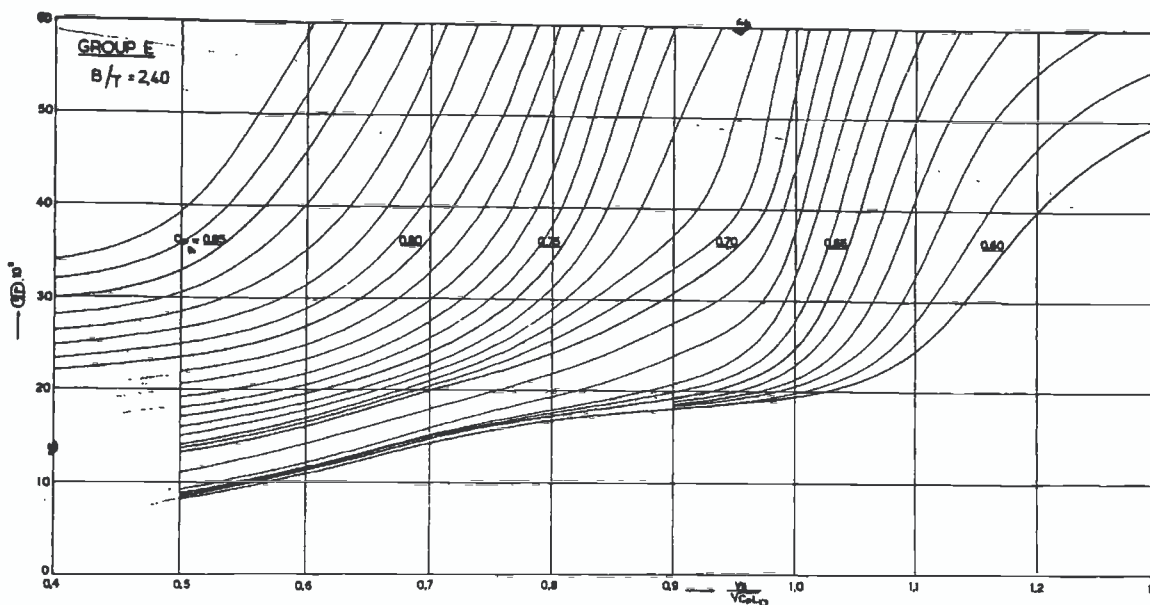


Figure 6. Diagram for determining the specific residuary resistance as a function of  $\frac{V_s}{\sqrt{Cp_D L_D}}$  and  $Cp_D$

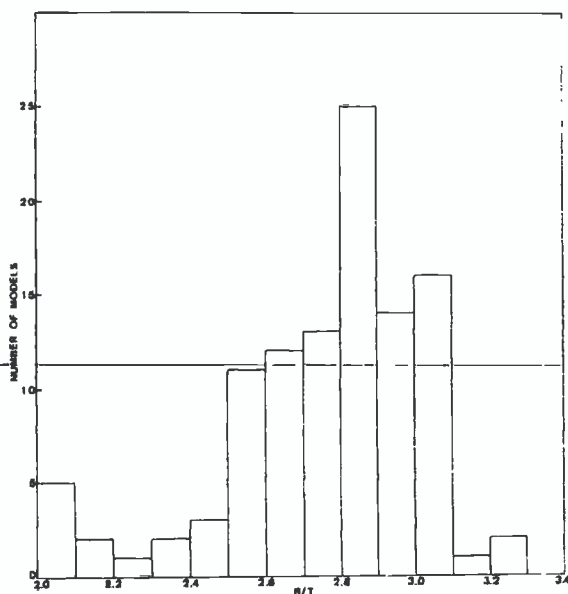


Figure 7. Histogram for the B/T ratio values of the 107 investigated models.

3. Use of the diagrams and estimation of  $P_E$  and  $P_D$  values.

The use of the diagrams is similar to the method as mentioned by Lap in publication 118 of the N. S. M. B. [1].

For the resistance calculation the new correc-

tion for the L/B ratio has to be included.

The ship length required for the calculation is the length between perpendiculars increased with one percent ( $L_d$ ).

In cases where the length of the waterline is smaller than  $1.01 \times L_{pp}$  the waterline length must be used.

For the resistance calculation it is furthermore necessary to make the correct choice for the incremental resistance coefficient  $C_A$ .

In Table 1  $C_A$  values, as used for resistance calculations at the moment at the N. S. M. B., are given as a function of the dimensions of the full size vessels.

With the aid of the number of propeller revolutions  $N$  and the ship length  $L$  a preliminary  $\eta_D$  value can be estimated from Figure 13.

Table 1

| Length of the vessels | Incremental resistance coefficient $C_A$ |
|-----------------------|--|
| 50 - 150 m            | +0.0004 - +0.00035                       |
| 150 - 210 m           | +0.0002                                  |
| 210 - 260 m           | +0.0001                                  |
| 260 - 300 m           | 0  |
| 300 - 350 m           | -0.00010                                 |
| 350 - 450 m           | -0.00025                                 |

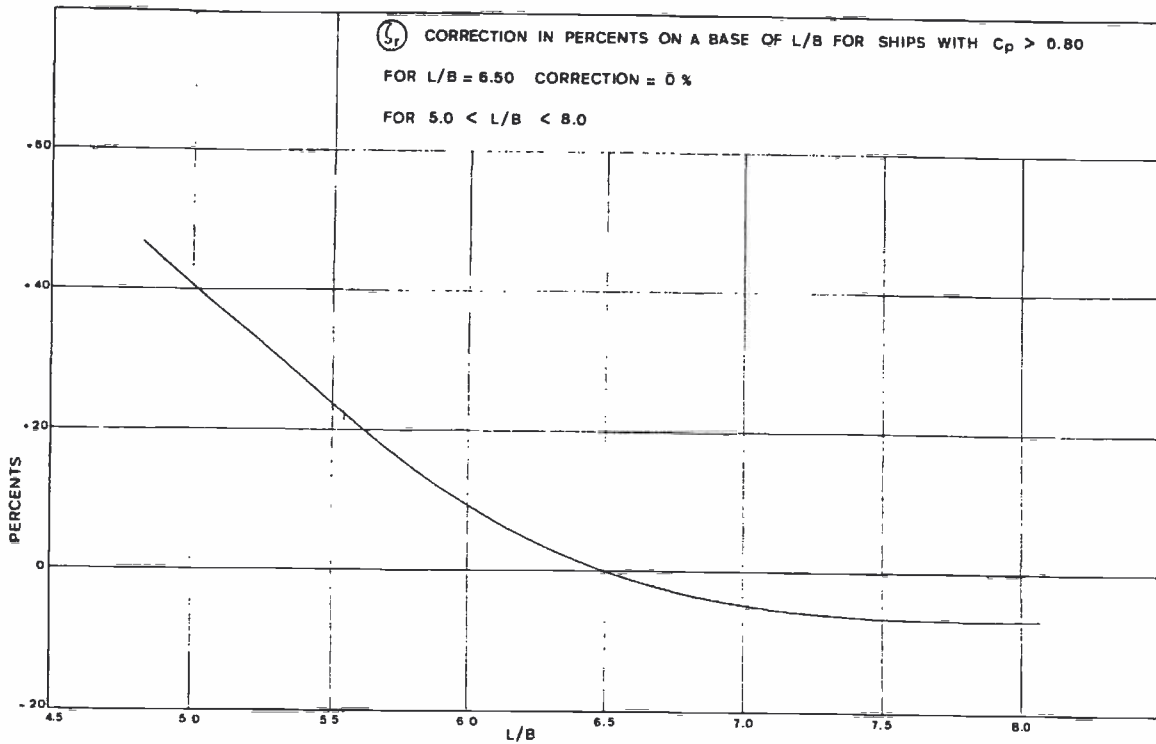


Figure 8. Correction in percents of  $C_r$  on a base of L/B ratio.

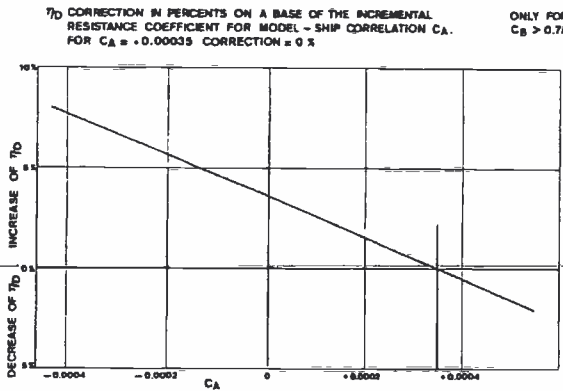


Figure 9.  $\eta_D$  correction in percents on a base of the incremental resistance coefficient for model-ship correlation  $C_A$ . For  $C_A = +0.00035$  correction = 0%.

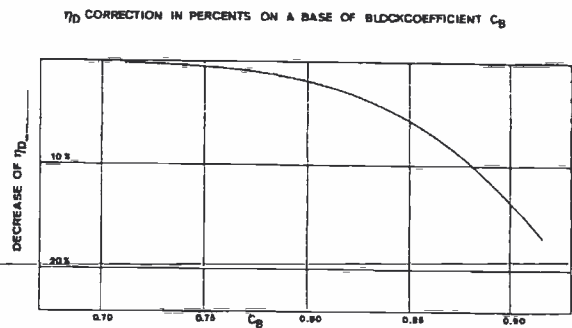


Figure 10.  $\eta_D$  correction in percents on a base of block coefficient  $C_B$ .

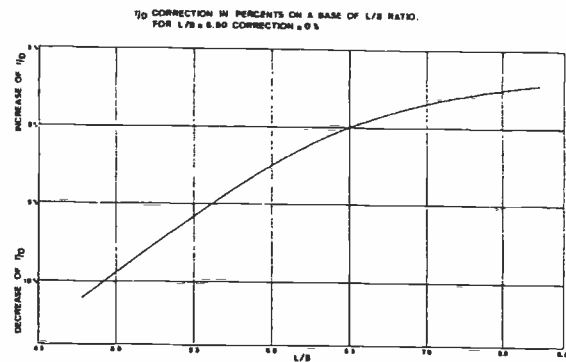


Figure 11.  $\eta_D$  correction in percents on a base of L/B ratio.

To find the final total efficiency the  $\eta_D$  values from Figure 13 must be corrected with percentages as given in the Figures 9, 10 and 11. With the final  $\eta_D$  and  $P_E$  values the  $P_D$  values on trials can be determined.

An example to explain the method of calculation is given on the next page.

4. Example of calculation.

Characteristics of ship.

