

HAALBAARHEID VAN EEN LPG-TERMINAL
IN AMSTERDAM.

DEELSTUDIE I
RECONSTRUCTIE MEERSYSTEEM

Door : E.L.C.M. OUD
Afstudeerdocent : Prof. ir. A. GLERUM
Begeleider : ir. G.P. BOURGUIGNON

VAKGROEP WATERBOUW
GROEP CONSTRUCTIEVE WATERBOUWKUNDE
AFDELING CIVIELE TECHNIEK
TECHNISCHE HOGESCHOOL DELFT

DELFT, APRIL 1986

VOORWOORD

Voor U ligt het rapport, dat de resultaten beschrijft van een deelstudie van het afstudeerwerk aan de afdeling Civiele Techniek, van de Technische Hogeschool te Delft.

Het afstudeerwerk bestaat uit drie delen;

- Een voorstudie, die werd verricht bij de sectie Algemene Civiele Techniek.
- Een deelstudie, die werd verricht bij de vakgroep Waterbouw, bij de groep Constructieve Waterbouwkunde.
- Een deelstudie, die werd verricht bij de vakgroep Mechanica en Constructies, bij de sectie Betonconstructies.

De delen zijn apart gebundeld.

Het toezicht op het totale afstudeerwerk berust bij Prof. ir. H.P.S. van Lohuizen. Deze deelstudie werd verricht onder toezicht van Prof. ir. A. Glerum. Als directe begeleider trad ir. G.P. Bourguignon op. Ik dank hen allen voor hun zeer welwillende hulp.

INHOUDSOPGAVE

VOORWOORD

INHOUDSOPGAVE

1	INLEIDING	2
2	PROBLEEMBESCHRIJVING	3
3	GEGEVENS	5
3.1	Inleiding	5
3.2	Bestaande situatie	5
3.3	Windgegevens	21
3.4	LPG-schepen	32
4	CONTROLE BEREKENING BESTAANDE MEERSTOELEN	35
4.1	Methoden	35
4.2	Berekening capaciteit meerstoel, onbeschadigd	46
4.3	Capaciteit van de beschadigde meerstoel	79
5	AANPASSEN MEERSYSTEEM VOOR LPG- TANKERS VAN 8.000 - 75.000 m ³	86
5.1	Inleiding	86
5.2	Aanpassen bestaande meerstoelen	87
5.3	Extra meerstoel	92
	BIJLAGE	114
	LITERATUURLIJST	124

1 INLEIDING

Het doel van het afstudeerwerk is de bepaling van de haalbaarheid van een LPG-terminal in het Westelijk Havengebied in Amsterdam. Daarbij zijn de volgende aspecten beschouwd;

- de markt voor LPG,
- benodigde opslagcapaciteit van de terminal,
- de meest geschikte manieren van opslag,
- constructieve uitwerking van het gekozen opslagsysteem,
- afmeerfaciliteiten voor LPG-tankers.

Het afstudeerwerk bestaat uit een voorstudie, met daaraan gekoppeld twee deelstudies:

- De voorstudie handelt over de haalbaarheid van een LPG-terminal in Amsterdam. Aan de hand van onder andere economische, milieutechnische, juridische en veiligheidsaspecten wordt bepaald of een terminal in Amsterdam haalbaar is en welk opslagsysteem daarvoor in aanmerking komt.
- In de eerste deelstudie wordt een bestaande T-steiger, gesitueerd in de Amerikahaven in Amsterdam, wat betreft afmeer-faciliteiten, geschikt gemaakt voor ontvangen van LPG-tankers met een inhoud van 8.000 tot 75.000 m³ LPG.
- In de tweede deelstudie wordt het gekozen opslagsysteem nader beschouwd en wordt een opslagtank met een inhoud van 70.000 m³ LPG konstruktief uitgewerkt.

2. PROBLEEMBESCHRIJVING

Uit de voorstudie is naar voren gekomen, dat een LPG terminal met een gekoelde opslag van 70.000 m³ in het Westelijk Havengebied van Amsterdam mogelijk moet zijn.

Voor de aanvoer van LPG vanuit het Midden-Oosten en Noord-Afrika kan men gebruik maken van LPG tankers met een inhoud van 75.000 m³. Dat komt overeen met 50.000 DWT.

Vanwege de vele offshore activiteiten op de Noordzee en de grote raffinage-productie op het land rondom de Noordzee, is in dat gebied veel LPG voorhanden. Dit LPG, wordt vanwege de kleinere voorhanden zijnde hoeveelheden, met kleinere LPG tankers met een inhoud variërend van 8.000 - 12.000 m³ vervoerd. Voor de aanvoer van LPG naar de terminal kunnen dus LPG tankers met inhoud van 8.000 tot 75.000 m³ worden ingezet. Een bestaande steiger in de Amerikahaven in het Westelijk Havengebied van Amsterdam, is volgens bestaande berekeningen geschikt voor het afmeren van schepen van 16.500 - 30.000 DWT. Als eis, wordt gesteld dat LPG tankers van 8.000 - 75.000 m³ aan deze steiger kunnen afmeren.

De tankers van 75.000 m³ zijn ongeveer 50.000 DWT. Onderzocht moet worden of het bestaande meersysteem in staat is, deze LPG schepen te ontvangen en zo niet, wat er dan moet gebeuren om deze schepen wel te kunnen laten afmeren. Verder zal onderzocht moeten worden welke maatregelen getroffen moeten worden om de kleinere LPG tankers uit de groep met

8.000 m³ inhoud, niet tussen de meerstoelen te laten vallen, waarmee kans op beschadiging van de steiger bestaat. Mogelijkheden, als andere fenders en één of meerdere extra meerstoelen zullen daarbij in beschouwing worden genomen.

3. GEGEVENS

- 3.1 Inleiding
- 3.2 Bestaande situatie
- 3.3 Windgegevens
- 3.4 LPG schepen

3.1 Inleiding

De voor de berekening benodigde gegevens voor deze deelstudie zijn in dit hoofdstuk opgenomen.

Als eerste zullen de gegevens van de bestaande jetty behandeld worden.

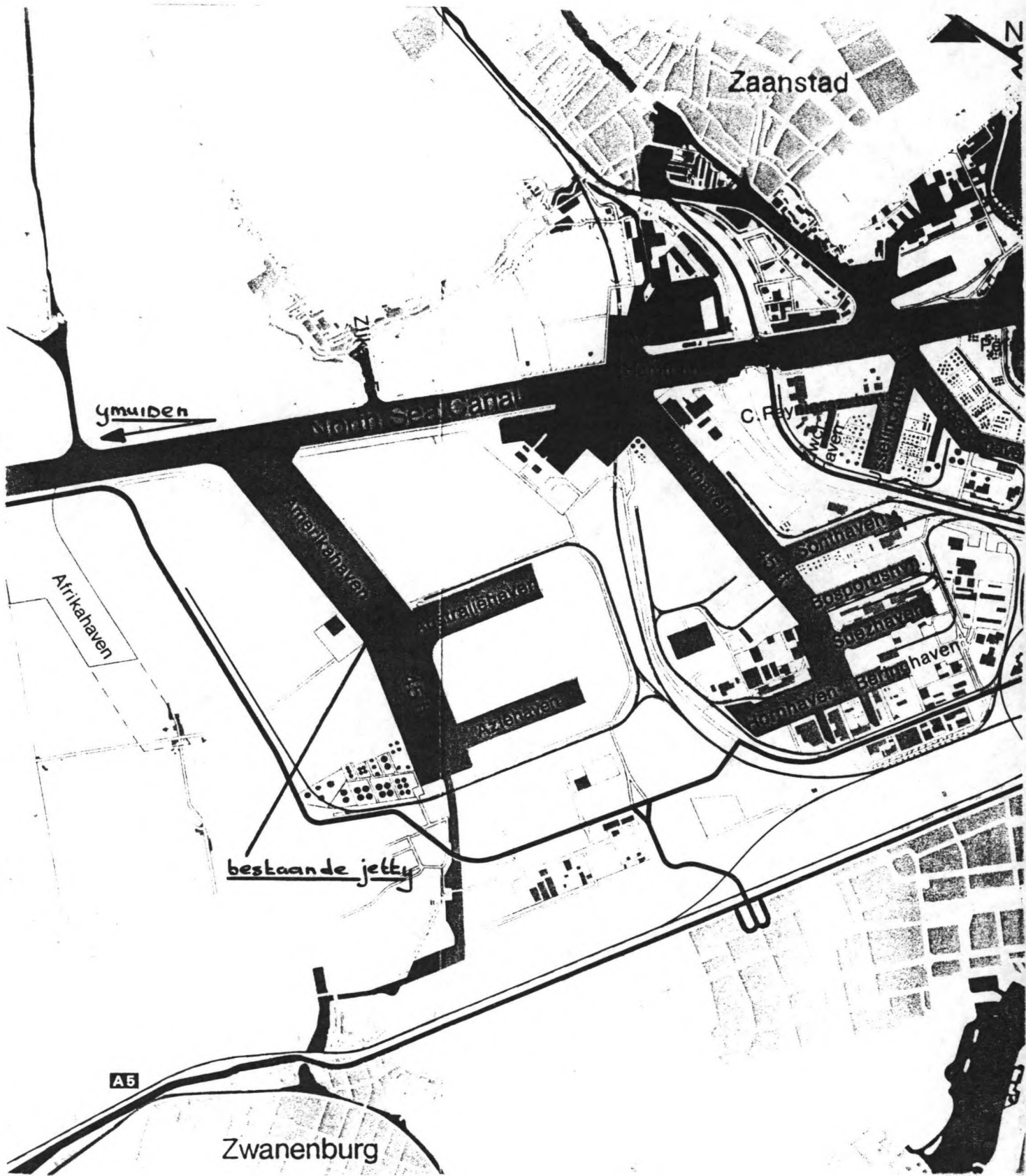
In een volgende paragraaf zijn gegevens verzameld van toe te passen fender typen.

In de laatste paragraaf zijn gegevens over LPG schepen van 8.000 en 75.000 m³ verzameld. Het meersysteem zal voor het afmeren van deze schepen aangepast worden.

3.2 Bestaande situatie

In deze paragraaf zijn gegevens over de ligging van de jetty, in de Amsterdamse haven, opgenomen. Door middel van verkleinde constructie tekeningen, zal een beeld van het platform en de meerstoelen gegeven worden. Verder komen nog gegevens over waterstanden, grondgesteldheid en wind aan de orde.

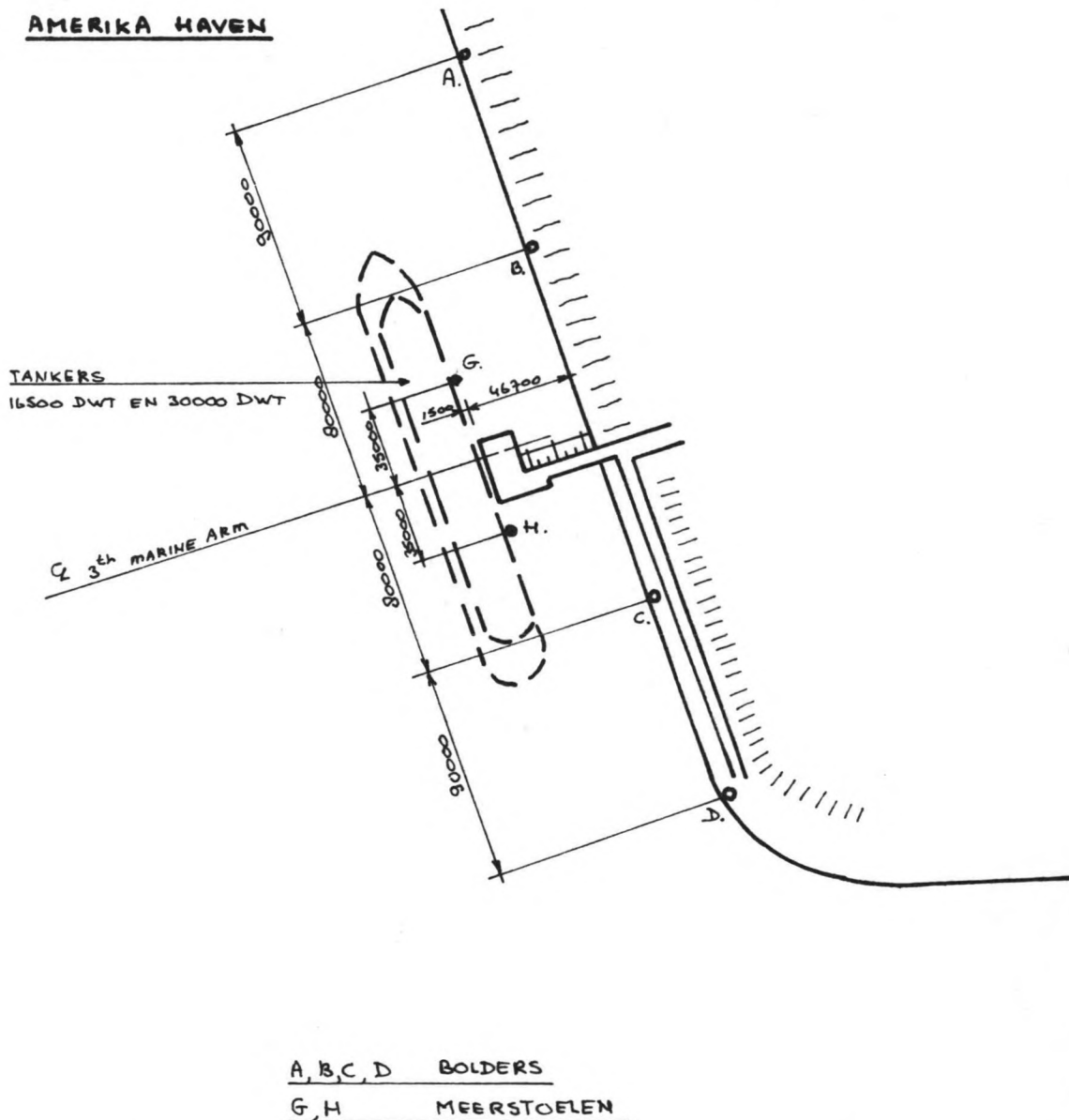
In figuur 3.1 is aangegeven waar de bestaande jetty zich bevindt in de Amerikahaven. Tevens is hier te



figuur 3.1: Situatie jetty in havengebied Amsterdam.

zien hoe de Amerikahaven in het Amsterdams Havengebied gesitueerd is. De kanaalbodem van het Noordzeekanaal en de havenbodem van de Amerikahaven bevinden zich beide op NAP -15,50 m. De Amerikahaven heeft een breedte van 400 m.

In figuur 3.2 worden afstanden tussen bolders en tussen meerstoelen onderling en met de steiger gegeven. Tevens is de orde van grootte van tankers van 16.500 respectievelijk 30.000 DWT aangegeven.



figuur 3.2: Maatvoering jetty (schaal 1:3.000)

De figuren 3.3 en 3.4 geven een beeld van de constructie en maatvoering van de T-steiger in de Amerikahaven.

Gegevens van de meerstoelen G en H;

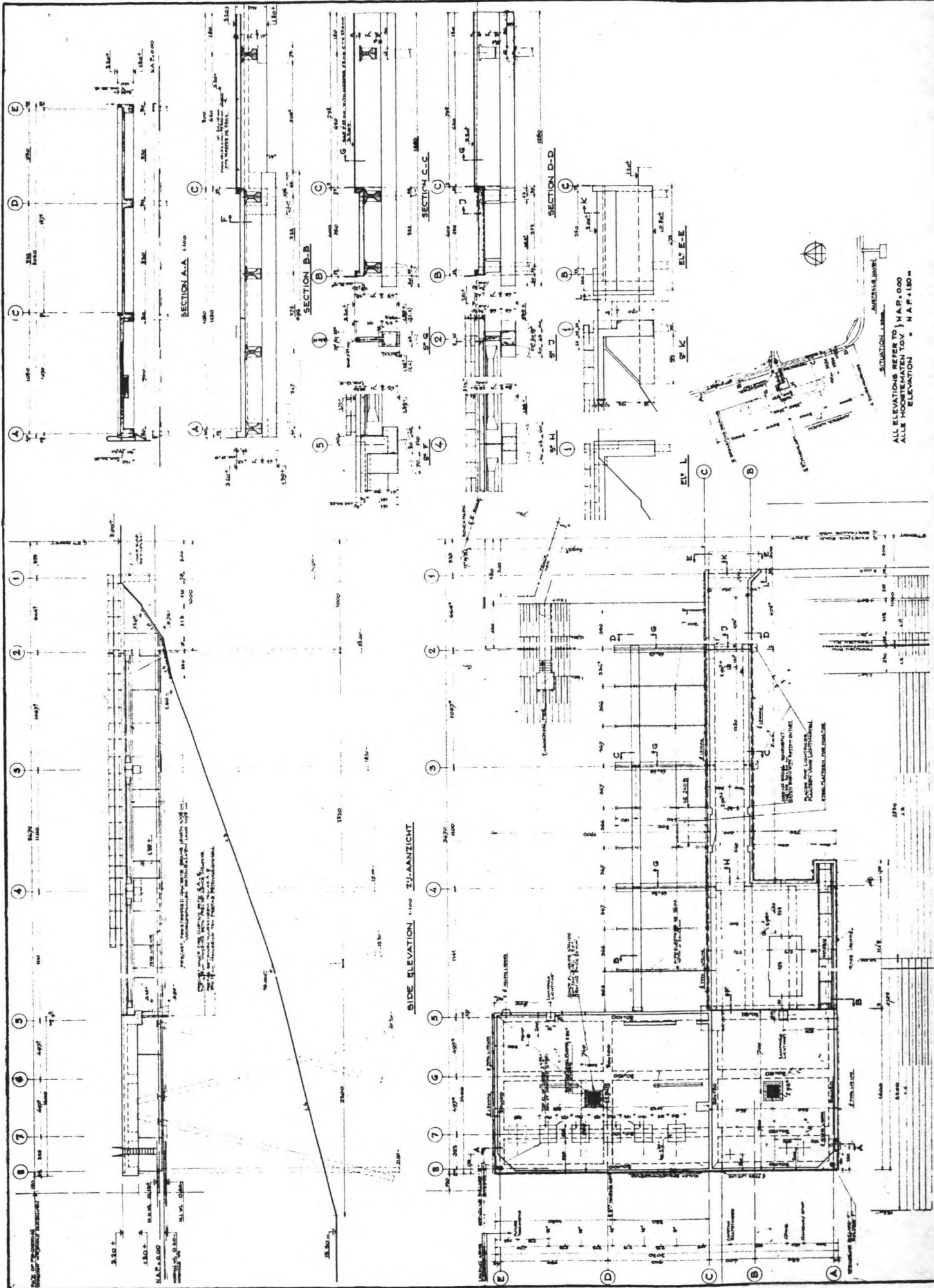
Meerpalen:

- Peiner profielen Ps Sp 900 S
staalsoort St Sp S met $\sigma_{el} = 360 \text{ N/mm}^2$
- Sloten Pms
staalsoort St Sp S met $\sigma_{el} = 400 \text{ N/mm}^2$
- de werkende breedte per plank h.o.h. slot
is 0,34 m.

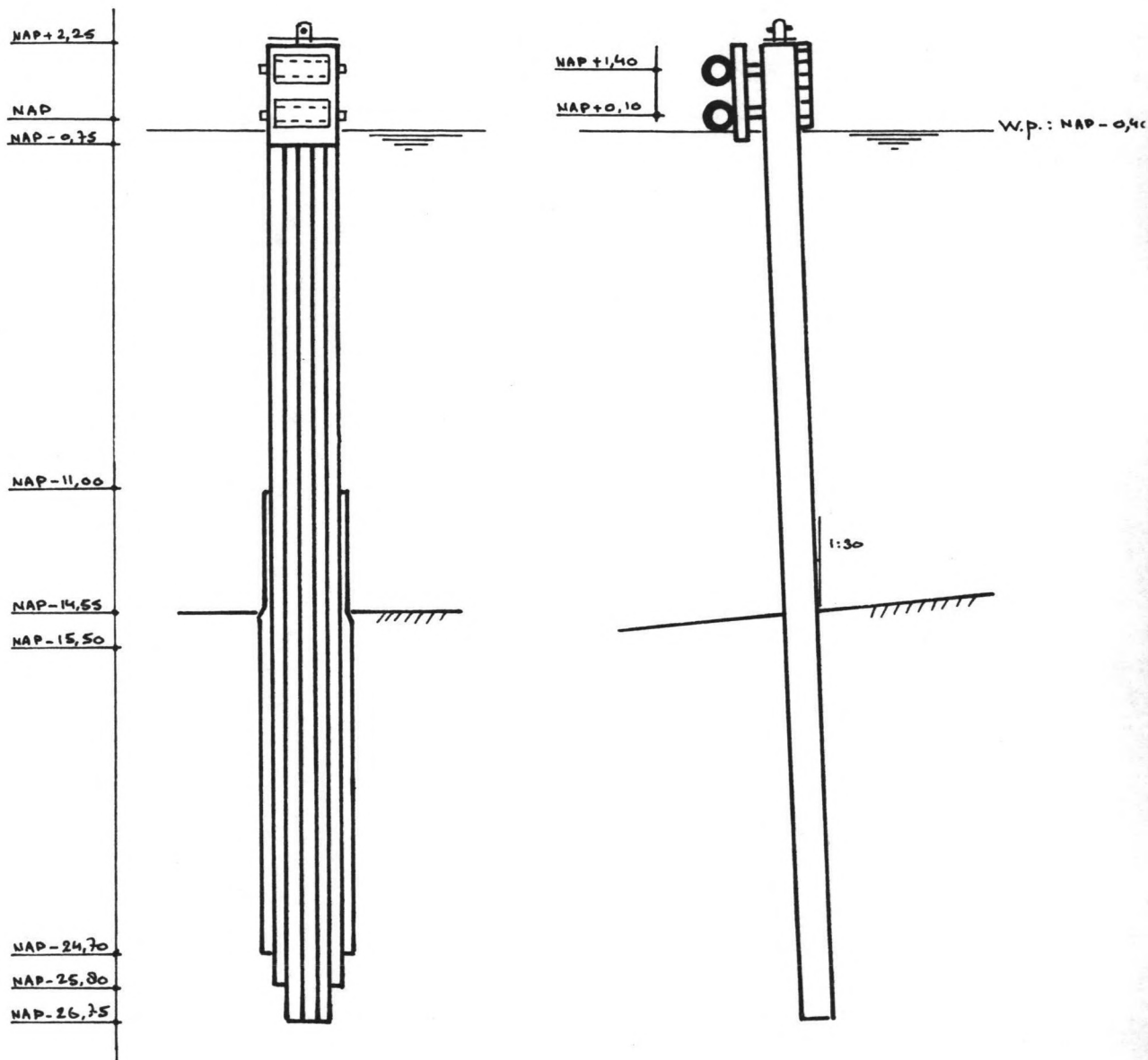
Fenders:

- Vredestein Gigant 800-400
- Twee fenders per meerstoel
- afmetingen: L = 1.500 mm
 $D_a = 800 \text{ mm}$
 $D_i = 400 \text{ mm}$
- Energieopname = 108 kNm
- Reactiekracht = 590 kN
- Kontaktoppervlak = 0,94 m²

Het aantal profielen per meerstoel is over de hoogte aangepast aan het momenten-verloop. In figuur 3.4 wordt de maatvoering van de bestaande meerstoelen weergegeven.



figuur 3.3: Maatvoering van de T-steiger.



figuur 3.4: Bestaande meerstoelen G en H
(schaal 1:200)

tabel 3.1

I en W meerstoelen G en H (afhankelijk van de hoogte)

paaldeel					
t.o.v. NAP		$I_{\perp} (10^{-5} m^4)$	$W_{\perp} (10^{-3} m^3)$	$I_{\parallel} (10^{-5} m^4)$	$W_{\parallel} (10^{-3} m^3)$
+ 2,25	}	2.214	49,2	3.480	41,4
- 9,70		2.406	53,5	4.087	49,0
-11,00	}	2.906	64,6	8.419	83,4
-14,90		3.138	69,7	9.832	83,3
-15,50		3.330	74,0	11.022	95,0
-24,70		2.214	49,2	- -	- -
-25,80		1.350	29,5	- -	- -
-26,75					

De gegevens voor I en W in tabel 3.1 zijn overgenomen uit de bestaande berekening voor de meerstoel. Via tabellenboeken van Peiner-profielen waren de gegevens voor de toegepaste profielen niet meer te achterhalen voor controle.

Volgens bestaande berekeningen zijn de volgende belastinggevallen maatgevend (per meerstoel):

1. Kinetische energie van 30 tonf.m bij een afmeerhoek van $7,5^{\circ}$
2. Een windkracht van 86 tonf, waarbij een toelaatbare spanning van $0,7 \overline{tce}$ wordt gehanteerd.
3. Een trekkracht van 50 tonf loodrecht op de afmeerrichting ten gevolge van afmeerlijnen.

Op basis van deze gegevens zijn de meerstoelen geschikt bevonden voor het afmeren van schepen van 16.500 - 30.000 DWT.

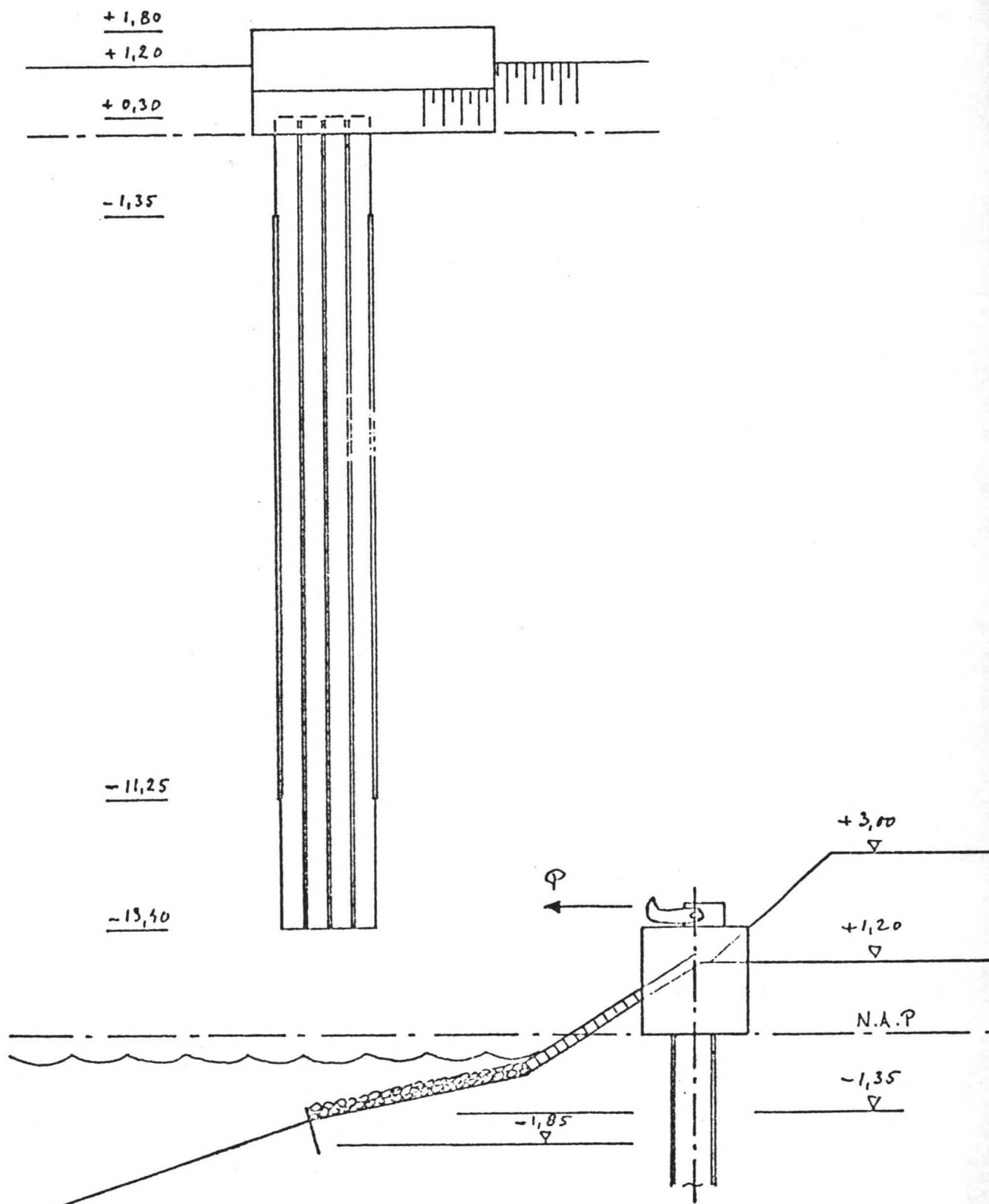
De landvasten A t/m D (zie figuur 3.2) zijn vervaardigd van;

- Peinerprofielen PSp 700 S
staalsoort St Sp S met $\sigma_{el} = 360 \text{ N/mm}^2$
- Sloten P S
staalsoort St Sp S met $\sigma_{el} = 400 \text{ N/mm}^2$
- werkende breedte per plank h.o.h. slot
is 0,40 m.

In figuur 3.5 wordt een beeld gegeven van de constructie van de landvasten.

De landvasten zijn bestand tegen een trekbelasting van 100 tonf, volgens de bestaande berekeningen. Daarmee zijn ze volgens deze berekeningen geschikt voor het afmeren van schepen tot 75.000 DWT. De landvasten zijn daarmee geschikt voor het afmeren van grote LPG schepen in de toekomst. Een maatgevend LPG schip van 75.000 m³ komt ongeveer met 50.000 DWT. Grotere LPG schepen worden niet verwacht.

Vanwege bovenstaande zullen de landvasten geen verdere aandacht meer behoeven.



figuur 3.5: Landvasten A, B, C en D (schaal 1:100)

- Grondgegevens:

Uit de bestaande gegevens komen de volgende grondeigenschappen naar voren, voor de grondmoot onder een meerstoel (onder NAP -15,50). Men is er van uitgegaan dat de grond uit zand bestaat:

- Inwendige wrijvingshoek , $\varphi = 28^\circ$
- Hoek horizontale gronddruk , $\delta = \frac{1}{2} \cdot \varphi = 14^\circ$
(bij verder berekeningen aangehouden)
(noot: volgens EAU 1980 $\delta = \frac{2}{3} \varphi$)
- Cohesie , $c = 0$
- Volumiek gewicht onder water, $\gamma = 10 \text{ kN/m}^3$
- Uitgaande van rechte glijvlakken, komt men voor deze grondsoort uit op een horizontale passieve gronddrukcoëfficiënt λ_{ph} van een waarde 4,29 (zie poly-technisch zakboek)

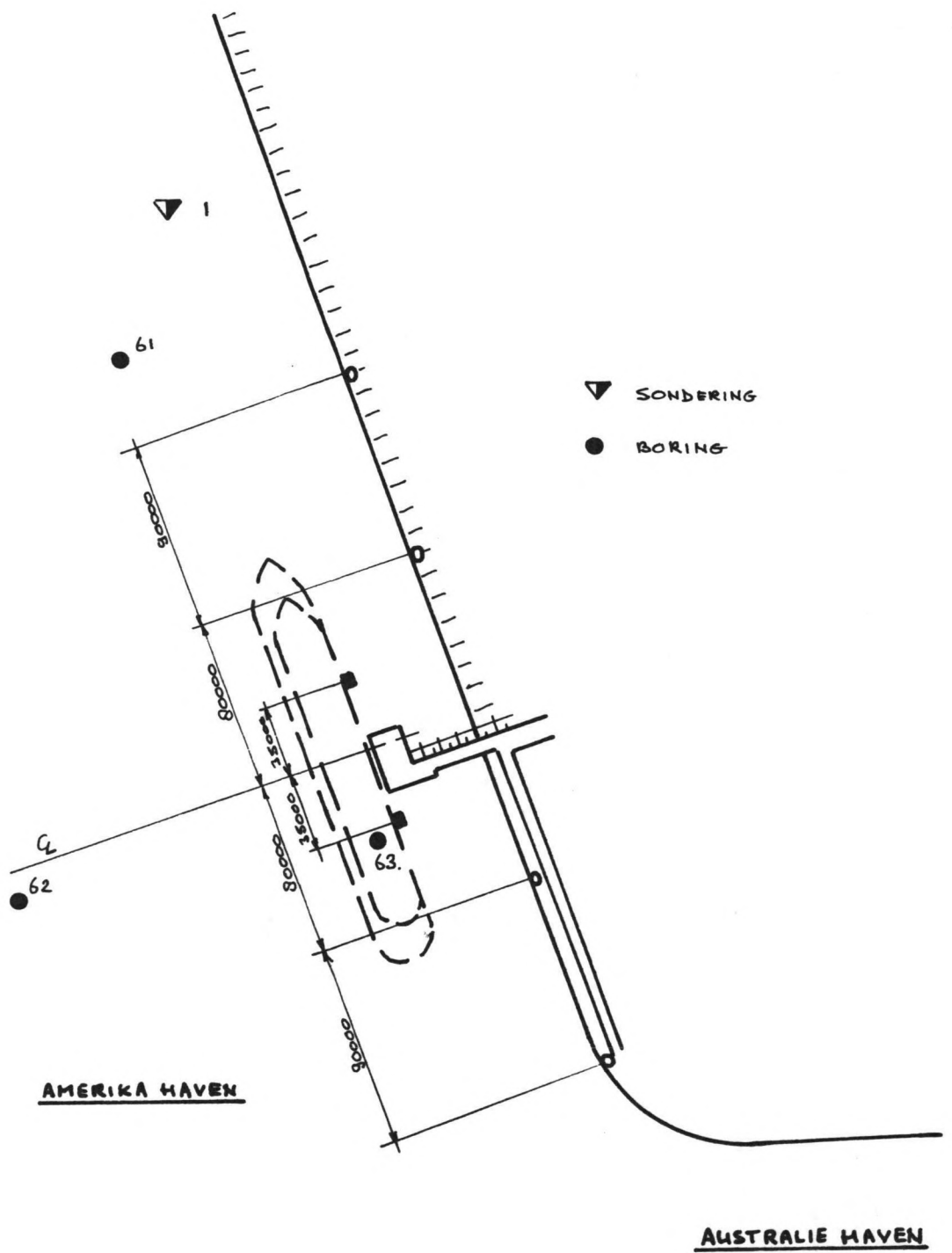
In de figuren 3.6 t/m 3.10 zijn gegevens over boringen en sonderingen weergegeven. Uit bestaande gegevens blijkt dat sonderingen na NAP -15,50 op verschillende plaatsen vrijwel identiek gedrag vertonen. Mede daarop gebaseerd moet het mogelijk zijn, de sondering uit figuur 3.7 in deze situatie toe te passen.

