

10-7abc

1976



VAKGROEP
WATERBOUWKUNDE
Afd. Civiele Techniek
TH Delft

studie van de hydrodynamische massa met
betrekking tot het afmeren van schepen.

deelrapport 1.

afstudeerontwerp van bareld, hoppers,

begeleider: ir. p.a. kolkman

hoogleraar: prof. ir. p.a. van de velde

januari 1976

Oriënterende studie van de hydrodynamische
massa met betrekking tot het afmeren van
schepen.

DEELRAPPORT I.

Afstudeerontwerp van Bareld Hospers.
Begeleider Ir. P.A. Kolkman.
Hoogleraar Prof.Ir.P.A. van de Velde.

januari 1976.

REFERENTIES.

1. Saurin, B.F.
Berthing forces of large tankers.
Proceedings of the Sixth World Petroleum Congress
Section VII, paper 10.
2. British Ship Research Association
Wallsend, Northumberland, England:
Improving mooring methods, jan. 1970 - report NS 256.
3. Wendel, K.
Hydrodynamischen Massen und hydrodynamische Massatragheitsmomente.
Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft,
44 Band 1950.
4. Gouldston, G.
Measured berthing energies and use of control instrumentation
Proc. NATO Advanced study institute on analytical treatment of problems of berthing and mooring ships, Wallington U.K. mei 1973.
5. Grim, O.
Das Schiff und der Dalben
Schiff und Hafen, 1955, Heft 9.
6. Nagai, S. , Odai, K. , Shigedo, M.
Impacts exerted on the dolphins of sea-berths
bij roll, sway and drift of supertankers subjected to waves and swells.
PIANC, 22 conf. Parijs 1969, S II-3.
7. Vasco Costa, F.
Dynamics of berthing impacts
Proc. NATO Advanced study institute on analytical treatment of problems of Berthing and Mooring Ships
Wallington Uk mei 1973.

8. Giraudet, P.
General discussion.
Model investigation of berthing impacts.
Proc. NATO Advanced study institute on analytical
treatment of problems of Berthing and Mooring Ships
ASCE, New York 1965.
9. Kolkman, P.A.
Hydraulica, algemeen notitie 2.
10. Battjes, C.
Collegedictaat Korte Golven , T.H. Delft.
11. Flagg C.N. en Newman, J.N.
Sway Added Mass Coëfficiënts for Retangular
Profiles in Shallow Water.
Journal of Ship Research, dec. 1971.
12. van Oortmerssen, G.
Influences of the water depth on the manoeuvring
characteristic of ships.
Symposium on "Ship Handling"
Wageningen, nov. 1973.
13. Kolkman, P.A.,
Modelonderzoek schepen, notitie 3
T.H. Delft.
14. Svendsen, I.A.
Measurements of impact energies on fenders.
Dock and Harb. Auth. 1970.

INHOUD.

	blz.
I. Inleiding	1
II. Begrip hydrodynamische massa	8
III. Onderzoek methoden	11
1. Metingen gedaan op ware schaal	12
2. Modelonderzoek	15
3. Theoretische beschouwingen	22
4. Conclusie	30

I. Inleiding.

Voor het ontwerpen van afmeerconstructies voor schepen is het gewenst, vooral door de sterke schaalvergroting in de scheepvaart, zo goed mogelijk inzicht te krijgen in het gehele krachtenspel van schip en afmeerconstructie (meerstoel)

Ten opzichte van het schip is de fundie van de meerstoel tweeledig.

1. Het tot stilstand brengen van het af te meren schip;
2. Het afgemeerde schip op z'n plaats houden.

Sub 1.

De hoeveelheid kinetische energie, die het schip vlak voor de botsing heeft, wordt opgenomen door de meerstoelen en door de scheepswand.

De hoeveelheid arbeid die de scheepswand levert, is ten opzichte van de te leveren arbeid door de meerstoel klein, 5 à 10% van de totale hoeveelheid op te nemen energie (ref. 1).

Op de grootte van de hoeveelheid kinetische energie zijn onderstaande factoren van invloed:

a. Waterverplaatsing van het schip;

b. Aanvaarsnelheid ;

De aanvaarsnelheid is mede afhankelijk van:

- stroming van het water;
- wind. (vooral ongeladen schip)

c. Wijze van afmeren;

Dit betreft:

- aanvaarhoek
- snelheid van het schip in langsrichting
- snelheid van het schip in dwarsrichting

- rotatiesnelheid
- het gebruik van sleepboten en/of lieren
- botsexcentriciteit
- beslissing van de loods en/of sleepbootkapitein.

d. Hydrodynamische massa (zie voor begripsbepaling hoofdstuk II);

De grootte van de hydrodynamische massa is afhankelijk van verschillende factoren o.a.

- grootte en richting van de stroom t.o.v. scheepsbeweging
- waterbeweging langs het schip
- keelclearance
- frequentie (veerstijfheid van de meerstoel)

Saurin (ref. 1) vond voor de berekening van de hoeveelheid kinetische energie, die door de meerstoel opgenomen moet worden, de uitdrukking

$$E = \frac{1}{2}mv^2 C_m \cdot C_e \cdot C_s$$

In deze formule is:

E : de hoeveelheid te leveren arbeid

m : massa van het schip

v : aanvaarsnelheid

C_m : factor die de invloed van de hydrodynamische massa weergeeft.

$$C_m = \frac{\text{virtuele massa}}{\text{scheepsmassa}} \quad (\text{mass-factor})$$

C_e : factor die de invloed van de botsexcentriciteit weergeeft.

$$C_e = \frac{E_{\text{excentrische botsing}}}{E_{\text{centrische botsing}}}$$

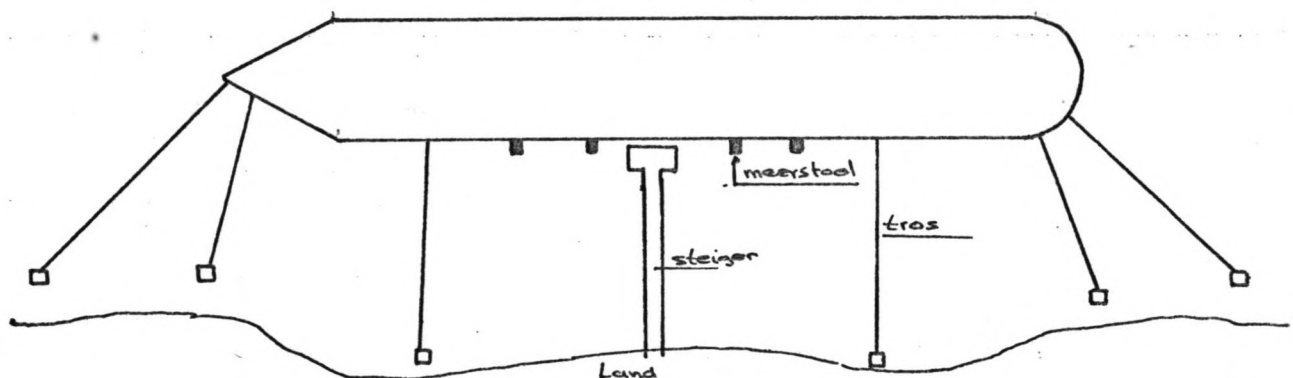
C_s : factor die de invloed van de scheepswand weergeeft.
Veelal wordt voor C_s de waarde 0,9 à 0,95 aangehouden.

Sub 2.

Indien het schip is afgemeerd, is het blootgesteld aan externe krachten, zoals

- wind
- stroming
- golven.

Deze krachten zullen afhankelijk van de richting waarin ze werken, de meerstoelen of de trossen belasten zie figuur 1.



Figuur 1.

Belasting veroorzaakt door de wind.

De invloed van de wind is o.m. afhankelijk van

- windrichting ten aanzien van de positie van het schip
- windsnelheid
- beladingstoestand van het schip.