L = 350.00 m  
 Ld = 353.50 m  
 B = 60.00 m  
 T = 21.50 m  
 V = 377000 m<sup>3</sup>  
 C<sub>B</sub> = δ = 0.835  
 C<sub>Bd</sub> = δ<sub>d</sub> = 0.827  
 C<sub>M</sub> = β = 0.995  
 C<sub>p</sub> = φ = 0.839  
 C<sub>pd</sub> = φ<sub>d</sub> = 0.831

L<sub>d</sub>/B = 5.89  
 B/T = 2.79  
 ⊙ = C.O.B. = +3.00%  
 S = (3.4 ∇<sup>1/3</sup> + 0.5 L) ∇<sup>1/3</sup> = 30512 m<sup>2</sup>  
 ρ = 104.5 kg sec<sup>2</sup> m<sup>-4</sup> (salt water) temperature = 15° Centigrade  
 1/2 ρ S = 1,594,252 kg sec<sup>2</sup> m<sup>-2</sup>

revs./min. propeller = 80

Wanted: SHP at trial condition for 14-15-16 and 17 knots.

$$\frac{A_m}{S} \zeta_r = \frac{C_M \times B \times T}{S} \zeta_r = 0.042067 \times \zeta_r = C_{Rt}$$

$$C_t = C_{Rt} + C_{FS} + C_A = \frac{R_{t1}}{\frac{1}{2} \rho V_s^2 S}$$

Derived from:

Fig. 1 ..... Group A

|            |   |                                   |            |             |             |
|------------|---|-----------------------------------|------------|-------------|-------------|
| 1          | Ship speed V in knots                                       | 14                                | 15         | 16          | 17          |
| 2          | Ship speed V <sub>s</sub> in m sec <sup>-1</sup>            | 7.2023                            | 7.7168     | 8.2312      | 8.7457      |
| 3          | $\frac{V_s}{v_{\phi_d} L_d}$                                | 0.420                             | 0.450      | 0.480       | 0.510       |
| 4 Fig. 2   | $\zeta_r \times 10^3$                                       | 23.24                             | 23.35      | 23.79       | 25.00       |
| 5 Fig. 8   | L <sub>d</sub> /B correction =                              | +12%                              | +12%       | +12%        | +12%        |
| 6          | $\zeta_r \times 10^3$ corrected                             | 26.03                             | 26.15      | 26.64       | 28.00       |
| 7          | C <sub>Rt</sub> × 10 <sup>3</sup>                           | 1.095                             | 1.100      | 1.121       | 1.178       |
| 8          | V × L <sub>d</sub><br>(V in knots L in metres)              | 4949                              | 5303       | 5656        | 6010        |
| 9 Fig. 14  | C <sub>FS</sub> × 10 <sup>3</sup>                           | 1.397                             | 1.385      | 1.374       | 1.365       |
| 10         | C <sub>A</sub> (See Table 1)                                | -0.00025                          | -0.00025   | -0.00025    | -0.00025    |
| 11         | (C <sub>FS</sub> + C <sub>A</sub> ) × 10 <sup>3</sup>       | 1.147                             | 1.135      | 1.124       | 1.115       |
| 12         | C <sub>t2</sub> × 10 <sup>3</sup> (= 7 + 11)                | 2.242                             | 2.235      | 2.245       | 2.293       |
| 13         | V <sub>s</sub> <sup>2</sup> (m sec. <sup>-2</sup> )         | 51.873                            | 59.549     | 67.753      | 76.487      |
| 14         | 1/2 ρ V <sub>s</sub> <sup>2</sup> S (kg)                    | 82,698,634                        | 94,936,112 | 108,015,356 | 121,939,553 |
| 15         | R <sub>t1</sub> (in kg) (= 12 × 14)                         | 185410                            | 212182     | 242494      | 279607      |
| 16         | B/T correction  | +1.95%                            | +1.95%     | +1.95%      | +1.95%      |
| 17         | R <sub>t</sub> (in kg)                                      | 189025                            | 216320     | 247223      | 285059      |
| 18         | $\frac{V_s}{75}$ (m sec. <sup>-1</sup> )                    | 0.096030                          | 0.10289    | 0.10975     | 0.11661     |
| 19         | P <sub>E</sub> (= EHP) (in hp metric)                       | 18152                             | 22257      | 27133       | 33241       |
| 20 Fig. 13 | N √L <sub>d</sub> = 1504                                    | η <sub>D</sub> = 0.706            |            |             |             |
| 21 Fig. 9  | C <sub>A</sub> = -0.00025                                   | correction η <sub>D</sub> = +6.1% |            |             |             |
| 22 Fig. 10 | C <sub>B</sub> (perpendiculars)                             | correction η <sub>D</sub> = -4 %  |            |             |             |
| 23 Fig. 11 | L/B correction  | correction η <sub>D</sub> = -3 %  |            |             |             |
| 24         | P <sub>D</sub> Trials = $\frac{P_E}{\eta_D}$ (in hp metric) | 26043                             | 31933      | 38928       | 47692       |

η<sub>D</sub> = 0.749

η<sub>D</sub> = 0.719

η<sub>D</sub> = 0.697 = η<sub>D</sub> final

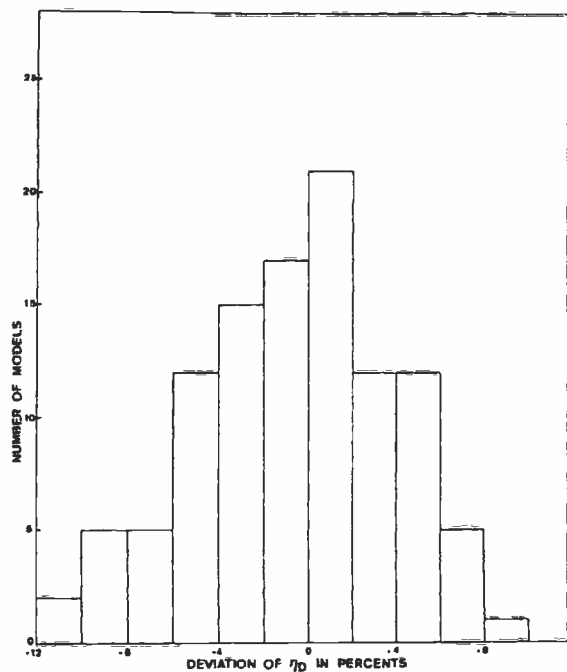


Figure 12. Histogram showing percentages deviation of the efficiency.

5. Final remarks.

a. It must be taken into account that the diagrams apply to ships with a conventional bow or with a cylindrical bow, but not to ships equipped with a bulbous bow.

b. According to our experience with the use of these diagrams the efficiency  $\eta_D$  may be 1 or 2% better than calculated, if the vessel is equipped with Oertz or balance rudder arrangement instead of a Mariner rudder arrangement.

c. As the efficiency diagram Figure 13 and the correction diagrams apply to the results of tests with 4 bladed propellers, it is necessary to realize that ships with 6 bladed propellers may have up to about 4% lower efficiencies than derived from the diagrams.

Bibliography.

Lap, A.J.W., 'Diagrams for determining the resistance of single-screw ships', Publication 118 of the N. S. M. B., International Shipbuilding Progress, Volume 1, No. 4, 1954.

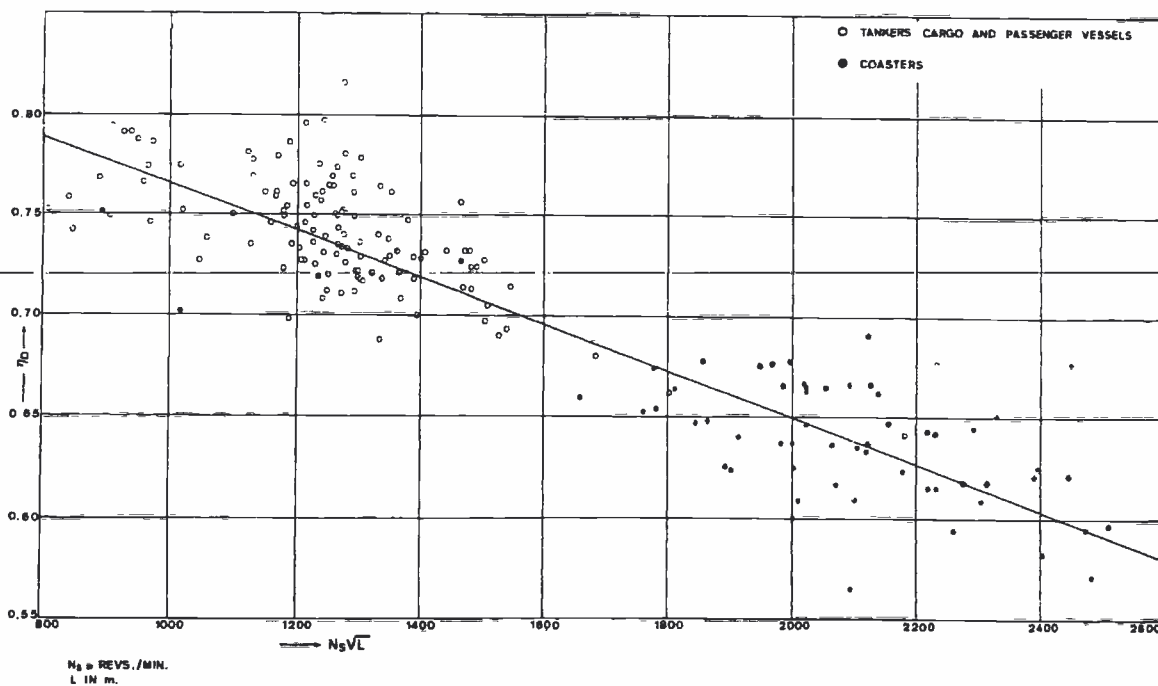


Figure 13. Diagram for determining the total propulsive efficiency for the smooth ship under ideal circumstances.