- Waterstanden:

Gemiddeld waterniveau = NAP -0,40
Gemiddeld hoog waterniveau = NAP +0,13
Gemiddeld laag waterniveau = NAP -0,60

- Terreinniveau:

Het terreinniveau bevindt zich op NAP +1,20 m.

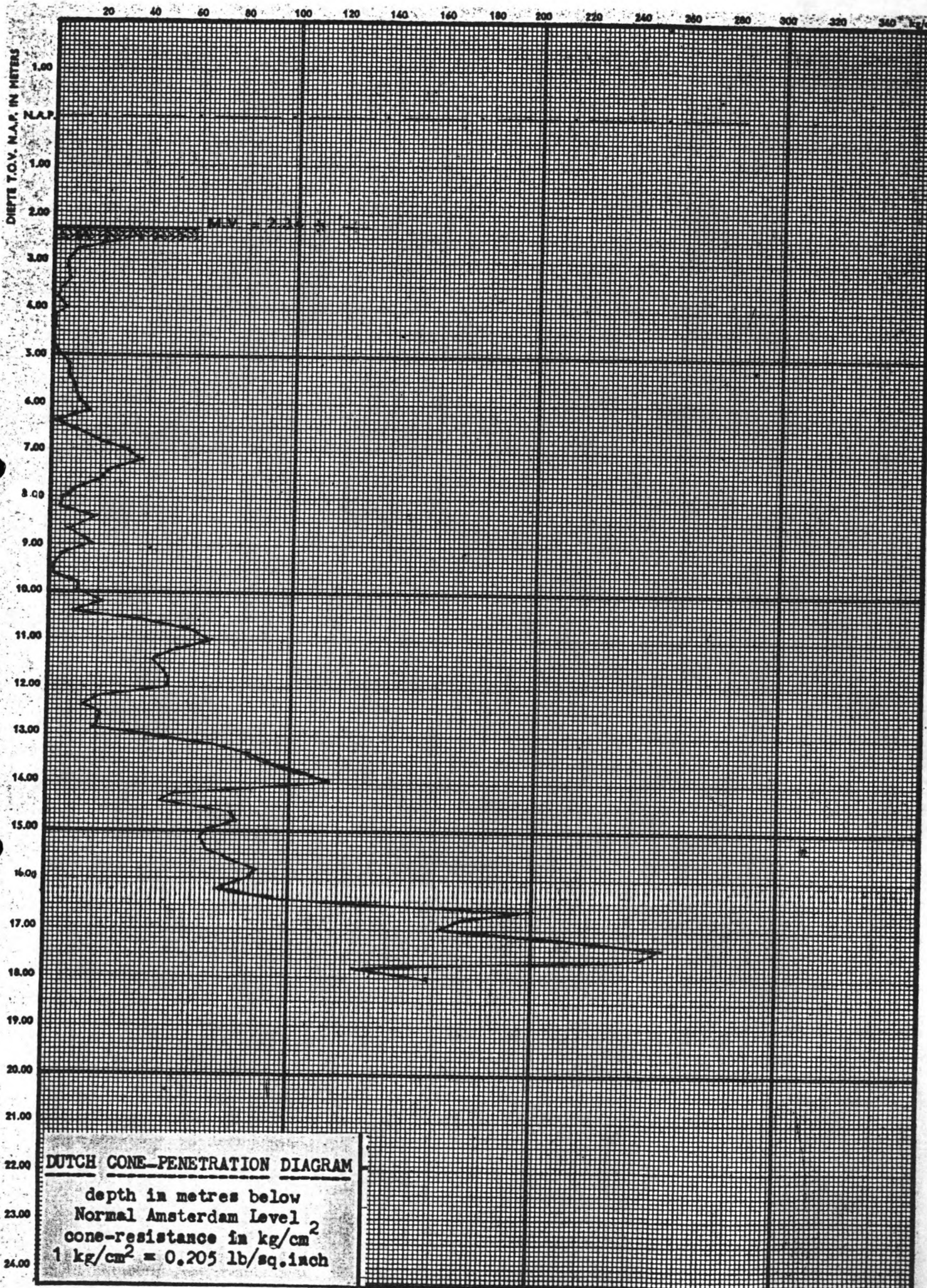


figuur 3.6: Situatie sonderingen en boringen in vak B2 (schaal 1:3.000)

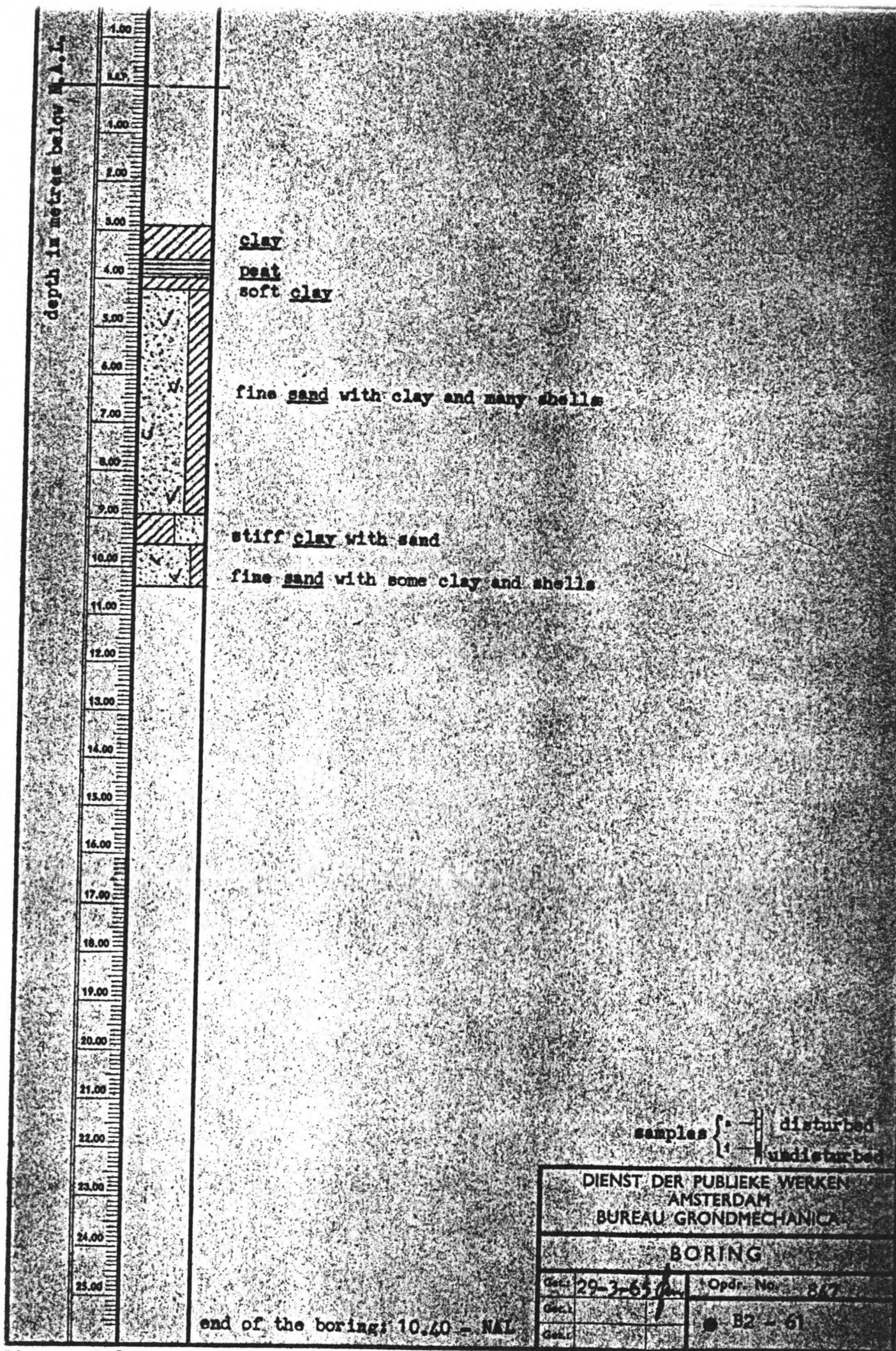
De sondering in figuur 3.7 is gemaakt in het jaar 1960. Vanaf die tijd tot heden kunnen de grondeigenschappen aanzienlijk zijn veranderd, door onder andere (kunstmatige) verdichting en ontgravingen. Meer recente sonderingen, meer in de nabijheid van de jetty gesitueerd, waren niet voorhanden.

De grondboringen, weergegeven in de figuren 3.8, 3.9 en 3.10 zijn gemaakt in 1965. Helaas komen ze maar tot een diepte van NAP -11,00 m. De bodem van de huidige Amerikahaven is gesitueerd op NAP -15,50 m.

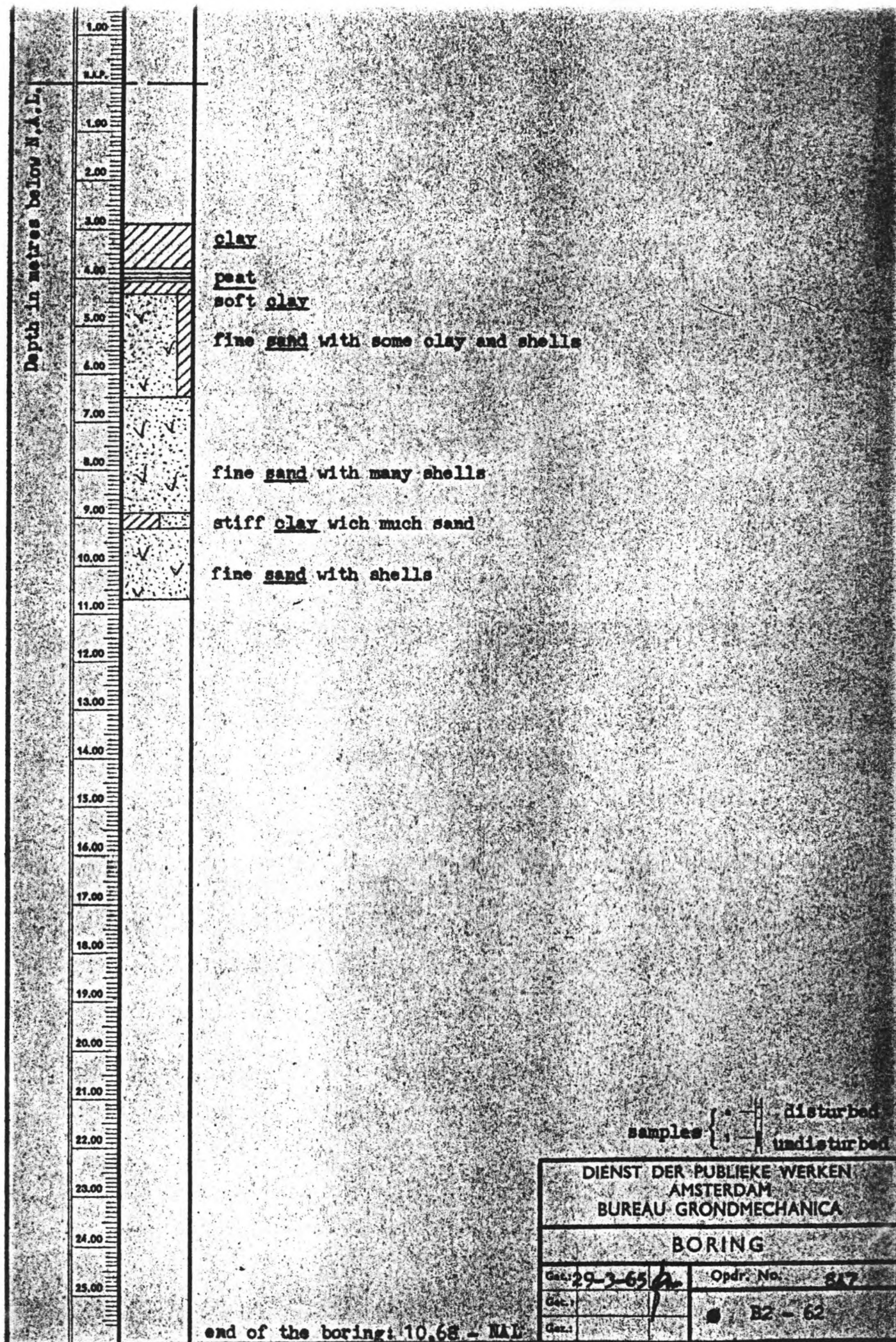
Zowel de sonderingen, als de boringen komen uit de periode voordat de Amerikahaven gegraven werd.



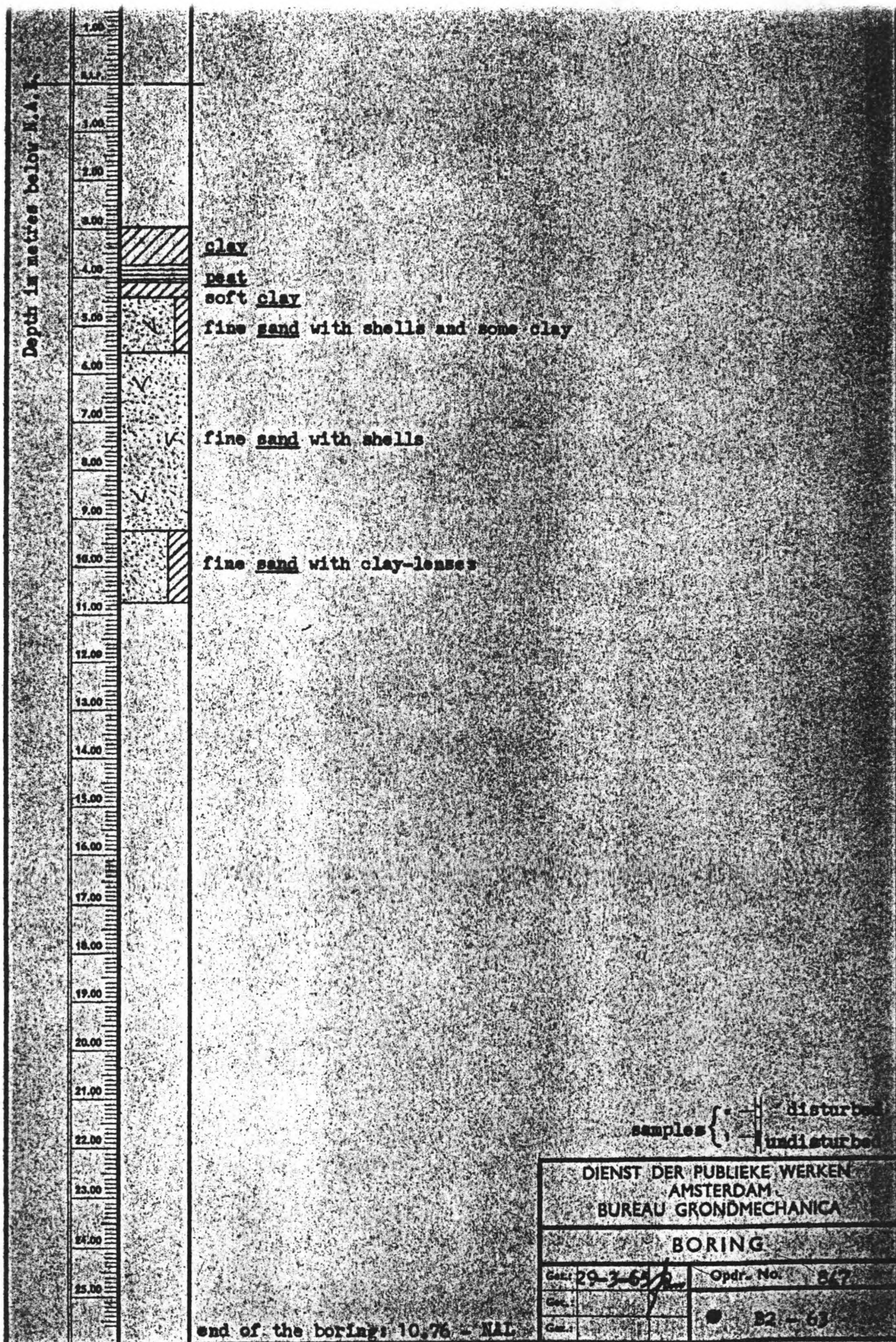
figuur 3.7: Sondering ▼B2-1.



figuur 3.8: Boring ● B2-61.



figuur 3.9: Boring ● B2-62.



figuur 3.10: Boring ● B2-63.

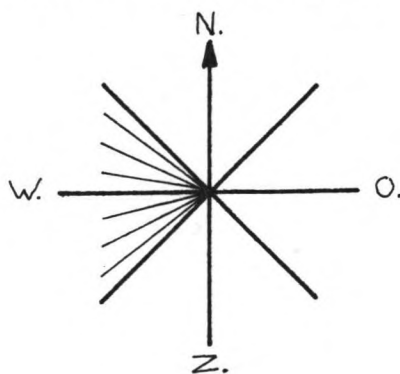
3.3 Windgegevens

Windgegevens zijn van belang voor het bepalen van de krachten op de meerstoelen en bolders ten gevolge van het afmeerde schip. Daar de windkracht toeneemt met het kwadraat van de windsnelheid, heeft de gekozen windsnelheid veel invloed.

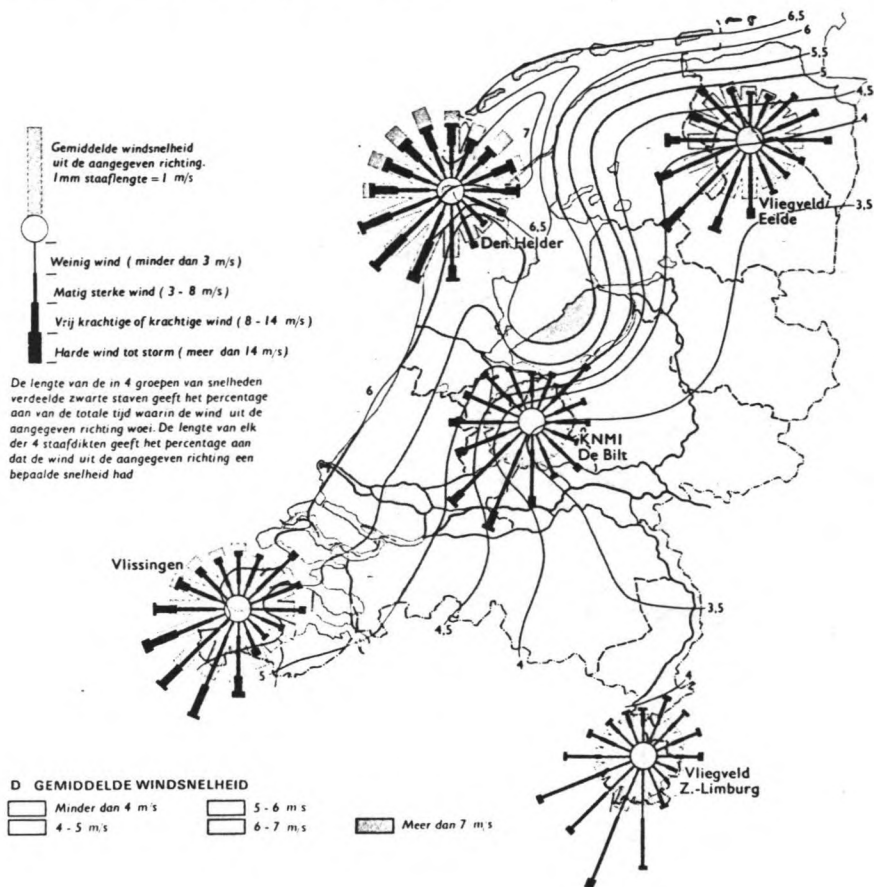
Via 3 bronnen zijn gegevens over windsnelheid verkregen:

1. In het afstudeerwerk van Aarten en Kruijzen (lit. 3) wordt een snelheid van 30 m/s aangenomen, bij windkrachtberekeningen aan een LNG steiger in de Eemshaven.
2. Het Gemeentelijk Havenbedrijf Amsterdam gaat uit van een stuwdruk van 700 N/m^2 . Dat komt overeen met een windsnelheid van ongeveer 33,5 m/s (afhankelijk van de luchtdichtheid).
3. In het volgende wordt de maatgevende windsnelheid met behulp van Rijkoort - Weibull model (lit. 5) bepaald.

De windrichting waarbij de maximale windsnelheden optreden varieert van ZW tot NW (lit. 5)(lit. 6).



In figuur 3.11 worden de gemiddelde windsnelheden met bijbehorende intensiteit en richting weergegeven voor Nederland.



figuur 3.11: Windsnelheid en windrichtingen.

Zoals in figuur 3.11 blijkt, verschillen de windkarakteristieken sterk, afhankelijk van het meetpunt. Het dichtbijzijnde meetstation van KNMI, is station nr. 240 gelegen in de Haarlemmermeerpolder op vliegveld Schiphol. Het poldergebied is tamelijk vlak en komt redelijk overeen met het terrein in het Westelijk Havengebied.

Rijkoort (lit. 5) werkt met potentiële windsnelheden. Dat zijn windsnelheden gemeten op een hoogte van 10 m. en onafhankelijk gemaakt van plaatselijke

terreinomstandigheden. Op deze manier is het mogelijk op landelijk niveau windsnelheden te vergelijken. Om uit deze potentiële windsnelheden een plaatselijke windsnelheid te berekenen zal een correctiefactor moeten worden ingevoerd om de plaatselijke terreinruwheid ter verwerken.

Afhankelijk van de terreinruwheden heeft men indeling in ruwheidsklassen gemaakt. In tabel 3.2 zijn deze weergegeven met terreinomschrijving en oppervlakte-ruwheid daarbij vermeld.

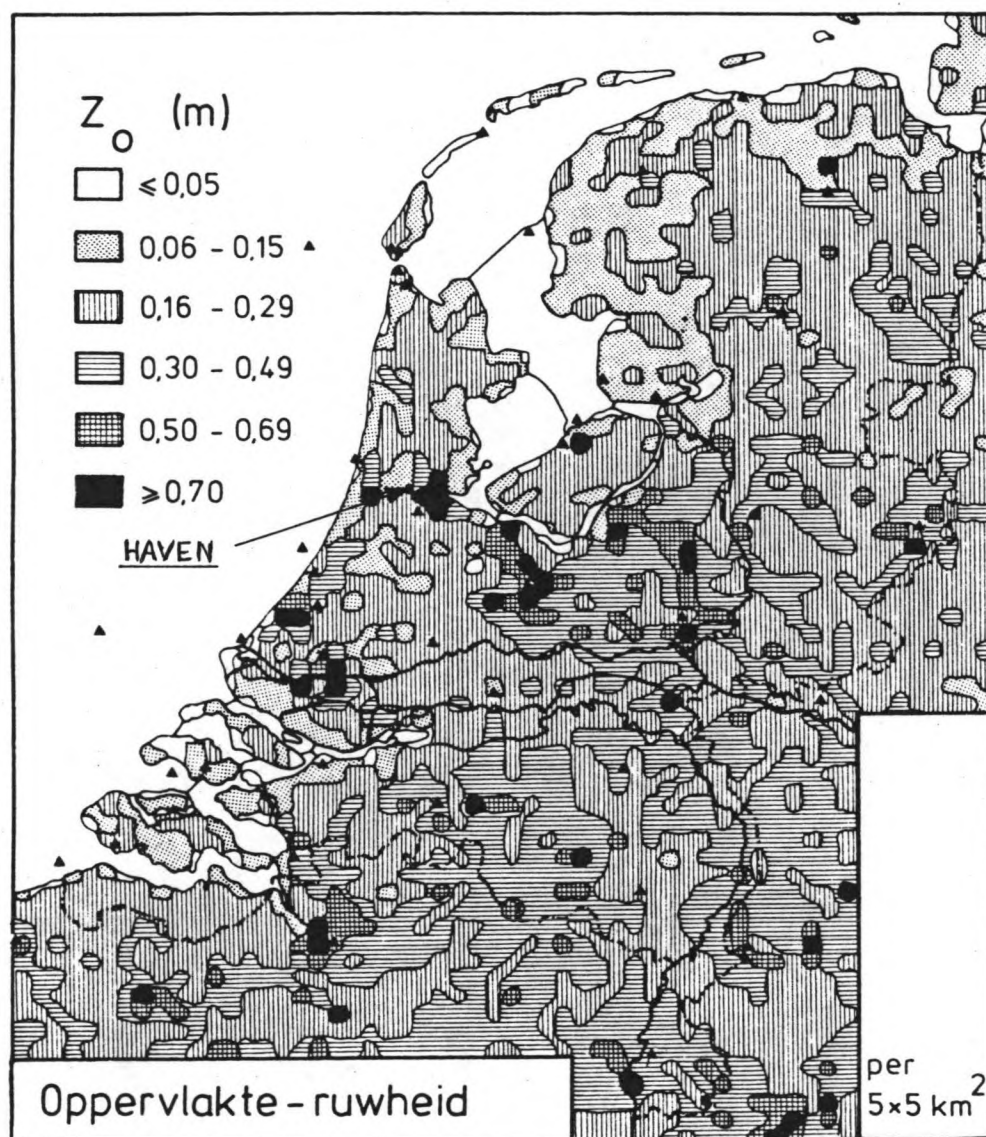
tabel 3.2

Terreinruwheden ingedeeld in klassen, met bijbehorende ruwheidswaarden (lit. 5)

Klasse	Terreinomschrijving	Z_0 = oppervlakte ruwheid m
1.	Open zee, of meer 5 km	0,0002
2.	Wad of sneeuwvlakte, geen begroeiing	0,005
3.	Weilanden of braakliggend bouwland, startbanen van vliegvelden	0,003
4.	Bouwland met laag gewas 20 H	0,10
5.	Cultuurland met verspreide obstakels, hoge gewassen (b.v. maïs)	0,25
6.	Parkland met veel obstakels en weinig open ruimte 10 H	0,50
7.	Bos, laagbouw, met vrij dichte bedekking van obstakels H	(1,0)
8.	Stad met hoogbouw	(?)

Volgens gegevens uit tabel 3.2 zou in het Westelijk Havengebied, ruwheidsklasse 4 of 5 van toepassing zijn. Dat komt overeen met een oppervlakte van 0,15 m. In figuur 3.12 zijn voor geheel Nederland oppervlakte-

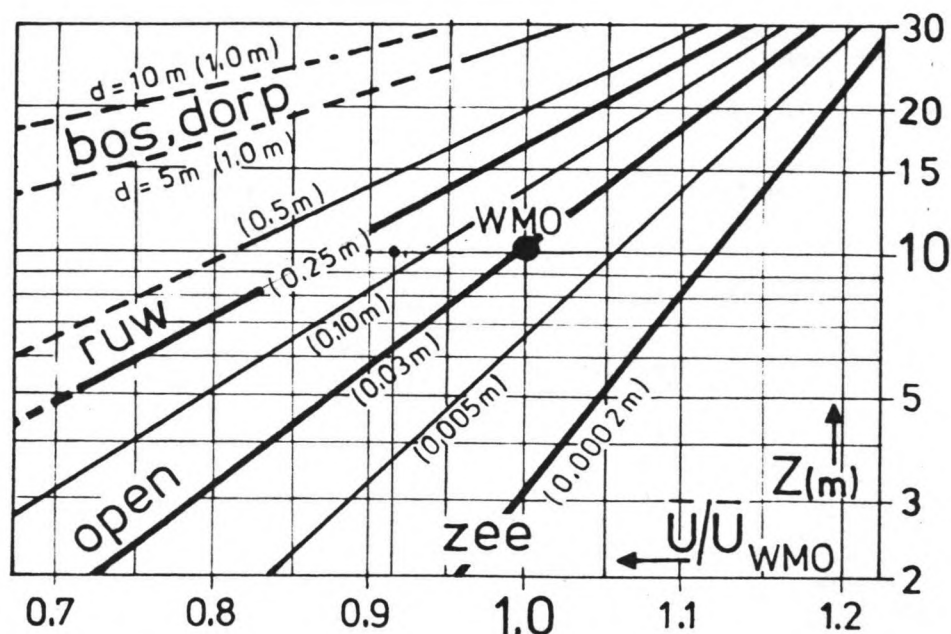
ruwheden bepaald. In het figuur is af te lezen dat een oppervlakteruwheid (Z_0) van 0,15 m. in het Westelijk Havengebied reëel is.



figuur 3.12: Oppervlakte-ruwheid per $5 \times 5 \text{ km}^2$ -blok in Nederland.

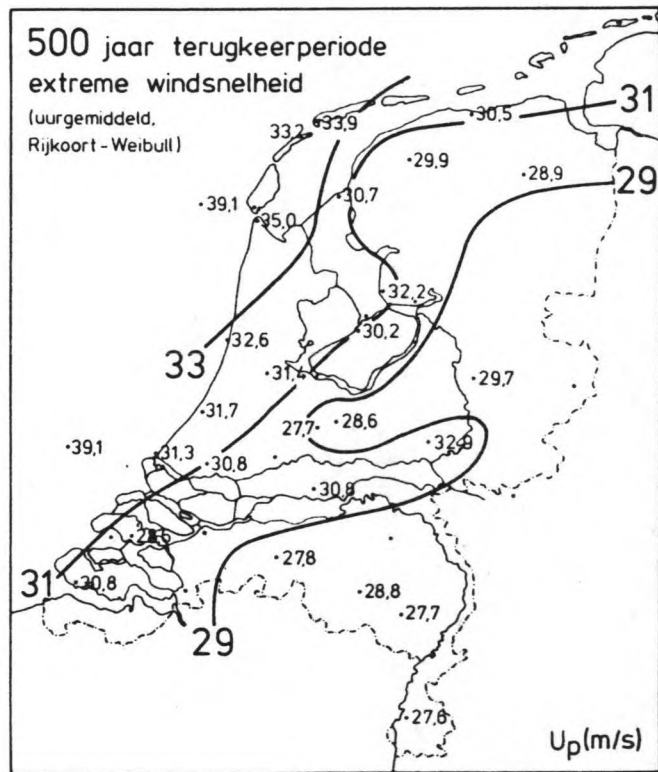
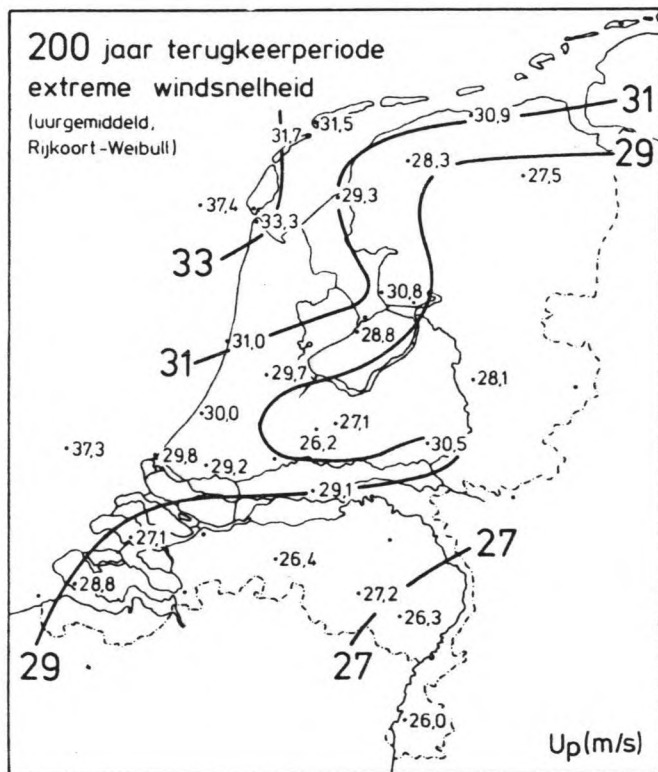
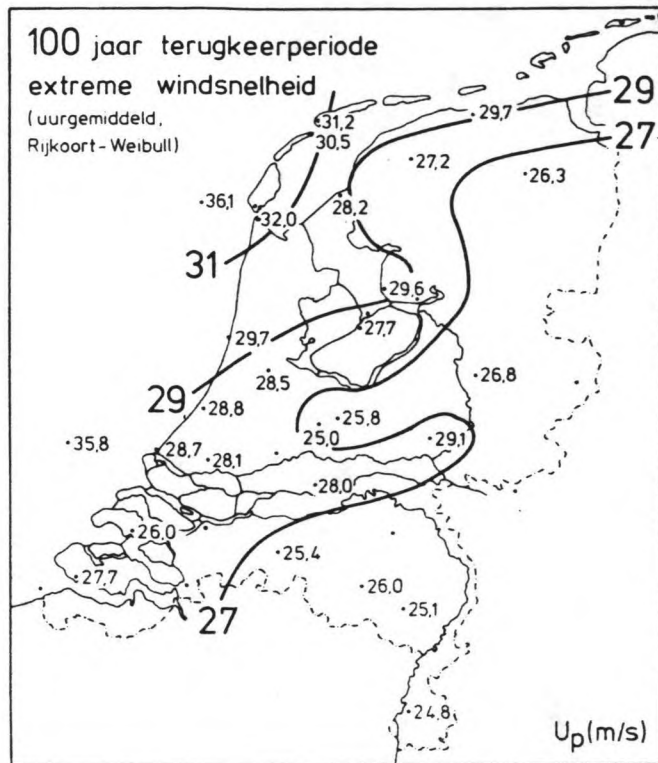
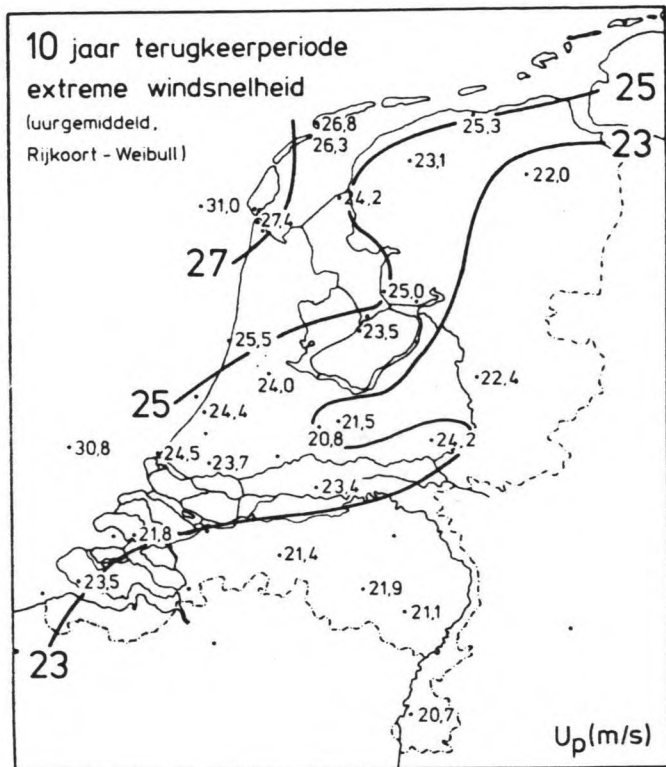
Bij een oppervlakte-ruwheid van 0,15 m. behoort een correctiefactor 0,92, om de werkelijke windsnelheid

te verkrijgen vanuit de potentiële windsnelheid
(zie figuur 3.13)



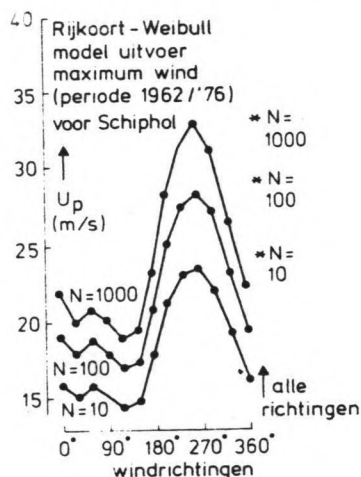
figuur 3.13: Nomogram voor het transformeren van windsnelheden in de oppervlaktelaag tussen verschillende hoogten en verschillende terrein-ruwheden (Wieringa 1977).