De grootte van de winddruk kan berekend worden met de formules die door het British Ship Research Association (ref.2) gegeven zijn.

Men vindt voor de resulterende windkracht de uitdrukking

$$Q = C_z A v_w^2 \quad \text{in lbf.}$$

De windkracht loodrecht op het beschouwde oppervlak is

$$Q_{\perp} = Q \sin \rho.$$

De langskracht is $Q_{\parallel} = Q \cos \rho$.

Hierin is

- C_z : sleepcoëfficiënt
- A : zijdelings oppervlak in sq.ft
- v_w : windsnelheid in knopen
- ρ : hoek tussen scheepsas en windkracht

Aangezien de windkracht niet in het midden zal aangrijpen werkt er tevens een moment ter grootte van

$$M = C_{mw} A v_w^2 \cdot 1,04 L_{pp}$$

Hierin is

- C_{mw} : sleepcoëfficiënt
- A : zijdelings oppervlak in sq.ft
- v_w : windsnelheid in knopen
- L_{pp} : lengte schip tussen de loodlijnen

De coëfficiënten C_z , C_m , en de hoek ρ zijn afhankelijk van:

- beladingstoestand van het schip
- hoek tussen windrichting en lengteas schip.

Belasting veroorzaakt door de stroming.

Voor de berekening van de stromingskrachten kan gebruik worden gemaakt van de formules, die door de B.S.R.A. gebruikt zijn om windbelastingen uit te rekenen.

De kracht loodrecht op het schip aan de einden bedraagt:

$$F = L_{wl} \cdot D \cdot v_c^2 \left(\frac{c_w \cdot \sin \beta}{2} \pm 1,02 C_{mc} \right)$$

Hierin is

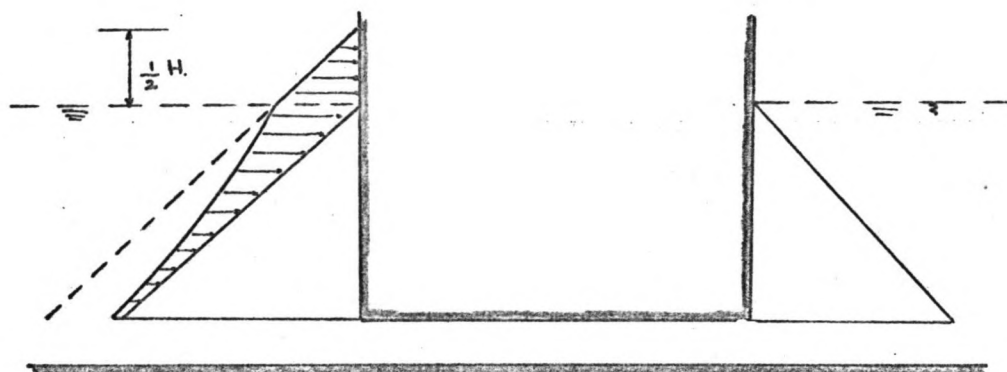
- | | |
|----------|--|
| L_{wl} | : lengte van het schip op de waterspiegel-
lijn in ft. |
| D | : diepgang in ft. |
| v_c | : stroomsnelheid in knopen |
| C_w | : sleepcoëfficiënt |
| β | : de hoek tussen scheepsas en stromingskracht. |
| C_{mc} | : moment coëfficiënt, afhankelijk van de
stromingshoek. |

Belasting veroorzaakt door de golven.

Bij de bepaling van de golfkrachten zijn van invloed:

- de hoek tussen golfkam en lengteas van het schip.
- golfhoogte
- frequentie

De drukverdeling ten gevolge van de golfbelasting in figuur 2 weergegeven.



Figuur 2 , golfbelasting op scheepswand

De maximale druk op het schip is $p_{\max} = \frac{1}{2} \rho g H$

Hierin is:

- ρ : dichtheid van het water.
 g : zwaartekracht
 H : golfhoogte

De druk neemt met de diepte af volgens de formule

$$p = \frac{p_{\max}}{\cosh \frac{2\pi D}{L}} \quad (\text{Sainflou})$$

Hierin is:

- $p_{\max}$: $\frac{1}{2} \rho g H$
 D : diepte ten opzichte van gemiddelde waterstand
 L : golflengte

De resulterende golfkracht hangt af van de momentane top - dal verhouding langs de lengte-as van het schip. Tengevolge van het periodiek karakter van de golfbeweging moet tevens rekening gehouden worden met een versterkingsfactor.

Deze versterkingsfactor kan berekend worden door de beweging van het schip + meerstoel te beschouwen als een één-massa veersysteem

$$m\ddot{x} + R\dot{x} + kx = \sum_{n=1}^m \hat{F}_n \sin \omega_n t$$

Hierin is:

- m : massa van de meerstoel + scheepsmassa
+ meebewegende watermassa
- x : verplaatsing van de meerstoel
- R : damping
- k : veerstijfheid
- F_n : golfkracht behorende bij golfhoogte H_n .
- ω_n : frequentie van de sinusoidale golf n.
- m : aantal periodieke golven bepaald door middel van Fourier analyse.

Om bovenstaande vergelijking te kunnen gebruiken zal vereenvoudigd moeten worden door golven met grote periode te verwaarlozen.

Het water zal bij golven met grote perioden aan weerszijden van het schip bijna gelijk op en neer gaan.

Binnen het gehele ontwerp van een meerstoel is een studie verricht naar de hydrodynamische massa.

Naast een oriënterende studie (deelrapport I) werd modelonderzoek gedaan in het Laboratorium van Vloeistofmechanica. zie deelrapport II en III.

II. Begrip hydrodynamische massa.

Een voorwerp, dat in water beweegt, ondervindt bij snelheidsverandering een hydrodynamische druk, die evenredig is aan de snelheidsverandering van het voorwerp.

De resulterende kracht heeft een component in de richting van de beweging, evenredig en tegengesteld aan de snelheidsverandering.

De berekening van de hydrodynamische kracht kan slechts worden uitgevoerd als de stroming een potentiaalstroom is, d.w.z. het water gedraagt zich als een ideaal vloeistof.

In een twee- dimensionaal veld is door Wendel (ref. 3) zowel voor een eenparige als voor een niet- eenparige beweging van een cylinder de resulterende kracht uitgerekend.

De druk tegen de cylinderwand is

$$p = \rho a \frac{dU}{dt} \cos \theta - \frac{1}{2} \rho U^2 + \rho U^2 \cos^2 \theta + p_0$$

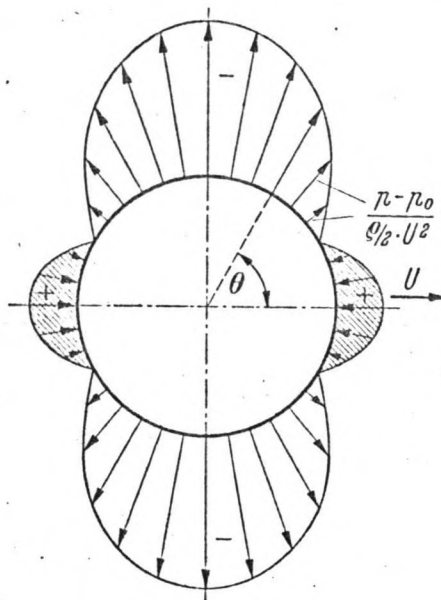
Hierin is

- | | |
|----------|---|
| ρ | : de soortelijke massa van het water |
| a | : de straal van de cylinder |
| U | : de snelheid van de cylinder |
| p_0 | : de hydrostatische druk |
| θ | : de hoek tussen het beschouwde deel en de bewegingsrichting, zie figuur 3. |

Bij een eenparige beweging $\frac{dU}{dt} = 0$ is de druk tegen de cylinderwand

$$p = p_0 + \frac{\rho U^2}{2} (1 - 4 \sin^2 \theta)$$

De drukverdeling langs de wand is op de volgende bladzijde weergegeven.