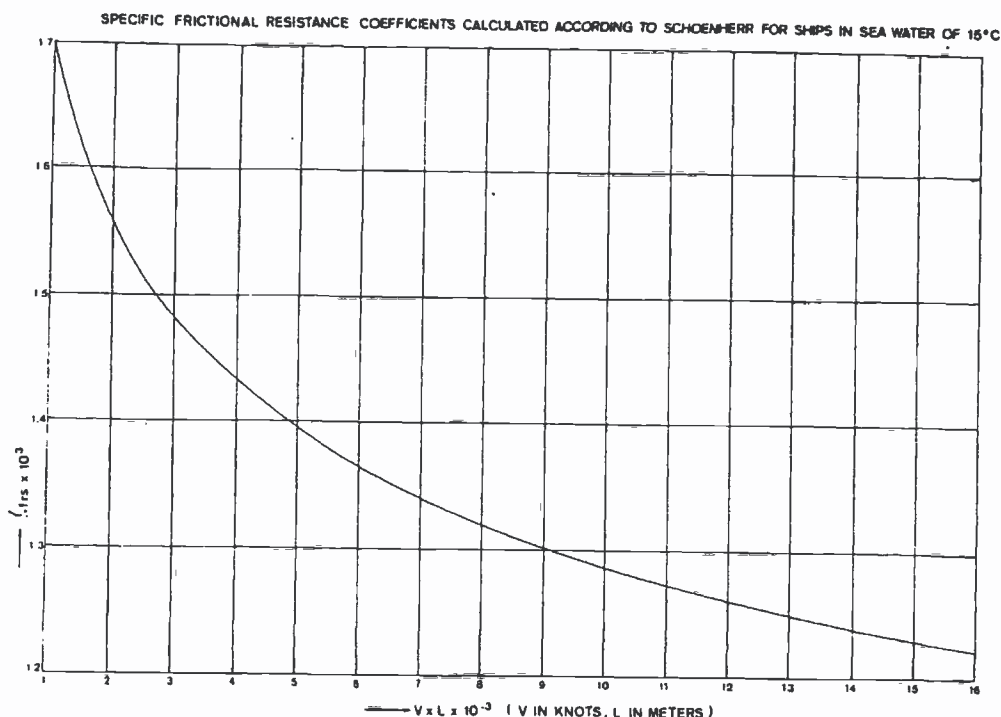


Figure 14. Specific frictional resistance coefficients calculated according to Schoenherr for ships in sea water of 15° Centigrades.

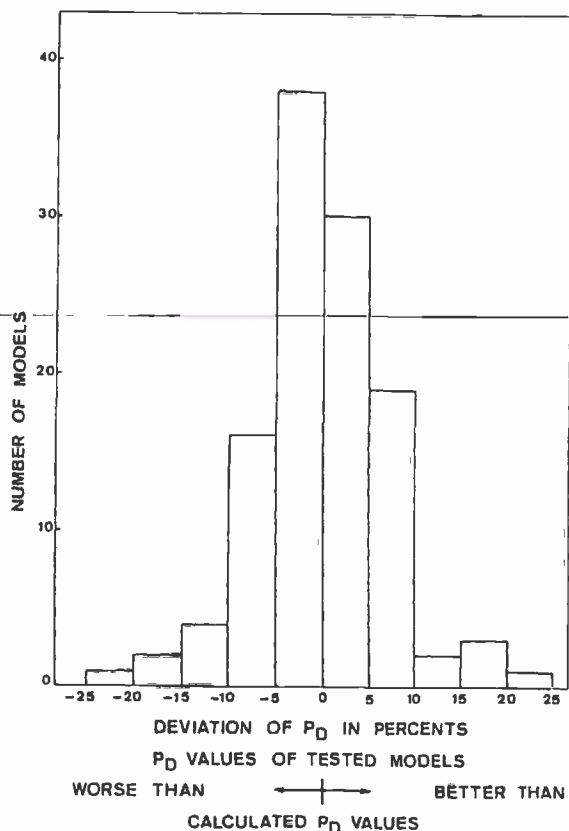


Figure 15. Histogram of the deviation of  $P_D$  in percents.

**Nomenclature.**

- a Distance of centre of buoyancy forward (+) or aft (-) } perc. of  $L$ .
- $A_m$  Midship section area.  $m^2$
- $B$  Breadth moulded.  $m$
- $BHP_{tr}$  Engine power under trial conditions.  $hp$
- $BHP_s$  Engine power under service conditions.  $hp$
- $C_A (= \Delta \zeta)$  Incremental resistance coefficient for model-ship correlation.
- $C_B (= \delta)$  Block coefficient.
- $C_M (= \beta)$  Midship section coefficient.
- $C_p (= \varphi)$  Prismatic coefficient.
- $C_{pd} (= \varphi_d)$  Prismatic coefficient belonging to displacements length.
- $C_{Rt} (= \zeta_r)$  Specific residuary resistance.
- $C_{FS} (= \zeta_{frs})$  Specific frictional resistance of the ship.
- $C_t (= \zeta_{ts})$  Total specific resistance of the ship.
- d Screw diameter  $m$

|             |            |  |            |                       |  |                     |
|-------------|------------|--|------------|-----------------------|--|---------------------|
| D           | = $\nabla$ | Displacement in fresh water                                  | $m^3$      | $R_r$                 | Residuary resistance of the ship.                                  | kg                  |
| DHP = $P_D$ |            | Delivered horse power at the screw in sea water.             | hp         | $R_t$                 | Total ship resistance in sea water of 15° C under tank conditions. | kg                  |
| EHP = $P_E$ |            | Effective horse power in sea water.                          | hp         | S (= $\Omega$ )       | Wetted area.   | $m^2$               |
| g           |            | Acceleration due to gravity.                                 | $m/sec^2$  | T                     | Mean draft.  | m                   |
| L           |            | Length between perpendiculars.                               | m          | V                     | Ship speed.  | knots               |
| $L_d$       |            | Displacement length (= 1.01 L or = $L_{WL}$ ).               | m          | $V_m$                 | Model speed.   | m/sec.              |
| $L_{WL}$    |            | Length on load waterline.                                    | m          | $V_s$                 | Ship speed.  | m/sec.              |
| $N'$        |            | Number of revolutions of the propeller in tank condition.    | revs./sec. | W (= $\psi$ )         | Wake fraction.   |                     |
| $N_s$       |            | Number of revolutions of the propeller in service condition. | revs./min. | $\alpha$              | Angle of entrance of load waterline.                               |                     |
|             |            |  |            | $\eta_p$              | Efficiency of the screw in open water.                             |                     |
|             |            |  |            | $\eta_D$ (= $\xi_0$ ) | Total propulsive efficiency.                                       |                     |
|             |            |  |            | t (= $\nu$ )          | Thrust deduction fraction.   |                     |
|             |            |  |            | $\gamma$              | Specific gravity of water.   | $kg/m^3$            |
|             |            |  |            | $\rho$                | Specific density of water.   | $kg\ m^{-4}\ sec^2$ |



## **Bijlage 5a**

### **An Approximate Power Prediction Method**

**by J. Holtrop and G. G. J. Mennen**

**1982**

**Maritieme Techniek**

 **TU Delft**

Technische Universiteit Delft

---

## AN APPROXIMATE POWER PREDICTION METHOD

by

J. Holtrop\* and G.G.J. Mennen\*

### 1. Introduction

In a recent publication [1] a statistical method was presented for the determination of the required propulsive power at the initial design stage of a ship. This method was developed through a regression analysis of random model experiments and full-scale data, available at the Netherlands Ship Model Basin. Because the accuracy of the method was reported to be insufficient when unconventional combinations of main parameters were used, an attempt was made to extend the method by adjusting the original numerical prediction model to test data obtained in some specific cases. This adaptation of the method has resulted into a set of prediction formulae with a wider range of application. Nevertheless, it should be noticed that the given modifications have a tentative character only, because the adjustments are based on a small number of experiments. In any case, the application is limited to hull forms resembling the average ship described by the main dimensions and form coefficients used in the method.

The extension of the method was focussed on improving the power prediction of high-block ships with low  $L/B$ -ratios and of slender naval ships with a complex appendage arrangement and immersed transom sterns.

Some parts of this study were carried out in the scope of the NSMB Co-operative Research programme. The adaptation of the method to naval ships was carried out in a research study for the Royal Netherlands Navy. Permission to publish results of these studies is gratefully acknowledged.

### 2. Resistance prediction

The total resistance of a ship has been subdivided into:

$$R_{\text{total}} = R_F(1 + k_1) + R_{APP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A$$

where:

- $R_F$  frictional resistance according to the ITTC-1957 friction formula
- $1 + k_1$  form factor describing the viscous resistance of the hull form in relation to  $R_F$
- $R_{APP}$  resistance of appendages
- $R_W$  wave-making and wave-breaking resistance
- $R_B$  additional pressure resistance of bulbous bow near the water surface

\* Netherlands Ship Model Basin, (Marin), Wageningen, The Netherlands.

$R_{TR}$  additional pressure resistance of immersed transom stern

$R_A$  model-ship correlation resistance.

For the form factor of the hull the prediction formula:

$$1 + k_1 = c_{13} \{0.93 + c_{12} (B/L_R)^{0.92497} (0.95 - C_p)^{-0.521448} (1 - C_p + 0.0225 lcb)^{0.6906}\}$$

can be used.

In this formula  $C_p$  is the prismatic coefficient based on the waterline length  $L$  and  $lcb$  is the longitudinal position of the centre of buoyancy forward of  $0.5L$  as a percentage of  $L$ . In the form-factor formula  $L_R$  is a parameter reflecting the length of the run according to:

$$L_R/L = 1 - C_p + 0.06 C_p lcb / (4 C_p - 1)$$

The coefficient  $c_{12}$  is defined as:

$$c_{12} = (T/L)^{0.2228446} \quad \text{when } T/L > 0.05$$

$$c_{12} = 48.20(T/L - 0.02)^{2.078} + 0.479948 \quad \text{when } 0.02 < T/L < 0.05$$

$$c_{12} = 0.479948 \quad \text{when } T/L < 0.02$$

In this formula  $T$  is the average moulded draught. The coefficient  $c_{13}$  accounts for the specific shape of the afterbody and is related to the coefficient  $C_{\text{stern}}$  according to:

$$c_{13} = 1 + 0.003 C_{\text{stern}}$$

For the coefficient  $C_{\text{stern}}$  the following tentative guidelines are given:

|                                     |                    |
|-------------------------------------|--------------------|
| Afterbody form                      | $C_{\text{stern}}$ |
| <del>pram with gondola</del>        | -25                |
| V-shaped sections                   | -10                |
| Normal section shape                | 0                  |
| U-shaped sections with Hogner stern | +10                |

The wetted area of the hull can be approximated well by:

$$S = L(2T + B) \sqrt{C_M} (0.453 + 0.4425 C_B + 0.2862 C_M - 0.003467 B/T + 0.3696 C_{WP}) + 2.38 A_{BT}/C_B$$

In this formula  $C_M$  is the midship section coefficient,  $C_B$  is the block coefficient on the basis of the

waterline length  $L$ ,  $C_{WP}$  is the waterplane area coefficient and  $A_{BT}$  is the transverse sectional area of the bulb at the position where the still-water surface intersects the stem.