De potentiële windsnelheid U_p , berekend met het Rijkoort - Weibull model, hangt af van de gekozen terugkeer periode. In figuur 3.14) zijn voor een terugkeerperiode van 10, 100, 200 en 500 jaar de extreme uurgemiddelde windsnelheden weergegeven. Een terugkeerperiode houdt het gemiddelde tijdsinterval tussen opeenvolgende overschrijdingen in. Bij een terugkeerperiode van 10 jaar zullen dus lagere windsnelheden voorkomen dan bij een terugkeerperiode van 500 jaar. In figuur 3.15 komt dat ook naar voren, toegespitst op Schiphol.



figuur 3.14: Kaart van uurgemiddelde potentiële windsnelheden met een terugkeertijd van 10, 100, 200 en 500 jaar, berekend met behulp van het Rijkoort - Weibull model.

Verwachtingswaarde hoogste gemiddelde windsnelheid in N jaren



figuur 3.15: Uurgemiddelde potentiële windsnelheden, die te Schiphol gemiddeld eens in N jaar voorkomen, voor afzonderlijke richtingssectoren berekend volgens het Rijkooort - Weibull model.

De keuze van een terugkeertijd T_p is afhankelijk van het risico r , dat men aanvaardbaar acht voor het overschrijden van U_{grens} binnen T_r jaar. De volgende formule geeft de relatie weer.

$$1 - r = (1 - 1/T_p)^{T_r}$$

r = risico (%)

T_p = terugkeertijd (jaar)

T_r = terugkeertijd met risico r (jaar)

In tabel 3.3 wordt deze formule samengevat.

tabel 3.3

Relatie overschrijdingskans en T_p/T_r (lit. 5)

aanvaardbare					
overschrijdingskans r	1%	5%	10%	20%	63%
T_p/T_r	99,5	19,5	9,5	4,5	1,0

Indien uitgegaan wordt van een overschrijdingskans $r = 10\%$ in 20 jaar, dan geldt volgens tabel 3.3 $T_p/T_r = 9,5$. De terugkeerperiode T_p wordt dan:

$$T_p = 9,5 \times 20 = 190 \text{ jaar}$$

In figuur 3.14 is af te lezen dat bij een terugkeerperiode van 200 jaar, een extreme uurgemiddelde windsnelheid van 30 m/s geldt voor het Westelijk Havengebied. Er is dus een kans van 10% dat een windsnelheid van 30 m/s binnen 20 jaar wordt overschreden.

De keuze van overschrijdingskans en terugkeerperiode is niet eenvoudig;

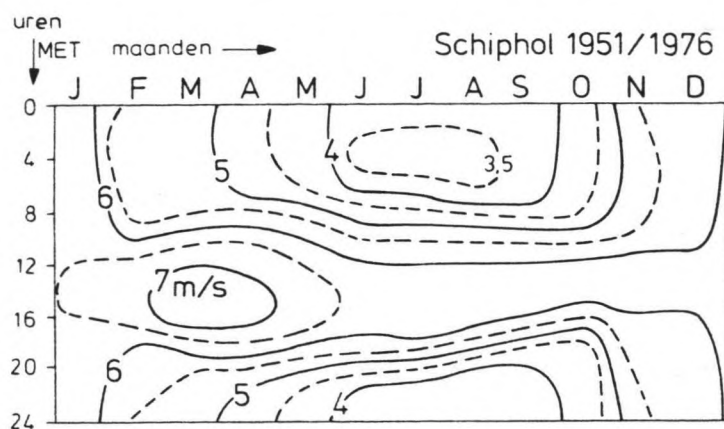
- Een overschrijdingskans van bijvoorbeeld 10% in 20 jaar, zegt op zich niet veel over de risico's die worden genomen. Hoe werkt het uit in de praktijk? Uit tabel 3.4 is op te maken dat de extreme uurgemiddelde potentiële windsnelheid op Schiphol, de laatste 35 jaar niet boven de 26,6 m/s uit is gekomen.

tabel 3.4

Maximale potentiële uurgemiddelde windsnelheden tijdens zware stormen (m/s)

station nummer	naam	datum							
		1-3 1949	1-2 1953	23-12 1954	20-1 1960	16-2 1962	13-11 1972	2-4 1973	3-1 1976
220	LS Texel	24,9	24,9	24,9	24,2	26,5	25,0	25,7	25,9
225	IJmuiden	-	24,4	21,6	24,2	20,8	23,7	24,4	24,2
230	Den Helder	27,4	25,9	22,2	25,4	22,2	-	-	-
240	Schiphol	-	26,6	22,8	26,3	24,4	23,7	24,1	23,2
250	Terschelling	-	-	-	-	-	24,8	25,4	27,0

- Het aantal dagen per jaar dat een LPG-tanker van 75.000 m³ (maatgevend schip) afgemeerd ligt aan de steiger zal beperkt blijven. Bij een doorzet van 800.000 m³ LPG per jaar, voor de terminal en aanvoer van LPG met schepen uit de klasse van 50.000 - 75.000 m³ inhoud, zullen ongeveer $\frac{800.000}{62.500} = 13$ schepen per jaar worden verwacht. Minder dan de helft van dat aantal, stel 5 zal een inhoud van 75.000 m³ hebben. Een reële lossnelheid is 1.100 m³/uur, waarbij gesteld wordt dat een deellading van 60.000 m³ LPG wordt gelost. De lostijd wordt dan $\frac{60.000}{1.100} = 55$ uur. De maximale ligtijd inclusief het meren, zal voor één schip 4 dagen zijn. Het aantal dagen dat een schip van 75.000 m³ aan de steiger ligt wordt dan, $5 \times 4 = 20$ dagen. Per jaar wordt dat $\frac{20}{365} = 5\%$ van de tijd.
- Zeer hoge windsnelheden kunnen tegenwoordig steeds beter voorspeld worden. In zo'n geval zou het schip kunnen worden losgekoppeld van de steiger en tijdelijk aan een boei in de Amerikahaven afgemeerd, met de kop in de wind. Op deze wijze kan het schip zeer grote stormen de baas.
- Het gaat in dit geval om LPG tankers. Gaat er iets mis, dan kunnen de gevolgen rampzalig zijn. Een extra veiligheid zal moeten worden aangehouden.
- Uit figuur 3.16 blijkt de hoogste windsnelheden in de maanden februari, maart en april worden verwacht. Men zou schepen van 75.000 m³ kunnen verbieden in deze maanden af te meren. De risico worden daarmee sterk gereduceerd. Uit het figuur kan ook nog opgemaakt worden dat de hoogste windsnelheden in de middag optreden.



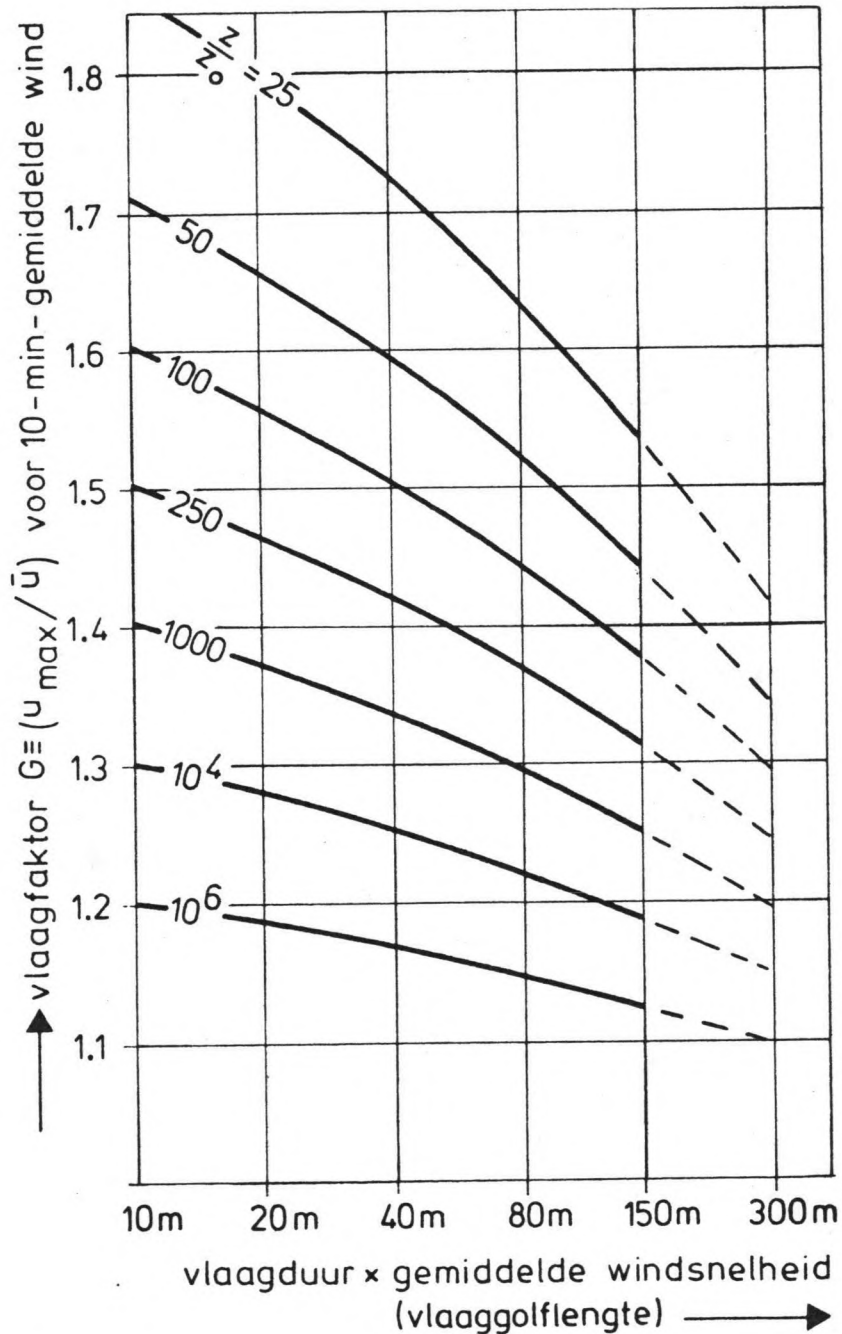
figuur 3.16: Jaarverloop van de dagelijkse gang van de wind op windstation Schiphol ($52,3^{\circ}$ N.B., $4,8^{\circ}$ O.L.).

Als er wordt gekozen voor een aanvaardbare overschrijdingskans $r = 10\%$, dat binnen één jaar U_p wordt overschreden, dan wordt de terugkeertijd T_p : $T_p = 9,5 \times 1 = 10$ jaar. Uit figuur 3.14 valt af te lezen voor $T_p = 10$ jaar in de Amerikahaven, de extreme potentiële gemiddelde uursnelheid van wind U_p de waarde $U_p = 24,5$ m/s heeft. Bij een oppervakte ruwheid $Z_o = 0,15$ m. behoort een correctiefactor van 0,9. De lokale maximale windsnelheid wordt dan: $U = 0,9 \times 24,5 = 22,5$ m/s.

Deze windsnelheid is een uurgemiddelde extreme windsnelheid. Windvlagen zorgen tijdelijk voor hogere windsnelheden. De gemiddelde uursnelheid moet nog gecorrigeerd worden met een windvlaagfactor G . Er geldt dat een windvlaag van belang wordt, bij een vlaaglengte van 5 keer de constructiehoogte van het windvangend object. In dit geval wordt de vlaaglengte $30 \times 5 = 150$ m. Uit figuur 3.17 volgt bij een oppervlakteruwheid

$Z_0 = 0,15$ m. en $Z = 10$ m. dat in dit geval een
vlaagfactor $G = 1,43$ geldt. De maximale vlaagsnel-
heid wordt:

$$U_{\max} = 0,9 \times 1,43 \times 24,5 = 32 \text{ m/s}$$



figuur 3.17: Vlaagfactor-waarde als functie van hoogte Z ,
ruwheidslengte Z_0 en vlaaggolflengte U_t (Wieringa, 1973).
Getrokken lijnen volgens model, onderbroken lijnen ge-
ëxtrapoleerd op basis van experimenten.

De kans dat het maatgevend schip in de haven ligt en dat gelijktijdig een storm met een maximale vlaagsnelheid $U_{\max} = 32 \text{ m/s}$ optreedt, is $0,05 \times 0,10 = 0,005$, ofwel 5‰ per jaar. Daarbij zijn kansverminderende effecten, als bovengenoemd, nog niet meegerekend. Mij lijkt een zodanig risico acceptabel.

De maximale windsnelheid van 32 m/s komt goed overeen met de windsnelheid bij een stuwdruk van 700 N/m^2 , gebruikt (toegepast) bij het Gemeentelijk Havenberdijf Amsterdam. De met behulp van Rijkooort berekende windsnelheid zal in de berekening toegepast worden. Deze windsnelheid heeft een bekende reële achtergrond.

Voor de berekeningen zullen de volgende windgegevens worden toegepast:

- Windsnelheid 32 m/s
- Bijbehorende windrichting tussen de sectoren ZW (225°) en NW (315°).

3.4 LPG schepen

Aan de steiger in de Amerikahaven worden LPG schepen met inhouden van 8.000 tot 75.000 m^3 verwacht. In deze paragraaf zijn gegevens verzameld van LPG schepen uit de groep van 8.000 m^3 en de groep van 75.000 m^3 .

De kleinste te verwachten schepen zijn bepalend voor de maximale meerstoelafstand, welke hier 70 m. bedraagt. De grootste schepen hebben het grootste windvangendoppervlak en geven tijdens het afmeren de grootste stootbelasting. Ze zijn ook bepalend voor de maximale meerstoelafstand.

Met behulp van de blokcoëfficiënt C_B kan uit de scheepsafmetingen de waterverplaatsing bepaald worden.

- Voor schepen uit de groep van 8.000 m³ geldt:

$$C_B = 0,73.$$

- Voor schepen uit de groep van 75.000 m³ geldt:

$$C_B = 0,75.$$

Het windvangend oppervlak van de schepen kan uit de figuren in bijlage I worden opgemeten. De waterlijn in geladen toestand is in de figuren aangegeven. In geballaste toestand heeft het schip aan de voorkant een diepgang van 2% x L_{bp} (lengte tussen loodlijnen) terwijl achter de waterlijn zich net boven de schroef bevindt (lit. 7).

De massa van een schip wordt bepaald met de formule:

$$m_s = C_B * \rho_w * L_{bp} * B * T$$

m_s	= massa schip	[ton]
C_B	= blokcoëfficiënt	[-]
ρ_w	= soortelijke massa water	[ton/m ³]
L_{bp}	= lengte schip tussen loodlijnen	[m]
B	= breedte schip	[m]
T	= diepgang schip	[m]

In tabel 3.5 zijn de benodigde gegevens van de LPG schepen verzameld.

Tabel 3.5

Gegevens van LPG schepen uit de groepen 8.000 en 75.000 m³

nr	Werf/naam	inhoud m ³	L _{oa} m.	L _{bp} m.	B m	T m	massa m _s ton	windv. opp.	
								geladen	geballas
								m ²	m ²
1	Schichau Unterweser AG	7.900	-	109,60	19,00	8,30	12.600	1.200	1.600
2	LGA Gastechnik GmbH	8.000	128,00	117,00	20,50	7,50	13.150	-	-
3	Moss Rosberg LPG/NH ₃ /VCM carrier	8.000	127,50	116,00	21,30	6,65	12.000	1.300	1.850
4	Moss Rosberg Ethylene/LPG/carrier	8.000	127,50	116,00	21,30	6,65	12.000	1.300	1.650
5	LGA Faraday LPG carrier	31.000	187,05	178,50	26,80	9,32	32.990	-	+3.000
6	Moss Rosberg LPG/NH ₃ carrier	75.000	229,20	218,00	36,00	10,80	63.550	3.550	4.900
7	PK - 1398 LPG carrier	75.000	229,30	217,00	32,20	12,70	66.550	3.800	5.350
8	Normed LNG carrier	75.000	257,49	231,40	34,75	11,52	69.500	5.350	6.100
9	Chantiers de l'atlantique	77.200	227,00	216,00	36,50	11,25	66.500	3.350	4.900

In de figuren 1 t/m 9 in bijlage I worden afbeeldingen van in de tabel genoemde LPG schepen gegeven.

De LNG tanker (8) heeft duidelijk afwijkende gegevens, vergeleken met de LPG tankers.

Deze tanker zal verder buiten beschouwing blijven.

4 CONTROLE BEREKENING BESTAANDE MEERSTOELEN

4.1 Methoden

4.2 Berekening capaciteit meerstoel onbeschadigd

4.3 Capaciteit van de beschadigde meerstoel

4.1 Methoden

Het meren van een schip is een overgangstoestand, namelijk van bewegen naar rust. Het is duidelijk dat het probleem van het meren van een schip en de oplossing daarvan een schaalprobleem in zich bergt, afhankelijk van het feit of een zeilboot tegen een drijvende steiger of een tanker tegen een meerstoel moet worden gemeerd. Elk meersysteem heeft, in welke vorm dan ook, geplaatst tussen het schip en de constructie waartegen wordt gemeerd, om goede afgebakende positie van het schip ten opzichte van de constructie te verkrijgen, hetzelfde doel, namelijk;

Het zonder schade opnemen van de kinetische energie van de bewegende drijvende massa. Het probleem van het merende schip is zeer complex en een exacte oplossing is dan ook niet te geven. In het volgende zal sterk worden geschematiseerd en zullen veel veronderstellingen worden gemaakt om het probleem toch enigszins theoretisch te kunnen benaderen. Het probleem schip-obstakel is een botsingsprobleem, twee massa's die met een bepaalde snelheid met elkaar in aanraking komen. Aangenomen wordt dat het meren van een schip in hoofdzaak een beweging in het horizontale vlak is. Verticale krachten en bewegingen kunnen bij een eerste benadering worden verwaarloosd. Gaan we uit van de hoeveelheid

kinetische energie, die een bewegende massa met constante snelheid bezit ($E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$) dan zijn er twee onbekenden, namelijk de massa m en de snelheid v . Over de naderingssnelheid van het schip, is binnen zekere grenzen, wel het een en ander bekend. De belangrijkste onbekende is de grootte van de massa, die voor het bewegende schip in rekening moet worden gebracht en vooral de grootte van de meebewegende hoeveelheid water (de hydrodynamische massa m_w).

Uitgaande van de wet behoud van energie, moet het verlies aan kinetische energie van het schip als arbeid door het meersysteem worden geleverd:

$$A = \int_0^{\delta} F \cdot ds = \alpha \cdot F \cdot \delta \quad , \quad 0 < \alpha < 1$$

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \cdot C_t = E_{\text{pot}} = \alpha \cdot F \cdot \delta$$

F = kracht

δ = maximale verplaatsing

C_t = dimensieloze parameter welke aangeeft welk deel van E_{kin} moet worden opgenomen

Er zijn verschillende berekenings methoden in omloop om het meren van schepen te benaderen. In de praktijk gaat men meestal uit van de vorm van een energie vergelijking volgens Saurin met de dimensieloze coëfficiënten C_m , C_e en C_s .

De door het meersysteem op te nemen energie is nu:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot v^2 \cdot C_m \cdot C_e \cdot C_s$$

m_s = massa van het schip 'ton

v = snelheid schip op tijdstip afmeren m/s

C_m = coëfficiënt voor hydrodynamische massa

C_e = excentriciteitscoëfficiënt

C_s = deformatiecoëfficiënt van het schip

De invloed van de bodemvrijheid en de veerstijfheid van het meersysteem is niet in de formule verwerkt.

De coëfficiënten C_m , C_e en C_s worden nu nader behandeld:

- Coëfficiënt voor hydrodynamische massa C_m

Het blijkt dat bij het afremmen (door het meersysteem) van het schip, met massa m_s , ook een toegevoegde massa water m_w , die met het schip meebeveegt moet worden afgeremd. De hydrodynamische massa tijdens de stoot is afhankelijk van de volgende parameters:

- afmetingen en vorm schip,
- diepgang van het schip,
- (under) keelclearance (bodemvrijheid)
- stijfheidskarakteristiek van het meersysteem,
- wijze van meren van het schip,
- naderingssnelheid van het schip,
- de "dichtheid" van het obstakel waartegen het schip aanlegt.

De hydrodynamische massa m_w kan bij benadering worden bepaald door het schip in dwarsrichting (verzetten) een harmonische beweging op te leggen.

Het blijkt dat m_w frequentie afhankelijk is. Voor de coëfficiënt C_m zijn vele formules in omloop, waarin enige van bovengenoemde parameters verwerkt zijn. Te noemen zijn (lit. 8);

$$1. C_m = 1 + \frac{2T}{B}, \text{ Vasco Costa}$$

$$2. C_m = 1,2 + 0,12 \frac{T}{e}, \text{ Giraudet}$$

$$3. C_m = 1,3 - \frac{0,8T}{B}, \text{ Grim}$$

4. Theoretisch geldt bij oneindige waterdiepte voor de hydrodynamische massa de formule:

$$m_w = \frac{\pi}{4} \cdot T^2 \cdot L \cdot \rho_w, \text{ waarbij } C_m = \frac{m_s + m_w}{m_s}$$

T = dieptegang [m]

B = breedte [m]

e = keelclearance [m]

L = lengte schip [m]

ρ_w = soortelijke massa water [ton/m³]

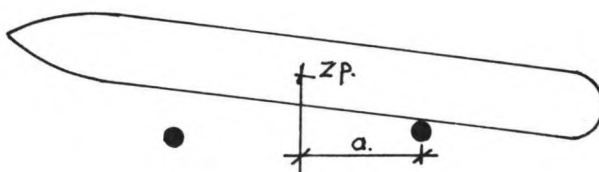
In de praktijk wordt voor vrachtschepen en olie- en ertstankers voor C_m vaak een waarde aangehouden, die ligt in de buurt van 1,5 à 2,0. Voor een LPG tanker ligt de waarde van C_m ook in deze range. Moderne methoden, om de kracht van het water op het schip te bepalen, maken gebruik van de golftheorie (potentiaalstroming) waarbij het schip periodiek oscilleert. Fontijn (lit. 11) en (lit. 12) en van Oortmessen (lit. 9) en (lit. 10) hebben op dit gebied veel werk verzet. Deze methoden worden hier niet verder behandeld.

- Coëfficiënt voor excentriciteit C_e

De excentriciteitscoëfficiënt levert de belangrijkste reductie voor de kinetische energie. De excentriciteit wordt veroorzaakt door het feit, dat het

schip als regel onder een (kleine) hoek met het meersysteem nadert. Dit betekent dat het eerste contact met een zekere excentriciteit ten opzichte van het zwaartepunt van het schip plaats vindt. Uit de bewegingsvergelijkingen, die in dit geval zijn op te stellen, zie (lit. 13), volgt dat de excentriciteitscoëfficiënt C_e als volgt is weer te geven:

$$C_e = \frac{j^2}{a^2 + j^2}$$



j = polaire massa traagheidsstaal [m]

a = afstand raakpunt ten opzichte van het zwaartepunt [m]

De coëfficiënt C_e is altijd kleiner of gelijk aan 1. Voor geladen tankers ligt j_ψ in de orde van 0,2 à 0,25 L. Teneinde een economische constructie te maken moeten de krachten bij de 2^e botsing niet groter zijn dan bij de eerste. Uit een berekening, waarbij geen energieverliezen in rekening worden gebracht, volgt dat de eerste stoot gelijk is aan de tweede, indien de afstand tussen de 2 meerstoelen gelijk is aan $2 \times j_\psi$. Aangenomen is daarbij dat het zwaartepunt van het schip zich midden tussen de twee meerstoelen bevindt. Bij kleinere afstand tussen de meerstoelen is de tweede stoot kleiner dan de eerste (bij grotere afstand is de tweede stoot groter). In werkelijkheid wordt het schip door de verplaatsing en de

verdraaiing in het water afgeremd, dit maakt dat de raakpunten verder uit elkaar kunnen worden ontworpen. Als regel wordt de onderlinge afstand echter gesteld op $0,3 \text{ à } 0,4 L$ ($j\psi = 0,2 L$); daarbij is dan rekening gehouden met het grootste schip, voor kleinere schepen is de afstand uitgedrukt in de traagheidsstraal groter. Voor de afleiding van de term C_e is rekening gehouden met de massa en het polair traagheidsmoment van het schip. In wezen zouden ze ook voor de hydrodynamische massa moeten worden ingecalculeerd. Daarbij blijkt, dat de keelclearance en de veerstijfheid van het meersysteem een belangrijke invloed hebben op de waarde van C_e , een toenemende keelclearance en veerstijfheid geven beide een grotere waarde van C_e .

- Deformatiecoëfficiënt voor het schip C_s

De energie, die het schip bij het meren opneemt als gevolg van de elastische vervorming van de scheepshuid en de eventuele vervorming van (buiging) van het gehele schip, wordt in rekening gebracht door de deformatie-coëfficiënt C_s , $C_s \approx 0,9 \text{ à } 0,95$. Voor kleinere schepen en schepen met een berghout is $C_s \approx 1$ (tamelijk stijve schepen). Door de botsing kan nog wat energie verdwijnen door trillingen in het schip. Voor grote LPG schepen geldt $C_s = 0,95$, dit in verband met de benodigde extra veiligheid.

Een meersysteem heeft twee functies;

- het zonder schade voor het schip, meersysteem en steiger opnemen van kinetische energie van het merende schip,
- het schip, nadat het is afgemeerd, veilig en zonder schade langs de steiger houden.

Een meersysteem kan opgebouwd zijn uit een kade of meerstoel (meerpaal, meerbalk) met fenders.

Er zijn in principe 2 typen meersystemen te onderscheiden;

1. het meersysteem is opgenomen in de kade- of steigerconstructie, die de door het schip afgegeven energie overbrengt naar de ondergrond,
2. het meersysteem (meerstoel, meerbalk) staat geheel los van de steiger en brengt zelf de door het schip afgegeven energie over naar de ondergrond. Opgemerkt zij, dat het voor steigers vaak niet toelaatbaar is, dat de constructie plotseling beweegt door een merend schip. Dit in verband met aanwezigheid van laadarmen en dergelijke op het steigerdek.

De eisen, die het meren en het gemeerd liggen aan het meersysteem stellen, zijn tegenstrijdig;

- het meren vergt een relatief slappe constructie,
- het gemeerd liggen vraagt om een relatief stijve constructie.

De door het meersysteem uitgeoefende maximale reactiekracht moet zodanig over de scheepshuid gespreid zijn, dat de toelaatbare druk niet wordt overschreden. Een toelaatbare druk van 200 kN/m^2 is een veilige waarde, aan te houden voor LPG schepen (lit. 20).

De kinetische energie van het schip wordt als arbeid door fender en meerpaal opgenomen, door middel van een aan de beweging van het schip tegenge-

steld gerichte reactiekracht en een verplaatsing. De keuze van een fender is afhankelijk van de hoeveelheid op te nemen energie, de grootte van de reactiekracht, de toelaatbare druk op de scheepswand, de verhouding energie-reactiekracht en de stijfheid van de fender. Slappe fenders staan progressiever meren toe. Moeten schepen van verschillende grootte op een bepaalde plaats meren, dus met grote verschillen in op te nemen energie, dan zijn stijve (harde) fenders niet altijd aan te bevelen.

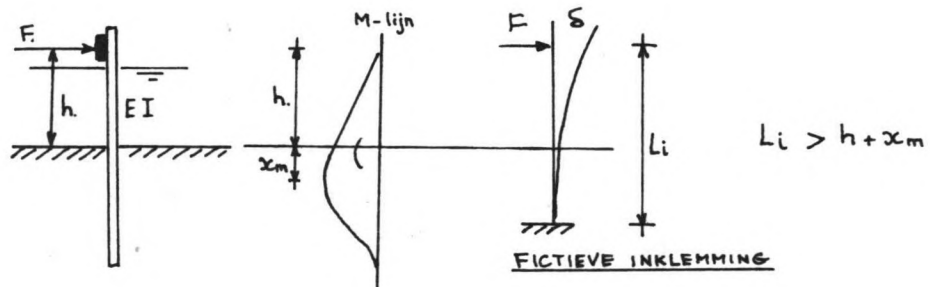
De meerstoel-fundering wordt berekend met de methode Blum, zie (lit. 14) en (lit. 15). Meer gecompliceerde rekenmethoden zijn in deze niet zinvol. Een elastische constructie is te verkiezen boven een starre. De mate van elasticiteit is echter gelimiteerd. Ten eerste door het toegepaste materiaal en de dimensionering. Ten tweede door het feit dat aan de grootte van het meersysteem praktische grenzen zijn gesteld. De constructie moet aan de volgende eisen voldoen;

- een gegeven hoeveelheid energie moet worden opgenomen,
- de materiaalspanningen moeten binnen de toelaatbare waarde blijven,
- de druk op de scheepswand moet, afhankelijk van de constructie van de scheepswand beneden een toelaatbare waarde blijven.

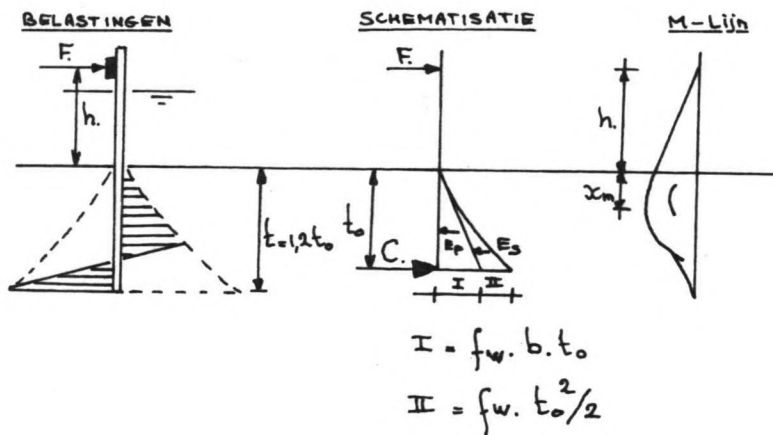
De berekening is in principe iteratief;

1. schatten afmeting van de meerstoel (palen en fenders). Voor eerste benadering worden de palen vaak even lang in, als boven de grond aangenomen,

2. met de geschatte dimensies de veerconstante k bepalen,
3. met behulp van de op te nemen energie E en de veerconstante k de kracht F bepalen ($E = \alpha \cdot F^2 / k$, lineair $\rightarrow \alpha = \frac{1}{2}$),
4. met F de materiaalspanningen berekenen,
5. indien nodig nieuwe afmetingen schatten en opnieuw berekenen.



Voor het bepalen van de veerstijfheid k , wordt gewerkt met een fictieve inklemming op een diepte L_i . Deze fictieve lengte L_i kan worden bepaald met de methode Blum.

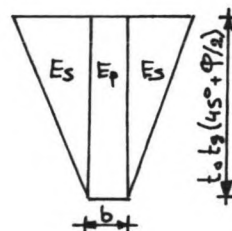
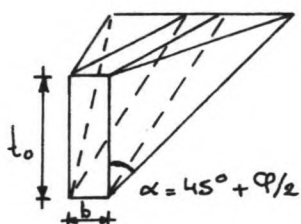


C = "Ersatzkraft" (vasthoudkracht)
 t = inheidiepte
 t_0 = diepte ligging C
 b = breedte paal, of paalgroep
 $f_w = \gamma \cdot \lambda_p$
 γ = volume gewicht grond = $\rho \cdot g$
 λ_p = passieve gronddrukcoëfficiënt

- De actieve korreldrukken worden verwaarloosd gezien hun geringe bijdrage.

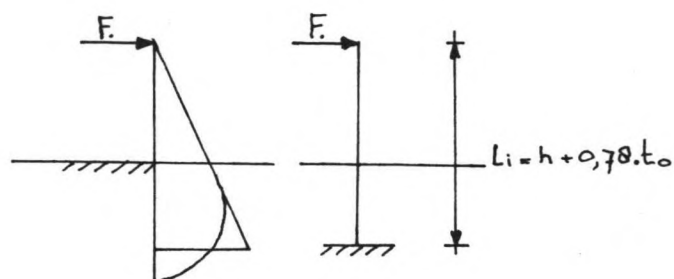
- Ter vereenvoudiging van het rekenwerk wordt in de schematisatie de Ersatzkraft C ingevoerd, die de passieve reactie aan de onderzijde vervangt. Deze kracht moet gemobiliseerd kunnen worden. Daarvoor moet onder C de paal $0,2 t_0$ worden verlengd.

- In geval van een meerstoel met geringe breedte wordt de reactie geleverd door een grondlichaam dat enigszins uitwaaiert ten opzichte van de breedte b . Het grondlichaam dat Blum heeft toegepast wordt in de volgende figuur getoond.



In de EAU 1980 wordt aanbevolen met het volumegewicht van grond onder water γ_0 te rekenen en voor de wandwrijving $\delta_p = -\frac{2}{3}\varphi$ in rekening te brengen.

Indien men voor de bepaling van de scheepsstoot de inklemming in de grond vervangt door een fictieve inklemming op een diepte L_i , dan moet L_i dusdanig worden gekozen, dat de daarbij behorende verplaatsing gelijk is aan die bij een inklemming in de grond. De statische momenten van beide momentvlakken ten opzichte van F moeten dus gelijk zijn.