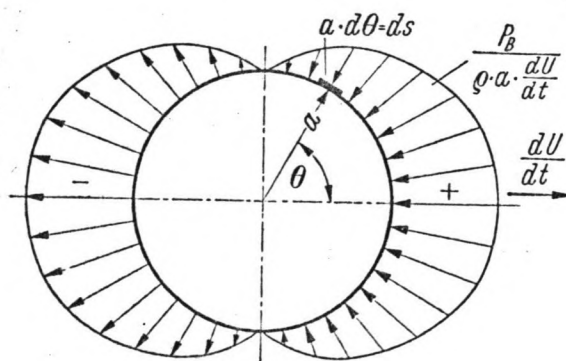
Figuur 3.

Drukverdeling op de cylinderwand bij eenparige beweging
(+ is overdruk, - is onderdruk).

De resultante van de drukken is nul.

Bij een niet- eenparige beweging is $\frac{dU}{dt} \neq 0$

Het niet- eenparig zijn van de beweging geeft een extra
druk $P_B = a \frac{dU}{dt} \cos \theta$



Figuur 4.

Drukverdeling op de cylinderwand bij een niet- eenparige
beweging.

De resultante van de drukken is tegengesteld aan de richting van de snelheidsverandering.

Hydrodynamische kracht per eenheid van lengte is $\pi \rho a^2 \frac{dU}{dt}$.

De totale hydrodynamische kracht is $\pi \rho a^2 l \frac{dU}{dt}$.

De kracht die nodig is om de snelheidsverandering aan te brengen is:

$$K = m \frac{dU}{dt} + \pi \rho a^2 l \frac{dU}{dt} = (m + \pi \rho a^2 l) \frac{dU}{dt}$$

traagheids- hydrodyn.
kracht kracht

$\pi \rho a^2 l$ wordt de hydrodynamische massa genoemd.

De hydrodynamische massa of toegevoegde massa is niet afhankelijk van de massa van het voorwerp, maar een rekengrootheid die voorgesteld kan worden als een met het voorwerp meebewegende watermassa.

III. Onderzoek methoden.

Bij de bestudering van de hydrodynamische massa van een schip wordt gebruik gemaakt van de onderstaande methoden

1. Metingen gedaan op ware schaal.
2. Modelonderzoek.
3. Theoretische beschouwingen.

1. Metingen gedaan op ware schaal.

Wat betreft metingen gedaan op ware schaal, zijn er weinig resultaten.

Door Saurin (ref. 1) zijn aan de oliesteiger te Finnart enige jaren metingen verricht.

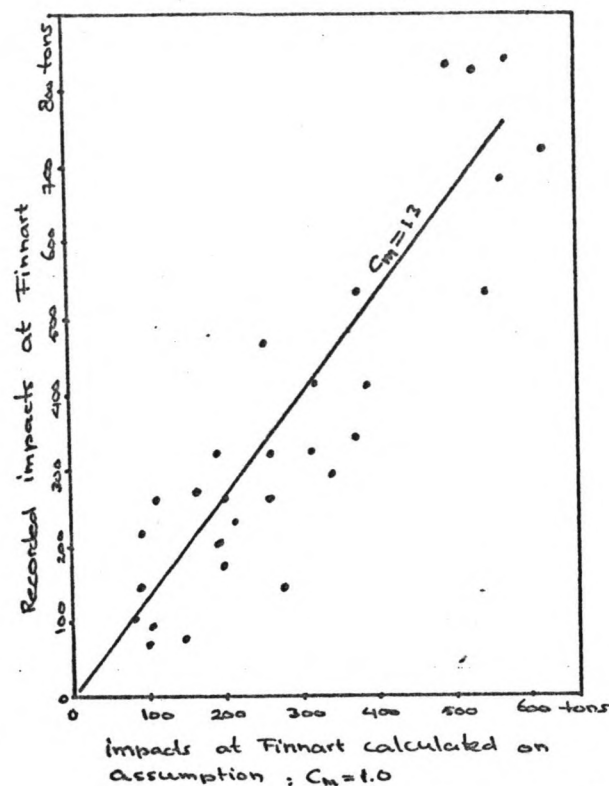
De grootte van de tankers, volgeladen, varieerde van ca. 10.000 tdw tot ca. 100.000 tdw.

De primaire afmeerconstructie bestond uit twee hoofd fenders, met een onderlinge afstand van 300 ft. Gedurende de afmeerprocedure van een tanker zijn gemeten

- de botsenergie op te nemen door beide fenders
- benaderingssnelheid
- excentriciteit van botspunt t.o.v. zwaartepunt schip
- de waterverplaatsing van het schip
- afmeerhoek
- keelclearance
- waterstroming
- wind

De gemeten waarden zijn vergeleken met berekende waarden, uitgaande van gelijke voorwaarden, zoals snelheid, scheepsgrootte en positie van het schip tijdens het afmeren.

Verder is verondersteld dat de C_m -factor gelijk is 1,0. Het resultaat van de vergelijking is weergegeven in figuur 5.



Figuur 5 , Verband tussen gemeten en berekende kracht volgens $C_m = 1,0$.

Saurin vond, door het hebben van een lijn door de puntenwolk een gemiddelde waarde voor de mass-factor van $C_m = 1,3$

Gouldston (ref. 4) heeft, uitgaande van bovengenoemde metingen een nadere analyse gemaakt van de grootte van de mass-factor in vergelijking met de waarde van $C_m = 1,3$.

In deze analyse zijn alleen tankers betrokken, waarvan de botssnelheid tegen de eerste meerstoel groter is dan 3 inch/sec. zie tabel I .

De aangekruiste snelheden geven aan, welke meerstoel het eerst contact heeft gemaakt met het schip.

Tabel I.

blad 1

BERTHING N ^o	OBSERVATIONS					CALCULATIONS		
	TANKER DISPLACEMENT (TONS)	BERTHING ENERGY (IN. TONS)	VELOCITY NORTH (IN/SEC)	VELOCITY SOUTH (IN/SEC)	C _E	C _M	BERTHING ENERGY C _H =1.3 (IN. TONS)	DIFFERENCE FROM CALC. VALUE (%)
134	55,628	2,250	2.0 _x	0	.37	1.47	1,990	+13
139	62,470	1,950	7.0 _x	1.5	.38	1.44	1,720	+13
135	54,060	1,700	3.5 _x	0	.98	2.25	980	+73
121	80,570	1,240	4.0	3.5 _x	.63	1.74	950	+30
75	66,310	1,200	5.0 _x	0	.47	1.33	1,180	=
76	55,302	1,030	4.5 _x	0	.58	1.36	985	+4.
66	109,800	914	3.0 _x	3.0	.51	1.64	760	+20
52	64,719	800	1.5	4.0 _x	.41	1.51	640	+25
108	39,000	775	2.0	5.0 _x	.34	2.04	500	+55
70	45,450	740	3.0	6.4 _x	.23	1.48	650	+14.
38	55,302	740	5.0	4.8 _x	.43	1.16	830	-11
32	45,926	725	4.0 _x	3.5	.42	1.82	465	+56
29	55,302	680	2.8	4.8 _x	.35	1.10	675	=
92	66,314	680	2.0	3.0 _x	.56	1.74	505	+35
115	66,658	630	2.5	3.5 _x	.47	1.40	580	+9.
35	45,729	608	4.0 _x	4.0	.40	1.0	443	+37
31	65,000	590	4.0 _x	3.8	.37	1.33	580	=
15	45,737	530	1.0	3.5 _x	.52	1.36	440	+20
51	49,787	530	5.0 _x	3.0	.36	0.95	680	-28
88	66,104	530	3.0	3.5 _x	.52	1.41	630	-16
114	54,060	630	0.5	3.5 _x	.42	1.39	420	+50