The appendage resistance can be determined from:

$$R_{APP} = 0.5 \rho V^2 S_{APP} (1 + k_2)_{eq} C_F$$

where  $\rho$  is the water density,  $V$  the speed of the ship,  $S_{APP}$  the wetted area of the appendages,  $1 + k_2$  the appendage resistance factor and  $C_F$  the coefficient of frictional resistance of the ship according to the ITTC-1957 formula.

In the Table below tentative  $1 + k_2$  values are given for streamlined flow-oriented appendages. These values were obtained from resistance tests with bare and appended ship models. In several of these tests turbulence stimulators were present at the leading edges to induce turbulent flow over the appendages.

| Approximate $1 + k_2$ values |           |
|------------------------------|-----------|
| rudder behind skeg           | 1.5 - 2.0 |
| rudder behind stern          | 1.3 - 1.5 |
| twin-screw balance rudders   | 2.8       |
| shaft brackets               | 3.0       |
| skeg                         | 1.5 - 2.0 |
| strut bossings               | 3.0       |
| hull bossings                | 2.0       |
| shafts                       | 2.0 - 4.0 |
| stabilizer fins              | 2.8       |
| dome                         | 2.7       |
| bilge keels                  | 1.4       |

The equivalent  $1 + k_2$  value for a combination of appendages is determined from:

$$(1 + k_2)_{eq} = \frac{\sum (1 + k_2) S_{APP}}{\sum S_{APP}}$$

The appendage resistance can be increased by the resistance of bow thruster tunnel openings according to:

$$\rho V^2 \pi d^2 C_{BTO}$$

where  $d$  is the tunnel diameter.

The coefficient  $C_{BTO}$  ranges from 0.003 to 0.012. For openings in the cylindrical part of a bulbous bow the lower figures should be used.

The wave resistance is determined from:

$$R_w = c_1 c_2 c_3 \nabla \rho g \exp\{m_1 F_n^d + m_2 \cos(\lambda F_n^{-2})\}$$

with:

$$c_1 = 2223105 c_7^{3.78613} (T/B)^{1.07961} (90 - i_E)^{-1.37565}$$

$$c_7 = 0.229577 (B/L)^{0.33333} \quad \text{when } B/L < 0.11$$

$$c_7 = B/L \quad \text{when } 0.11 < B/L < 0.25$$

$$c_7 = 0.5 - 0.0625 L/B \quad \text{when } B/L > 0.25$$

$$c_2 = \exp(-1.89 \sqrt{c_3})$$

$$c_3 = 1 - 0.8 A_T / (BT C_M)$$

In these expressions  $c_2$  is a parameter which accounts for the reduction of the wave resistance due to the action of a bulbous bow. Similarly,  $c_3$  expresses the influence of a transom stern on the wave resistance. In the expression  $A_T$  represents the immersed part of the transverse area of the transom at zero speed.

In this figure the transverse area of wedges placed at the transom chine should be included.

In the formula for the wave resistance,  $F_n$  is the Froude number based on the waterline length  $L$ . The other parameters can be determined from:

$$\lambda = 1.446 C_p - 0.03 L/B \quad \text{when } L/B < 12$$

$$\lambda = 1.446 C_p - 0.36 \quad \text{when } L/B > 12$$

$$m_1 = 0.0140407 L/T - 1.75254 \nabla^{1/3} / L + 4.79323 B/L - c_{16}$$

$$c_{16} = 8.07981 C_p - 13.8673 C_p^2 + 6.984388 C_p^3 \quad \text{when } C_p < 0.80$$

$$c_{16} = 1.73014 - 0.7067 C_p \quad \text{when } C_p > 0.80$$

$$m_2 = c_{15} C_p^2 \exp(-0.1 F_n^{-2})$$

The coefficient  $c_{15}$  is equal to  $-1.69385$  for  $L^3/\nabla < 512$ , whereas  $c_{15} = 0.0$  for  $L^3/\nabla > 1727$ .

For values of  $512 < L^3/\nabla < 1727$ ,  $c_{15}$  is determined from:

$$c_{15} = -1.69385 + (L/\nabla^{1/3} - 8.0)/2.36$$

$$d = -0.9$$

The half angle of entrance  $i_E$  is the angle of the waterline at the bow in degrees with reference to the centre plane but neglecting the local shape at the stem. If  $i_E$  is unknown, use can be made of the following formula:

$$i_E = 1 + 89 \exp\{- (L/B)^{0.80856} (1 - C_{WP})^{0.30484} (1 - C_p - 0.0225 lcb)^{0.6367} (L_R/B)^{0.34574} (100 \nabla/L^3)^{0.16302}\}$$

This formula, obtained by regression analysis of over 200 hull shapes, yields  $i_E$  values between  $1^\circ$  and  $90^\circ$ . The original equation in [1] sometimes resulted in negative  $i_E$  values for exceptional combinations of hull-form parameters.

The coefficient that determines the influence of the bulbous bow on the wave resistance is defined as:

$$c_3 = 0.56 A_{BT}^{1.5} / \{BT(0.31 \sqrt{A_{BT}} + T_F - h_B)\}$$

where  $h_B$  is the position of the centre of the transverse area  $A_{BT}$  above the keel line and  $T_F$  is the forward draught of the ship.

The additional resistance due to the presence of a bulbous bow near the surface is determined from:

$$R_B = 0.11 \exp(-3 P_B^{-2}) F_{ni}^3 A_{BT}^{1.5} \rho g / (1 + F_{ni}^2)$$

where the coefficient  $P_B$  is a measure for the emergence of the bow and  $F_{ni}$  is the Froude number based on the immersion:

$$P_B = 0.56 \sqrt{A_{BT}} / (T_F - 1.5 h_B)$$

and

$$F_{ni} = V / \sqrt{g(T_F - h_B - 0.25 \sqrt{A_{BT}}) + 0.15 V^2}$$

In a similar way the additional pressure resistance due to the immersed transom can be determined:

$$R_{TR} = 0.5 \rho V^2 A_T c_6$$

The coefficient  $c_6$  has been related to the Froude number based on the transom immersion:

$$c_6 = 0.2(1 - 0.2 F_{nT}) \quad \text{when } F_{nT} < 5$$

or

$$c_6 = 0 \quad \text{when } F_{nT} \geq 5$$

$F_{nT}$  has been defined as:

$$F_{nT} = V / \sqrt{2 g A_T / (B + B C_{WP})}$$

In this definition  $C_{WP}$  is the waterplane area coefficient.

The model-ship correlation resistance  $R_A$  with

$$R_A = \frac{1}{2} \rho V^2 S C_A$$

is supposed to describe primarily the effect of the hull roughness and the still-air resistance. From an analysis of results of speed trials, which have been corrected to ideal trial conditions, the following formula for the correlation allowance coefficient  $C_A$  was found:

$$C_A = 0.006(L + 100)^{-0.16} - 0.00205 + 0.003 \sqrt{L/7.5} C_B^4 c_2 (0.04 - c_4)$$

with

$$c_4 = T_F / L \quad \text{when } T_F / L \leq 0.04$$

or

$$c_4 = 0.04 \quad \text{when } T_F / L > 0.04$$

In addition,  $C_A$  might be increased to calculate e.g. the effect of a larger hull roughness than standard. To this end the ITTC-1978 formulation can be used from which the increase of  $C_A$  can be derived for roughness values higher than the standard figure of  $k_s = 150 \mu\text{m}$  (mean apparent amplitude):

$$\text{increase } C_A = (0.105 k_s^{1/3} - 0.005579) / L^{1/3}$$

In these formulae  $L$  and  $k_s$  are given in metres.

### 3. Prediction of propulsion factors

The statistical prediction formulae for estimating the effective wake fraction, the thrust deduction fraction and the relative-rotative efficiency as presented in [1] could be improved on several points.

For single-screw ships with a conventional stern arrangement the following adapted formula for the wake fraction can be used:

$$w = c_9 C_V \frac{L}{T_A} \left( 0.0661875 + 1.21756 c_{11} \frac{C_V}{(1 - C_{P1})} \right) + 0.24558 \sqrt{\frac{B}{L(1 - C_{P1})}} - \frac{0.09726}{0.95 - C_P} + \frac{0.11434}{0.95 - C_B} + 0.75 C_{\text{stern}} C_V + 0.002 C_{\text{stern}}$$

The coefficient  $c_9$  depends on a coefficient  $c_8$  defined as:

$$c_8 = BS / (LDT_A) \quad \text{when } B/T_A < 5$$

or

$$c_8 = S(7B/T_A - 25) / (LD(B/T_A - 3)) \quad \text{when } B/T_A > 5$$

$$c_9 = c_8 \quad \text{when } c_8 < 28$$

or

$$c_9 = 32 - 16 / (c_8 - 24) \quad \text{when } c_8 > 28$$

$$c_{11} = T_A / D \quad \text{when } T_A / D < 2$$

or

$$c_{11} = 0.0833333(T_A / D)^3 + 1.33333 \quad \text{when } T_A / D > 2$$

In the formula for the wake fraction,  $C_V$  is the viscous resistance coefficient with  $C_V = (1 + k) C_F + C_A$ . Further:

$$C_{P1} = 1.45 C_P - 0.315 - 0.0225 lcb.$$

In a similar manner the following approximate formula for the thrust deduction can be applied:

$$t = 0.001979 L / (B - BC_{P1}) + 1.0585 c_{10} + 0.00524 - 0.1418 D^2 / (BT) + 0.0015 C_{\text{stern}}$$

The coefficient  $c_{10}$  is defined as:

$$c_{10} = B/L \quad \text{when } L/B > 5.2$$

or

$$c_{10} = 0.25 - 0.003328402 / (B/L - 0.134615385) \quad \text{when } L/B < 5.2$$