Onderstaande formules zijn door Blum samengesteld met bovenstaande ingedachte:

Maximaal moment,

$$(1) M_{\max} = \frac{f_w}{24} \cdot x_m^2 (3 \cdot x_m^2 + x_m (4h + 8b) + 12 h \cdot b) = \bar{\sigma} \cdot W$$

$$f_w = \gamma \cdot \Delta p$$

x_m = diepte M_{\max} onder kanaalbodem

h = hoogte F boven kanaalbodem

b = breedte paal loodrecht op de krachtrichting

Voor een gegeven paal ($\bar{\sigma}, W, I$ bekend) is M_{\max} ($=\bar{\sigma} \cdot W$) bekend, zodat met bovenstaande formule x_m kan worden opgelost.

Het moment op diepte x onder de kanaalbodem wordt weergegeven door:

$$(2) M_x = F(x+h) - f_w \left(\frac{b \cdot x^3}{6} + \frac{x^4}{24} \right)$$

Met de uit (1) bepaalde χ_m kan t_0 worden berekend met:

$$(3) \quad t_0^3 \cdot \frac{t_0 + 4b}{t_0 + h} = 4 \cdot \chi_m^2 (\chi_m + 3b)$$

De inheidiepte t wordt dan:

$$(4) \quad t = 1,2 \cdot t_0$$

De maximale toelaatbare kracht (stoot- of troskracht) is te bepalen uit:

$$(5) \quad F = \frac{f_w}{6} \cdot \chi_m^2 (\chi_m + 3b)$$

De fictieve inklemningslengte L_i wordt:

$$(6) \quad L_i = h + 0,78 \cdot t_0$$

opmerking: Voor \bar{v} wordt de vloeispanning of de 0,2% rekgrens gehanteerd. Een scheepsstoot en een windbelasting ten gevolge van een windvlaag zijn beide kortdurende belastingen. De sterkte van staal is bij een korteduur belasting groter dan normaal. Het is dan ook reëel om spanningen tot de vloeigrens toe te laten.

4.2 Berekening capaciteit meerstoel, onbeschadigd

Zie voor beschrijving meerstoelen en afmetingen paragraaf 3.2 en figuur 3.4

- gegevens:

$$\begin{aligned} b_{\perp} &= 7 \times 0,34 + 1 \times 0,07 = 2,45 \text{ m} \\ b_{//} &= &= 0,97 \text{ m} \\ h_{\perp} &= 15,50 + 0,75 &= 16,25 \text{ m} \\ h_{//} &= 15,50 + 2,30 &= 17,80 \text{ m} \end{aligned}$$

b_{\perp} = breedte meerstoel loodrecht op aanvaar-
richting [m]

$b_{//}$ = breedte meerstoel evenwijdig aan aanvaar-
richting [m]

h_{\perp} = hoogte boven de kanaalbodem ten gevolge
van scheepsstoot [m]

$h_{//}$ = aangrijpingshoogte troskracht boven ka-
naalbodem [m]

$$f_w = 10 \times \lambda_p = 10 \times 4,29 = 42,9 \text{ kN/m}^2$$

Meerstoel gegevens, afhankelijk van veranderde
profiel over de diepte, zijn vermeld in tabel
4.1 (lit. 16).

tabel 4.1
Gegevens meerstoelen

paaldeel		$I_{\perp} (10^{-5} \text{ m}^4)$	$W_{\perp} (10^{-3} \text{ m}^3)$	$I_{//} (10^{-5} \text{ m}^4)$	$W_{//} (10^{-3} \text{ m}^3)$
t.o.v. NAP					
+ 2,25		2.214	49,2	3.480	41,4
- 9,70		2.406	53,5	4.087	49,0
-11,00		2.906	64,6	8.419	83,4
-14,90		3.138	69,7	9.832	83,3
-15,50		3.330	74,0	11.022	95,0
-24,70		2.214	49,2	- -	- -
-25,80		1.350	29,5	- -	- -
-26,75					

Toelaatbare belasting meerstoelen bij bestaande inheidiepte

- Volgens tekening W 1224-23 maximale inheidiepte tot NAP - 26,75

Kanaalbodem is NAP - 15,50, dus inheidiepte = 26,75 - 15,50 = 11,25 m

- Vanuit de inheidiepte wordt met behulp van Blum teruggerekend, om de maximale stootkracht te bepalen

$$t = 11,25 \text{ m.}$$

$$t = 1,2 \cdot t_0 \quad , \quad t_0 = \frac{11,25}{1,2} = 9,40 \text{ m.}$$

$$t_0^3 \cdot \frac{t_0 + 4b}{t_0 + h} = 4 \cdot x_m^2 (x_m + 3b)$$

$$9,40^3 \cdot \frac{9,40 + 2,45}{9,40 + 16,25} = 4 \cdot x_m^2 (x_m + 3 \cdot 2,45)$$

$$154,4 = x_m^2 (x_m + 7,35)$$

$$x_m^3 + 7,35 \cdot x_m^2 - 154,4 = 0 \quad , \quad \underline{x_m = 3,70 \text{ m}}$$

Maximale toelaatbare kracht:

$$F = \frac{f_w}{6} \cdot x_m^2 (x_m + 3b)$$

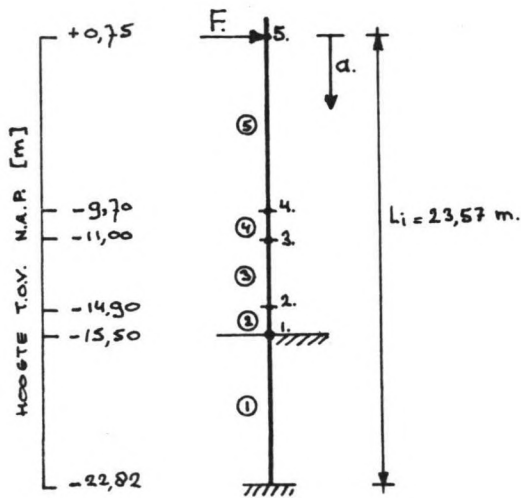
$$F = \frac{42,9}{6} \cdot 3,70^2 (3,70 + 3 \cdot 2,45) = \underline{1.100 \text{ kN.}}$$

Per meerstoel zijn 2 fenders gemonteerd, de maximale fender-reactiekracht is: 2 x 590 = 1.180 kN. De toelaatbare paalbelasting (F = 1.100 kN) is dus maatgevend voor de meerstoel.

Fictieve inklemningslengte L_i :

$$L_i = h + 0,78 \cdot t_0 = 16,25 + 0,78 \cdot 9,40 = \underline{23,57 \text{ m.}}$$

Doorbuiging meerstoel ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN}$



$$I_1 = 3.330 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_2 = 3.138 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_3 = 2.906 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_4 = 2.406 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_5 = 2.214 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$E = 210 \times 10^6 \text{ kN/m}^2$$

$$F = 1.100 \text{ kN}$$

w_i = verplaatsing in punt i [m]

φ_i = hoekverdraaiing in punt i [rad]

$$1. \quad w_1 = \frac{F}{EI_1} \left(\frac{l_1}{3} + \frac{a_1 \cdot l_1^2}{2} \right) = 0,089 \text{ m.}$$

$$\varphi_1 = \frac{F}{EI_1} \left(\frac{l_1^2}{2} + a_1 \cdot l_1 \right) = 0,0230 \text{ rad.}$$

$$2. \quad w_2 = w_1 + \varphi_1 \cdot l_2 + \frac{F}{EI_2} \left(\frac{l_2^3}{3} + \frac{a_2 \cdot l_2^2}{2} \right) = 0,089 + 0,014 = 0,103 \text{ m.}$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{F}{EI_2} \left(\frac{l_2^2}{2} + a_2 \cdot l_2 \right) = 0,0230 + 0,0016 = 0,0246 \text{ rad.}$$

$$3. w_3 = w_2 + \varphi_2 \cdot l_3 + \frac{F}{EI_3} \left(\frac{l_3^3}{3} + a_3 \frac{l_3^2}{2} \right) = 0,103 + 0,096 + 0,020 = 0,219 \text{ m.}$$

$$\varphi_3 = \varphi_2 + \frac{F}{EI_3} \left(\frac{l_3^2}{2} + a_3 l_3 \right) = 0,0246 + 0,010 = 0,0346 \text{ rad.}$$

$$4. w_4 = w_3 + \varphi_3 \cdot l_4 + \frac{F}{EI_4} \left(\frac{l_4^3}{3} + a_4 \frac{l_4^2}{2} \right) = 0,219 + 0,045 + 0,002 = 0,266 \text{ m.}$$

$$\varphi_4 = \varphi_3 + \frac{F}{EI_4} \left(\frac{l_4^2}{2} + a_4 l_4 \right) = 0,0346 + 0,0031 = 0,0377 \text{ rad.}$$

$$5. w_5 = w_4 + \varphi_4 \cdot l_5 + \frac{F}{EI_5} \left(\frac{l_5^3}{3} + a_5 \frac{l_5^2}{2} \right) = 0,266 + 0,394 + 0,090 = \underline{\underline{0,75 \text{ m}}}$$

$$\varphi_5 = \varphi_4 + \frac{F}{EI_5} \left(\frac{l_5^2}{2} + a_5 l_5 \right) = 0,0377 + 0,0129 = \underline{\underline{0,051 \text{ rad.}}}$$

Mogelijke energieopname

$$\text{FENDERS: } E_f = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \delta_f, \quad \delta_f = \frac{F}{k} = \frac{1100}{\frac{1180}{0,40}} = 0,37 \text{ m.}$$

$$E_f = 210 \text{ kNm}$$

$$\text{PAAL : } E_p = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \delta_p = \frac{1}{2} \cdot 1100 \cdot 0,75 = 410 \text{ kNm}$$

$$E_p = 410 \text{ kNm}$$

$$\text{TOTAAL: } \underline{\underline{\sum E = 620 \text{ kNm}}}$$

Momentenlijn bij F = 1.100 kN

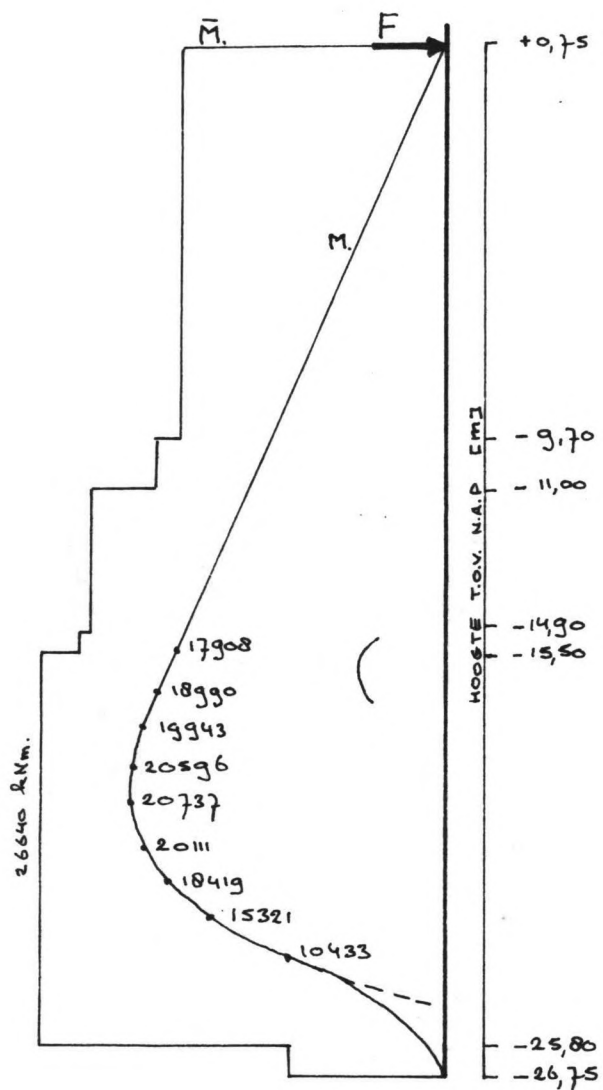
Het moment op afstand x onder de bodem is:

$$M_x = F \cdot (h+x) - f_w \left(\frac{b \cdot x^3}{6} + \frac{x^4}{24} \right)$$

$$M_x = 1100 (16,25+x) - 42,9 \left(\frac{2,45 \cdot x^3}{6} + \frac{x^4}{24} \right)$$

In tabel 4.2 wordt het maximale toelaatbaar moment in de paal, afhankelijk van de doorsnede, weergegeven. Het maximaal moment is $M = \bar{\sigma} \times W$, waarbij $\bar{\sigma} = 360 \text{ N/mm}^2$. In figuur 4.1 wordt de momentverdeling ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN}$ en het maximaal toelaatbaar moment over de hoogte weergegeven. Het optredend moment bij $F = 1.100 \text{ kN}$ blijft kleiner dan toelaatbaar moment in de doorsnedes. De veiligheid ten opzichte van vloeien is bij $F = 1.100 \text{ kN}$:

$$\gamma = \frac{26.640}{20.737} = 1,28.$$



Figuur 4.1: Momenten verdeling ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN}$ en maximaal toelaatbaar moment.

tabel 4.2

Maximaal toelaatbaar moment afhankelijk van de profieldoorsnede.

paaldeel (t.o.v. NAP)	$W(10^{-3} \text{m}^3)$	$\bar{M}(\text{kNm})$
+ 2,25	49,2	17.712
- 9,70	53,5	19.260
-11,00	64,6	23.256
-14,90	67,7	24.372
-15,50	74,0	26.640
-25,80	31,7	11.412
-26,75		

Druk op de scheepswand

De toegepaste fenders Gigant 800-2, hebben een kontakt-oppervlak van $0,94 \text{ m}^2$ bij 50% deformatie. De resulterende druk op de scheepswand bij een stootkracht van 1.100 kN en toepassing van 2 fenders per meerstoel is:

$$\frac{1.100}{2 \cdot 0,94} = 590 \text{ kN/m}^2$$

De toelaatbare druk op de scheepswand van een LNG tanker van 125.000 m^3 is volgens Verwaal (lit. 20) 200 kN/m^2 . Aarten en Kruijsen hebben, voor een zelfde schip, een toelaatbare druk van 400 kN/m^2 toegepast. Praktisch ligt de waarde van de toelaatbare scheepsdruk tussen de 200 kN/m^2 en 400 kN/m^2 .

Een toelaatbare druk van 200 kN/m^2 wordt toegepast. Deze waarde is aan de veilige kant, hetgeen gewenst is bij gasschepen.

De druk op de scheepswand is maximaal 590 kN/m^2 met de bestaande fenders. Door toepassing van andere fenders of een schot voor de bestaande fenders kan het oppervlak zodanig vergroot worden, dat de druk op de scheepswand kleiner dan 200 kN/m^2 wordt. Bij een toelaatbare druk van 200 kN/m^2 en een kracht $F = 1.100 \text{ kN}$ wordt het minimum kontakt-oppervlak $\frac{1.100}{200} = 5,5 \text{ m}^2$.

- Andere fenders,

Per fender moet het oppervlak $\frac{5,5}{2} = 2,75 \text{ m}^2$ zijn.

De grootste Gigant fender met een lengte $L = 1,5 \text{ m}$.

heeft een kontakt-oppervlak van $2,13 \text{ m}^2$ en voldoet dus niet. Deze oplossing komt verder niet in aanmerking.

- Schot,

Door voor de bestaande fenders een schot met een oppervlak van $5,5 \text{ m}^2$ te plaatsen wordt de scheepswanddruk verlaagd tot 200 kN/m^2 . Deze oplossing is in de bestaande situatie ook de meest economische oplossing.

Kinetische energie van een 75.000 m^3 LPG tanker

Maatgevend schip is de PK-1398, voor gegevens wordt verwezen naar tabel 3.6.

- afmetingen : $L_{bp} \times B \times T = 217 \times 32,20 \times 12,70$
- blokcoëfficiënt : LPG tanker $\rightarrow 0,75$
- inhoud : $217,00 \times 32,20 \times 12,70 \times 0,75$
 $= 66.550 \text{ m}^3$
- massa : 66.550 ton

De kinetische energie bij afmeren is:

$$E_{kin.} = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot v^2 \cdot C_m \cdot C_e \cdot C_s$$

C_m : Voor de hydrodynamische massa m_w zijn een aantal berekeningsmethoden beschikbaar.

1. theoretisch : $m_w = \frac{\pi}{4} \cdot T^2 \cdot L \cdot \rho_w = \frac{\pi}{4} \cdot 12,70^2 \cdot 217,00 \times 1 = 27490 \text{ TON.}$

$$C_m = \frac{m_s + m_w}{m_s} = \frac{66550 + 27490}{66550} = 1,4$$

2. Vasco Costa : $C_m = 1 + \frac{2T}{B} = 1 + \frac{2 \cdot 12,70}{32,20} = 1,8$

$$3. \text{ Giraudet} \quad : C_m = 1,2 + 0,12 \frac{T}{e} = 1,2 + 0,12 \cdot \frac{12,70}{2,40} = 1,8$$

$$(e = \text{KEELCLEARANCE} = 15,10 - 12,70 = 2,40 \text{ m.})$$

$$4. \text{ Grim} \quad : C_m = 1,3 - \frac{0,8 T}{B} = 1,3 - \frac{0,8 \cdot 12,70}{32,20} = 1,0$$

Een praktische waarde voor C_m is : $C_m = 1,6$

Daarbij is extra veiligheid vanwege LPG transport verdisconteerd.

C_e : excentriciteitcoëfficiënt

$$C_e = \frac{j^2}{a^2 + j^2}$$

voor geladen tankers geldt: $j = 0,2$ à $0,25 L$

a = afstand zwaartepunt schip tot meerstoel.

Bij een meerstoelafstand van 70 m. geldt $a = 35$ m.

De stoot tegen de tweede meerstoel is gelijk aan de stoot tegen de eerste meerstoel bij een meerstoelafstand $2 \times j$.

Als regel wordt gesteld, dat de meerstoelafstand $0,3$ à $0,4 L$ moet zijn ($j = 0,2 L$).

$$L = 229,0 \text{ m.} \begin{cases} j = 0,20 \cdot L = 45,8 \text{ m.} \\ j = 0,25 \cdot L = 57,3 \text{ m.} \end{cases}$$

$$\text{voor } j = 0,2 L : C_e = \frac{45,8^2}{35^2 + 45,8^2} = 0,6$$

$$\text{voor } j = 0,25 L : C_e = \frac{57,3^2}{35^2 + 57,3^2} = 0,7$$

Als veilige waarde voor de excentriciteitscoëfficiënt geldt: $C_e = 0,7$

C_s : Deformatiecoëfficiënt

De waarde van deze coëfficiënt varieert van 0,9 tot 1,0 afhankelijk van de stijfheid van de scheepswand. Voor LPG schepen geldt $C_s = 0,95$ (lit. 1).

$$m_s = 66550 \text{ TON.}$$

$$C_m = 1,6$$

$$C_e = 0,7$$

$$C_s = 0,95$$

$$, C_m \cdot C_e \cdot C_s = 1,1 \approx 1$$

Met bovenstaande gegevens is de maximale afmeersnelheid te berekenen, waarbij nog geen schade aan het meersysteem optreedt.

$$E_{kin} \leq E_{pt.} = 620 \text{ kNm. (MEERSYSTEEM)}$$

$$\frac{1}{2} \cdot 66550 \cdot v_s^2 \cdot 1,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \leq 620$$

$$v_s^2 \leq \frac{620}{\frac{1}{2} \cdot 66550 \cdot 1,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95}$$

$$v_s \leq 0,13 \text{ m/s.}$$

De maximum afmeersnelheid voor grote LPG tankers is 0,13 m/s (toelaatbaar). De in de praktijk optredende snelheden zijn van deze orde van grootte. Voor een grotere veiligheid is een hogere toelaatbare afmeersnelheid gewenst. De daarvoor benodigde aanpassing van het meersysteem wordt behandeld in hoofdstuk 5.

Windbelasting meerstoelen

Het maatgevend schip in deze is de PK-1398, welke van de onderzochte schepen het grootste lateraal oppervlak heeft.

$$A_{\text{vol}} = 3.800 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{geballast}} = 5.350 \text{ m}^2$$

Per meerstoel is maximaal 1.100 kN opneembaar. Vanwege de hoge veiligheid, verdisconteerd in de maatgevende windsnelheid en vanwege de semi-korteduur belasting ten gevolge van windstoten en de traagheid van reactie voor de verplaatsing van het schip wordt in de maximale meerstoelkracht geen extra veiligheid ingebouwd. De twee meerstoelen kunnen samen 2.200 kN opnemen.

De maatgevende windsnelheid is 32 m/s tussen de sectoren ZW en NW.

Er worden 3 methoden gebruikt om de maximale meerstoelbelasting te berekenen. Achteraf worden de uitkomsten vergeleken.

$$1. F_w = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot v_o^2 \cdot A$$

2. methode OCIMF (lit. 17 en 18)

3. methode BSRA (lit. 2)

$$1. F_w = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot v_o^2 \cdot A$$

F_w = windkracht [kN]

C_D = windcoëfficiënt [-]

ρ_w = soortelijke massa lucht [kg/m³]

v_o = snelheid wind [m/s]

A = oppervlak schip [m²]

Maatgevend is hierbij het geballaste schip en de wind loodrecht op het schip (ZW).

Voor de C_D -waarde voor schepen zijn de volgende gegevens verkregen;

- Aarten en Kruijsen (lit. 3) passen een $C_D = 1$ toe, voor een LNG tanker in verband met het relatief grote vrijboord van deze schepen.

- Volgens tabel 4.3 heeft een rechthoekige plaat bij een verhouding $L/B \approx 9$ een C_D -waarde van 1,3. De situatie van een rechthoekige plaat, aan alle zijden omgeven door wind, komt echter niet geheel overeen met een schip dat in water ligt.



Een waarde $C_D = 1,2$ lijkt een reële veronderstelling. Deze waarde zal in de berekening worden toegepast.

$$\rho_w = 1,25 \text{ kg/m}^3$$

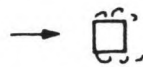
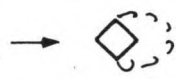
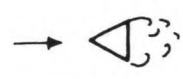
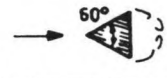
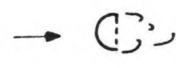
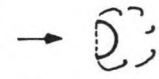



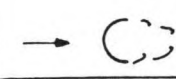
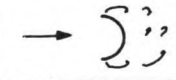
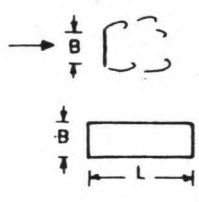
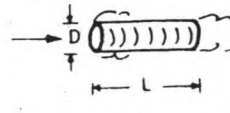
$$F_w = 1,2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 32^2 \cdot 5350 = 4110 \text{ kN.}$$

$$\text{Per meerstoel wordt de belasting } \frac{4 \cdot 110}{2} = 2.060 \text{ kN}$$

De windbelasting op de meerstoelen zullen naast voorgaande methode ook worden bepaald met een OCIMF methode (lit. 18) en BSRA methode (lit. 7).

tabel 4.3

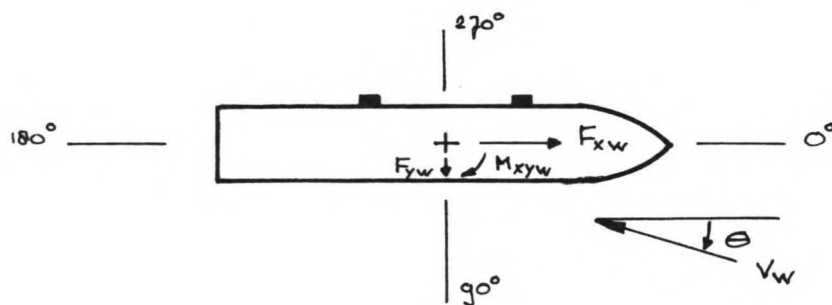
Enkele globale C_D -waarden (naar gegevens verzameld door Roberson en Crowe, 1975)(lit. 19).

Lichaam	lengte verhouding	Re	C_D
 kubus		$> 10^4$	1,10
 kubus		$> 10^4$	0,81
 kegel (toph. 60°)		$> 10^4$	0,49
 driehoekige balk		$> 10^4$	1,39
 halfcirkelvormige schaal		$> 10^4$	0,39
 halfcirkelvormige schaal		$> 10^4$	1,40
 parachute		$\approx 3 \times 10^7$	1,20
 vierkante balk		$> 10^4$	2,00
 vierkante balk		$> 10^4$	1,50
 halve cilinder schaal		$> 10^4$	1,20
 halve cilinder schaal		$> 10^4$	2,30
 rechthoekige plaat	$L/B = 1$ $L/B = 5$ $L/B = 10$ $L/B = 20$ $L/B = \infty$	$> 10^4$ $> 10^4$ $> 10^4$ $> 10^4$ $> 10^4$	1,18 1,20 1,30 1,50 1,98
 cilinder	$L/D = 0$ (schijf) $L/D = 0,5$ $L/D = 1$ $L/D = 2$ $L/D = 4$ $L/D = 8$	$> 10^4$ $> 10^4$ $> 10^4$ $> 10^4$ $> 10^4$ $> 10^4$	1,17 1,15 0,90 0,85 0,87 0,99

2. Methode OCIMF

De windbelasting op een schip is in 3 elementen onder te verdelen;

- Een kracht evenwijdig aan het schip, longitudinale kracht F_{xw} .
- Een kracht loodrecht op het schip, laterale kracht F_{yw} .
- Een moment ten gevolge van ongelijke oppervlakte verdeling over het schip in lengterichting M_{xyw} .



Voor de bepaling van de krachten op de meerstoelen (wrijving en troskrachten verwaarloosd), zijn de laterale kracht en het moment van belang. De longitudinale krachten worden verondersteld geheel door trossen te worden opgenomen.

$$\text{laterale windkracht: } F_{yw} = C_{yw} \cdot \frac{\rho_w}{7600} \cdot V_w^2 \cdot A_L$$

$$\text{moment : } M_{xyw} = C_{xyw} \cdot \frac{\rho_w}{7600} \cdot V_w^2 \cdot A_L \cdot L_{bp}$$

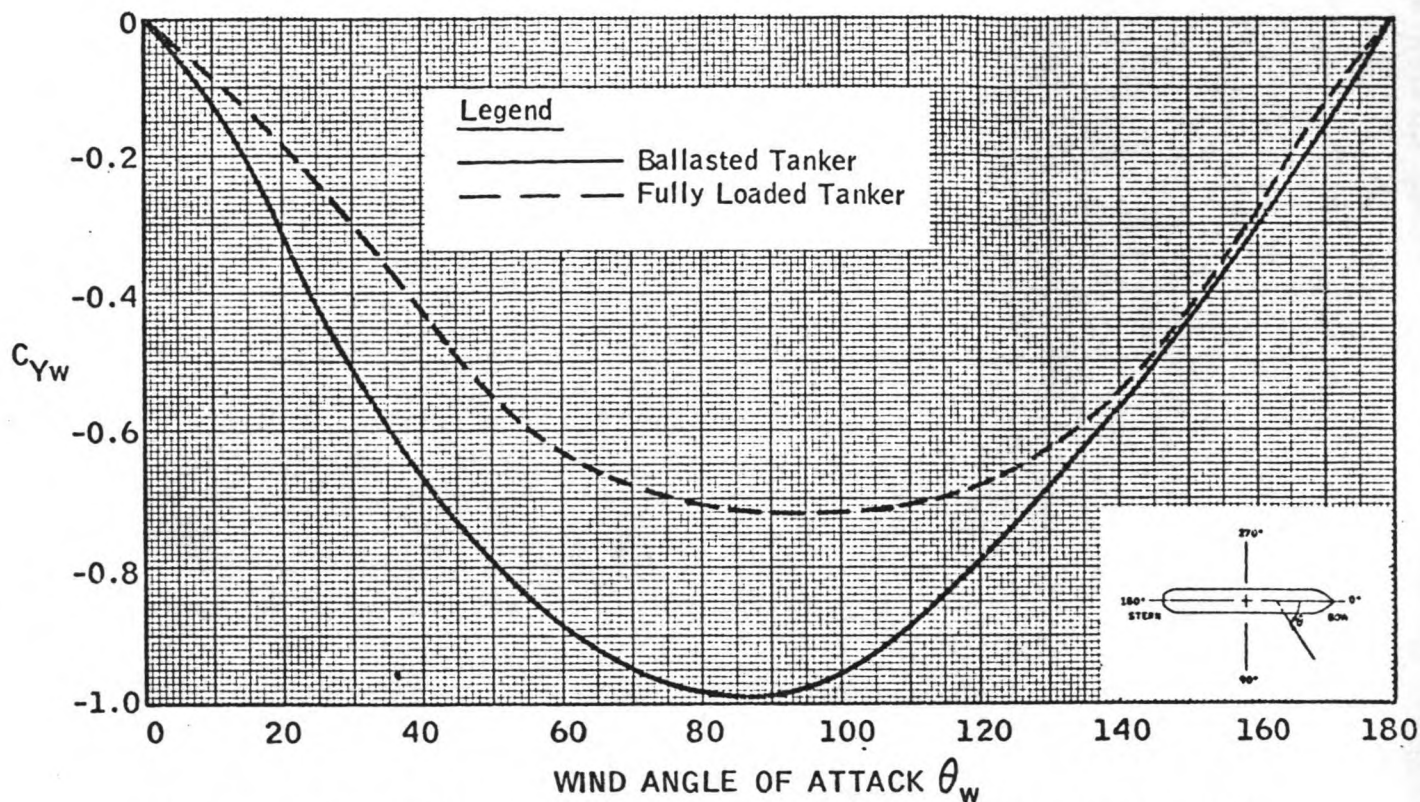
$$F_{yw} = \text{windkracht} \quad [\text{ton f}]$$

$$C_{yw} = \text{windkracht coëfficiënt} \quad [-]$$

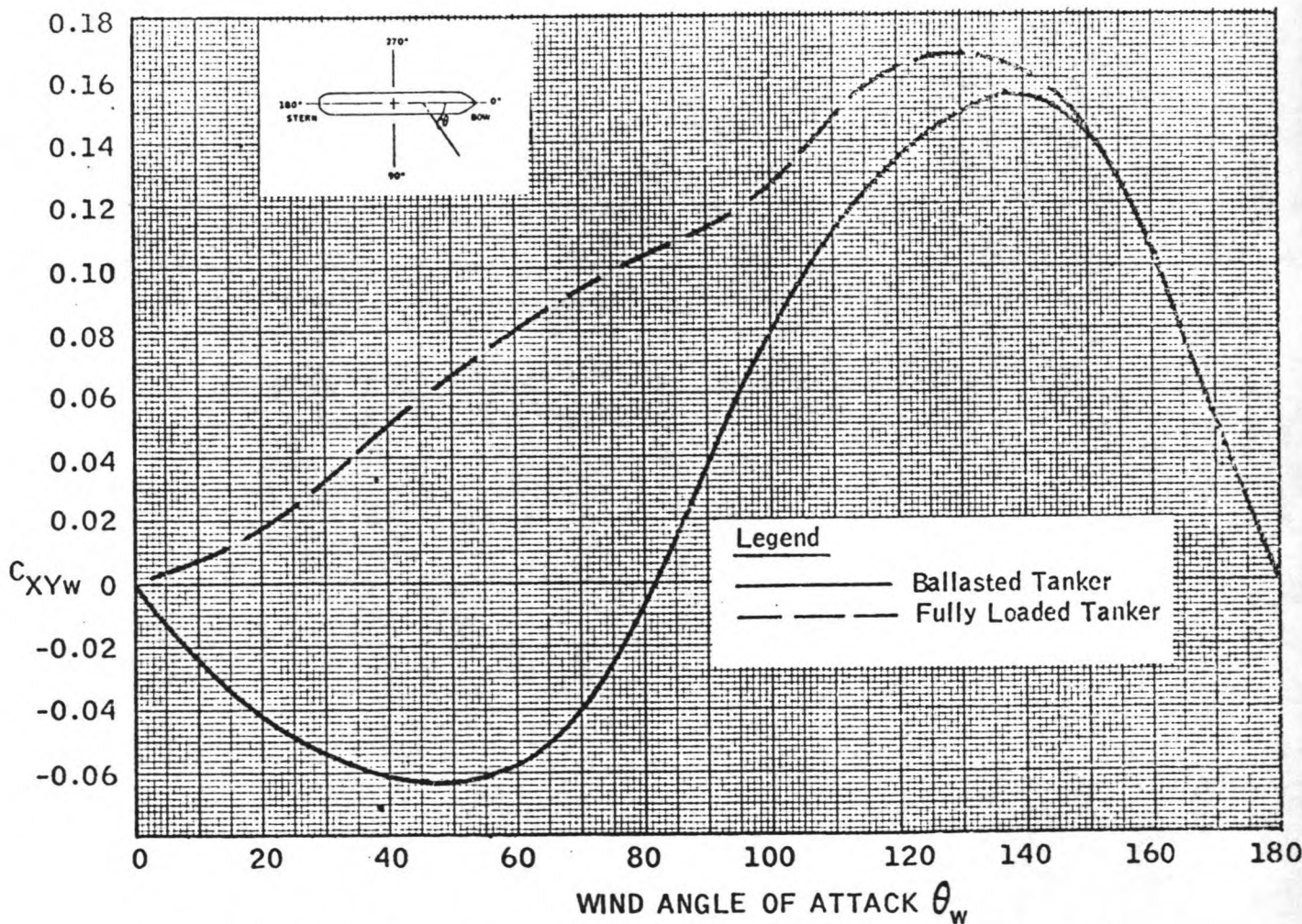
$$C_{xyw} = \text{wind moment coëfficiënt} \quad [-]$$

$$\rho_w = \text{soortelijk gewicht lucht} \quad [\text{kg s}^2 \text{ m}^{-4}]$$

$$V_w = \text{windsnelheid} \quad [\text{knots}]$$



figuur 4.2: Lateral wind force coefficient C_{Yw} (lit. 18)



figuur 4.3: Wind yaw moment coefficient C_{XYw} (lit. 18)

$A_l =$ lateraal oppervlak $[m^2]$

$L_{bp} =$ lengte schip tussen loodlijnen $[m]$

$$\rho_w = 0,125 \frac{kg \cdot s^2}{m^4}$$

$$v_w = 32 \text{ m/s} = \frac{32}{0,514} = 62 \text{ knots tussen sectoren ZW en NW}$$

$$A_l = 5.350 \text{ m}^2 \text{ geballast} \\ 3.800 \text{ m}^2 \text{ beladen}$$

$$L_{bp} = 217,00 \text{ m.}$$

C_{yw} en C_{xw} volgen uit de figuren 4.2 en 4.3, overgenomen uit de OCIMF publikatie. Ze zijn afhankelijk van de hoek inval van de wind. Alleen het geval van het schip in geballaste toestand wordt beschouwd, daar dat geval maatgevend is.