BERTHING NO.	OBSERVATIONS					CALCULATIONS		
	TANKER DISPLACEMENT (TONS)	BERTHING ENERGY (IN. TONS)	VELOCITY NORTH (IN/SEC)	VELOCITY SOUTH (IN/SEC)	C_E	C_M	BERTHING ENERGY $C_M = 1.3$ (IN. TONS)	DIFFERENCE FROM CALC. VALUE (%)
138	54,267	450	3.0 _x	2.0	.60	1.30	450	=
80	66,310	445	0	3.0 _x	.38	1.69	343	+30
87	46,290	420	4.0	4.0 _x	.29	1.68	323	+30
41	37,425	410	4.75 _x	0	.33	1.27	420	=
117	89,003	400	3.0 _x	2.5	.59	0.95	712	-44
89	41,723	350	2.5	5.0 _x	.25	0.80	393	-11
110	64,967	350	0	3.0 _x	.44	1.17	390	-10
42	51,855	340	3.5	4.8 _x	.25	0.92	450	-24
18	42,110	320	1.5	3.2 _x	.35	1.61	228	+40
45	42,766	320	2.0	4.0 _x	.30	1.21	310	=
126	63,550	295	0	3.0 _x	.41	1.08	350	-16
34	45,809	270	0	3.0 _x	.35	1.60	218	+24
21	46,309	260	4.0	4.0 _x	.42	1.00	470	-45
50	42,145	260	3.5 _x	2.0	.41	0.97	320	-19
129	72,215	260	3.0 _x	2.5	.45	1.42	440	-41
84	51,381	240	2.5	3.5 _x	.44	1.45	420	-43
102	42,740	240	3.0	3.0 _x	.54	1.0	313	-23
58	51,269	230	3.0	3.0 _x	.40	1.07	280	-18
49	42,124	200	3.0 _x	2.0	.41	1.03	235	-15
61	64,302	200	4.0	4.0 _x	.39	0.43	610	-200
91	54,034	180	0	3.5 _x	.30	0.78	300	-40

De waarden voor C_m werden verkregen door de andere grootheden, die voorkomen in de formule

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \cdot C_e \cdot C_m \cdot C_s.$$

in te vullen.

De hoeveelheid geleverde arbeid E werd bepaald uit de kracht - verplaatsing (gemeten) karakterestiek van de fender.

De grootheden m en v werden direkt door metingen geregistreerd.

Voor de berekening van de excentriciteitscoëfficiënt C_e is de formule $C_e = \frac{j^2}{a^2 + j^2}$ gebruikt. (zie voor afleiding deelrapport II, hoofdstuk VIII.1

Hierin is:

- j : massatraagheidsstraal van het schip
- a : de botsexcentriciteit

Door de afstand a te meten is C_e te berekenen.

In de laatste kolom van tabel I is de berekende C_m -factor vergeleken met de waarde $C_m = 1,3$.

Hieruit blijkt, dat, uitgaande van bovengenoemde grootheden, er een grote discrepantie bestaat tussen de twee gevonden factoren.

2. Modelonderzoek.

Het voordeel van modelonderzoek ten opzichte van onderzoek op ware schaal is, dat de invloed van de verschillende parameters kan worden bepaald.

Er moet echter goed rekening worden gehouden met de schaaffecten, die op kunnen treden.

In deelrapport II is verder ingegaan op de wetten, waarop het modelonderzoek is gebaseerd en welke schaalregels van belang zijn om de schaaffecten, die kunnen optreden, te minimaliseren.

Zoals reeds eerder vermeld, wordt de hydrodynamische druk (hydrodynamische massa) veroorzaakt door snelheidsverandering van het schip.

In het model is deze snelheidsverandering o.a. te realiseren door:

1. Het schip oscillerend te bewegen.
2. Botsproeven tegen een veerconstructie
3. Het aanbrengen van een horizontale permanente kracht.

Saurin (ref.1) heeft als aanvulling op een theoretisch onderzoek naar de C_e -factor in het model experimenten uitgevoerd. Het schip botste met variërende excentriciteit tegen een meerstoelconstructie.

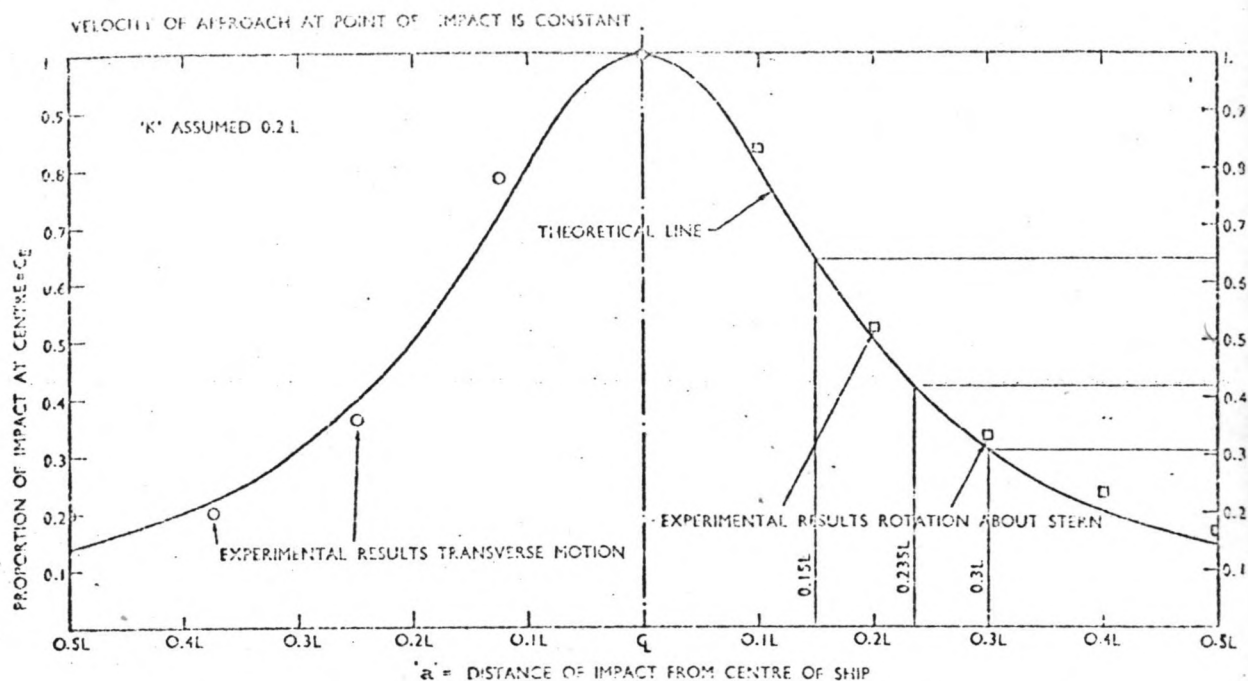
De proeven zijn uitgevoerd met

- a. een puur transversale beweging van het schip
- b. een roterende beweging om het achtersteven.

Uit het theoretisch onderzoek vond hij voor C_e de waarde $C_e = \frac{j^2}{a^2 + j^2}$

De excentriciteitsfactor is volgens Saurin onafhankelijk van keelclearance en botssnelheid.

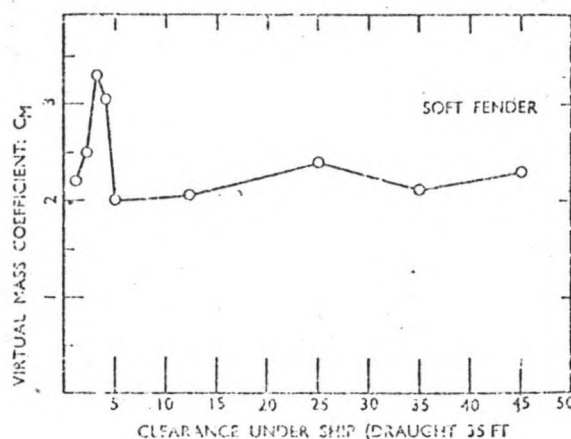
Het resultaat van de metingen is in figuur 6 uitgezet.