The relative-rotative efficiency can be predicted

well by the original formula:

$$\eta_R = 0.9922 - 0.05908 A_E/A_O + \\ + 0.07424(C_p - 0.0225 lcb)$$

Because the formulae above apply to ships with a conventional stern an attempt has been made to indicate a tentative formulation for the propulsion factors of single-screw ships with an open stern as applied sometimes on slender, fast sailing ships:

$$w = 0.3 C_B + 10 C_V C_B - 0.1$$

$$t = 0.10 \text{ and } \eta_R = 0.98.$$

These values are based on only a very limited number of model data. The influence of the fullness and the viscous resistance coefficient has been expressed in a similar way as in the original prediction formulae for twin-screw ships. These original formulae for twin-screw ships are:

$$w = 0.3095 C_B + 10 C_V C_B - 0.23 D/\sqrt{BT}$$

$$t = 0.325 C_B - 0.1885 D/\sqrt{BT}$$

$$\eta_R = 0.9737 + 0.111(C_p - 0.0225 lcb) + \\ - 0.06325 P/D$$

#### 4. Estimation of propeller efficiency

For the prediction of the required propulsive power the efficiency of the propeller in open-water condition has to be determined. It has appeared that the characteristics of most propellers can be approximated well by using the results of tests with systematic propeller series. In [2] a polynomial representation is given of the thrust and torque coefficients of the B-series propellers. These polynomials are valid, however, for a Reynolds number of  $2.10^6$  and need to be corrected for the specific Reynolds number and the roughness of the actual propeller. The presented statistical prediction equations for the model-ship correlation allowance and the propulsion factors are based on Reynolds and roughness corrections according to the ITTC-1978 method, [3]. According to this method the propeller thrust and torque coefficients are corrected according to:

$$K_{T\text{-ship}} = K_{T\text{-B-series}} + \Delta C_D 0.3 \frac{P c_{0.75} Z}{D^2}$$

$$K_{Q\text{-ship}} = K_{Q\text{-B-series}} - \Delta C_D 0.25 \frac{c_{0.75} Z}{D}$$

Here  $\Delta C_D$  is the difference in drag coefficient of the profile section,  $P$  is the pitch of the propeller and

$c_{0.75}$  is the chord length at a radius of 75 per cent and  $Z$  is the number of blades.

$$\Delta C_D = (2 + 4(t/c)_{0.75}) \{0.003605 - (1.89 + 1.62 \\ \log(c_{0.75}/k_p))^{-2.5}\}$$

In this formula  $t/c$  is the thickness-chordlength ratio and  $k_p$  is the propeller blade surface roughness.

For this roughness the value of  $k_p = 0.00003$  m is used as a standard figure for new propellers.

The chord length and the thickness-chordlength ratio can be estimated using the following empirical formulae:

$$c_{0.75} = 2.073(A_E/A_O) D/Z$$

and

$$(t/c)_{0.75} = (0.0185 - 0.00125 Z) D/c_{0.75}.$$

The blade area ratio can be determined from e.g. Keller's formula:

$$A_E/A_O = K + (1.3 + 0.3 Z) T/(D^2(p_o + \rho gh - p_v))$$

In this formula  $T$  is the propeller thrust,  $p_o + \rho gh$  is the static pressure at the shaft centre line,  $p_v$  is the vapour pressure and  $K$  is a constant to which the following figures apply:

$K = 0$  to  $0.1$  for twin-screw ships

$K = 0.2$  for single-screw ships

For sea water of 15 degrees centigrade the value of  $p_o - p_v$  is  $99047$  N/m<sup>2</sup>.

The given prediction equations are consistent with a shafting efficiency of

$$\eta_S = P_D/P_S = 0.99$$

and reflect ideal trial conditions, implying:

- no wind, waves and swell,
- deep water with a density of  $1025$  kg/m<sup>3</sup> and a temperature of 15 degrees centigrade and
- a clean hull and propeller with a surface roughness according to modern standards.

The shaft power can now be determined from:

$$P_S = P_E/(\eta_R \eta_o \eta_S \frac{1-t}{1-w})$$

#### 5. Numerical example

The performance characteristics of a hypothetical single-screw ship are calculated for a speed of 25 knots. The calculations are made for the various resistance components and the propulsion factors, successively.

The main ship particulars are listed in the Table on the next page:

## Main ship characteristics

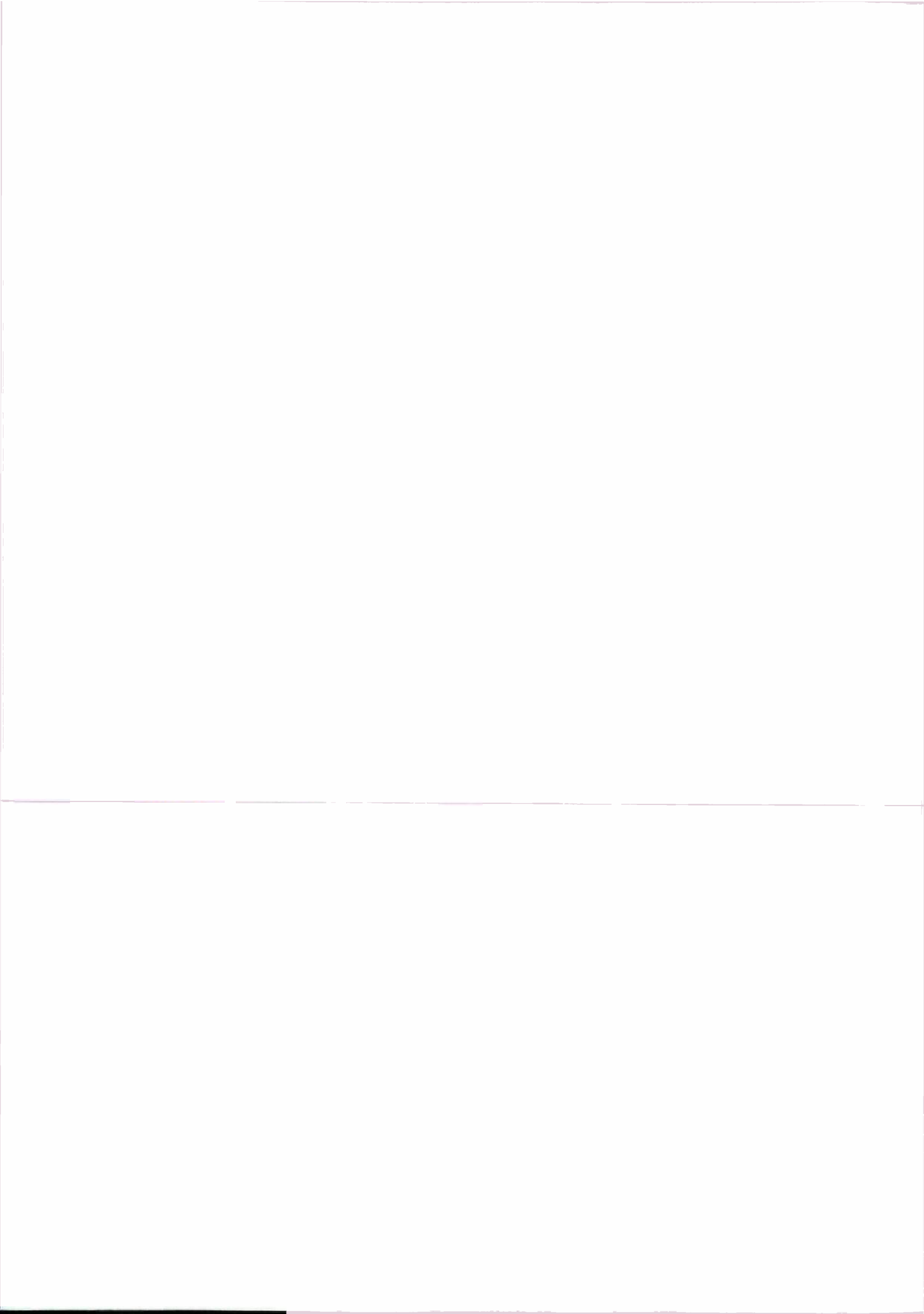
|                                     |                                  |                      |
|-------------------------------------|----------------------------------|----------------------|
| length on waterline                 | $L$                              | 205.00 m             |
| length between perpendiculars       | $L_{pp}$                         | 200.00 m             |
| breadth moulded                     | $B$                              | 32.00 m              |
| draught moulded on F.P.             | $T_F$                            | 10.00 m              |
| draught moulded on A.P.             | $T_A$                            | 10.00 m              |
| displacement volume moulded         | $\nabla$                         | 37500 m <sup>3</sup> |
| longitudinal centre of buoyancy     | 2.02% aft of $\frac{1}{2}L_{pp}$ |                      |
| transverse bulb area                | $A_{BT}$                         | 20.0 m <sup>2</sup>  |
| centre of bulb area above keel line | $h_B$                            | 4.0 m                |
| midship section coefficient         | $C_M$                            | 0.980                |
| waterplane area coefficient         | $C_{WP}$                         | 0.750                |
| transom area                        | $A_T$                            | 16.0 m <sup>2</sup>  |
| wetted area appendages              | $S_{APP}$                        | 50.0 m <sup>2</sup>  |
| stern shape parameter               | $C_{stern}$                      | 10.0                 |
| propeller diameter                  | $D$                              | 8.00 m               |
| number of propeller blades          | $Z$                              | 4                    |
| clearance propeller with keel line  |                                  | 0.20 m               |
| ship speed                          | $V$                              | 25.0 knots           |

## References

- Holtrop, J. and Mennen, G.G.J., 'A statistical power prediction method', International Shipbuilding Progress, Vol. 25, October 1978.
- Oosterveld, M.W.C. and Oossanen, P. van, 'Further computer analyzed data of the Wageningen B-screw series', International Shipbuilding Progress, July 1975.
- Proceedings 15th ITTC, The Hague, 1978.