- a. C_{yw} heeft een maximale waarde $-0,99$ bij $\Theta = 90^\circ$
en $C_{xyw} = 0,038$
- b. C_{xyw} heeft een maximale waarde van $0,155$ bij $\Theta = 137^\circ$ en $C_{yw} = -0,60$

Deze twee gevallen worden beschouwd;

a. $\Theta = 90^\circ$

$$F_{yw} = -0,99 \times \frac{0,125}{7.600} \times 62^2 \times 5.350 = -335 \text{ tonf} \\ = -3.350 \text{ kN}$$

$$M_{xyw} = 0,038 \times \frac{0,125}{7.600} \times 62^2 \times 5.350 \times 217 \\ = 2.789 \text{ tonf m} = 27.890 \text{ kNm}$$

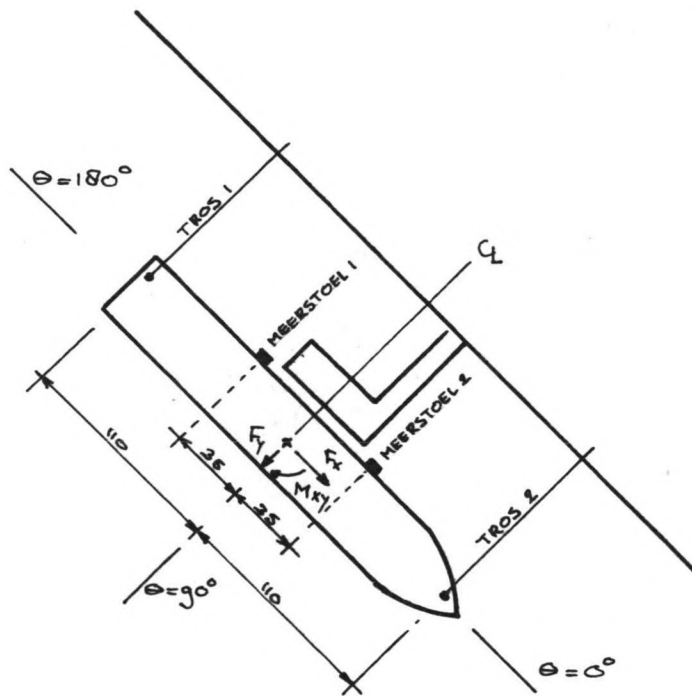
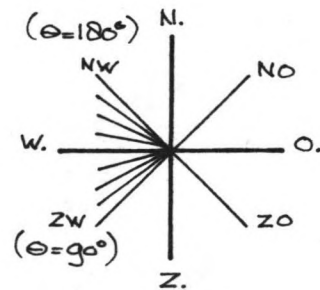
b. $\Theta = 137^\circ$

$$F_{yw} = -0,60 \times \frac{0,125}{7.600} \times 62^2 \times 5.350 = 203 \text{ tonf}$$

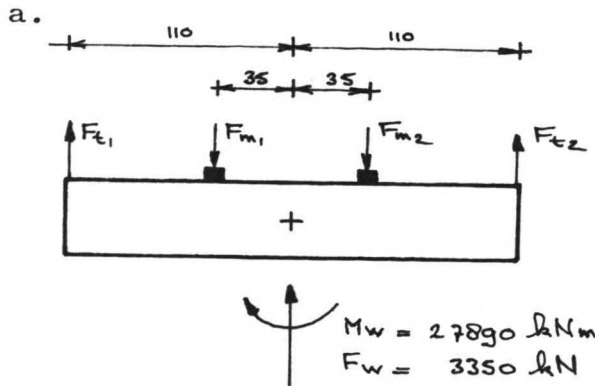
$$= -2.030 \text{ kN}$$

$$M_{xyw} = 0,155 \times \frac{0,125}{7.600} \times 62^2 \times 5.350 \times 217$$

$$= 11.377 \text{ tonf m} = 113.770 \text{ kNm}$$



figuur 4.4: Schematisatie meersysteem ten behoeve van krachten bepaling op de meerstoelen ten gevolge van een windbelasting.

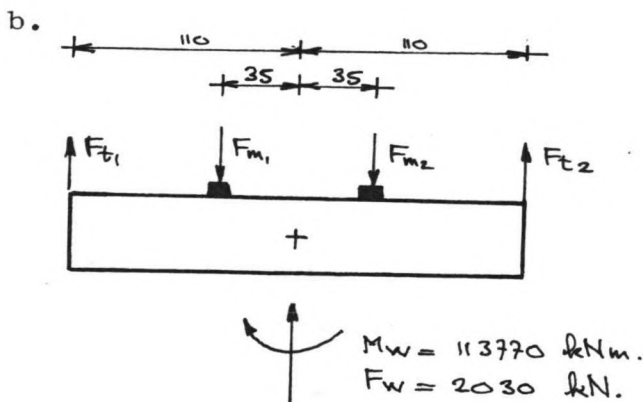


De excentriciteit e van de resulterende kracht is:

$$e = \frac{27.890}{3.350} = 8,3 \text{ m}, e < 35,0 \text{ m}, \text{ zodat de trossen beide niet belast worden.}$$

$$F_{m_1} = \frac{3.350}{2} + \frac{27.890}{70} = 2.070 \text{ kN}$$

$$F_{m_2} = \frac{3.350}{2} - \frac{27.890}{70} = 1.280 \text{ kN}$$



De excentriciteit e van de kracht is:

$$e = \frac{113.770}{2.030} = 56,0 \text{ m}, e > 35 \text{ m}$$

Er ontstaat een statisch onbepaald systeem, waarbij m_1 , m_2 en t_2 worden belast. De krachtverdeling wordt afhankelijk van de stijfheidverhoudingen.

Allereerst zullen de stijfheden voor de meerstoelen en de trossen bepaald worden.

- Stijfheid meerstoel

Reeds eerder is berekend dat een belasting van 1.100 kN een uitwijking van 0,75 m veroorzaakt van de meerpaal. Bij een kracht $F = 1.100$ kN, wordt de verplaatsing van de fenders $\frac{1.100}{1.800} \times 0,40 = 0,35$ m. De totale verplaatsing wordt:

$$S = 0,75 + 0,35 = 1,10 \text{ m}$$

De stijfheid van één meerstoel wordt dan:

$$k_m = \frac{1.100}{1,10} = 1.000 \text{ kN/m}$$

- Stijfheid tros

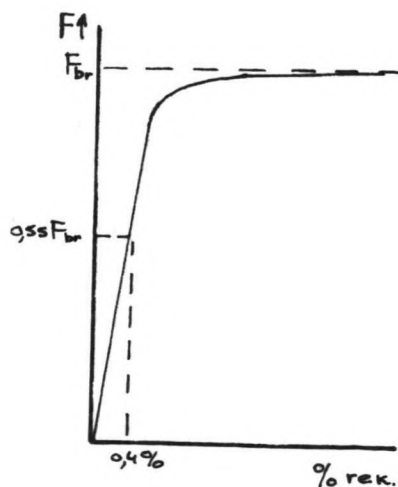
Gekozen wordt voor een stalen tros, merk Lankhorst, zie daarvoor tabel 4.4.

Lankhorst: 6 x 36 WS + staalkern

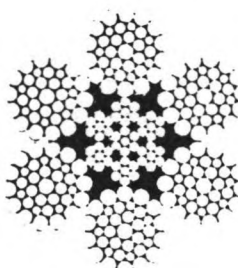
6 x 36 WS + IWRC

$\varnothing 40$ mm \rightarrow minimum breekkracht = 1.050 kN

e.g. = $6,5 \times 10^2$ kN/m



tabel 4.4: Gegevens van enige trossen, merk Lankhorst.

6 x 36 WS + stalen kern 6 x 36 WS + IWRC 1 + 7 + (7 + 7) + 14	Bestelnr. Codeno.	Dia mm	Dia Inch	Gewicht 100 mtr. Weight 100 mtrs. kg	Min. breekkracht Min. breaking strength kg
	282022	10	$\frac{3}{8}$	41	6.600
	282030	12		57	9.480
	282049	13	$\frac{1}{2}$	66	11.100
	282065	14		76	12.200
	282081	16	$\frac{5}{8}$	109	17.600
	282090	18		135	21.700
	282103	19	$\frac{3}{4}$	149	24.000
	282111	20		163	26.300
	282120	22	$\frac{7}{8}$	195	31.800
	282138	24		228	37.900
	282146	26	1	265	43.000
	282162	28	$1\frac{1}{8}$	325	52.200
	282170	30		368	59.200
	282189	32	$1\frac{1}{4}$	414	67.400
	282197	34		462	76.100
	282200	36	$1\frac{3}{8}$	514	85.300
	282219	38	$1\frac{1}{2}$	596	95.800
	282227	40		654	105.000
	288233	42		715	115.000
	282235	44	$1\frac{3}{4}$	778	127.000
	289680	46		844	136.000
	282251	48		913	152.000
	282260	50		1022	164.000
	282278	52	2	1097	178.000
	282294	56		1257	206.000
	282308	58	$2\frac{1}{4}$	1340	216.000
	289698	60		1465	237.000
	282316	64	$2\frac{1}{2}$	1665	270.000
	282324	68		1892	304.000
	289701	72		2130	341.000
289710	76	3	2390	380.000	
289728	80		2640	421.000	
289736	84		2930	464.000	

LANKHORST

Volgens de grafiek op pagina 24 van de OCIMF Guidelines (lit. 18), geldt voor dit type tros:

bij $F = 55\% F_{\text{breuk}}$ geldt $\mathcal{C} = 0,4\%$ (rek)

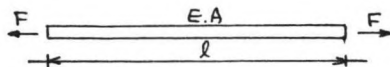
(bij normaal gebruik mogen trossen niet hoger belast worden dan tot 55% van F_{breuk})

De geschatte lengte van 1 tros is 85 m.

De rek bij $0,55 F_{\text{breuk}}$ is 0,4%.

Voor een staaf, die axiaal belast wordt, geldt de volgende formule voor de verlenging:

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$



Δl = verlenging staaf

F = kracht

l = lengte staaf

E = elasticiteit modulus

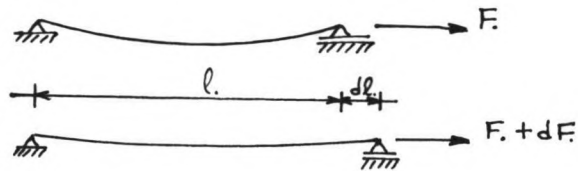
A = doorsnede staaf

In dat geval geldt voor de veerstijfheid,

$k = \frac{F}{\Delta l} = \frac{EA}{l}$, k blijft daarbij konstant, bij elke F .

Door een tros als staaf te beschouwen, wordt echter de doorbuiging van de tros ten gevolge van het eigen gewicht verwaarloosd. Door de doorbuiging ten gevolge van het eigen gewicht van de tros, is de veerstijfheid kleiner, dan in geval van een staaf.

Uit (lit. 24) volgt, dat voor strak gespannen kabels, die onder hun eigen gewicht doorbuigen geldt:



$$1. L + \frac{FL}{EA} = l + \frac{1}{24} \cdot \frac{q^2 \cdot l^3}{F^2}$$

L = lengte ongespannen kabel

q = eigen gewicht kabel

Deze formule geeft een niet-lineair verband tussen F en l .

De veerstijfheid k van de kabel, is dan afhankelijk van de kracht F , uitgeoefend op de kabel. Met behulp van de volgende formule kan de veerstijfheid van de kabel bepaald worden.

$$2. k = \frac{dF}{dl} = \frac{F \cdot EA}{3FL + 2 \cdot EA(L - l)}$$

De factor EA is als volgt te bepalen:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = 0,4\% = \frac{F}{EA},$$

geldt bij $F = 0,55 \times 1.050 = 580 \text{ kN}$,

$$\text{dus } EA = \frac{F}{0,4\%} = \frac{0,55 \times 1.050}{0,004} = 1,44 \times 10^5 \text{ kN}$$

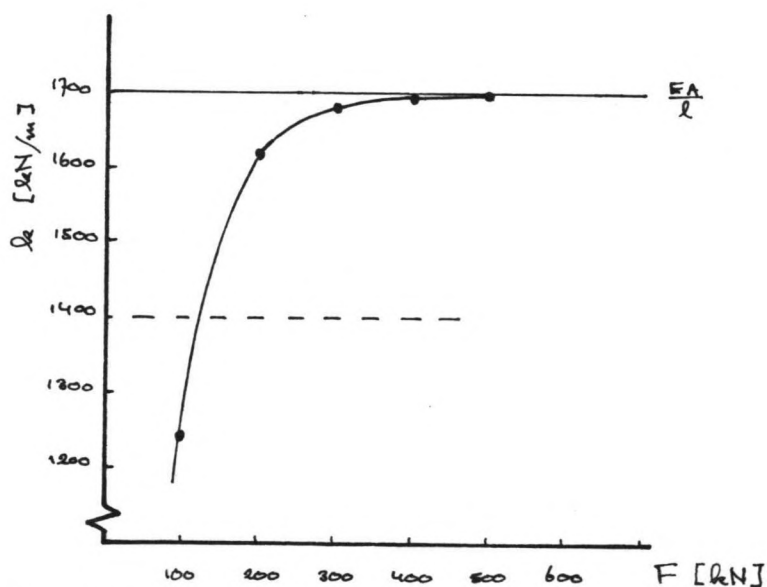
Met de formules 1. en 2. kan L respectievelijk k , afhankelijk van de kracht F worden bepaald. In tabel 4.5 zijn voor verschillende waarden van F , L en k bepaald.

tabel 4.5

L en k, afhankelijk van de kracht F

F [kN]	L [m]	k [kN/m]
100	84,95	1.240
200	84,88	1.620
300	84,82	1.680
400	84,77	1.690
500	84,71	1.700

Grafisch wordt de relatie tussen F en k weergegeven in figuur 4.5.



figuur 4.5: Relatie F-k voor de beschouwde tros.

Indien het eigen gewicht van de kabel verwaarloosd zou worden, zou gelden:

$$k = \frac{EA}{l} = 1.700 \text{ kN/m}$$

Uit figuur 4.2 valt op te maken dat voor grotere krachten de veerstijfheid van de kabel asymptotisch naar deze waarde loopt.

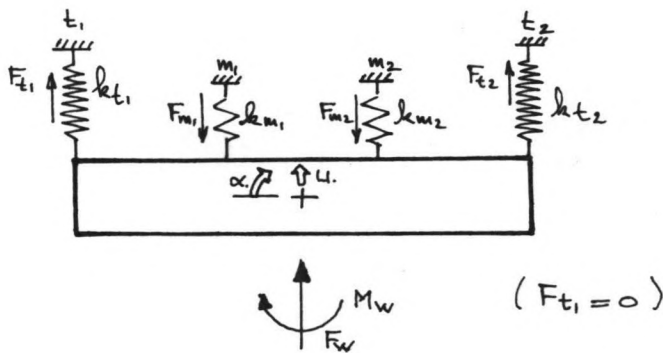
De trossen kunnen tot $0,55 \times 1.050 = 580 \text{ kN}$ belast worden. Als reële gemiddelde waarde wordt aangenomen:

$$k = 1.400 \text{ kN/m}$$

Daar per zijde van het schip 2 trossen aanwezig zijn, wordt de gezamenlijke veerstijfheid:

$$k_{t1} = k_{t2} = 2k = 2.800 \text{ kN/m}$$

De meerstoelen en trossen kunnen voorgesteld worden door veren, zoals weergegeven in onderstaande figuur.



$u = \text{translatie [m]}$

$\alpha = \text{rotatie [rad]}$

Er zijn 2 evenwichtsvergelijkingen op te stellen:

$$1. \sum F = 0 : F_{m1} + F_{m2} - F_{t2} = F_w$$

$$2. \sum M = 0 : F_{m1} * 35 - F_{m2} * 35 + F_{t2} * 110 = M_w$$

Er geldt verder:

$$3. F_{m1} = k_{m1} (u + \alpha * 35)$$

$$4. F_{m2} = k_{m2} (u - \alpha * 35)$$

$$5. F_{t2} = k_{t2} (-u + \alpha * 110)$$

Substitutie van 3., 4. en 5. in 1. en 2. levert:

$$6. (k_m + k_m + k_{t2}) \cdot u - k_{t2} \cdot 110 \cdot \alpha = F_w$$

$$7. -110 \cdot k_{t2} \cdot u + (35^2 k_m + 35^2 k_m + 110^2 k_{t2}) \cdot \alpha = M_w$$

$$k_m = 1000 \text{ kN/m.} \quad F_w = 2030 \text{ kN.}$$

$$k_{t2} = 2800 \text{ kN/m.} \quad M_w = 113770 \text{ kNm.}$$

$$6a \quad (2 * 1000 + 2800) \cdot u + (-110 * 2800) \cdot \alpha = 2030$$

$$7a \quad (-110 * 2800) \cdot u + (2 * 35^2 * 1000 + 110^2 * 2800) \cdot \alpha = 113770$$

$$6b \quad 4800 \cdot u - 308000 \cdot \alpha = 2030$$

$$7b \quad -308000 \cdot u + 36,33 * 10^6 \cdot \alpha = 113770$$

$$u = 1,368 \text{ m.}$$

$$\alpha = 0,015 \text{ rad.}$$

u en α invullen in 3, 4 en 5 levert:

$$F_{m1} = 1000 (1,368 + 0,015 * 35) = 1884 \text{ kN.}$$

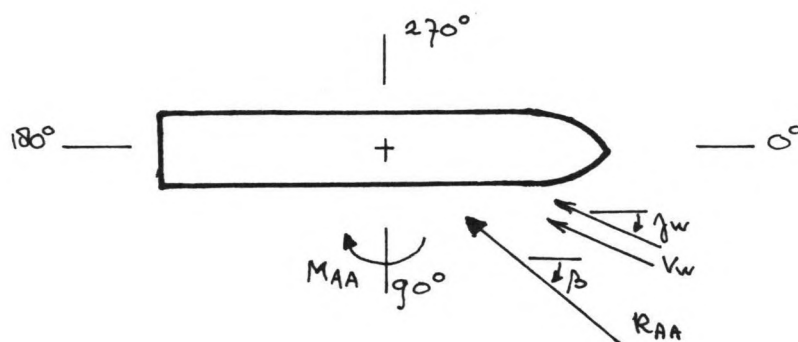
$$F_{m2} = 1000 (1,368 - 0,015 * 35) = 853 \text{ kN.}$$

$$F_{t2} = 2800 (-1,368 + 0,015 * 110) = 706 \text{ kN.}$$

3. Methode BSRA

De windbelasting op het schip is in 2 elementen onder te verdelen:

- Een resulterende kracht door het zwaartepunt van het schip : R_{AA}
- Een moment : M_{AA}



Voor de bepaling van de krachten op de meerstoelen (wrijving en troskracht verwaarloosd) zijn de laterale kracht en het moment van belang. De longitudinale krachten worden verondersteld geheel door trossen te worden opgenomen.

formules:

$$\text{Resulterende windkracht} : R_{AA} = C_{DW} \cdot A_L \cdot v_R^2 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Laterale windkracht} : F_{TW} = R_{AA} \cdot \sin \beta.$$

$$F_{TW} = C_{DW} \cdot A_L \cdot v_R^2 \cdot 10^{-3} \cdot \sin \beta.$$

$$\text{Moment} : M_{AA} = C_{MW} \cdot A_L \cdot v_R^2 \cdot 10^{-4} \cdot L_{oa}.$$

$$R_{AA} = \text{resulterende windkracht [1b]}$$

$$F_{TW} = \text{laterale windkracht [1b]}$$

M_{AA} = moment [lb ft]
 C_{DW} = windkracht coëfficiënt
 C_{MW} = windmoment coëfficiënt
 A_L = lateraal windoppervlak [ft²]
 V_R = windsnelheid [knots]
 L_{oa} = lengte schip [ft]
 β = hoek van kracht ten opzichte van lengte as schip [degree]
 γ_w = hoek van de wind ten opzichte van lengte as schip [degree]

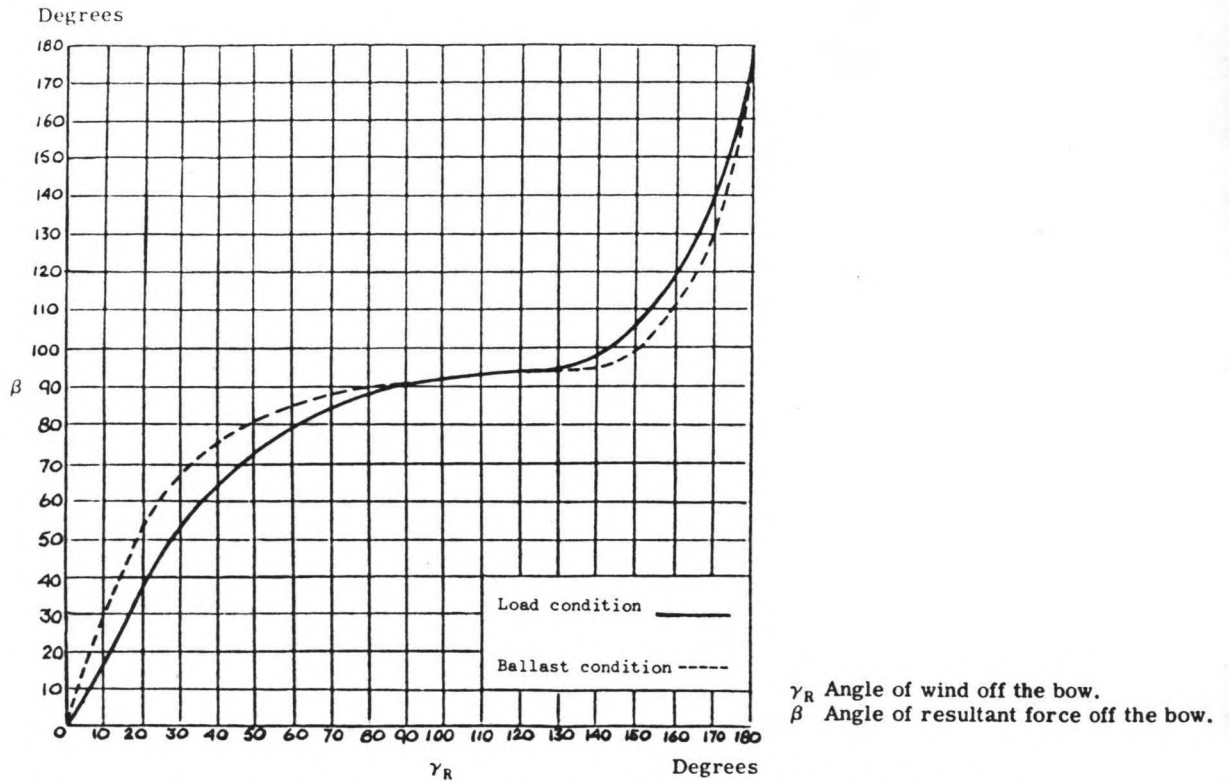
$$\begin{aligned}
 A_L &= 5.350 \text{ m}^2 \text{ (geballast)} \\
 &= 10.764 \times 5.350 \text{ ft}^2 = 57.590 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_R &= 32 \text{ m/s} = \frac{32}{0,514} \text{ knots} = 62 \text{ knots} \\
 &\text{tussen de sectoren ZW en NW}
 \end{aligned}$$

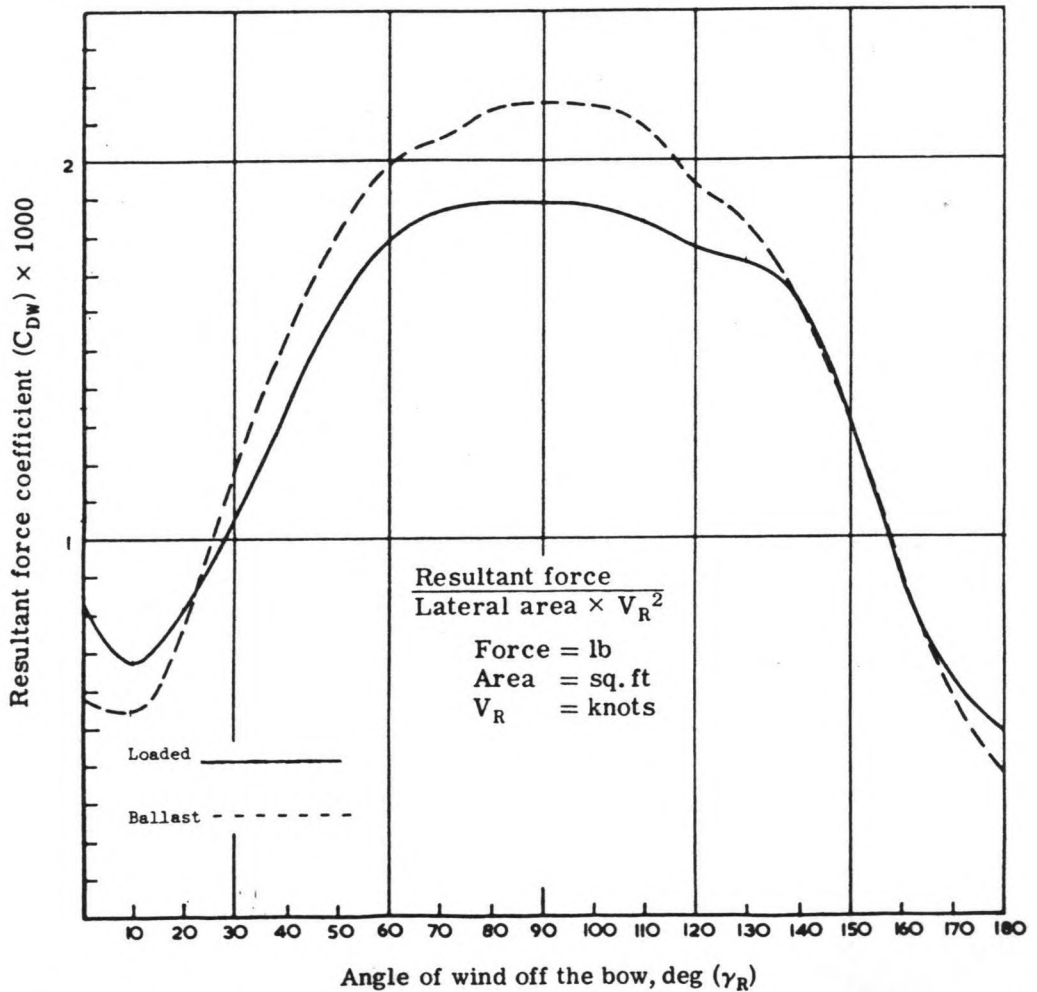
$$L_{oa} = 229 \text{ m} = 229 \times 3,28 \text{ ft} = 751 \text{ ft}$$

$$\begin{aligned}
 1 \text{ m}^2 &= 10,764 \text{ ft}^2 \\
 1 \text{ m} &= 3,28 \text{ ft} \\
 1 \text{ knot} &= 0,514 \text{ m/s} \\
 1 \text{ kN} &= 224,81 \text{ lb} \\
 1 \text{ kNm} &= 737,56 \text{ lb ft}
 \end{aligned}$$

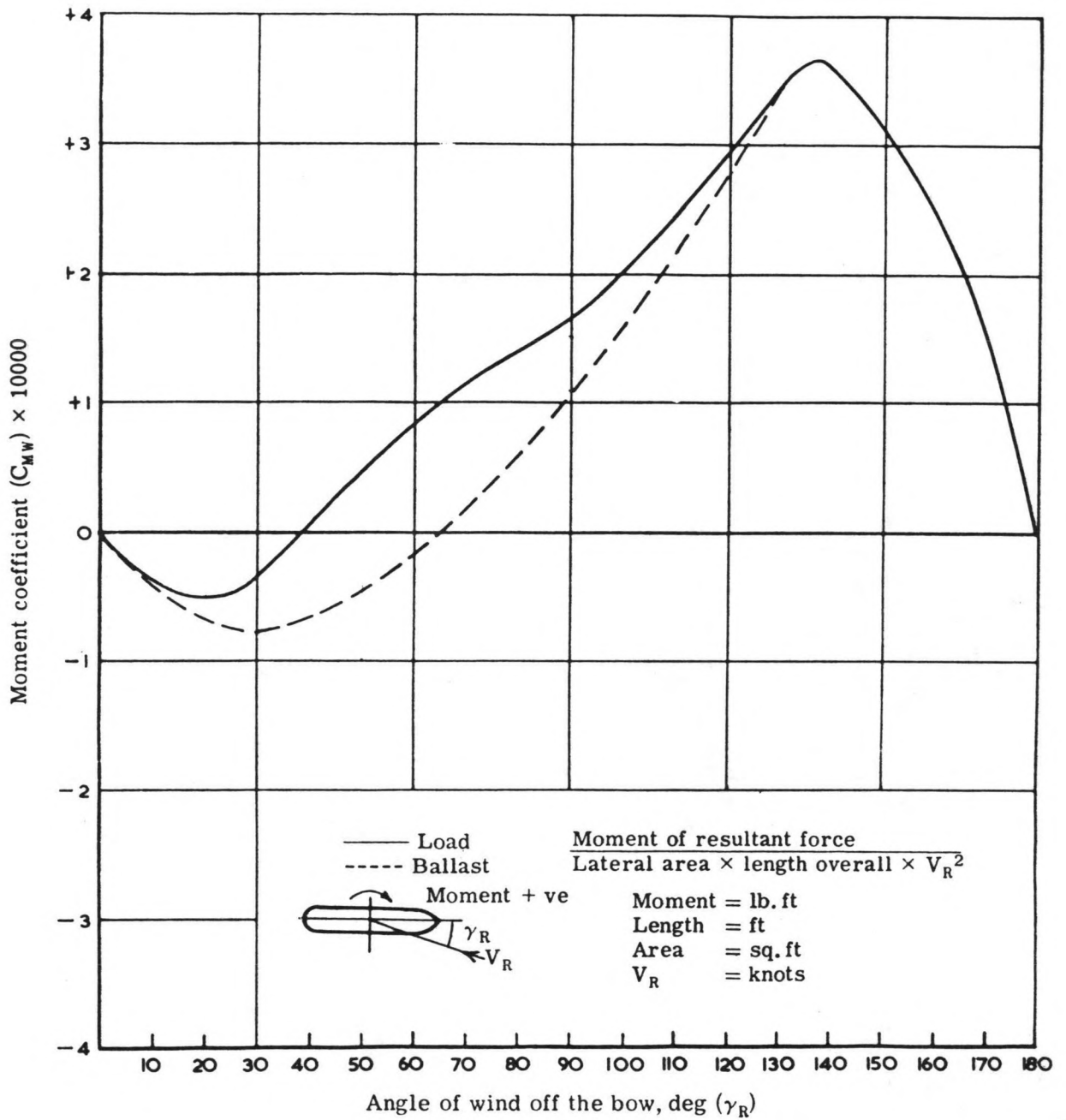
C_{DW} en C_{MW} en β volgen uit figuren 4.6, 4.7 en 4.8, overgenomen uit de BSRA publikaties. Ze zijn afhankelijk van de hoek van inval van de wind. Er zal een geval beschouwd worden, waarbij C_{DW} maximaal is en een geval waarbij C_{MW} maximaal is. Voor windbelasting is het het schip in geballaste toestand maatgevend. De situatie waarbij het schip geladen is zal niet worden beschouwd. De C_{DW} en C_{MW} waarden gelden voor geballaste tankers met de brug



figuur 4.6: Windkracht op gemeerd schip: Tanker met brug achterop het schip. Relatie windrichting-krachtrichting



figuur 4.7: Windkracht op gemeerd schip: Tanker met brug achterop het schip. Windkrachtcoëfficiënt.



figuur 4.8: Windkracht op gemeerd schip: Tanker met brug achter. Wind moment coëfficiënt.

op het achterdek.

a. Max $C_{DW} = 2,15$ bij $\gamma_w = 90^\circ$, $\beta = 90^\circ$ en $C_{MW} = 1,1$

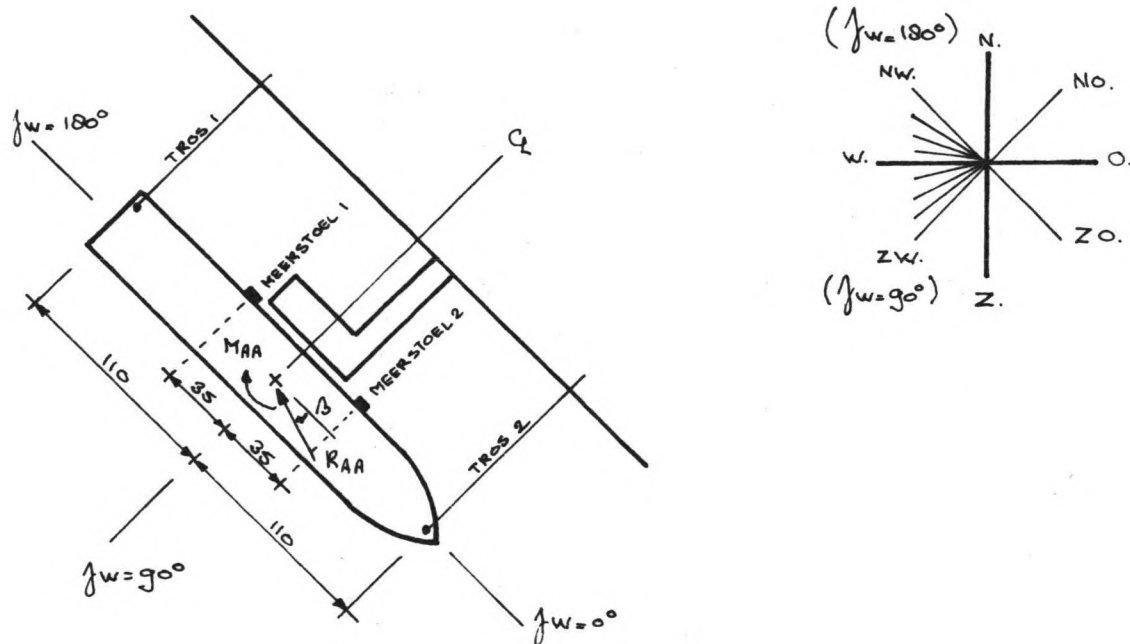
b. Max $C_{MW} = 3,7$ bij $\gamma_w = 137^\circ$, $\beta = 94^\circ$ en $C_{DW} = 1,6$

a. $F_{TW} = 2,15 \times 57.590 \times 62^2 \times 10^{-3} \times \sin 90^\circ$
 $= 475.900 \text{ lb} = 2.120 \text{ kN}$

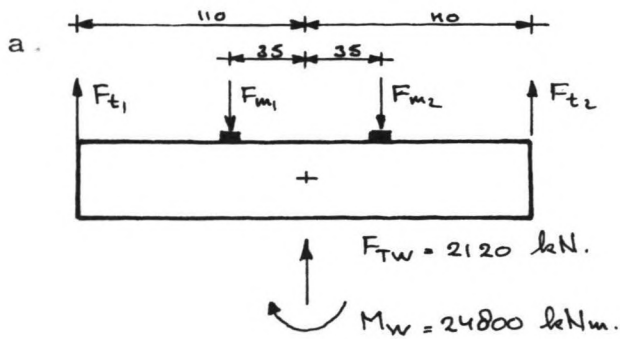
$M_{AA} = 1,1 \times 57.590 \times 62^2 \times 10^{-4} \times 751$
 $= 1,829 \times 10^7 \text{ lb ft} = 24.800 \text{ kNm}$

b. $F_{TW} = 1,6 \times 57.590 \times 62^2 \times 10^{-3} \times \sin 94^\circ$
 $= 353.300 \text{ lb} = 1.570 \text{ kN}$

$M_{AA} = 3,7 \times 57.590 \times 62^2 \times 10^{-4} \times 751$
 $= 6,1514 \times 10^7 \text{ lb ft} = 83.400 \text{ kNm}$



figuur 4.9: Schematisatie meersysteem ten behoeve van krachtenbepaling op de meerstoelen ten gevolge een windbelasting.