Figuur 6.

In een onderzoek naar de invloed van de keelclearance op de hydrodynamische massa heeft Saurin botsproeven gedaan bij een variërende waterstand van 36 ft tot 80 ft. De diepgang van het schip is 35 ft.

Uit de waarnemingen blijkt, dat er een kritische waterdiepte is waarbij de C_m -factor maximaal is, zie figuur 7.



Figuur 7, Verband keelclearance en mass-factor.

Bij stromend water onder een hoek van 10° met de beide meerstoelen, werd bij stroming met de scheepsbeweging mee een hogere waarde voor de virtuele massa gevonden.

C_m neemt toe van 2 naar 3,5.

Stroming van het water tegen de beweging van het schip gericht, gaf een kleine verlaging van de virtuele massa.

C_m neemt af van 2 naar 1,7.

De invloed van de keelclearance en de veerstijfheid van de meerstoel op de virtuele massa is eveneens onderzocht door de Japanners Nagai, Odai en Shigedo (ref.6)

In het modelonderzoek is gebruik gemaakt van een model van een olietanker van 200.000 tdw. Het scheepsmodel botste in dwarsrichting bewegend, tegen de veerconstructie. Bij de interpretatie van de meetresultaten is uitgegaan van de bewegingsvergelijking:

$$M_x \ddot{x} + kx = 0 \quad (1)$$

Hierin is:

- k : veerstijfheid
- x : verplaatsing van de veer
- M_x : virtuele massa.

Oplossing van de vergelijking geeft:

$$x = U \sqrt{\frac{M_x}{k}} \sin \sqrt{\frac{k}{M_x}} t.$$

Hierin is U de snelheid van het schip aan het begin van de botsing op tijdstip $t = 0$.

De virtuele massa kan nu bepaald worden uit de maximale uitwijking $x_{\max}$ en uit het tijdstip waarop de massa de veer loslaat, t_{los} .

- 1. maximale uitwijking

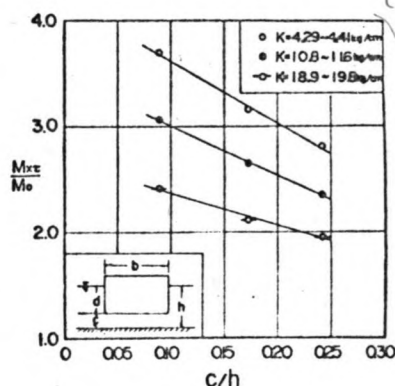
$$x_{\max} = U \sqrt{\frac{M_{xx}}{k}}$$

-2. maximale botstijd

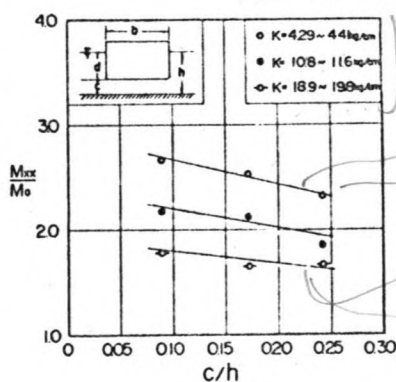
$$t_{\text{los}} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_{xr}}{k}}$$

Door nu $x_{\max}$ en t_{los} te meten zijn de virtuele massa's M_{xx} en M_{xr} te berekenen.

Het resultaat van hun onderzoek is in figuur 8. weergegeven.



Relation between M_{xr}/M_0 and c/h
Rapport entre M_{xr}/M_0 et c/h



Relation between M_{xx}/M_0 and c/h .
Rapport entre M_{xx}/M_0 et c/h .

Figuur 8, Verband tussen $\frac{M_{xx}}{M_0}$ en $\frac{M_{xr}}{M_0}$ en $\frac{c}{h}$

Men vond een lineaire relatie tussen $C_m \left(\frac{M_x}{M_o} \right)$ en de verhouding keelclearance (c) en waterdiepte (h).
In formule

$$\frac{M_x}{M_o} = \alpha \left(\beta - \frac{c}{h} \right) \quad \text{geldig voor } 0,09 \leq \frac{c}{h} \leq 0,25$$

Hierin zijn α en β , afhankelijk van M_{xx} en M_{xz} een lineaire functie van de veerstijfheid van een meerstoel in werkelijkheid (k_p).

Het verschil in grootte van M_{xx} en M_{xz} komt, volgens de onderzoekers, doordat de dempingskrachten van het water in de berekening zijn verwaarloosd.

De virtuele massa neemt bij een constante $\frac{c}{h}$ bij toename van de veerstijfheid af.

Opmerking:

1. Door middel van drie meetpunten is in formulevorm een relatie gegeven tussen $\frac{M_x}{M_o}$ en $\frac{c}{h}$.

Gelet op het aantal meetpunten en de grootte van het meetgebied $0,09 \leq \frac{c}{h} \leq 0,25$ is het mijns inziens gevaarlijk om een dergelijke conclusie te trekken.

2. Bij de interpretatie van de meetresultaten is de damping, zoals ook hierboven is vermeld, verwaarloosd. Een betere bewegingsvergelijking zou dan zijn:

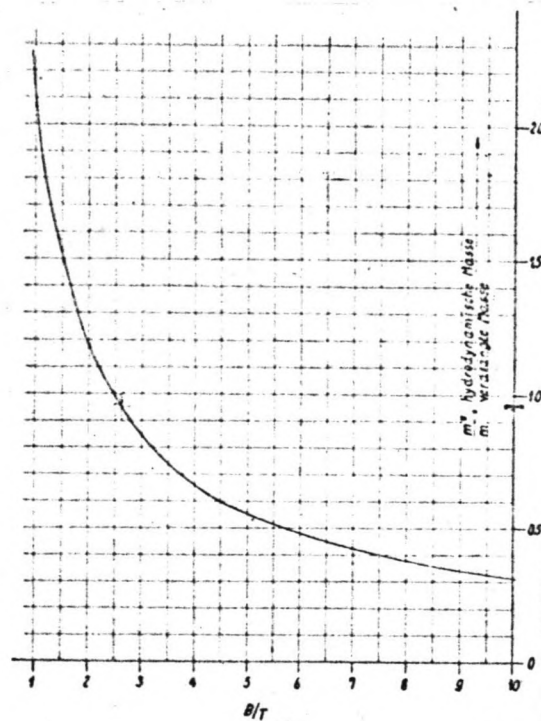
$$M_x \ddot{x} + R\dot{x} + kx = 0$$

waarin $R\dot{x}$ de dempingskracht voorstelt.

Oplossing van de bovenstaande vergelijking zal voor M_x een hogere waarde geven.

Grim (ref.5) onderzocht de invloed van de breedte/
diepgang verhouding op de hydrodynamische massa door
een horizontale kracht dwars op de langsrichting
van het schip aan te brengen. Door de beweging van
het schip te registreren is met behulp van $K = m\ddot{x}$
de virtuele massa te bepalen.

Het resultaat is weergegeven in figuur 9.



Hydrodynamische Masse als Funktion von $\frac{\text{Breite}}{\text{Tiefgang}}$

Figuur 9.

Het onderzoek is gedaan voor diep water.

Onder diep water moet worden verstaan, die waterstand, waarbij de toegevoegde massa niet wordt beïnvloed door de bodem.

De inverse van de verkregen lijn is een rechte met voor C_m de uitdrukking $C_m = 1,3 + 1,8 \frac{D}{B}$

waarin D : diepgang

B : breedte

Bij interpretatie van de gevonden kromme moet er rekening mee worden gehouden, dat de waarden gevonden zijn uit acceleratie proeven.