The calculations with the statistical method resulted into the following coefficients and powering characteristics listed in the next Table:

|           |  |                                |              |
|-----------|--|--------------------------------|--------------|
| $F_n$     | = 0.2868                               | $\bar{F}_{nT}$                 | = 5.433      |
| $C_P$     | = 0.5833                               | $R_{TR}$                       | = 0.00 kN    |
| $L_R$     | = 81.385 m                             | $c_4$                          | = 0.04       |
| $l_{cb}$  | = -0.75% (relative to $\frac{1}{2}L$ ) | $C_A$                          | = 0.000352   |
| $c_{12}$  | = 0.5102                               | $R_A$                          | = 221.98 kN  |
| $c_{13}$  | = 1.030                                | $R_{total}$                    | = 1793.26 kN |
| $1 + k_1$ | = 1.156                                | $P_E$                          | = 23063 kW   |
| $S$       | = 7381.45 m <sup>2</sup>               | $C_V$                          | = 0.001963   |
| $C_F$     | = 0.001390                             | $c_9$                          | = 14.500     |
| $R_F$     | = 869.63 kN                            | $c_{11}$                       | = 1.250      |
| $1 + k_2$ | = 1.50                                 | $C_{P1}$                       | = 0.5477     |
| $R_{APP}$ | = 8.83 kN                              | $w$                            | = 0.2584     |
| $c_7$     | = 0.1561                               | $c_{10}$                       | = 0.15610    |
| $i_E$     | = 12.08 degrees                        | $t$                            | = 0.1747     |
| $c_1$     | = 1.398                                | $T$                            | = 2172.75 kN |
| $c_3$     | = 0.02119                              | $A_E/A_0$                      | = 0.7393     |
| $c_2$     | = 0.7595                               | $\eta_R$                       | = 0.9931     |
| $c_5$     | = 0.9592                               | $c_{0.75}$                     | = 3.065 m    |
| $m_1$     | = -2.1274                              | $t/c_{0.75}$                   | = 0.03524    |
| $c_{15}$  | = 1.69385                              | $\Delta C_D$                   | = 0.000956   |
| $m_2$     | = -0.17087                             |                                |              |
| $\lambda$ | = 0.6513                               | From the B-series polynomials: |              |
| $R_W$     | = 557.11 kN                            | $K_{T_s}$                      | = 0.18802    |
| $P_B$     | = 0.6261                               | $n$                            | = 1.6594 Hz  |
| $F_{ni}$  | = 1.5084                               | $K_{Q_0}$                      | = 0.033275   |
| $R_B$     | = 0.049 kN                             | $\eta_o$                       | = 0.6461     |
|           |  | $P_S$                          | = 32621 kW   |



# **Bijlage 5b**

## **A Statistical Re-Analysis of Resistance and Propulsion Data**

**by J. Holtrop**

**1984**

**Maritieme Techniek**





# A STATISTICAL RE-ANALYSIS OF RESISTANCE AND PROPULSION DATA

by

J. Holtrop\*

## 1. Introduction

In a recent publication [1] a power prediction method was presented which was based on a regression analysis of random model and full-scale test data. For several combinations of main dimensions and form coefficients the method had been adjusted to test results obtained in some specific cases. In spite of these adaptations the accuracy of the method was found to be insufficient for some classes of ships. Especially for high speed craft at Froude numbers above 0.5 the power predictions were often wrong. With the objective to improve the method the data sample was extended covering wider ranges of the parameters of interest. In this extension of the data sample the published results of the Series 64 hull forms [2] have been included. The regression analyses were now based on the results of tests on 334 models. Beside these analyses of resistance and propulsion properties a method was devised by which the influence of the propeller cavitation could be taken into account. In addition some formulae are given by which the effect of a partial propeller submergence can tentatively be estimated. These formulae have been derived in a study carried out in a MARIN Co-operative Research programme. Permission to publish these results is gratefully acknowledged.

## 2. Re-analysis of resistance test-results

The results were analysed using the same sub-division into components as used in [1]:

$$R_{\text{Total}} = R_F(1+k_1) + R_{\text{APP}} + R_w + R_B + R_{\text{TR}} + R_A$$

Where:

$R_F$  = frictional resistance according to the ITTC-1957 formula

$1+k_1$  = form factor of the hull

$R_{\text{APP}}$  = appendage resistance

$R_w$  = wave resistance

$R_B$  = additional pressure resistance of bulbous bow near the water surface

$R_{\text{TR}}$  = additional pressure resistance due to transom immersion

$R_A$  = model-ship correlation resistance.

A regression analysis provided a new formula for the form factor of the hull:

$$1+k_1 = 0.93 + 0.487118 c_{14} (B/L)^{1.06806} (T/L)^{0.46106}$$

$$(L/L_R)^{0.121563} (L^3/\nabla)^{0.36486} (1-C_p)^{-0.604247}$$

In this formula  $B$  and  $T$  are the moulded breadth and draught, respectively.  $L$  is the length on the waterline and  $\nabla$  is the moulded displacement volume.  $C_p$  is the prismatic coefficient based on the waterline length.

$L_R$  is defined as:

$$L_R = L(1 - C_p + 0.06 C_p lcb / (4 C_p - 1))$$

where  $lcb$  is the longitudinal position of the centre of buoyancy forward of  $0.5 L$  as a percentage of  $L$ .

The coefficient  $c_{14}$  accounts for the stern shape. It depends on the stern shape coefficient  $C_{\text{stern}}$  for which the following tentative figures can be given:

| Afterbody form                      | $C_{\text{stern}}$ | $c_{14} = 1 + 0.011 C_{\text{stern}}$ |
|-------------------------------------|--------------------|---------------------------------------|
| Pram with gondola                   | -25                |                                       |
| V-shaped sections                   | -10                |                                       |
| Normal section shape                | 0                  |                                       |
| U-shaped sections with Hogner stern | 10                 |                                       |

As regards the appendage resistance no new analysis was made. For prediction of the resistance of the appendages reference is made to [1].

A re-analysis was made of the wave resistance. A new general formula was derived from the data sample of 334 models but calculations showed that this new prediction formula was not better in the speed range up to Froude numbers of about  $F_n = 0.5$ . The results of these calculations indicated that probably a better prediction formula for the wave resistance in the high speed range could be devised when the low speed data were left aside from the regression analysis. By doing so, the following wave resistance formula was derived for the speed range  $F_n > 0.55$ .

$$R_{w-B} = c_{17} c_2 c_5 \nabla \rho g \exp\{m_3 F_n^d + m_4 \cos(\lambda F_n^{-2})\}$$

where:

$$c_{17} = 6919.3 C_M^{-1.3346} (\nabla/L^3)^{2.00977} (L/B-2)^{1.40692}$$

$$m_3 = -7.2035 (B/L)^{0.326869} (T/B)^{0.605375}$$

The coefficients  $c_2$ ,  $c_5$ ,  $d$  and  $\lambda$  have the same definition as in [1]:

\* Maritime Research Institute Netherlands, Wageningen, The Netherlands.

$$\begin{aligned}
c_2 &= \exp(-1.89\sqrt{c_3}) \\
c_5 &= (1 - 0.8 A_T^1 / (B T C_M)) \\
\lambda &= 1.446 C_p - 0.03 L/B \\
&\quad \text{when } L/B < 12 \\
\lambda &= 1.446 C_p - 0.36 \\
&\quad \text{when } L/B > 12 \\
d &= -0.9 \\
c_3 &= 0.56 A_{BT}^{1.5} / \{BT(0.31 \sqrt{A_{BT}} + T_F - h_B)\} \\
m_4 &= c_{15} 0.4 \exp(-0.034 F_n^{-3.29}) \\
c_{15} &= -1.69385 \\
&\quad \text{when } L^3/\nabla < 512 \\
c_{15} &= -1.69385 + (L/\nabla^{1/3} - 8)/2.36 \\
&\quad \text{when } 512 < L^3/\nabla < 1726.91 \\
c_{15} &= 0 \\
&\quad \text{when } L^3/\nabla > 1726.91
\end{aligned}$$

The midship section coefficient  $C_M$  and the transverse immersed transom area at rest  $A_T$  and the transverse area of the bulbous bow  $A_{BT}$  have the same meaning as in [1]. The vertical position of the centre of  $A_{BT}$  above the keel plane is  $h_B$ . The value of  $h_B$  should not exceed the upper limit of  $0.6 T_F$ .

Because attempts to derive prediction formulae for the wave resistance at low and moderate speeds were only partially successful it is suggested to use for the estimation of the wave resistance up to a Froude number of 0.4 a formula which closely resembles the original formula of [1]. The only modification consists of an adaptation of the coefficient that causes the humps and hollows on the resistance curves. This formula, which is slightly more accurate than the original one reads:

$$\begin{aligned}
R_{W-A} &= c_1 c_2 c_5 \nabla \rho g \exp(m_1 F_n^d + m_4 \cos(\lambda F_n^{-2})) \\
\text{with:} \\
c_1 &= 2223105 c_7^{3.78613} (T/B)^{1.07961} (90 - i_E)^{-1.37565} \\
c_7 &= 0.229577 (B/L)^{0.33333} \\
&\quad \text{when } B/L < 0.11 \\
c_7 &= B/L \\
&\quad \text{when } 0.11 < B/L < 0.25 \\
c_7 &= 0.5 - 0.0625 L/B \\
&\quad \text{when } B/L > 0.25 \\
m_1 &= 0.0140407 L/T - 1.75254 \nabla^{1/3} / L - \\
&\quad \quad \quad 4.79323 B/L - c_{16} \\
c_{16} &= 8.07981 C_p - 13.8673 C_p^2 + 6.984388 C_p^3 \\
&\quad \text{when } C_p < 0.8 \\
c_{16} &= 1.73014 - 0.7067 C_p \\
&\quad \text{when } C_p > 0.8
\end{aligned}$$

$m_4$ : as in the  $R_w$  formula for the high speed range.

For the speed range  $0.40 < F_n < 0.55$  it is suggested to use the more or less arbitrary interpolation formula:

$$R_w = R_{W-A_{0.4}} + (10F_n - 4)(R_{W-B_{0.55}} - R_{W-A_{0.4}})/1.5$$

Here  $R_{W-A_{0.4}}$  is the wave resistance prediction for  $F_n = 0.40$  and  $R_{W-B_{0.55}}$  is the wave resistance for  $F_n = 0.55$  according to the respective formulae.

No attempts were made to derive new formulations for the transom pressure resistance and the additional wave resistance due to a bulb near the free surface. The available material to develop such formulae is rather scarce. As regards the height of the centre of the transverse bulb area  $h_B$  it is recommended to obey the upper limit of  $0.6 T_F$  in the calculation of the additional wave resistance due to the bulb.

### 3. Re-analysis of propulsion data

The model propulsion factors and the model-ship correlation allowance were statistically re-analysed using the extended data sample. This data sample included 168 data points of full-scale trials on new built ships. In the analysis the same structure of the wake prediction formulae in [1] was maintained. By the regression analyses new constants were determined which give a slightly more accurate prediction.