De excentriciteit e van de kracht is:

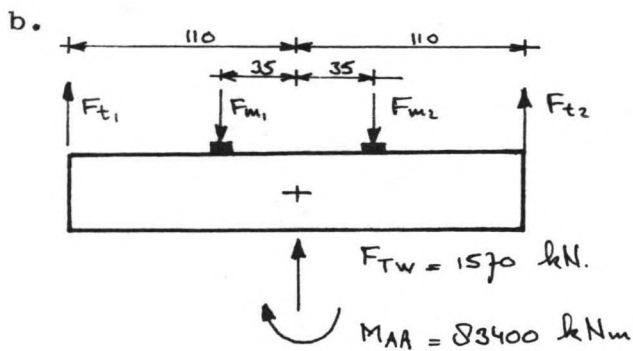
$$e = \frac{M}{F} = \frac{24.800}{2.120} = 11,7 \text{ m}$$

Dat betekent dat alleen de meerstoelen belast worden, de trossen hangen slap.

$$F_{m1} = \frac{2.120}{2} + \frac{24.800}{70} = 1.410 \text{ kN}$$

$$F_{m2} = \frac{2.120}{2} - \frac{24.800}{70} = 710 \text{ kN}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 0 \text{ kN}$$



De excentriciteit e van de kracht is:

$$e = \frac{M}{F} = \frac{83.400}{1.570} = 53,1 \text{ m, } > 35 \text{ m}$$

Er ontstaat een statisch onbepaald systeem, waarbij m_1 , m_2 en t_2 worden belast. De kracht-verdeling wordt afhankelijk van de stijfheden van de trossen en meerstoelen. Bij de berekening volgens de OCIMF methode zijn de stijfheden reeds bepaald. Ook de vergelijkingen blijven gelijk. Er hoeft alleen een andere uitwendige kracht en moment te worden ingevuld om voor deze situatie de verplaatsingen en krachten te bepalen. Zie vergelijking 6b en 7b met $F = 1.570$ en $M = 83.400$.

$$8. \quad 4800 \cdot u - 308000 \cdot \alpha = 1570$$

$$9. \quad -308000 \cdot u + 36,33 \cdot 10^6 \cdot \alpha = 83400$$

$$u = 1,040 \text{ m.}$$

$$\alpha = 0,011 \text{ rad.}$$

u en α invullen in 3., 4. en 5. levert:

$$F_{m1} = k_{m1} (u + \alpha \cdot 35) = 1000 (1,040 + 0,011 \cdot 35) = 1429 \text{ kN.}$$

$$F_{m2} = k_{m2} (u - \alpha \cdot 35) = 1000 (1,040 - 0,011 \cdot 35) = 651 \text{ kN.}$$

$$F_{t2} = k_{t2} (u + \alpha \cdot 110) = 2800 (-1,040 + 0,011 \cdot 110) = 511 \text{ kN.}$$

- Vergelijking van de windkrachten volgens de drie methoden

Vergelijking van uitkomsten volgens de methoden 2^a en 3^a en vergelijking van methode 2^b en 3^b in tabel 4.6, levert op dat de krachten en momenten, berekend volgens OCIMF, consequent hogere waarden hebben dan volgens BSRA.

tabel 4.6

Vergelijking methoden 1, 2 en 3.

meth.	θ_{wind}	F_{wind} [kN]	M [kNm]	F_{t1} [kN]	F_{t2} [kN]	F_{m1} [kN]	F_{m2} [kN]
1	90°	4.110	-	-	-	2.060	2.060
2 ^a	90°	3.350	27.890	-	-	2.070	1.280
2 ^b	137°	2.030	113.770	-	706	1.884	853
3 ^a	90°	2.120	24.800	-	-	1.410	710
3 ^b	137°	1.570	83.400	-	511	1.429	651

De OCIMF publikatie is gericht op tankers van 150.000 - 500.000 DWT. De grootste te verwachten LPG tanker van 75.000 m³ heeft een dead weight van ongeveer 50.000 DWT en valt niet in de categorie schepen voor de OCIMF berekening. In de berekening kan dat een afwijking veroorzaken. De BSRA geeft geen maxima en minima op voor het DWT van tankers. Deze berekeningsmethode is blijkbaar beter toepasbaar voor tankers van 50.000 DWT. In het vervolg zullen de BSRA (methode 3), toegepast worden. Methode 1 wordt verder buiten beschouwing gelaten vanwege de grotere onzekerheid van een aantal factoren die daarin meespelen, vergeleken met de methode 2 en 3.

De meerstoelkracht F_{m1} , is in alle gevallen groter dan de toelaatbare kracht $\hat{F}_m = 1.100$ kN. De constructie voldoet niet en zal aangepast moeten worden (zie hoofdstuk 5).

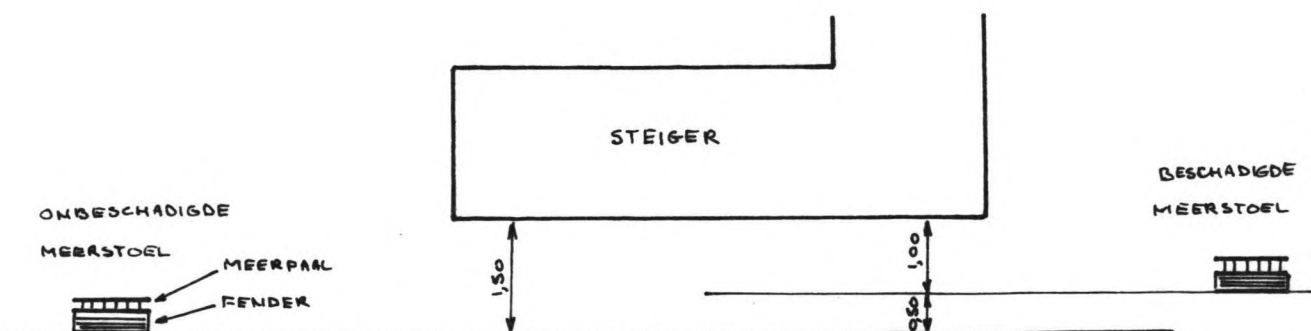
4.3 Capaciteit van de beschadigde meerstoel

De meerstoel H heeft bij het afmeren in het verleden een zodanige stootbelasting gekregen, dat;

1. in de meerstoel het staal is gaan vloeien met als gevolg een blijvende plastische vervorming,
2. of de grond is verplaatst.

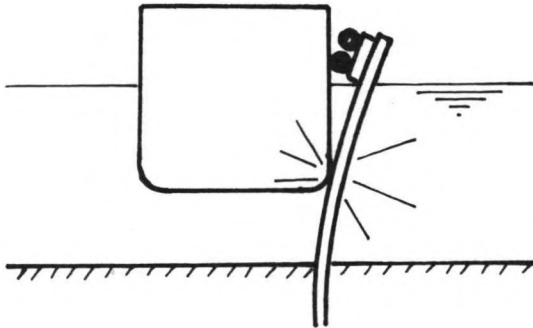
Wat de exacte oorzaak van de scheefstand is, is niet bekend. Indien de scheefstand is opgetreden door vloeien in het staal, zal worden aangenomen, dat dit gebeurd is onder de kanaalbodem, in de buurt van waar het maximaal moment in de paal optreedt. Er wordt van uitgegaan, dat het gedeelte van de meerstoel, dat zich boven de kanaalbodem bevindt recht is. Aangenomen wordt, dat krommingen van de meerstoel en hoekverdraaiingen onder de kanaalbodem hebben plaatsgevonden.

In vergelijking met de onbeschadigde meerstoel heeft de beschadigde meerstoel in de top een uitwijking van ongeveer 0,5 m., zie figuur 4.10.



figuur 4.10: Bovenaanzicht steiger met meerstoelen (schematisatie) in onbelaste toestand.

Gecontroleerd dient te worden of grotere schepen, bij het afmeren, onder water contact zouden kunnen maken met de meerstoel. Staal op staal contact tussen schip en meerstoelpaal is niet toelaatbaar, zie figuur 4.11.



figuur 4.11: Ongewenst contact tussen schip en meerpaal.

Ook dient te worden gecontroleerd wat tijdens het afmeren de minimale afstand tussen het schip en de steiger is. Contact tussen schip en steiger is niet toelaatbaar.

Er wordt bij de controle van uitgegaan, dat de beschadigde meerstoel een gelijke kracht kan opnemen als de onbeschadigde meerstoel. De uitwijking ten gevolge van de kracht zal voor beide gelijk aangenomen worden. De berekende maximale toelaatbare kracht op één meerstoel is $\hat{F}_m = 1.100 \text{ kN}$. De bijbehorende doorbuigingen zijn vermeld in tabel 4.7.

tabel 4.7

Uitwijking en hoekverdraaiing meerstoel ten gevolge van
 $F = 1.100 \text{ kN}$.

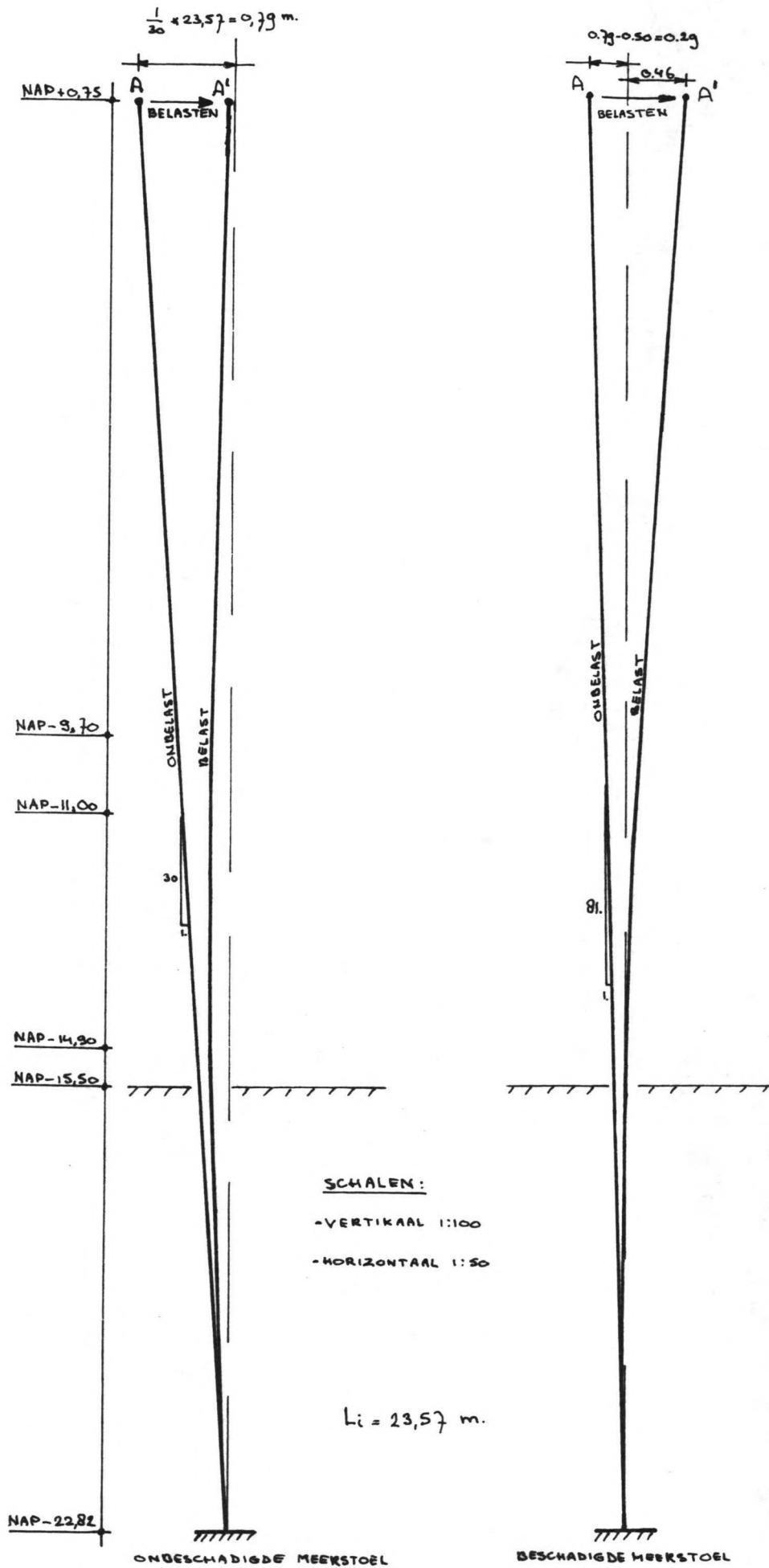
hoogte t.o.v. NAP ⁴⁾	$W \text{ [m]}^1)$	$\varphi \text{ [rad]}^1)$	$\varphi' = 0,033 - \varphi^2)$	$\varphi'' = 0,012 - \varphi^3)$
-15,50	0,09	0,023	0,010	-0,011
-14,90	0,10	0,025	0,008	-0,013
-11,00	0,22	0,035	-0,002	-0,023
- 9,70	0,27	0,038	-0,005	-0,026
+ 0,75	0,75	0,051	-0,018	-0,039

- 1). voor waarde W en φ , zie paragraaf 4.2
- 2). onbeschadigde meerstoel staat 1:30 (0,033 rad) voorovergebogen in onbelaste toestand
- 3). de beschadigde meerstoel staat 1:81 (0,012 rad) voorovergebogen in onbelaste toestand
- 4). fictieve inklemming op hoogte NAP - 22,82 m fictieve inklemminglengte is 23,59 m

In figuur 4.12 zijn de uitbuigingen voor een onbeschadigde en een beschadigde meerstoel ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN}$ weergegeven.

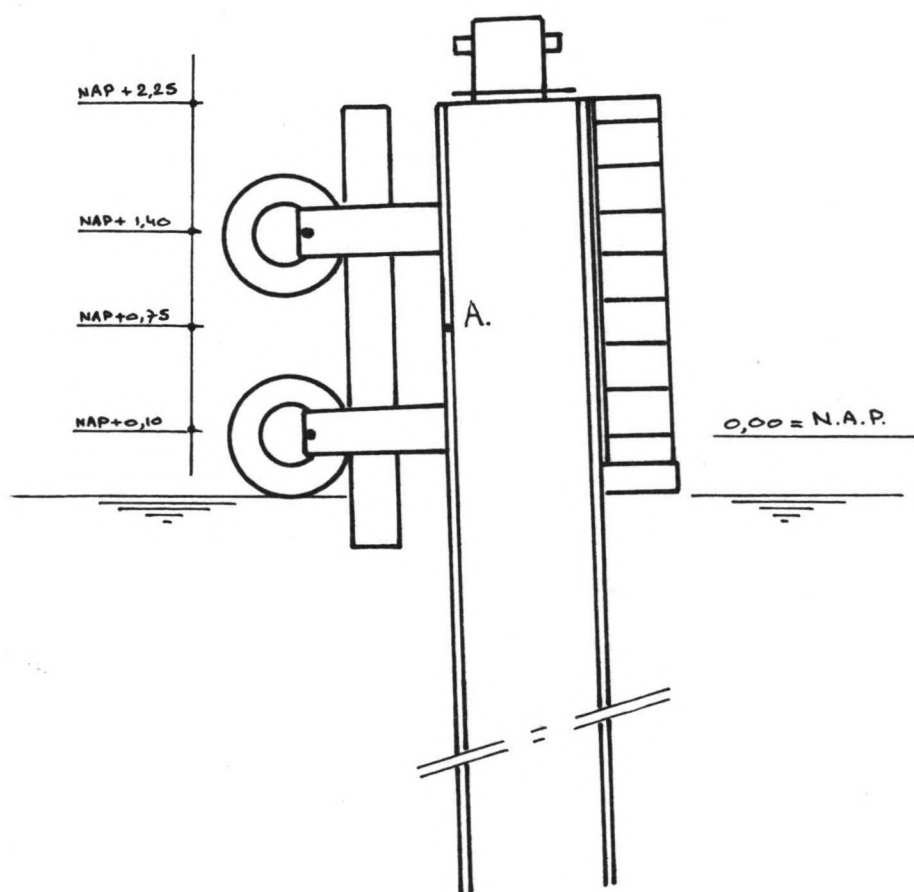
- De onbeschadigde meerstoel buigt onbelast.
 $\frac{1}{30} \times 23,59 = 0,79 \text{ m}$ naar voren (links) in de top ten opzichte van de verticale loodlijn vanuit de inklemming. Ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN}$ krijgt de top een verplaatsing 0,75 m naar rechts. De uiteindelijke verplaatsing van A naar A¹ wordt $0,79 - 0,75 = 0,04 \text{ m}$ links van de verticale loodlijn.

- De beschadigde meerstoel buigt onbelast
 $\frac{1}{81} \times 23,57 = 0,29 \text{ m}$ naar voren (links) in de top (punt A). Ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN}$



figuur 4.12: Uitbuiging meerstoel onbeschadigd resp. beschadigd, ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN.}$

krijgt de top een verplaatsing 0,75 m naar rechts. De uiteindelijke verplaatsing van A naar A¹ wordt $0,29 - 0,75 = -0,46$ m., gelegen aan de rechterzijde van de verticale loodlijn.



figuur 4.13: Zijaanzicht bovendeeel meerstoel G, H (schaal 1:50).

In geval van een stootkracht van 1.100 kN tegen de meerstoel gebeurt het volgende;

- De fender wordt samengedrukt waarbij de diameter van 800 mm gereduceerd wordt tot globaal 400 mm.
- Punt A, weergegeven in figuur 4.12 en figuur 4.13, verplaatst 750 mm naar A¹. Voor de beschadigde meerstoel, is punt A¹ 0,46 m achter de verticale loodlijn gelegen.

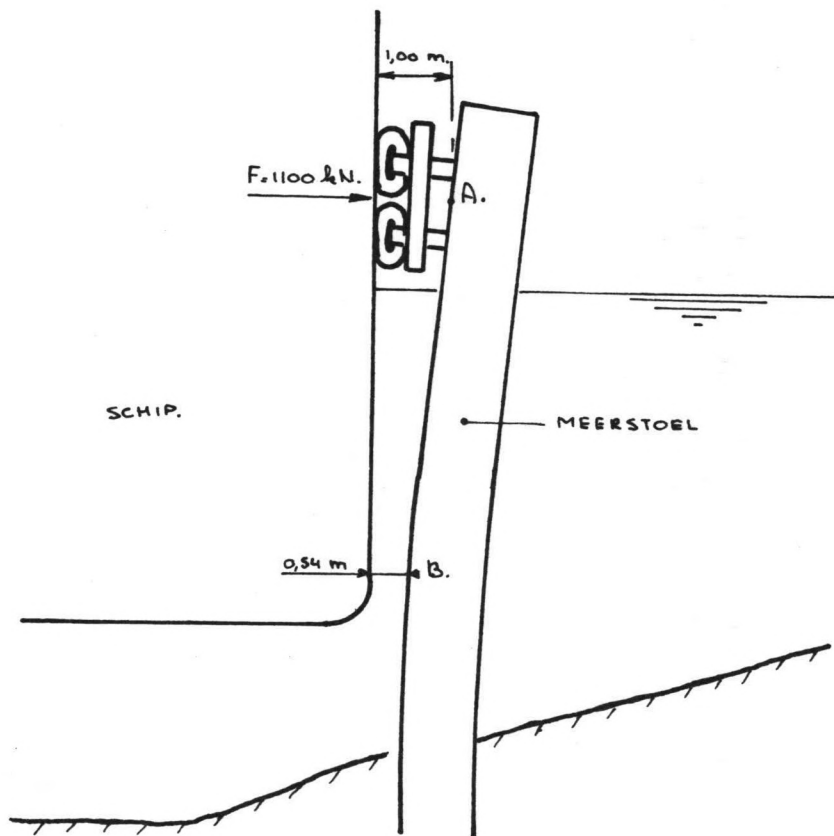
Uit figuur 4.12 blijkt, dat het staal van de beschadigde meerstoel, onder water, bij uitbuigen ten gevolge van $F = 1.100$ kN zich niet links van de verticale loodlijn bevindt.

Het meerstoelgedeelte links van punt A in figuur 4.13 heeft, na indrukking van de fender over 0,40 m, een breedte van $1,40 - 0,40 = 1,00$ m.

In figuur 4.14 wordt schematisch voor de beschadigde meerstoel de tussenruimte tussen schip en paal onder water weergegeven.

Punt A ligt 0,46 m rechts van de loodlijn vanuit de inklemming. De afstand tussen A en het schip is bij ingedrukte fenders 1,00 m. Punt B ligt op de loodlijn vanuit de inklemming. De afstand van B tot het schip is bij ingedrukte fender $1,00 - 0,46 = 0,54$ m.

Er kan geconcludeerd worden, dat gevaar voor contact tussen het schip en de meerstoel onder de waterlijn niet aanwezig is. De slingering van het schip om de lengte-as, bij het afmeren, wordt daarbij verwaarloosbaar geacht. De fenders zijn zo laag gemonteerd, dat ze bijna op de lijn van het zwaartepunt van het schip liggen.



figuur 4.14: Afmeren aan de beschadigde meerstoel.

5 AANPASSEN MEERSYSTEEM VOOR LPG TANKERS VAN 8.000 - 75.000 m³

- 5.1 Inleiding
- 5.2 Aanpassen bestaande meerstoelen
- 5.3 Extra meerstoel

5.1 Inleiding

Het bestaande meersysteem is nog niet geschikt om LPG tankers van 8.000 - 75.000 m³ te ontvangen.

Uit hoofdstuk 4 blijkt dat LPG tankers van 75.000 m³ met een maximale snelheid van 0,13 m/s kunnen afmeren aan de bestaande meerstoelen. Deze snelheid is aan de lage kant. Ook is gebleken dat de oppervlaktespanning op de scheepshuid te hoog wordt bij bestaande meerstoelen. In paragraaf 5.2 wordt aangegeven hoe, door toepassing van andere fenders, de aanvaarsnelheid verhoogd kan worden.

Voor het afmeren van LPG tankers van 8.000 m³ zijn de bestaande meerstoelen te ver uit elkaar geplaatst. Plaatsing van een extra meerstoel tussen de bestaande meerstoelen zou een oplossing voor dit probleem zijn. Een extra meerstoel vermindert de belasting op de bestaande meerstoelen ten gevolge van wind. Daarmee kan het meersysteem geschikt worden gemaakt om windbelasting op een schip van 75.000 m³ op te vangen hetgeen, zoals in hoofdstuk 4 bleek, bij het bestaande meersysteem niet mogelijk was. In paragraaf 5.3 zal aan de hand van stoot- en windbelastingen een ontwerp worden gemaakt voor de extra te plaatsen meerstoel.

5.2 Aanpassen bestaande meerstoelen

De bestaande meerstoelen moeten op 2 punten worden aangepast;

1. Ze moeten een grotere hoeveelheid energie kunnen absorberen, waardoor de aanvaarsnelheid voor de schepen kan worden verhoogd.
 2. Het contact oppervlak van de meerstoel met het schip moet zodanig worden vergroot, dat de maximale druk op de scheepswand minder dan 200 kN/m^2 bedraagt.
1. Om de te absorberen energie te vergroten, kan men of de meerpalen aanpassen of andere fenders toepassen. Daar het aanbrengen van andere fenders veel minder ingrijpend en kostbaar is, dan het aanpassen van de meerpalen, wordt eerst beschouwd wat kan worden bereikt door het toepassen van andere fenders. Indien het resultaat daarvan toereikend is, is het niet meer nodig de meerpalen aan te passen.

In de bestaande situatie zijn per meerstoel 2 fenders Gigant 800-400 van het merk Vredestein toegepast, met een buiten diameter van 800 mm en een binnen diameter van 400 mm.

Gegevens bestaande fenders:

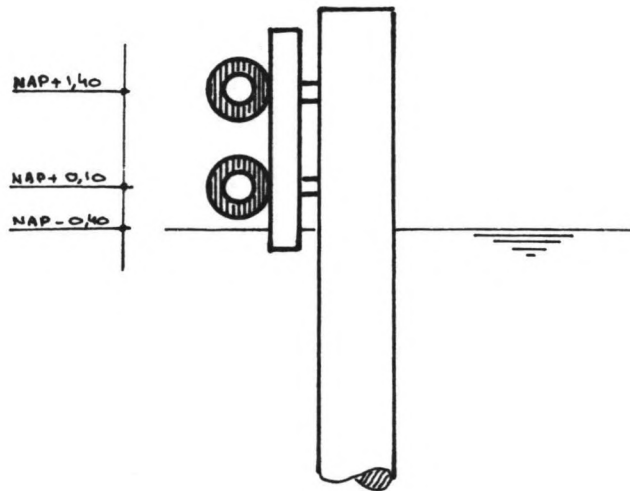
$$D = 800 \text{ mm}$$

$$d = 400 \text{ mm}$$

$$L = 1.500 \text{ mm}$$

$$\hat{F} = 1.180 \text{ kN (2 fenders)}$$

Bij $F = 1.100 \text{ kN}$ is de toelaatbare energie opname 210 kNm (2 fenders).



figuur 5.1: Plaatsing fenders op bestaande meerstoelen.

Als alternatieven voor de bestaande fenders, zijn fenders van de merken Dunlop en Vredestein beschouwd.

- Het vervangen van Gigant 800-400 fenders door Gigant fenders met grotere diameter levert, zoals blijkt uit de berekening, geen toename van de toelaatbare energieopname op. Vervanging door 2 fenders Gigant 1.000-500, $L = 1.500$ mm levert;

$$\text{per fender: } \hat{F} = 740 \text{ kN}$$

$$2 \text{ fenders : } \hat{F} = 1480 \text{ kN} , \delta = 0,50 \text{ m}$$

$$k = \frac{\hat{F}}{\delta} = \frac{1480}{0,50} = 2960 \text{ kN/m}$$

$$\text{bij } F = 1.100 \text{ kN geldt: } \delta = \frac{F}{k} = \frac{1100}{2960} = 0,37 \text{ m.}$$

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \delta = \frac{1}{2} \cdot \frac{F^2}{k} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1100^2}{2960} = 205 \text{ kNm.}$$

(voor GIGANT 800-400 GELDT: $E_p = 210 \text{ kNm}$, bij $F = 1100 \text{ kN}$)

Bij een kracht $F = 1.100 \text{ kN}$ neemt de toelaatbare energieopname niet toe, bij toepassing van 2 andere fenders.

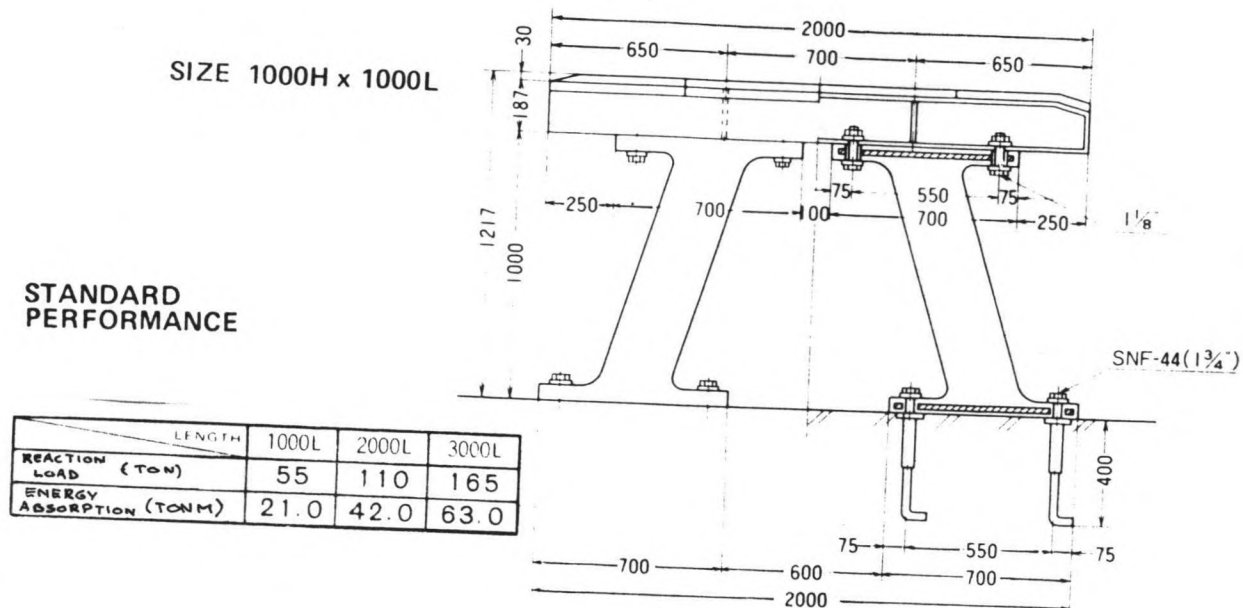
- Vervanging van de 2 fenders door één fender type Gigant 1.500-800, $L = 1.500 \text{ mm}$ levert een mogelijke toename van energieopname op. Voor dit type fender geldt, bij $F = 1.100 \text{ kN}$ een energie absorptie $E_p = 380 \text{ kNm}$.
- Dunlop levert in zijn assortiment fenders onder andere Pi-fenders (zie figuur 5.2). Dat zijn rubber fenders met daarop een plaat gemonteerd om de druk op de wand van een schip te verminderen. Qua energie absorptie zijn deze fenders goed toepasbaar.

Voor het type 1.000 H x 2.000 L Pi-fender (figuur 5.2) geldt een toelaatbare belasting $F = 1.100 \text{ kN}$ en een energie absorptie $E_p = 420 \text{ kNm}$.

Het fenderschot heeft een oppervlak van $2 \times 2 = 4 \text{ m}^2$ waardoor, bij een kracht $F = 1.100 \text{ kN}$ de druk op de scheepswand $\frac{1.100}{4} = 275 \text{ kN/m}^2$ wordt, hetgeen een te hoge waarde is.

Voor de bevestiging van het genoemde type Pi-fender aan de meerstoel, zouden aan de meerstoel uitbreidingen moeten worden gedaan om de constructiebreedte en hoogte van 2 m. van de fenders te kunnen omvatten.

Vanwege de laatste 2 negatieve punten voor de Pi-fenders vallen zij af voor toepassing.



figuur 5.2: Pi-profiel fender (Dunlop).

- Dunlop heeft ook cilindrische fenders, een type, dat daarbij in aanmerking komt, heeft de volgende gegevens;

$$D \times d = 1.500 \times 750 \text{ mm} \times \text{mm}$$

$$L = 1.500 \text{ mm}$$

$$\hat{F} = 1.125 \text{ kN}$$

$$\hat{E} = 420 \text{ kNm}$$

$$\text{bij } F = 1.100 \text{ kN} \rightarrow E = \frac{1.100}{1.125} \times 420 = 410 \text{ kNm}$$

- De cilindrische Dunlop fender 1.500 x 750 levert van de beschouwde cilindrische fenders de hoogste energie absorptie van $E = 410 \text{ kNm}$. De energie absorptie van de meerpaal is 410 kNm (zie hoofdstuk 4). De totale energie absorptie wordt dan;

$$E_{\text{paal}} = 410 \text{ kNm}$$

$$E_{\text{fender}} = 410 \text{ kNm}$$

$$E_{\text{pot}} = 820 \text{ kNm}$$

Voor een schip van 75.000 m^3 geldt het volgende (hoofdstuk 4);

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot v_s^2 \cdot C_m \cdot C_E \cdot C_S \leq E_P = 820 \text{ kNm.}$$
$$= \frac{1}{2} \cdot 66550 \cdot 1,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot v_s^2$$

$$v_s \leq \sqrt{\frac{820}{\frac{1}{2} \cdot 66550 \cdot 1,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95}} = 0,15 \text{ m/s.}$$

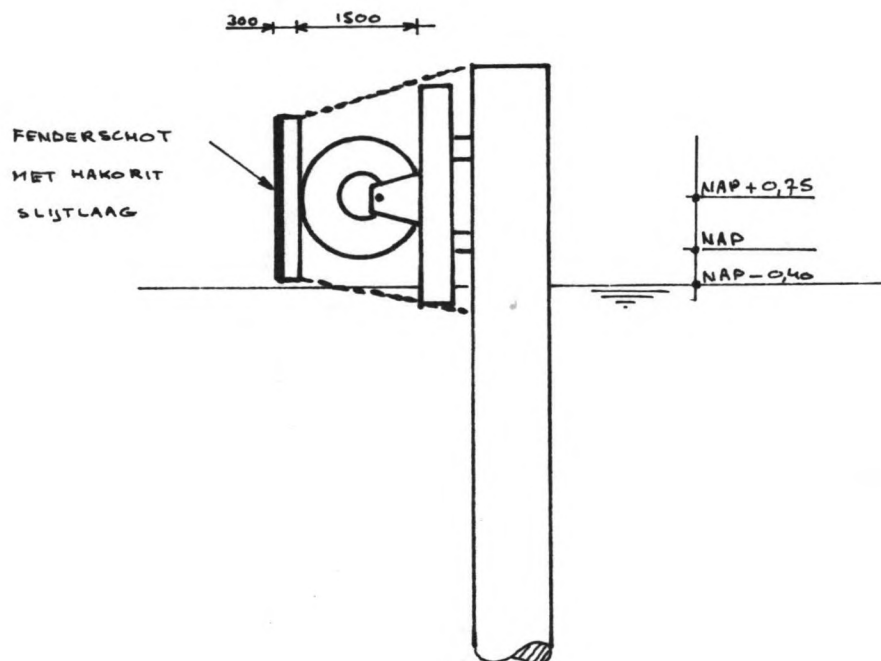
De toelaatbare afmeersnelheid is door toepassing van cilindrische Dunlop fenders 1.500-750 toegenomen van 0,13 m/s tot 0,15 m/s. Afgewogen moet worden of een extra investering in deze fenders te rechtvaardigen is, ten opzichte van de extra verkregen veiligheid.