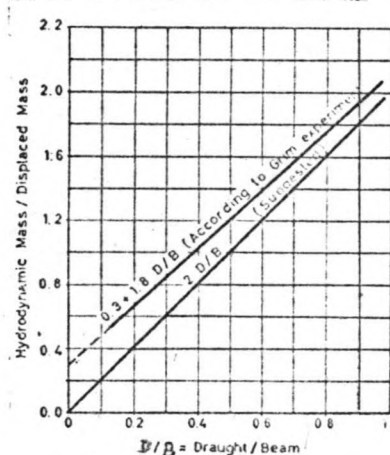
De dempingskrachten hierbij zijn niet gelijk aan de krachten, die optreden bij deceleratie.

De gevonden waarden voor C_m zijn volgens Vasco Costa (ref. 7) te hoog.

Hij vindt mede op grond van de metingen op ware schaal door Saurin een andere uitdrukking voor C_m , nl.

$$C_m = 1 + 2 \frac{D}{B}$$

In figuur 10 is de hydrodynamische massa volgens Grim en de hydrodynamische massa volgens Vasco Costa uitgezet.



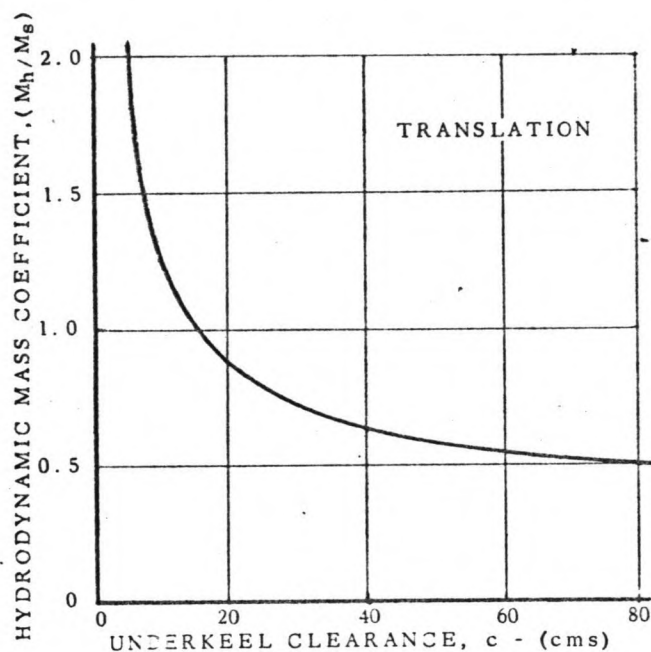
(b)

Figuur 10: C_m -factor in relatie met $\frac{\text{diepgang}}{\text{breedte}}$.

In het Laboratorium van de Franse Marine is op een gelijke manier als Grim, zie blz.19 , onderzoek gedaan naar de hydrodynamische massa.

Hierbij is de relatie nagegaan tussen C_m en de keel-clearance.

De metingen zijn gedaan bij verschillende trekkrachten. Uit de resultaten bleek, dat C_m -factor bij een translaterende beweging onafhankelijk is van de trekkracht. Verder werd gevonden, dat de hydrodynamische massa bij toenemende waterdiepte afneemt. zie figuur 11.



- HYDRODYNAMIC MASS COEFFICIENTS FOR A MODEL SHIP IN TRANSLATION UNDER A PULLING FORCE F , SHOWING INFLUENCE OF UNDERKEEL CLEARANCE, c

(Note: above curve is subject to possible error; it is based on notes made during slide projection by Mr. Giraudet - B. W. W.)

Figuur 11.

3. Theoretische beschouwingen.

De toegevoegde massa kan berekend worden door de stroming van het water te schematiseren tot een potentiaalstroom.

Om de stroming tot een potentiaalstroom te kunnen schematiseren zijn een aantal aannamen nodig.
(ref.8 en 9)

1. Het water is een ideaal vloeistof met een constante dichtheid.
2. De viscositeit van het water is nul.
3. De stroming is rotatievrij.
4. De drukvariaties in de vloeistof zijn bij een periodieke beweging van een voorwerp ook periodiek met dezelfde periode als de beweging.

De stroming van het water wordt veroorzaakt door een zijdelings oscillerende beweging van het schip.

De basisvergelijkingen voor een vloeistofdeeltje zijn:

Continuïteit:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0$$

of rekening houdend met de aannamen

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (1)$$

Bewegingsvergelijking

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} \rho \vec{v}) + \nabla p + \rho \nabla (gz) - \mu \nabla^2 \vec{v} = 0$$

Vereenvoudigd:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \left(\frac{1}{2} v^2 + \frac{p}{\rho} + gz \right) = 0$$

Door rotatievrije beweging kan $\vec{v}$ worden afgeleid van een scalair snelheidspotentiaal $\varphi(x, y, z, t)$

Vergelijking (1) wordt nu $\nabla^2 \varphi = 0$

Vergelijking (2) wordt nu $\nabla \left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{1}{2} v^2 + \frac{p}{\rho} + gz \right) = \vec{0}$

Na integratie met betrekking tot (x, y, z)

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{1}{2} v^2 + \frac{p}{\rho} + gz = f(t) \quad (3) \quad \text{Stel } f(t) = 0$$

Randvoorwaarden:

- dynamische randvoorwaarden aan het oppervlak

$$p = p_{\text{atm}} (=0) \quad \text{voor } z = \eta$$

- kinematische randvoorwaarde

a) bewegende randen

$$v_n = \frac{\partial \varphi_n}{\partial \eta}$$

b) starre ondoorlatende bodem

$$v_n = 0.$$

v_n is de snelheidscomponent van de wand in de richting van de normaal.

Kinematische randvoorwaarde aan het oppervlak

$$z = \eta(x, y, t)$$

De meebewegende afgeleide is nul,

dus

$$v_z = \frac{dz}{dt} = \frac{d\eta}{dt} = \frac{\partial \eta}{\partial t} + v_x \frac{\partial \eta}{\partial x} + v_y \frac{\partial \eta}{\partial y} \quad (4) \quad z = \eta$$

De bewegingsvergelijking voor $z = \eta$ is nu

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{1}{2} v^2 \right)_{z=\eta} + g\eta = 0 \quad (5)$$

Voor relatief kleine uitwijkingen $\eta \ll d$ en $\eta \ll L$ zijn de niet lineaire termen klein ten opzichte van de lineaire.

Hierin is d de waterdiepte en l een lengte, die gerelateerd is aan de golflengte.

Linearisatie van de vergelijkingen (3), (4) en (5) geeft

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{p}{\rho} + gz = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} = \left[\frac{\partial \varphi}{\partial z} \right]_{z=0} \quad (7)$$

$$\left[\frac{\partial \varphi}{\partial t} \right]_{z=0} + g\eta = 0 \quad (8)$$

Eliminatie van η uit 7 en 8 geeft

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0 \quad \text{op } z=0$$

Bij een trillende beweging $x = x_0 \cos \omega t$ behoort als

oplossing een potentiaal $\varphi = \varphi_0 \cos \omega t$

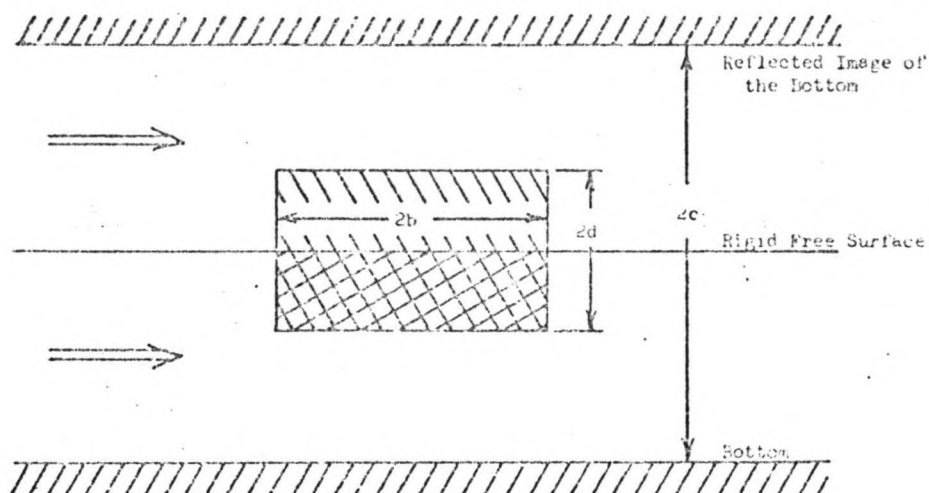
Invullen in vergelijking 9 geeft

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} - \frac{\omega^2}{g} \varphi = 0 \quad (\text{vrije oppervlak voorwaarde})$$

Flag en Newman (ref. 11) hebben voor het geval $\omega = 0$

de toegevoegde massa berekend voor een oneindig lang rechthoekige vorm met variërende breedte/diepgang en diepgang/keelclearance.