A point which has been improved in the wake prediction formula is the effect of the midship section coefficient  $C_M$  for full hull forms with a single screw. The improved formula for single screw ships with a conventional stern reads:

$$\begin{aligned}
w &= c_9 c_{20} C_V \frac{L}{T_A} \left( 0.050776 + 0.93405 c_{11} \frac{C_V}{(1 - C_{P1})} \right) \\
&\quad + 0.27915 c_{20} \sqrt{\frac{B}{L(1 - C_{P1})}} + c_{19} c_{20}
\end{aligned}$$

The coefficient  $c_9$  depends on the coefficient  $c_8$  defined as:

$$c_8 = BS/(LD T_A) \quad \text{when } B/T_A < 5$$

or

$$c_8 = S(7B/T_A - 25)/(LD(B/T_A - 3)) \quad \text{when } B/T_A > 5$$

$$c_9 = c_8 \quad \text{when } c_8 < 28$$

or

$$c_9 = 32 - 16/(c_8 - 24) \quad \text{when } c_8 > 28$$

$$c_{11} = T_A/D \quad \text{when } T_A/D < 2$$

or

$$c_{11} = 0.0833333(T_A/D)^3 + 1.33333 \quad \text{when } T_A/D > 2$$

$$c_{19} = 0.12997/(0.95 - C_B) - 0.11056/(0.95 - C_p) \quad \text{when } C_p < 0.7$$

or

$$c_{19} = 0.18567/(1.3571 - C_M) - 0.71276 + 0.38648 C_p$$

when  $C_p > 0.7$

$$c_{20} = 1 + 0.015 C_{\text{stern}}$$

$$C_{p1} = 1.45 C_p - 0.315 - 0.0225 lcb .$$

The coefficient  $C_V$  is the viscous resistance coefficient with

$$C_V = (1 + k) C_F + C_A$$

As regards the thrust deduction of single screw ships a new formula was devised of comparable accuracy:

$$t = 0.25014(B/L)^{0.28956} (\sqrt{BT}/D)^{0.2624} /$$

$$/(1 - C_p + 0.0225 lcb)^{0.01762} + 0.0015 C_{\text{stern}}$$

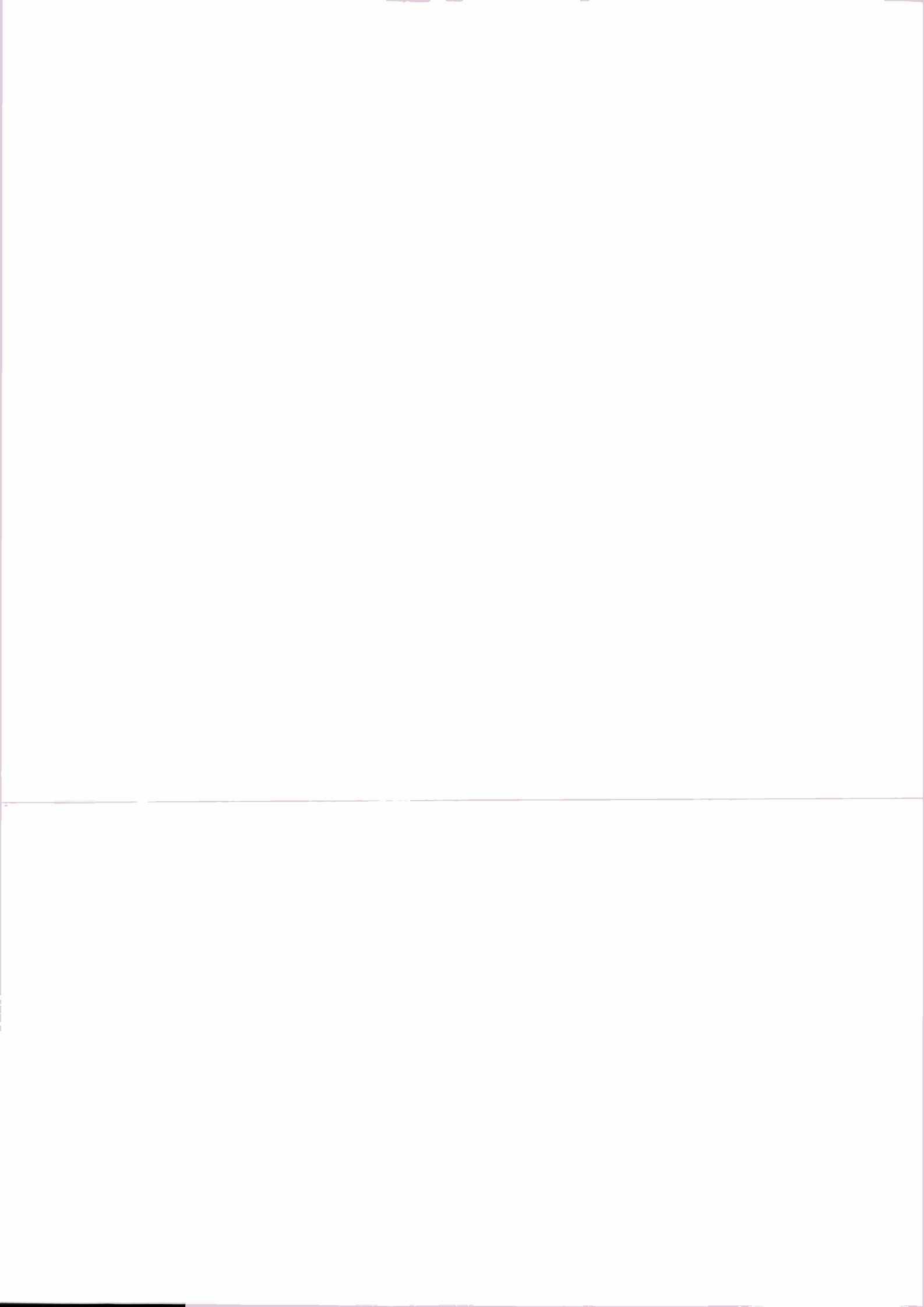
For the relative-rotative efficiency an alternative prediction formula was derived but because its accuracy is not better than that of the original one it is suggested to use the prediction formula of [1]:

$$\eta_R = 0.9922 - 0.05908 A_E/A_D +$$

$$+ 0.07424(C_p - 0.0225 lcb)$$

For multiple-screw ships and open-stern single-screw ships with open shafts the formulae of [1] were maintained.

The model-ship correlation allowance was statistically analysed. It appeared that for new ships under ideal trial conditions a  $C_A$ -value would be applicable which is on the average 91 per cent of the  $C_A$ -value according to the statistical formula of [1]. Apparently, the incorporation of more recent trial data has reduced the average level of  $C_A$  somewhat. It is suggested, however, that for practical purposes the original formula is used.



## **Bijlage 6**

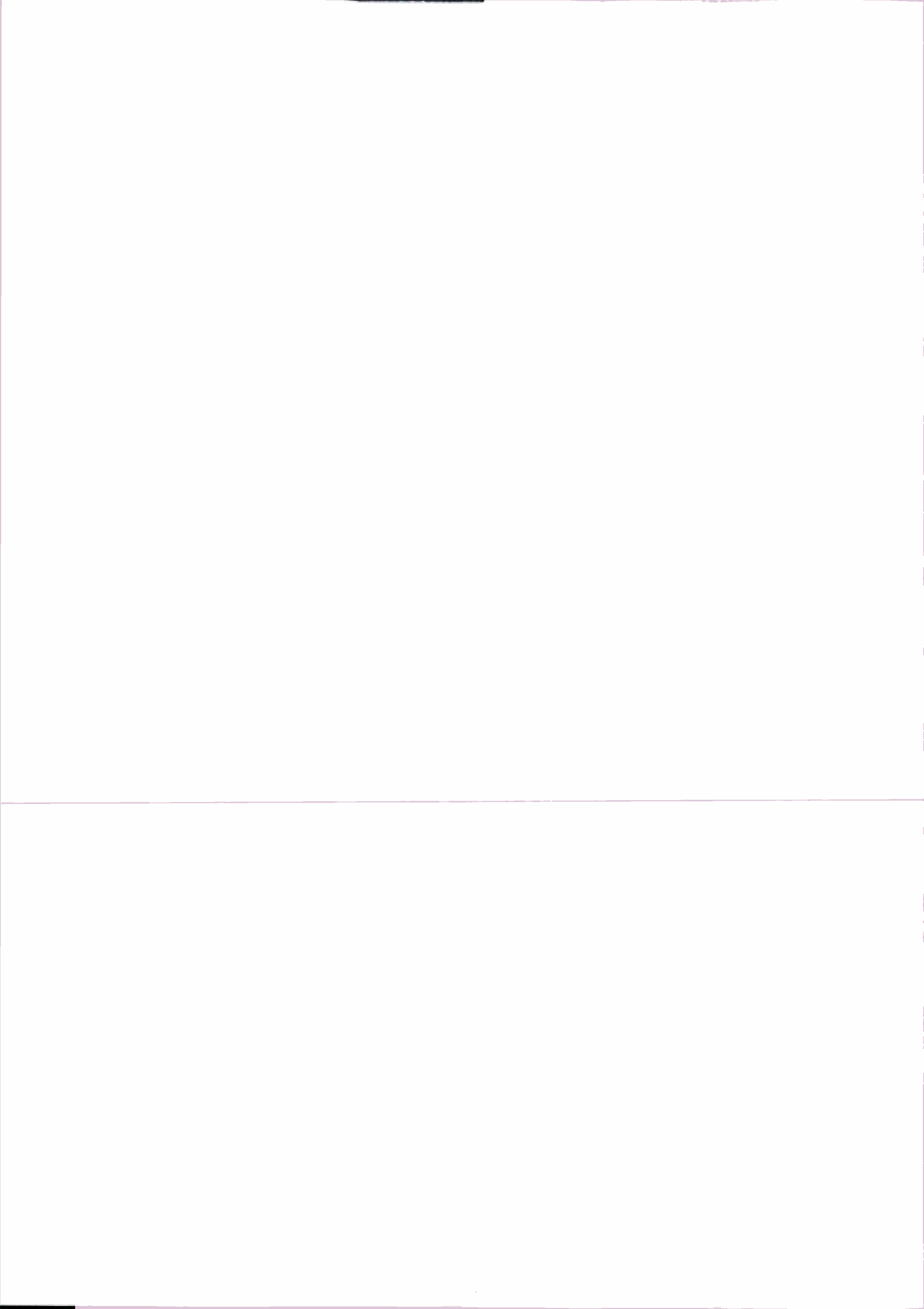
### **Openwater diagrammen voor B-serie schroeven**