2. De druk op de scheepswand ten gevolge van de meerstoel mag niet groter dan 200 kN/m^2 zijn. Bij een kracht van 1.100 kN zal er een fenderschot gemonteerd dienen te worden van $5,5 \text{ m}^2$ ($2,2 \times 2,5 \text{ m}^2$). De dikte van het fenderschot zal ongeveer 0,30 m. bedragen. In figuur 5.3 wordt een beeld gegeven van de meerstoel met nieuwe fender en fenderschot.

Meerstoel H staat 0,50 m. dicht bij de steiger dan meerstoel G, als gevolg van blijvende vervormingen. Door op meerstoel H een extra constructie te monteren met een dikte van 0,50 m., wordt de afstand van beide meerstoelen tot de steiger gelijk. De bearing-line komt daarmee op een afstand van 2,50 m. van de steigerrand.

Konsequentie van toepassing van een fender met een diameter van 1.500 mm, in plaats van 800 mm en een fenderschot van 300 mm is, dat de afstand van het raakvlak van de meerstoelen tot de steiger met

1.000 mm toeneemt. De afstand van de bearing-line, bij onbelaste meerstoelen wordt daarmee vergroot van 1.500 mm tot 2.500 mm. Navraag bij de eigenaar van de steiger leerde, dat wat betreft de laad en losmogelijkheden met de loading-arms op de steiger, de vergroting van afstand schip - steiger geen probleem zou opleveren.



figuur 5.3: Meerstoel G met nieuwe fender en fenderschot.

5.3 Extra meerstoel

Wat betreft de extra te plaatsen meerstoel zullen achtereenvolgens de volgende onderwerpen behandeld worden;

1. Plaatsbepaling van de meerstoel.
2. Belastingen op de meerstoel.
3. Ontwerp van de meerstoel.
4. Controle van de belastingen op de meerstoel.

1. Plaatsbepaling van de meerstoel

Het meersysteem moet in de toekomst geschikt zijn voor het afmeren van LPG tankers van 8.000 - 75.000 m³. De afstand tussen de bestaande meerstoelen bedraagt 70 m. Voor optimaal afmeren moet de afstand tussen de meerstoelen (X) tussen 0,25 en 0,40 keer de lengte van het af te meren schip (L_{oa}) bedragen.

Het is zaak de extra meerstoel zodanig te plaatsen, dat alle LPG tankers in de range van 8.000 tot 75.000 m³ aan de steiger kunnen afmeren.

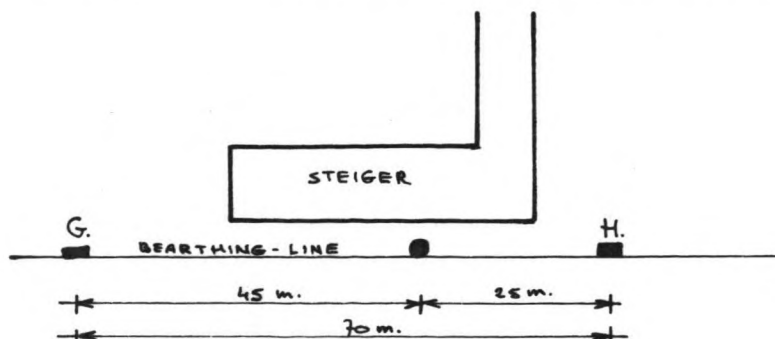
Uit de scheepsgegevens in hoofdstuk 3 blijkt, dat een LPG tanker van 7.900 m³ een lengte $L_{oa} = 114$ m. heeft.

$$0,25 L_{oa} = 0,25 \times 114 = 28,5 \text{ m.}$$

$$0,40 L_{oa} = 0,40 \times 114 = 45,6 \text{ m.}$$

De maximale meerstoelafstand voor het afmeren van deze tanker is 45,6 m.

Door de extra meerstoel excentrisch tussen de bestaande meerstoelen op te stellen, op een afstand van 45 m. respectievelijk 25 m. van de meerstoelen, wordt het mogelijk alle schepen in de range van 8.000 m³ - 75.000 m³ af te laten meren.



Bij een meerstoel-afstand $x = 45$ m. kunnen schepen afgemeerd worden uit de range met de lengte:

$$0,25 L < x < 0,40 L$$

$$\text{VOOR } x = 45 \text{ m. WORDT } L_{oa} : \frac{x}{0,40} < L_{oa} < \frac{x}{0,25}$$

$$112,5 < L_{oa} < 180 \text{ m.}$$

Bij een meerstoel-afstand $x = 70$ m. kunnen schepen afgemeerd worden uit de range met de lengte:

$$0,25 L < x < 0,40 L$$

$$\text{VOOR } x = 70 \text{ m. WORDT } L_{oa} : \frac{x}{0,40} < L_{oa} < \frac{x}{0,25}$$

$$175 < L_{oa} < 280 \text{ m.}$$

Schepen met een lengte van 112,5 tot 180 m. kunnen afmeren bij de meerstoelen met een afstand van 45 m. Schepen met een lengte van 175 - 280 m. kunnen afmeren bij de bestaande meerstoelen met een afstand van 70 m. Wat betreft meerstoel-afstand is het meersysteem nu geschikt om schepen met een lengte van 112,5 tot 280 m. te ontvangen. Daar een LPG tanker van 7.900 m³ een lengte $L_{oa} = 114$ m. en een LPG tanker van 75.000 m³ een $L_{oa} = 230$ m. heeft, kunnen deze schepen, wat meerstoel-afstand betreft, afgemeerd worden.

2. Belasting op de meerstoel

De maatgevende belastingen op de meerstoel zijn in drie delen op te delen;

- a. De meerstoel moet in staat zijn een scheepsstoot op te vangen van het grootste schip, dat gebruik maakt van de meerstoel afstand van 45 m.
 - b. De meerstoel moet in staat zijn de windbelasting op te nemen van het grootste schip dat ligt afgemeerd bij de nieuwe meerstoel.
 - c. Zoals bleek in hoofdstuk 4, waren de bestaande meerstoelen niet in staat de maximale windbelasting van een schip van 75.000 m³ op te nemen. Door de plaatsing van een extra meerstoel moet het meersysteem in staat zijn de windbelasting op te nemen.
- 2.^a Het grootste schip dat van een meerstoel-afstand van 45 m. gebruik maakt heeft een lengte van 180 m.

Het LPG schip Faraday wordt als maatgevend beschouwd (zie scheepsgegevens hoofdstuk 3)

Faraday: L _{oa}	=	187,05 m.
L _{bp}	=	178,50 m.
B	=	26,80 m.
T	=	9,32 m.
inhoud	=	31.000 m ³
blokcoëff.	=	0,74

Het schip is langer dan 180 m. De berekende energie die bij een scheepsstoot moet worden overgedragen zal daarmee te groot zijn. Een extra veiligheid wordt daarmee verwezelijkt.

Voor de gebruikte methode van berekenen wordt ver-
wezen naar soortgelijke berekeningen in hoofdstuk 4.

De waterverplaatsing van het schip is:

$$L_{bp} \times B \times T \times \text{blokcoëff.} = 178,50 \times 26,80 \times 0,74 \\ = 32.990 \text{ m}^3$$

De massa (m_s) van het schip wordt:

$$m_s = 32.990 \text{ ton}$$

De kinetische energie van het schip wordt als volgt
uitgedrukt:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot v_s^2 \cdot C_m \cdot C_e \cdot C_s$$

Meewerkende massa: C_m .

$$\text{theoretisch : } m_w = \frac{\pi}{4} * T^2 * L_{bp} * \rho_w \\ = \frac{\pi}{4} * 9,32^2 * 178,50 * 1 = 12180 \text{ TON.}$$

$$C_m = \frac{m_s + m_w}{m_s} = \frac{32990 + 12180}{32990} = 1,4$$

$$\text{Vasco Costa : } C_m = 1 + \frac{2T}{B} = 1 + \frac{2 * 9,32}{26,80} = 1,7$$

$$\text{Giraudet : } C_m = 1,2 + 0,12 \cdot \frac{T}{e}$$

$$e = 15,10 - 9,32 = 5,78 \text{ m. (KEEL CLEARANCE)}$$

$$C_m = 1,2 + 0,12 * \frac{9,32}{5,78}$$

Als reële waarde voor de meewerkende massa coëffi-
ciënt wordt genomen:

$$C_m = 1,5$$

Excentriciteitscoëfficiënt: C_e

$$\text{formule: } C_e = \frac{j^2}{j^2 + a^2} \text{ waarbij, } j = 0,2 \text{ à } 0,25 L_{oa} \\ a = \frac{45}{2} = 22,5 \text{ m}$$

Bij $j = 0,25 L_{oa}$ wordt de waarde voor C_e

$$C_e = \frac{(0,25 * 187,50)^2}{(0,25 * 187,50)^2 + 22,5^2} = 0,8$$

Stijfheid scheepswand: C_s

Voor LPG tankers wordt aangenomen

$$C_s = 0,95$$

De aanvaarsnelheid van de tanker wordt gesteld op 0,15 m/s.

De kinetische energie van het schip wordt dan:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \times 32.990 \times 0,15^2 \times 1,5 \times 0,8 \times 0,95 = 420 \text{ kNm}$$

Dat is de maximale hoeveelheid energie die bij een scheepsstoot door de meerpaal moet worden geabsorbeerd.

- 2^b Het maatgevend schip, de Faraday heeft een lateraal windvangende oppervlak van 3.000 m².

Met behulp van de methode BSRA zullen de krachten en momenten ten gevolge van windbelasting op het schip, worden bepaald (zie hoofdstuk 4);

$$A = 3.000 \text{ m}^2 = 3.000 \times 10,764 = 32.292 \text{ ft}^2$$

$$V_R = 32 \text{ m/s} = \frac{32}{0,514} = 62 \text{ knots}$$

$$L_{oa} = 187 \text{ m.} = 187 \times 3,28 = 613 \text{ ft}$$

$$a. \gamma_w = 90^\circ, \beta = 90^\circ$$

$$F_{tw} = 2,15 \times 32.292 \times 62^2 \times 10^{-3}$$

$$= 2,669 \times 10^5 \text{ lb} = 1.190 \text{ kN}$$

$$M_{AA} = 1,1 \times 32.292 \times 62^2 \times 10^{-4} \times 613$$

$$= 8,37 \times 10^6 \text{ lb ft} = 11.350 \text{ kNm}$$

$$b. \gamma_w = 137^\circ, \beta = 94^\circ$$

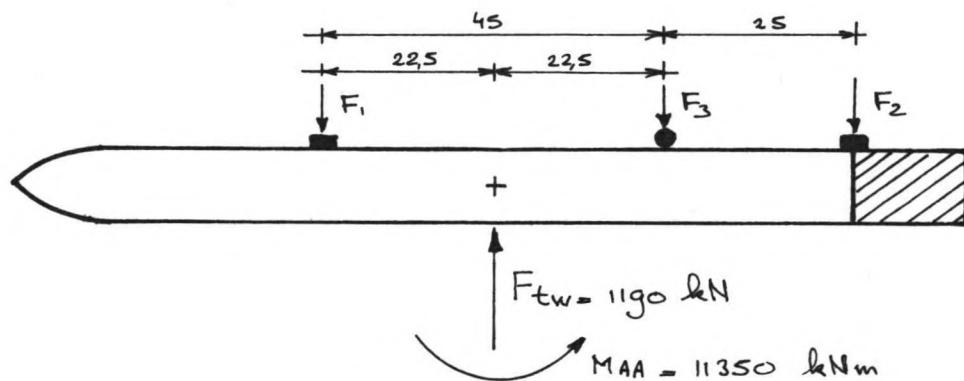
$$F_{tw} = 1,6 \times 32.292 \times 62^2 \times 10^{-3} \sin 94^\circ$$

$$= 1,981 \times 10^5 \text{ lb} = 880 \text{ kN}$$

$$M_{AA} = 3,7 \times 32.292 \times 62^2 \times 10^{-4} \times 613$$

$$= 2,815 \times 10^7 \text{ lb ft} = 38.170 \text{ kNm}$$

De maximale belasting op de nieuwe meerstoel ten gevolge van een van 31.000 m³ wordt:



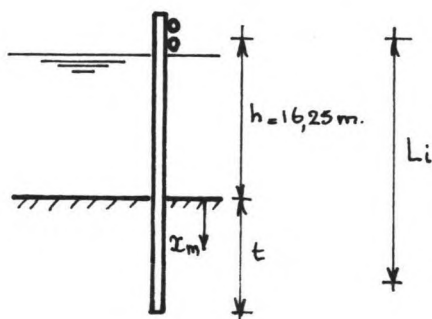
$$F_3 = \frac{1.190}{2} + \frac{11.350}{45} = 850 \text{ kN}$$

De werking van meerstoel 2, wordt bij deze berekening verwaarloosd. Vanwege de grote lengte van het schip raakt het meerstoel 2 echter wel, waardoor deze ook kracht opneemt. De werkelijke kracht op meerstoel 3 is daardoor kleiner dan 850 kN.

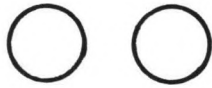
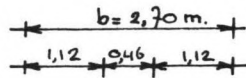
- 2^c. Een beschouwing van de krachten op het meersysteem, ten gevolge van een windbelasting op een schip van 75.000 m^3 , kan worden verkregen door het meersysteem als een samenstel van veren te beschouwen. Daartoe moeten de veerconstanten van de meerstoelen en trossen bekend zijn. Bij de ontwerpberekening van de extra meerstoel wordt ook zijn veerstijfheid bepaald. Pas daarna kan gecontroleerd worden hoe de krachtverdeling over het meersysteem is.

3. Ontwerp van de meerstoel

Voor het ontwerp van de meerstoel wordt gebruik gemaakt van de methode Blum. Nadere gegevens over deze methode zijn in hoofdstuk 4 beschreven.



Na een aantal buisprofielen voor de meerstoel te hebben doorgerekend, blijkt dat een meerstoel, bestaande uit twee Mannesmann buizen met een diameter van 1.120 mm en een wanddikte van 25 mm voldoet. Voor dit geval zal in het volgende, volgens de methode Blum, het rekenproces voor het ontwerp van de meerstoel doorlopen worden.



gegevens:

2 Mannesmann buizen

$$\varnothing = 1.120 \text{ mm}$$

$$t = 25 \text{ mm}$$

$$I = 128,96 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$W = 230,29 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\bar{\sigma} = 360 \text{ N/mm}^2 = 360 \times 10^3 \text{ kN/m}^2$$

$$E = 210 \times 10^6 \text{ kN/m}^2$$

$$b = 2,70 \text{ m}$$

$$h = 16,25 \text{ m}$$

$$f_w = 42,9 \text{ kN/m}^2$$

Met behulp van formule 1. kan de plaats van het moment maximum x_m bepaald worden:

$$1. M_{\max} = \frac{f_w}{24} \cdot x_m^2 (3x_m^2 + x_m(4h+8b) + 12 \cdot h \cdot b) = \bar{\sigma} \cdot W \cdot 2$$

Door invullen van de gegevens wordt na enige keren proberen verkregen:

$$x_m = 3,31 \text{ m}$$

Met behulp van formule 2. kan dan t_0 opgelost worden:

$$2. \frac{t_0^3}{t_0 + h} \cdot t_0 + 4b = 4x_m^2 (x_m + 3b)$$

$$t_0 = 8,62 \text{ m}$$

De inheidiepte t , is $1,2 \times t_0$

$$t = 1,2 \times t_0 = 10,4 \text{ m.}$$

De fictieve inklemningslengte L_i wordt bepaald met formule 3:

$$3. L_i = h + 0,78 \cdot t_o$$

$$L_i = 16,25 + 0,78 \cdot 8,62 = 23,0 \text{ m}$$

De maximaal toelaatbare kracht ten gevolge van wind of stoot wordt bepaald met 4.:

$$4. F_{max} = \frac{f_w}{6} \cdot x_m^2 (x_m + 3 \cdot b)$$

$$F_{max} = 900 \text{ kN}$$

De maximale verplaatsing ter hoogte van het aangrijpingspunt van de kracht wordt bepaald met 5.:

$$5. \delta = \frac{F \cdot L_i^3}{3E \cdot I} = 0,67 \text{ m}$$

Nu de maximale kracht en de bijbehorende verplaatsing bekend is, kan de hoeveelheid te absorberen energie van de meerpalen worden bepaald, 6.:

$$6. E = \frac{1}{2} F \cdot \delta = \frac{1}{2} \cdot 900 \cdot 0,67 = 300 \text{ kNm}$$

De bestaande meerstoelen zijn van nieuwe fenders voorzien. De daar origineel aanwezige fenders: type Gigant 800-400, zijn over. Twee van deze fenders zullen toegepast worden bij de extra meerstoel. Gegevens van deze fenders zijn:

$$\text{Per fender: } E = 108 \text{ kNm}$$

$$F_{max} = 590 \text{ kN}$$

$$\delta_{max} = 0,4 \text{ m}$$

Uit economisch oogpunt is het aantrekkelijk deze fenders toe te passen. De door deze fenders te absorberen energie wordt:

$$E(2 \text{ fenders } 800-400) = \frac{900}{1.180} \times 108 \times 2 = 165 \text{ kNm}$$

De totale hoeveelheid te absorberen energie van de meerstoel wordt dan:

$$\begin{array}{rcl} E_{\text{palen}} & : & 300 \text{ kNm} \\ E_{\text{fenders}} & : & 165 \text{ kNm} \\ & & \hline & & 465 \text{ kNm} \end{array}$$

4. De bij een scheepsstoot van het maatgevend schip "Faraday" moet maximaal, zoals eerder berekend een hoeveelheid kinetische energie, $E_{\text{kin}} = 420 \text{ kNm}$ opgenomen worden. De meerstoel kan 465 kNm aan energie absorberen en voldoet daarmee dus ruimschoots.

- De maximale kracht op de meerstoel ten gevolge van windbelasting op het schip "Faraday" is, zoals eerder berekend 850 kN. De maximale toelaatbare kracht op de meerstoel is 900 kN, deze voldoet dus!
- Druk op de scheepswand

Bij een kracht op de meerstoel van maximaal 900 kN mag de druk op de scheepswand niet groter worden dan 200 kN/m^2 . Dat resulteert in de toepassing van een fenderschot met een minimaal een oppervlak van:

$$\frac{900}{200} = 4,5 \text{ m}^2$$

Een fenderschot met de afmetingen $B \times H = 2,25 \text{ m} \times 2,00 \text{ m}$ is voldoende.

- De bepaling van de krachten op de meerstoelen ten gevolge van een windbelasting op een schip van 75.000 m^3 is een statisch onbepaald probleem. De kracht verdeling is afhankelijk van de stijfheden van de onderdelen van het meersysteem. Deze stijfheden zullen eerst worden bepaald.

-Bestaande meerstoelen m_1 en m_2 :

Bij een kracht $F = 1.100 \text{ kN}$ buigt de paal $0,75 \text{ m}$ uit, de nieuwe Dunlop 1.500-750 fender vervormt ten gevolge van $F = 1.100 \text{ kN}$:

$$\frac{1.100}{1.125} \times 0,75 = 0,73 \text{ m.}$$

De totale uitbuiging is: $0,75 + 0,73 = 1,48 \text{ m}$.

De stijfheid van de meerstoelen m_1 en m_2 worden:

$$k_{m1} = k_{m2} = \frac{1.100}{1,48} = 750 \text{ kN/m.}$$

-Extra meerstoel m_3 :

Bij een kracht $F = 900 \text{ kN}$ buigt de paal $0,67 \text{ m}$ uit. De twee gemonteerde Gigant 800-400 fenders buigen ten gevolge van een kracht $F = 900 \text{ kN}$:

$$\frac{900}{1.180} \times 0,40 = 0,28 \text{ m.}$$

De totale uitbuiging is: $0,67 + 0,28 = 0,95 \text{ m}$.

De veerstijfheid van de meerstoel m_3 wordt:

$$k_{m3} = \frac{900}{0,95} = 940 \text{ kN/m.}$$

-Trossen t_1 en t_2 :

Voor de trossen t_1 en t_2 was de veerstijfheid reeds eerder bepaald:

$$K_{t1} = k_{t2} = 2.800 \text{ kN/m.}$$

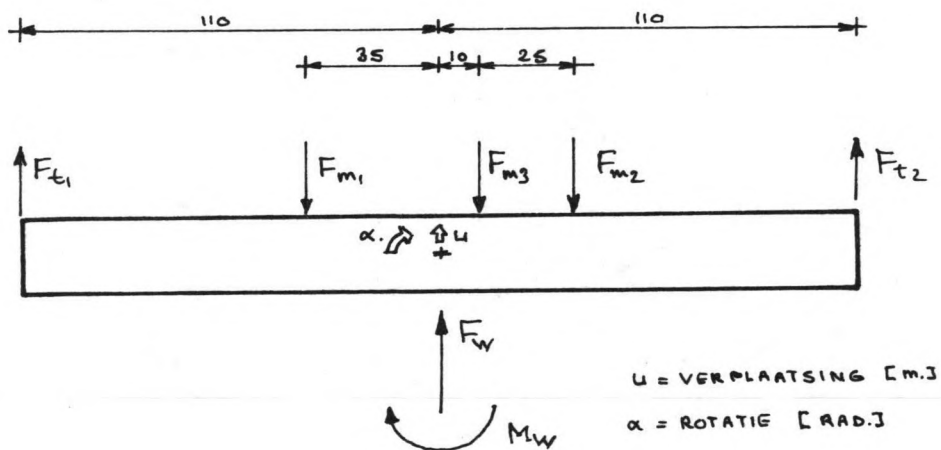
De windbelasting, berekend volgens BSRA, heeft extremen bij $\gamma_w = 90^\circ$ en $\gamma_w = 137^\circ$ voor respectievelijk F en M .

a. $\gamma_w = 90^\circ$
 $F_w = 2.120 \text{ kN}$ $M_w = 24.800 \text{ kNm}$

b. $\gamma_w = 137^\circ$
 $F_w = 1.570 \text{ kN}$ $M_w = 83.400 \text{ kNm}$

Door de asymmetrische verdeling van de meerstoelen over de bearing line is mede van belang in welke richting de boeg gericht is (richting ZO of NW).

Het algemeen geldend stelsel vergelijkingen wordt als volgt weergegeven:



1. $\sum F = 0$, $F_{m1} + F_{m2} + F_{m3} - F_{t1} - F_{t2} = F_w$

2. $\sum M = 0$, $F_{m1} * 35 - F_{m2} * 35 - F_{m3} * 10 - F_{t1} * 110 + F_{t2} * 110 = M_w$

3. $F_{m1} = k_{m1} (U + 35 * \alpha)$

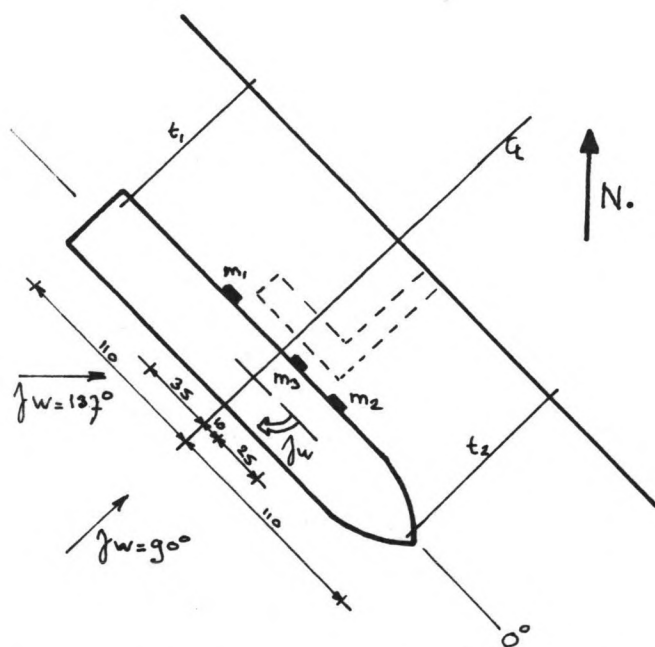
4. $F_{m2} = k_{m2} (U - 35 * \alpha)$

$$5. F_{m3} = k_{m3} (u - 10 * \alpha)$$

$$6. F_{t1} = k_{t1} (-u - \alpha * 110)$$

$$7. F_{t2} = k_{t2} (-u + \alpha * 110)$$

Voor het geval met de boegrichting Z0 geldt voor de gevallen a en b dat de troskracht $F_{t1} = 0$, uit de vergelijking zou volgen dat in dit geval deze tros een drukkracht zou opnemen, hetgeen onmogelijk is.



figuur 5.4: Schip van 75.000 m^3 afgemeerd met de boeg in richting Z0.

Zoals uit figuur 5.4 blijkt, is in dit geval $j_w = 90^\circ$ gelijk aan ZW en $j_w = 137^\circ$ gelijk aan W-wind. Beide windrichtingen liggen binnen de range NW - ZW waarbinnen de maximale windsnelheid wordt verwacht. Beide gevallen worden beschouwd.

Substitutie van 3,4,5,6 en 7. in 1. en 2, rekening houdend met $F_{t1} = 0$, levert;

$$8. (k_{m1} + k_{m2} + k_{m3} + k_{t2}) \cdot u + (-k_{m3} \cdot 10 - k_{t2} \cdot 110) \cdot \alpha = F_w$$

$$9. (-k_{m3} \cdot 10 - k_{t2} \cdot 110) \cdot u + (2 \cdot k_{m1} \cdot 35^2 + k_{m3} \cdot 10^2 + k_{t2} \cdot 110^2) \cdot \alpha = M_w$$

a. Bij $\varphi_w = 90^\circ$, met invulling van de bekenden worden 8 en 9;

$$10. 5240 \cdot u - 317400 \cdot \alpha = 2120$$

$$11. -317400 \cdot u + 35,81 \cdot 10^6 \cdot \alpha = 24800$$

Oplossen van 10. en 11. levert:

$$u = 0,96 \text{ m.}$$

$$\alpha = 0,0092 \text{ rad.}$$

Door de waarde van u en α in 3. t/m 7. in te vullen wordt verkregen;

$$F_{m1} = 966 \text{ kN}$$

$$F_{m2} = 481 \text{ kN}$$

$$F_{m3} = 819 \text{ kN}$$

$$F_{t1} = 0 \text{ kN}$$

$$F_{t2} = 146 \text{ kN}$$

b. Bij $\varphi_w = 137^\circ$, met invulling van de bekenden worden 8. en 9.;

$$12. 5240 \cdot u - 317400 \cdot \alpha = 1570$$

$$13. -317400 \cdot u + 35,81 \cdot 10^6 \cdot \alpha = 83400$$

Oplossen van 12. en 13. levert:

$$u = 0,95 \text{ m}$$

$$\alpha = 0,0011 \text{ rad}$$

X
Door de waarden van 0 en 0 in 3 t/m 7 in te vullen wordt verkregen:

$$F_{m1} = 996 \text{ kN}$$

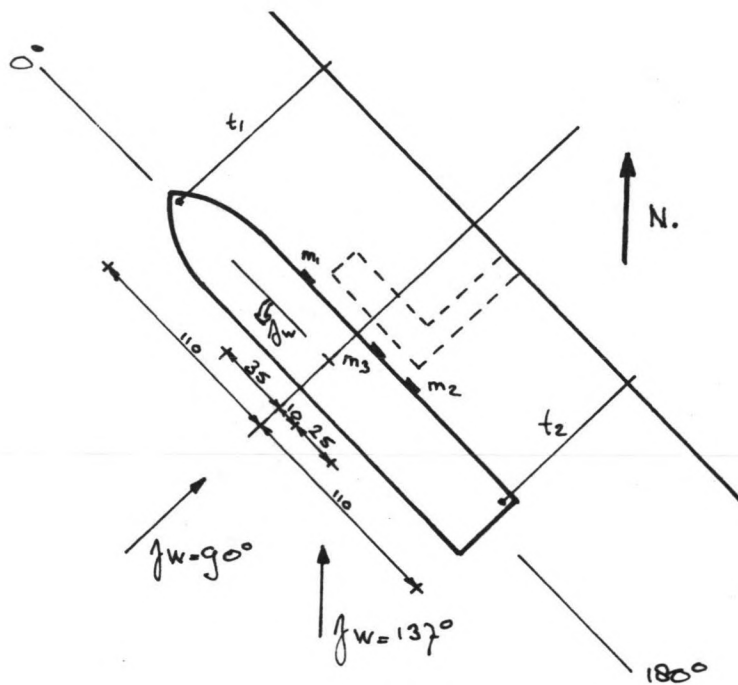
$$F_{m2} = 431 \text{ kN}$$

$$F_{m3} = 793 \text{ kN}$$

$$F_{t1} = 0 \text{ kN}$$

$$F_{t2} = 651 \text{ kN}$$

Voor het geval met de boegrichting NW (figuur 5.5) geldt dat de troskracht $F_{t2} = 0$.



figuur 5.5: Schip van 75.000 m^3 afgemeerd met boeg in richting NW.

Zoals uit figuur 5.5 blijkt, is in dit geval $\beta_w = 90^\circ$ gelijk aan ZW-wind en $\beta_w = 137^\circ$ gelijk aan Z-wind. Alleen het geval a met $\beta_w = 90^\circ$ ligt binnen de range NW - ZW, waarbinnen de maximale windsnelheid wordt verwacht. Alleen geval a zal hier worden beschouwd.

Substitutie van 3. t/m 7. in 1. en 2, rekening houdend met $F_{t2} = 0$, levert:

$$14. (k_{m1} + k_{m2} + k_{m3} + k_{t1}) \cdot u + (-k_{m3} \cdot 10 + k_{t1} \cdot 110) \cdot \alpha = F_w$$

$$15. (-k_{m3} \cdot 10 + k_{t1} \cdot 110) \cdot u + (2 \cdot k_{m1} \cdot 35^2 + k_{m3} \cdot 10^2 + k_{t1} \cdot 110^2) \cdot \alpha = M_w$$

Bij $\beta_w = 90^\circ$, met invulling van de bekenden worden 14 en 15:

$$16. 5240 \cdot u + 298600 \cdot \alpha = 2120$$

$$17. 298600 \cdot u + 35,81 \cdot 10^6 \cdot \alpha = -24800$$

Oplossen van 16. en 17. levert:

$$u = 0,85 \text{ m.}$$

$$\alpha = -0,0077 \text{ rad.}$$

Door de waarden van u en α in 3. t/m 7. in te vullen wordt verkregen:

$$F_{m1} = 431 \text{ kN}$$

$$F_{m2} = 838 \text{ kN}$$

$$F_{m3} = 868 \text{ kN}$$

$$F_{t1} = 17 \text{ kN}$$

$$F_{t2} = 0 \text{ kN}$$

In dit geval is de belasting van de tros zeer klein (17 kN). Bij een kleine kracht hoort een kleine stijfheid van de tros (zie beschouwing in hoofdstuk 4). Voor de zekerheid zal dit geval met een trosveerstijfheid $k_{t1} = k_{t2} = 2.000 \text{ kN/m}$ worden doorgerekend, in plaats van $k_{t1} = k_{t2} = 2.800 \text{ kN/m}$.

$$18. \quad 4440 \cdot u + 210600 \cdot \alpha = 2120$$

$$19. \quad 210600 \cdot u + 26,13 \cdot 10^6 \cdot \alpha = -24800$$

Oplossen van 18. en 19. levert:

$$u = 0,85 \quad \text{m}$$

$$\alpha = -0,0078 \quad \text{rad}$$

Door de waarden van u en α in 3 t/m 7 in te vullen wordt verkregen:

$$F_{m1} = 431 \text{ kN}$$

$$F_{m2} = 838 \text{ kN}$$

$$F_{m3} = 868 \text{ kN}$$

$$F_{t1} = 17 \text{ kN}$$

$$F_{t2} = 0 \text{ kN}$$

Vergelijking met het geval, waarbij $k_{t1} = k_{t2} = 2.800 \text{ kN/m}$ levert, dat verdeling van de krachten totaal ongewijzigd is gebleven (zie tabel 5.1).

In tabel 5.1 worden de krachten op het meersysteem ten gevolge van windbelasting op een schip van 75.000 m^3 weergegeven.

tabel 5.1

Krachten op het meersysteem ten gevolge van een windbelasting op een schip van 75.000 m³, afhankelijk van de windrichting en de richting van afmeren van het schip.

w	boeg- richting	wind- richting	F _{m1}	F _{m2}	F _{m3}	F _{t1}	F _{t2} [kN]
90°	ZO	ZW	964	483	820	0	147
137°	ZO	W	988	441	798	0	657
90°	NW	ZW	431	838	868	17	0 (k _t = 2.800 kN/m)
90°	NW	ZW	431	838	868	17	0 (k _t = 2.000 kN/m)

De maximale toelaatbare krachten op de meerstoelen zijn:

$$\hat{F}_{m_1} = \hat{F}_{m_2} = 1100 \text{ kN.}$$

$$\hat{F}_{m_3} = 895 \text{ kN.}$$

Uit tabel 5.1 blijkt, dat de belasting kleiner dan de toelaatbare waarde blijven.

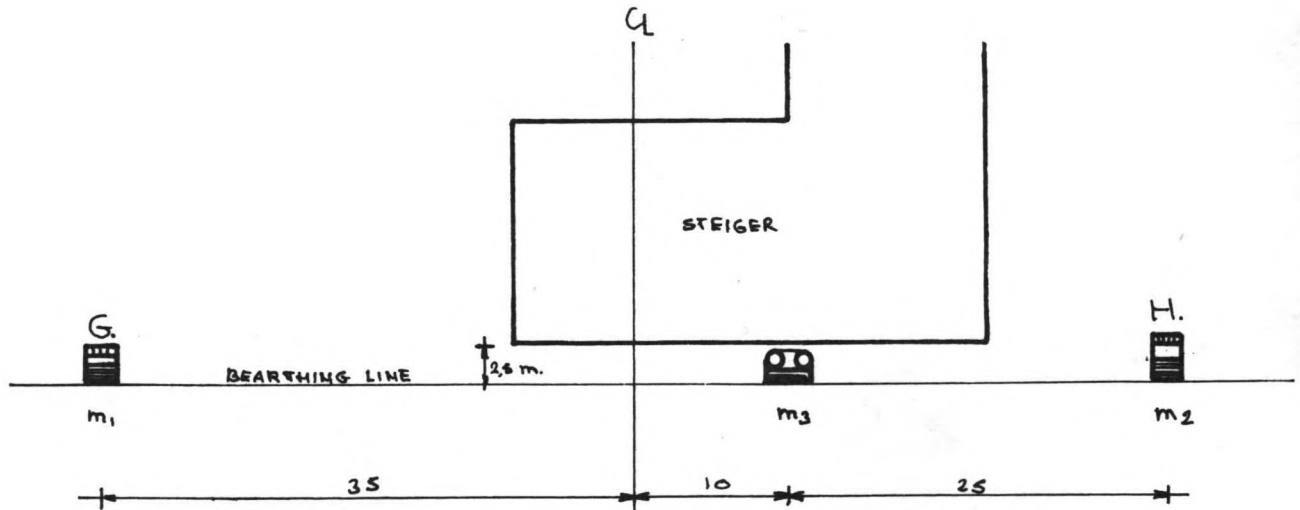
Geconcludeerd mag worden dat, door het aanbrengen van een extra meerstoel m₃ en het aanpassen van de fenders van de bestaande meerstoelen, het meersysteem op een eenvoudige en economische wijze geschikt is gemaakt voor LPG schepen met inhouden van 8.000 - 75.000 m³.