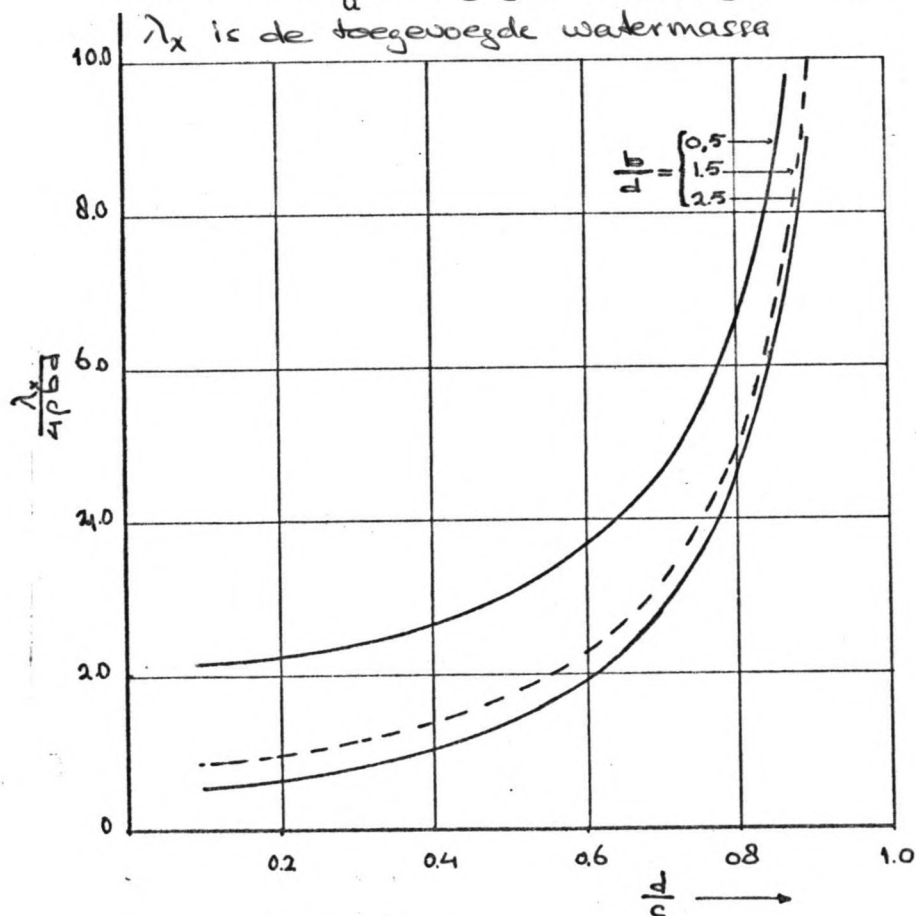
Voor het geval $\omega = 0$ is de vrije oppervlak voorwaarde gelijk aan $\frac{\partial \varphi}{\partial t} = 0$. Dit houdt in, dat het wateroppervlak als stijf beschouwd kan worden. De vorm kan dan beschouwd worden als een gereflecteerde dubbele lichaam, dat tussen twee evenwijdige zijden beweegt. zie figuur 12.



Figuur 12 Ship's underwater profile plus image of this profile above free surface

Figuur 12.

Het resultaat van de berekening is voor enkele waarden van $\frac{b}{d}$ weergegeven in figuur 13.



Figuur 13, Verband toegevoegde massa en $\frac{\text{dieptgang}}{\text{diepte}}$ volgens ref. 11.

Op het Nederlands Scheepsbouwkundig Proefstation te Wageningen (ref.12) zijn oscillatieproeven verricht. Hiervoor werd een scheepsmodel van een tanker van 200.000 tdw met een bepaalde frequentie bewogen, terwijl de benodigde kracht werd gemeten. Voor de verzetrichting geldt voor de oscillatiebeweging de vergelijking

$$(m + a_{yy}) \ddot{y}(t) + b_{yy} \dot{y}(t) = \frac{Y_A}{\omega} \sin(\omega t + \epsilon)$$

Hierin is:

m : massa schip

$y(t) = \frac{Y_A}{\omega} \sin \omega t$: verplaatsing van het schip.