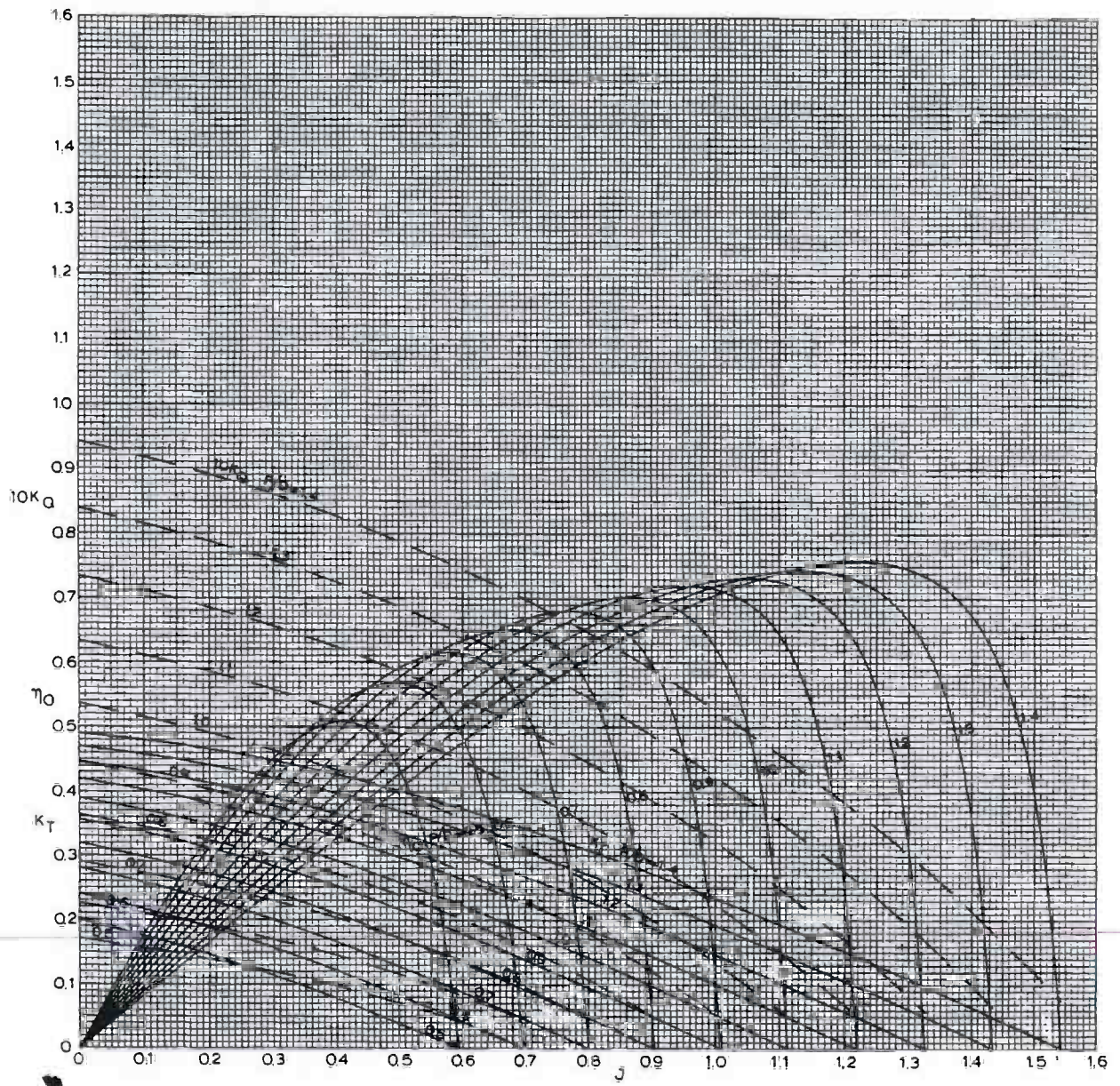
**Maritieme Techniek**



Technische Universiteit Delft

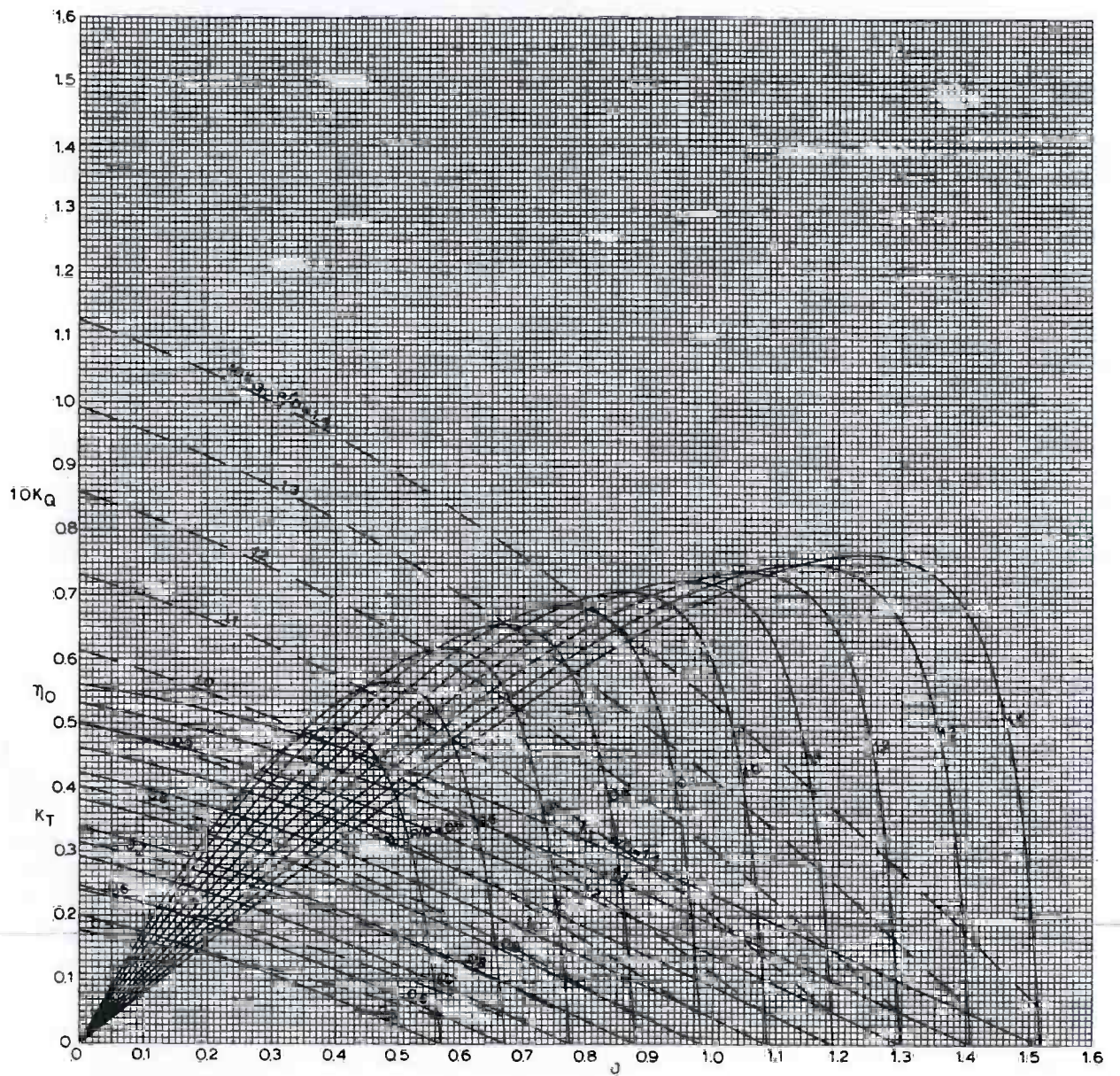
---

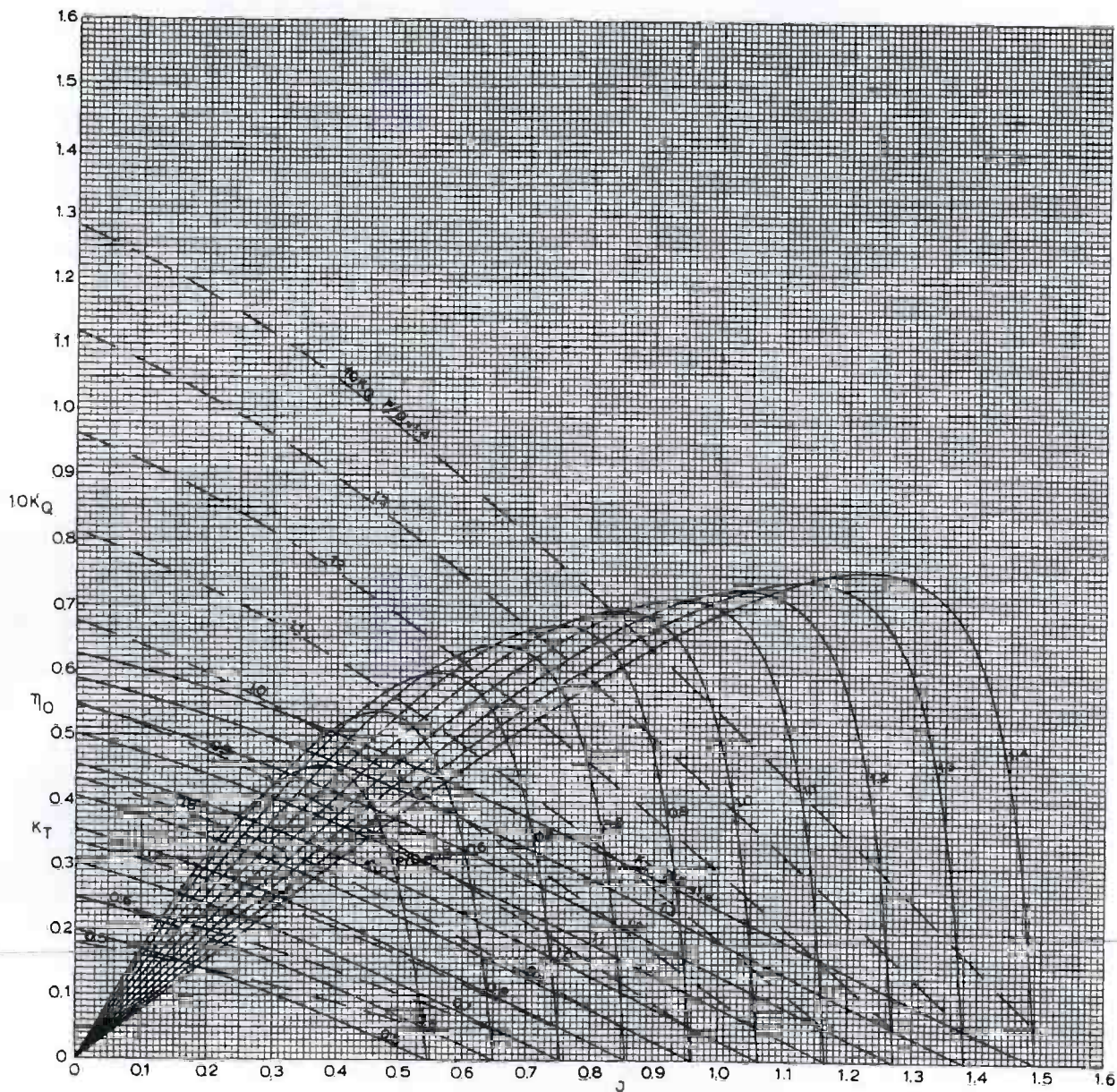




B 4-40







B 4-70