$\frac{Y_A}{\omega}$: amplitude van de verplaatsing

ω : frequentie

b_{yy} : damping

Y_A : amplitude van de kracht

ϵ : fase verschil tussen kracht en verplaatsing

a_{yy} : toegevoegde massa

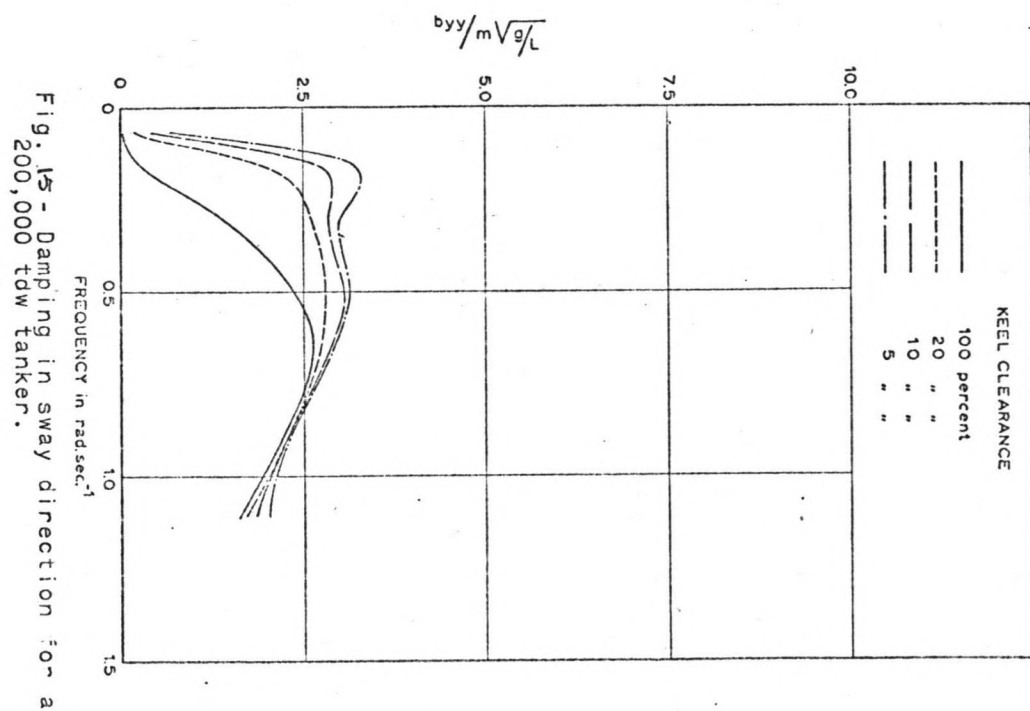
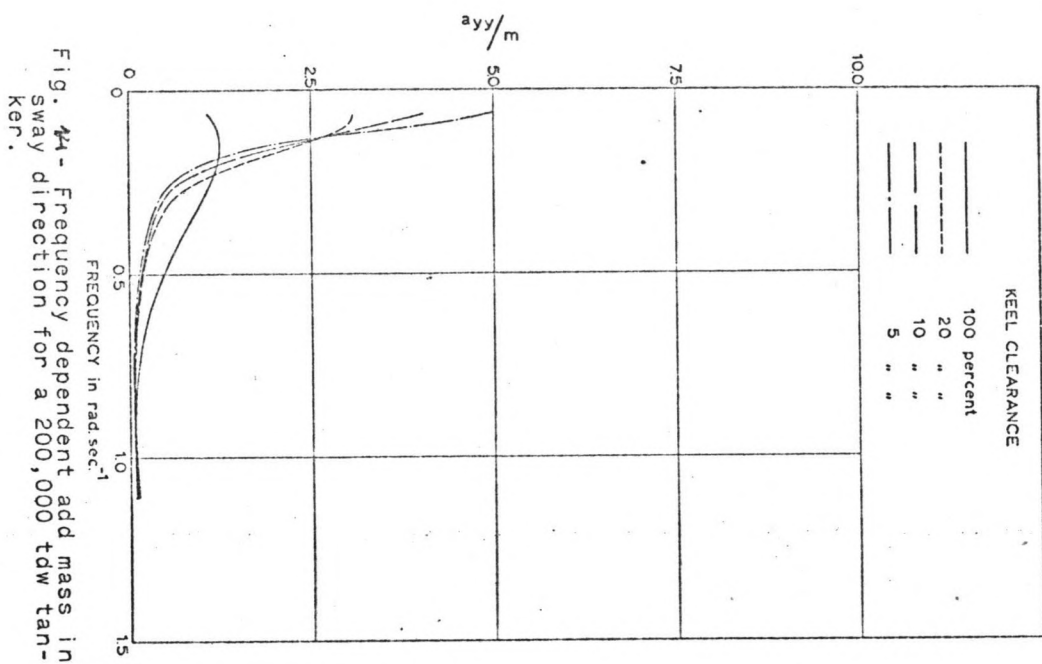
De toegevoegde massa en de damping zijn dan respectievelijk

$$a_{yy} = \frac{-\frac{Y_A}{\omega} \cos \epsilon}{Y_A} - m \quad \text{en}$$

$$b_{yy} = \frac{\frac{Y_A}{\omega} \sin \epsilon}{Y_A}$$

Uit het resultaat van het onderzoek blijkt, dat de hydrodynamische grootheden afhankelijk zijn van de frequentie. zie figuur 14 en 15.

Bij de berekening van de fenderkracht bij het afmeren van een schip is door het N.S.P. uitgegaan van afhankelijke hydrodynamische grootheden, zoals gevonden uit de oscillatieproeven.



Dit betekent, dat de toegevoegde massa en demping tijdens het contact met de fender in tijd varieert. Voor het beschrijven van de beweging van het schip, waarin tevens de tijdsafhankelijkheid van de hydrodynamische grootheden verwerkt is, is gebruik gemaakt van de bewegingsvergelijking van Cummins (geldig voor een lineair systeem)

Bewegingsvergelijking in verzetrichting

$$(m + m_{yy})\ddot{y}(t) + \int_{-\infty}^t K_{yy}(t-\tau)\dot{y}(\tau) d\tau = Y(t)$$

Hierin is:

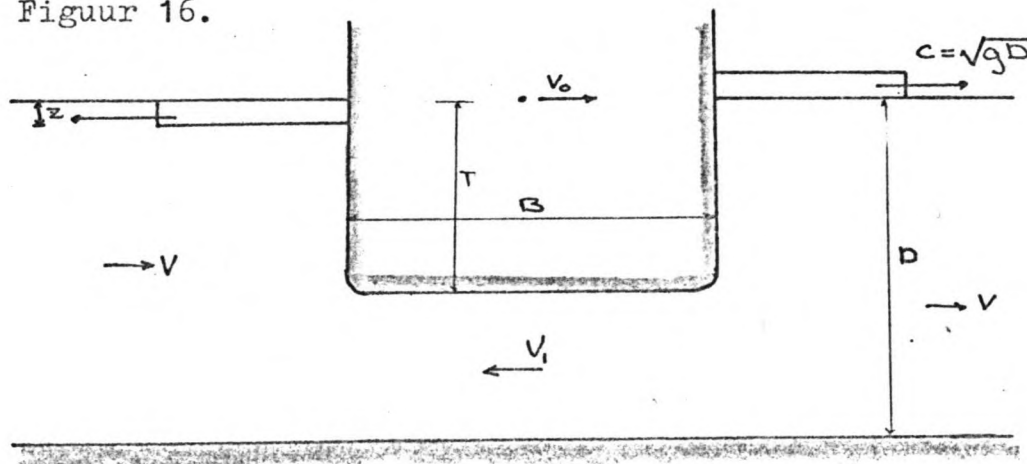
- m_{yy} : toegevoegde massa afhankelijk van $a_{yy}(\omega)$ en $b_{yy}(\omega)$
- K_{yy} : vertragingfunctie afhankelijk van $b_{yy}(\omega)$
- $Y(t)$: externe kracht (fenderkracht)

In figuur 37, deelrapport III is de vergelijking tussen de berekening en meetresultaten opgenomen.

Kolkman (ref. 13) heeft voor een oneindige rechthoekige bak een berekening opgezet voor een oscillerende beweging.

Hierbij is toegepast de lange golftheorie, zie figuur 16.

Figuur 16.



Aangenomen is, dat het water onder het schip een snelheid heeft van $v_1 = V_1 \sin \omega t$

Met behulp van de continuïteits- en bewegingsvergelijking is een uitdrukking gevonden voor de snelheid van de bak, $v_0(\omega)$ en voor de golfhoogte $z(\omega)$

De kracht die het schip door het water ondervindt is dan per lengte eenheid gelijk aan

$$K = 2\rho g T z(\omega)$$

De meetrillende watermassa is dat deel van de kracht die in fase is met $\frac{dv_0}{dt}$, gedeeld door de waarde van $\frac{dv_0}{dt}$.

De waterdamping is dan dat deel van de kracht, die in fase is met v_0 , gedeeld door v_0 .

In de figuren 27, t/m 34 zijn voor een aantal waterstanden de hydrodynamische grootheden voor een baklengte van $L = 2,44$ m. weergegeven.

4. Conclusie.

Vergelijking van de verschillende resultaten geeft aan dat er nog een grote discrepantie bestaat.

De hydrodynamische massa is afhankelijk van een dusdanige hoeveelheid factoren, dat ze momenteel moeilijk op een eenduidige manier te beschrijven is.

Uit het onderzoek te Finnart is gebleken, dat de plaatselijke omstandigheden een belangrijke rol spelen in de grootte van de hydrodynamische massa.

Opmerking.

Bij de interpretatie van de resultaten van de grootheden, die een rol spelen bij de bepaling van de hoeveelheid kinetische energie van schepen, is het van belang de invloed van de nauwkeurigheid van deze factoren te zien in het kader van het totaal ontwerp van de meerstoel.

Hoewel bij het ontwerpen wordt uitgegaan van bepaalde criteria, speelt het menselijk gedrag tijdens het afmeren een grote rol (ref.14)

Onzekere factoren in het ontwerp zijn verder o.a.

- het gedrag van de grond, zowel statisch als dynamisch.
- de verdeling van de horizontale kracht over de paalgroep.
- de grootte van het torsiemoment (schuifkracht wordt veroorzaakt door de beweging van het schip in lengterichting)
- de opname van deze torsie door de grond.