Opgemerkt kan worden dat ook schepen met een inhoud kleiner dan 8.000 m³ kunnen afmeren. Er kan voor kleine schepen (binnenvaart) gebruik gemaakt worden van de meerstoelen m₂ en m₃, met een meerstoel-afstand van 25 m.

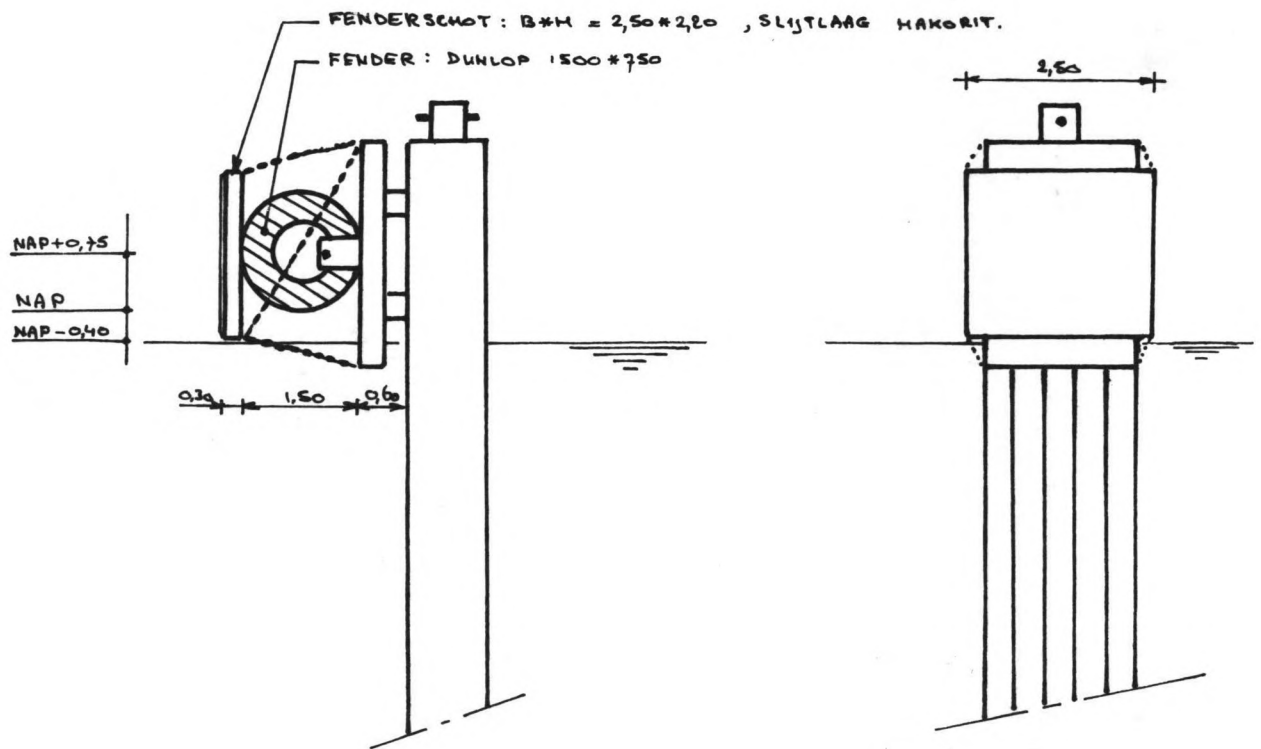
De nieuwe meerstoel komt voor de steiger te staan. Er moet voor gezorgd worden, dat de meerstoel nooit

de steiger zal raken bij het uitbuigen. Zoals uit figuur 5.9 blijkt is door het afbranden van een stuk van de buizen, een horizontale speling van $0,80 + 0,28 = 1,08$ m. verkregen en een verticale speling van $0,20$ m, tussen de steiger en de meerstoel. De berekende maximale doorbuiging van de meerstoel is $0,67$ m., de speling is $1,08$ m. Bij maximale doorbuiging blijkt een speling van $1,08 - 0,67 = 0,41$ m. tussen de steiger en de meerstoel bestaan. Ze kunnen elkaar niet raken.

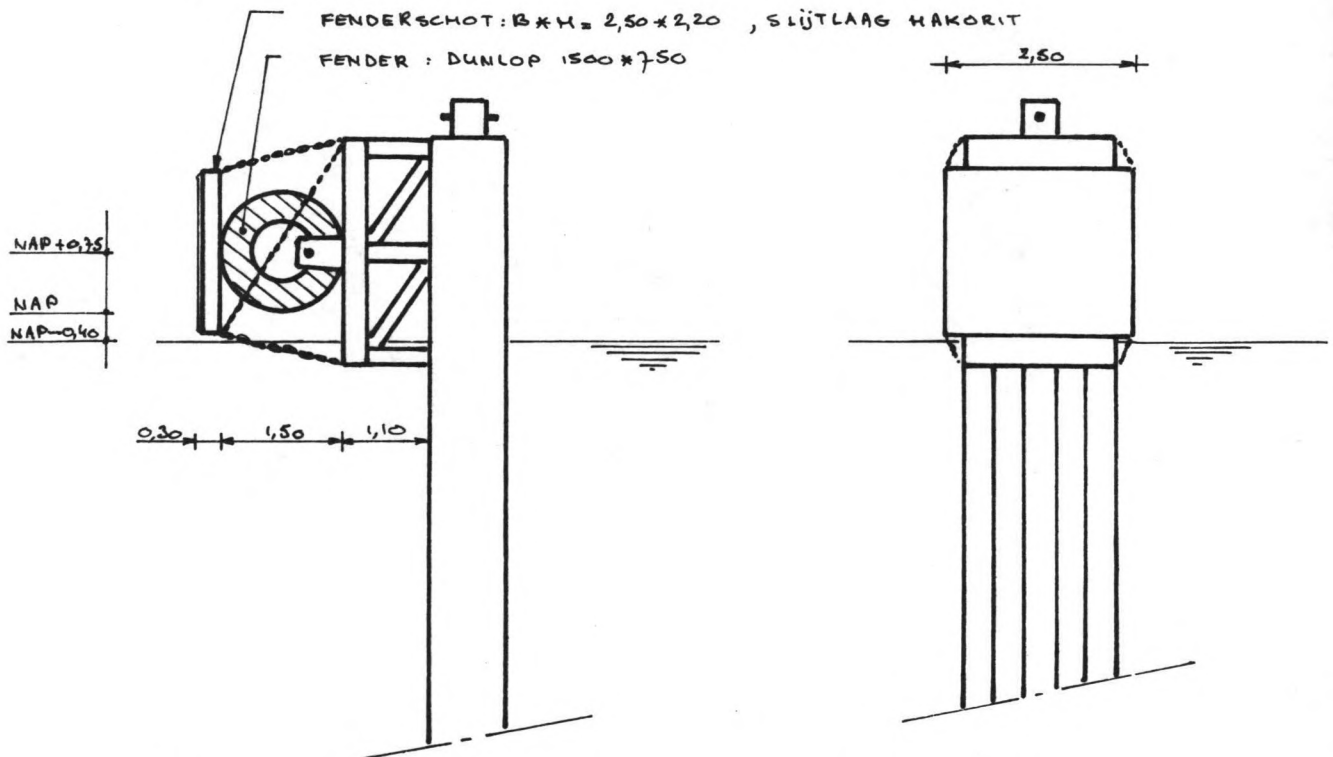
Als laatste volgen nog enige tekeningen van het meersysteem.



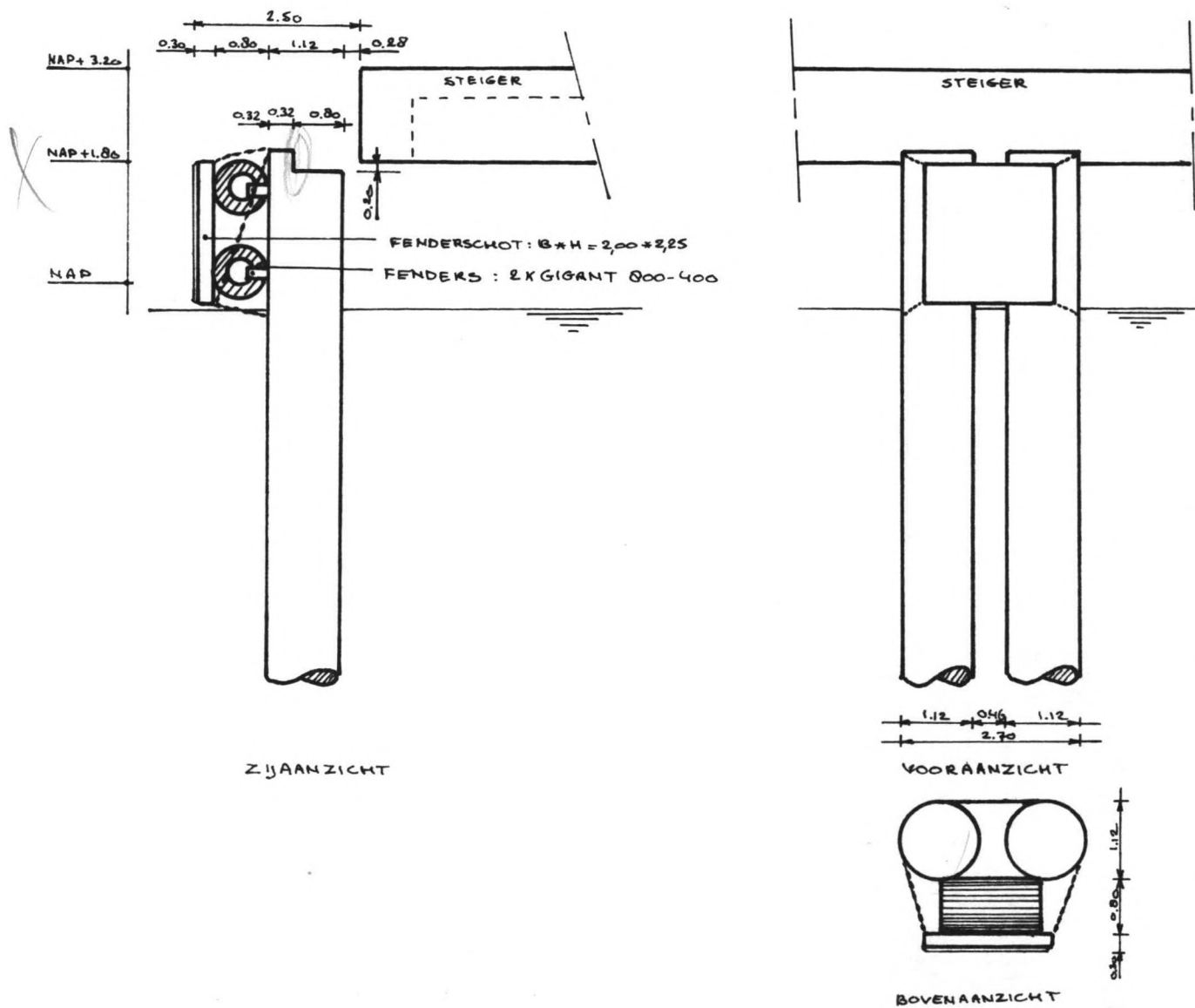
figuur 5.6: Situering meerstoelen (schaal 1:2.000)



figuur 5.7: Zijaanzicht en vooraanzicht meerstoel G (schaal 1:100)



figuur 5.8: Zijaanzicht en vooraanzicht meerstoel H (schaal 1:100)



figuur 5.9: Zijaanzicht, vooraanzicht en bovenaanzicht van de nieuwe meerstoel (schaal 1:100)

BIJLAGE I

Gegevens van LPG-tankers met een inhoud van 7.900 tot 77.200 m³

1. Ethylene-/LPG-tanker	7.900 m ³
2. LPG-tanker	8.000 m ³
3. LPG/NH ₃ /VCM-tanker	8.000 m ³
4. Ethylene/LPG/chemical tanker	8.000 m ³
5. LPG-tanker	31.000 m ³
6. LPG/NH ₃ -tanker	75.000 m ³
7. LPG-tanker	75.000 m ³
8. LNG-tanker	75.000 m ³
9. LPG/NH ₃ -tanker	77.200 m ³

Class: Det Norske Veritas + 1 A 1
 "Tanker for Liquefied Gas" Type II G, EO Ice C

Length between perpendiculars 109,60 m
 Breadth moulded 19,00 m
 Depth 13,85 m
 Draught 8,30 m
 Deadweight 8,378 tdw

Gas plant:
 4 cargo tanks, total volume 7,900 m³
 Three grade segregation, two grades cooled and one grade uncooled.

Separate PO-system and crossover.
 Max. permissible pressure 5.0 bar
 Max. permissible vacuum 0.3 bar
 Min. permissible temperature -104°C
 Max. permissible sp. grav. 0.971 t/m³

Reliquefaction:
 3 gas compressors 600 m³/h each
 1 booster compressor 1,500 m³/h
 3 Freon compressors

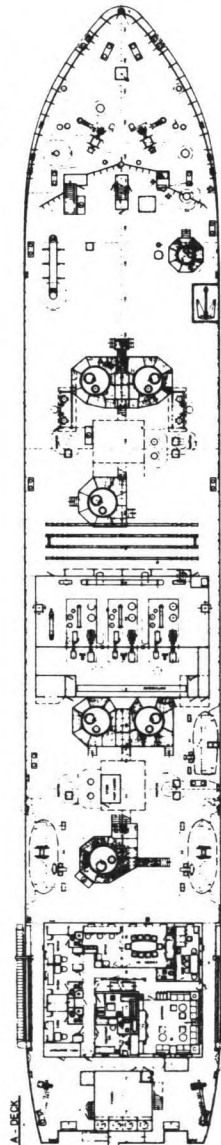
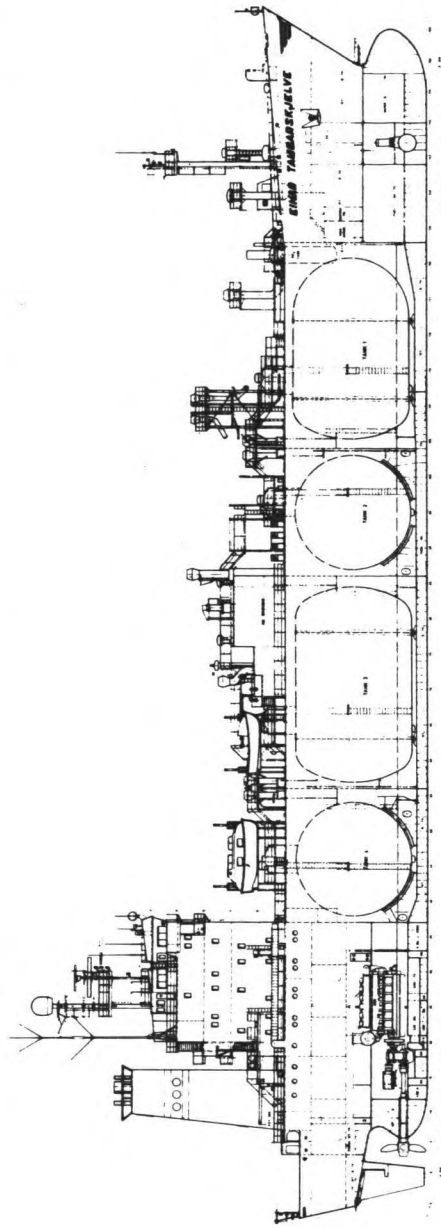
6 deepwell pumps 130 m³/h each
 2 booster pumps 260 m³/h each

Inertgas generator of ammonia cracking type 750 m³/h
 nitrogen of 99.5 % purity

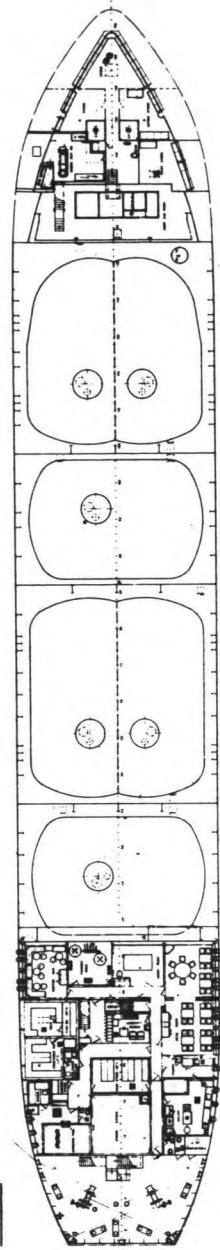
Propulsion:
 1 medium-speed diesel engine, type MaK 6 M 601;
 MCR 6,000 kW (8,200 PS) at 425 1/min.
 1 reduction gear, 425/142 1/min.
 1 variable pitch propeller, 4.5 m diameter

Speed: 14.8 kn at 8.0 m draught with 3,500 kW (4,800 PS)

2 diesel generator sets 900 kVA each
 1 shaft generator 1,875 kVA
 1 emergency generator 169 kVA
 Bow thruster 8 t thrust



MAN. DECK



Special nautical equipment:
 Arpa-Radar
 Satellite Navigator

Sat. Com.
 Two-Direction Doppler Log
 Facsimile Recorder
 Autopilot with Course Monitor



Ship's name		
Type of vessel		LPG-Carrier
Owners		Flumar-Transportes Fluviais e Maritimos S. A. Rio de Janeiro, Brazil
Builders		Union Naval de Levante S. A. Valencia, Spain
Hull no./Year built		140/1982
Main dimensions	LOA	128,00 m
	LBP	117,00 m
	Ex. B	20,50 m
	Mdl. D/Draft	12,00 m/7,50 m
Classification		BV, U. S. Coast Guard, IMCO, RINA
GASTECHNICAL SYSTEM CARGO TANKS		ENGINEERED AND SUPPLIED BY LGA ENGINEERED BY LGA
Cargo capacity		8.000 m ³
Cargoes carried		LPG, Ammonia, VCM, P. O., Two Grades
Min. loading temperature		- 48°C
Min. transport temperature		- 48°C
Max. transport pressure		6,0 bar g.
Reliquefaction plant		Three LGA reliquefaction groups
Gasfreeing and inertgas		LGA integrated gasfreeing system
Discharging capacity		600 m ³ /h against 120 m L. C. 480 m ³ /h against 240 m L. C.
No. of cargo tanks		Five cylindrical
No. of deepwell/booster pumps		Five deepwell pumps/two booster pumps

MAIN PARTICULARS

Cargo Capacity	m ³	8,000
Length o.a.	m	127.50
Length b.p.	m	116.00
Breadth mid.	m	21.30
Depth mid.	m	12.10
Draught scantling	m	8.30
Draught propane 98% loaded	m	6.65
Deadweight	t	8,850
Speed	kn	16.0

8,000 m³ LPG/NH₃/VCM Carrier

The ship is a single deck LPG/NH₃/VCM carrier with forecastle and poop and a deck house amidship for cargo cooling plant. The hull is divided in 10 compartments, 6 of these being cargo holds.

Cargo tanks.

The cargo tanks are made of low temperature steel and tank types, number of tanks and tank arrangement can be seen in the drawing to the right. The tanks total capacity at 20° C and 100% filling is 8,000 m³. At 98% filling ratio this gives a cargo capacity of 4,540 tonnes of propane, 5,320 tonnes ammonia or 7,600 tonnes vinyl chloride. The tanks are built for a maximum pressure of 3.4 atp and have a lowest permissible service temperature of -48° C.

Cargo handling system.

Loading time about 15 hours, discharge time 15 hours, both varying somewhat with operating conditions. Discharge by means of deepwell pumps, one in each cylindrical tank. Booster pumps for discharge against high pressure are installed. Boil off from cargo is reliquefied in a reliquefaction plant with three compressors, one as spare. Compressors also to be used for vapour return during loading. Cargo heating by seawater heat exchanger.

Inert gas plant with a capacity of 800 Nm³/h is installed as well as a gas detection system.

The ship can carry two different cargoes simultaneously.

Propulsion plant.

The main engine is a medium speed, single acting, turbo-charged diesel engine with an output of about 700 BHP, coupled via reduction gear to a controllable pitch propeller. At propane draught of 6.65 speed is 16.0 knots.

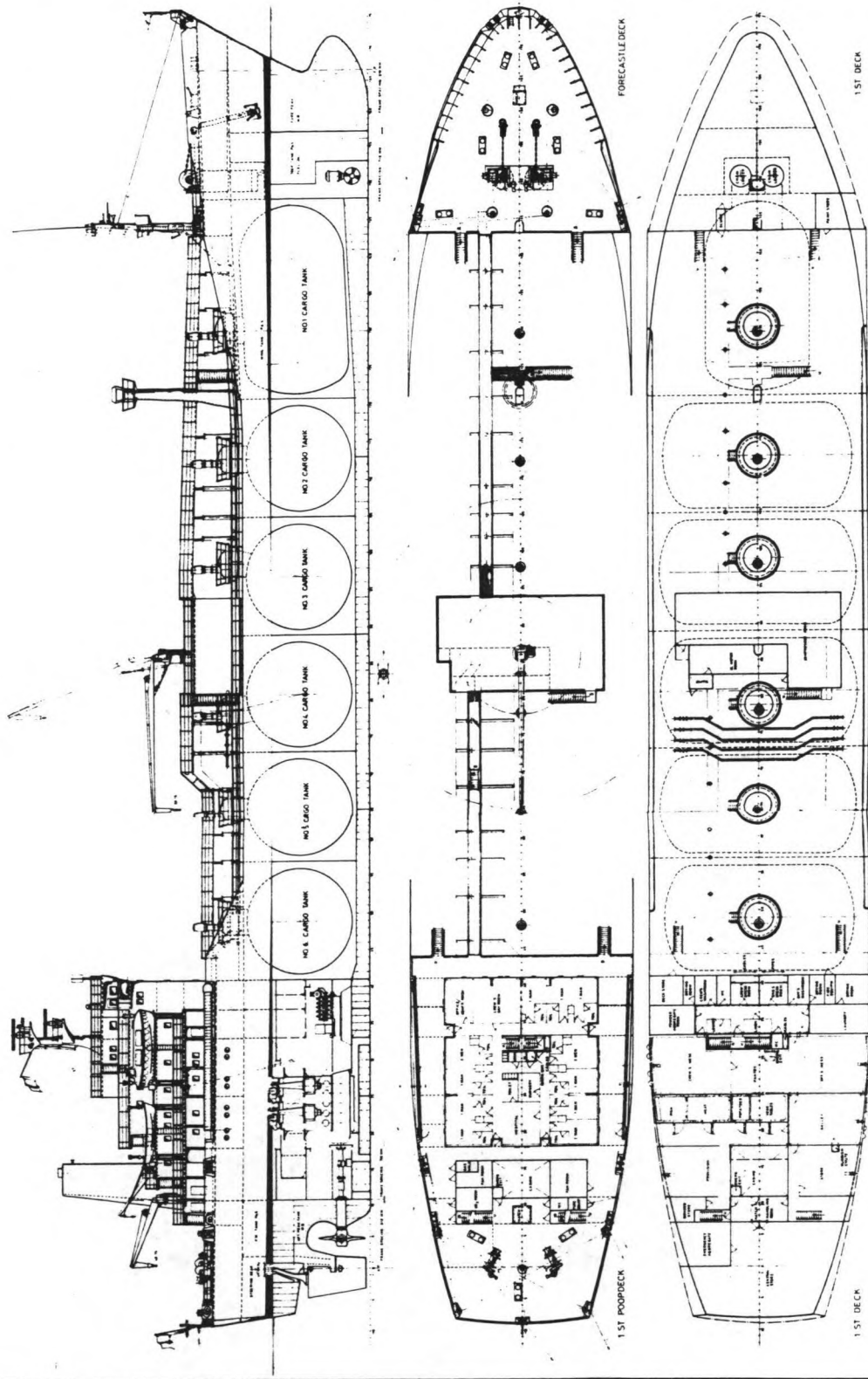
Electrical power supply.

Three diesel driven alternators, each developing 530 kW, 3 x 440, 60 Hz.

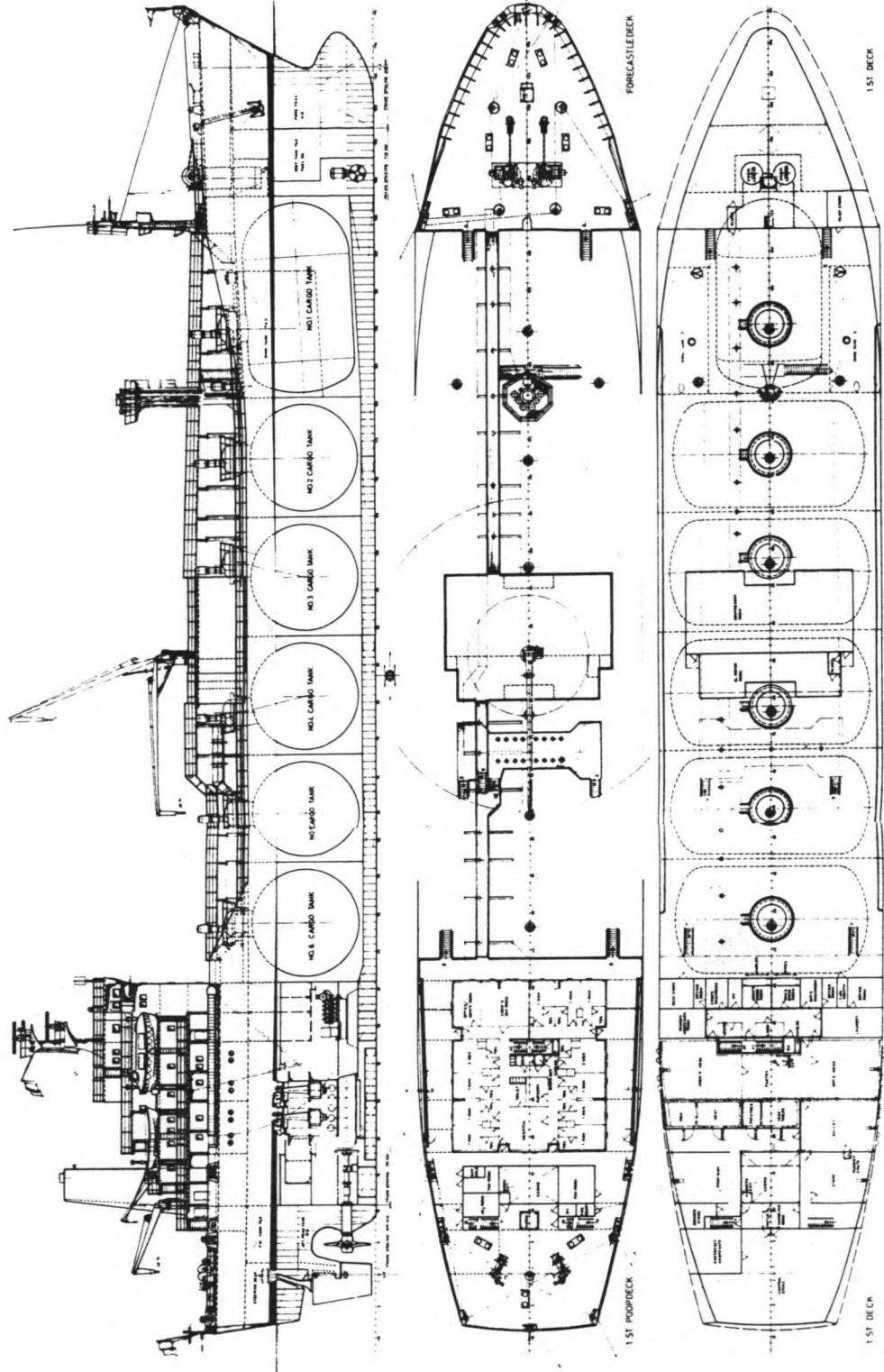
Capacities.

Fuel oil — 680 t, diesel oil — 160 t, fresh water — 170 t, ballast water — 1,800 t.

8,000 m³ LPG/NH₃/VCM carrier



8,000 m³ Ethylene/LPG/chemical carrier



MAIN PARTICULARS

Cargo Capacity	m ³	8,000
Length o.a.	m	127.50
Length b.p.	m	116.00
Breadth mid.	m	21.30
Depth mid.	m	12.10
Draught propane 88% loaded	m	9.50
Draught propane 98% loaded	m	6.65
Deadweight	t	11,600
Speed	kn	16.00

8,000 m³ Ethylene/LPG/Chemical Carrier

The ship is a single-deck LPG/Ethylene/Chemical carrier with forecastle and poop and a deck house amidship for cargo cooling plant. The hull is divided in 10 compartments, 6 of these being cargo holds.

Cargo tanks.
The cargo tanks are made of stainless steel and tank types, number of tanks and tank arrangement can be seen in the drawing to the right. The tanks total capacity at 20° C and 100% filling is 8,000 m³. At 88% filling ratio this gives a cargo capacity of 4,539 tonnes of propane, 5,323 tonnes ammonia, 7,597 tonnes vinyl chloride, 4,690 tonnes ethylene or 9,560 tonnes of chemical of spec. weight 1.2 tonnes/m³. The tanks are built for a maximum pressure of 3.4 at corresponding to max. spec. weight 0.97 tonnes/m³ and have a lowest permissible service temperature of -104° C.

All tanks to be designed for 1.8 tonnes/m³ when carrying solvents at atmospheric pressure.

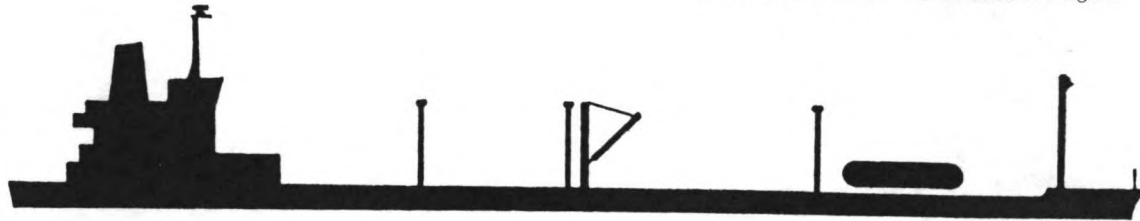
Cargo handling system.
Loading time about 15 hours, discharge time 15 hours, both varying somewhat with operating conditions. Discharge by means of deepwell pumps, one in each cylindrical tank. Booster pumps for discharge against high pressure are installed. Boil off from cargo is reliquefied in a reliquefaction plant with three compressors, one as spare. Compressors also to be used for vapour return during loading. Cargo heating by seawater heat exchanger.

Inert gas plant with a capacity of 900 Nm³/h is installed as well as a gas detection system. The ship can carry six different cargoes simultaneously whereof two may be cooled simultaneously.

Propulsion plant.
The main engine is a slow speed, single acting, turbo-charged diesel engine with an output of about 6,950 BHP, coupled to a controllable pitch propeller. At propane draught of 6.65 speed is 16.0 knots.

Electrical power supply.
Three diesel driven alternators, each developing 710 KW, 3 x 440, 60 Hz.

Capacities.
Fuel oil — 680 t., diesel oil — 160 t., fresh water — 170 t., ballast water — 1,800 t.



Ship's name	FARADAY	
Type of vessel	LPG-Carrier	
Owners	Ocean Gas Transport Ltd. (Houlder Bros.) London, U.K.	
Builders	Swan Hunter Shipbuilders Ltd. Wallsend, U.K.	
Hull no./Year built	12/1970	
Main dimensions	LOA	187,05 m
	LBP	178,50 m
	Ex. B	26,80 m
	Mdl. D/Draft	15,40 m to main deck/9,32 m
Classification	LRS, U. S. Coast Guard	

GASTECHNICAL SYSTEM

ENGINEERED AND SUPPLIED BY LGA

Cargo capacity	31.000 m ³
Cargoes carried	LPG, Ammonia One Grade
Min. loading temperature	- 45°C
Min. transport temperature	- 45°C
Max. transport pressure	0,3 bar g.
Reliquefaction plant	Three LGA compact units
Gasfreeing and inertgas	NH ₃ Scrubber and Air
Discharging capacity	2. 400 m ³ /h against 120 m L.C.
No. of cargo tanks	Three prismatic
No. of deepwell/booster pumps	Six submerged pumps

5. LPG-tanker, 31.000 m³

MAIN PARTICULARS

Cargo Capacity	m ³	75,000
Length o.a.	m	229.20
Length b.p.	m	218.00
Breadth mid.	m	38.00
Depth mid.	m	21.00
Draught scantling	m	12.10
Draught propane 98%	m	10.80
Deadweight	t	46,680
Speed	kn	17.5

75,000 m³ LPG/NH₃ Carrier

The ship is a single deck LPG/NH₃ carrier without forecastle and with partial poop deck and a deck house amidship for cargo cooling plant. The hull is divided in 8 compartments, 4 of these being cargo holds.

Cargo tanks.

The cargo tanks are made of low temperature steel and tank types, number of tanks and tank arrangement can be seen in the drawing to the right. The tanks total capacity at 20° C and 100% filling is 75,000 m³. At 98% filling ratio this gives a cargo capacity of 42,630 tonnes of propane, 49,980 tonnes ammonia. The tanks are built for a maximum pressure of 0.25 ato and have a lowest permissible service temperature of -48° C.

Cargo handling system.

Loading time about 18 hours, discharge time 18 hours, both varying somewhat with operating conditions. Discharge by means of deepwell pumps, two in each cargo tank. Boil off from cargo is reliquefied in a reliquefaction plant with three compressors, one as spare. Compressors also to be used for vapour return during loading. Cargo heating by seawater heat exchanger.

Two off inertgas plants with respectively 6,000 Nm³/h and 100 Nm³/h are installed as well as a gas detection system.

The ship can carry two different cargoes simultaneously.

Propulsion plant.

The main engine is a slow speed, single acting, direct reversible turbo-charged diesel engine with an output of about 23,450 BHP, coupled to a fixed propeller. An ammonia draught of 13.20 speed is 17.5 knots.

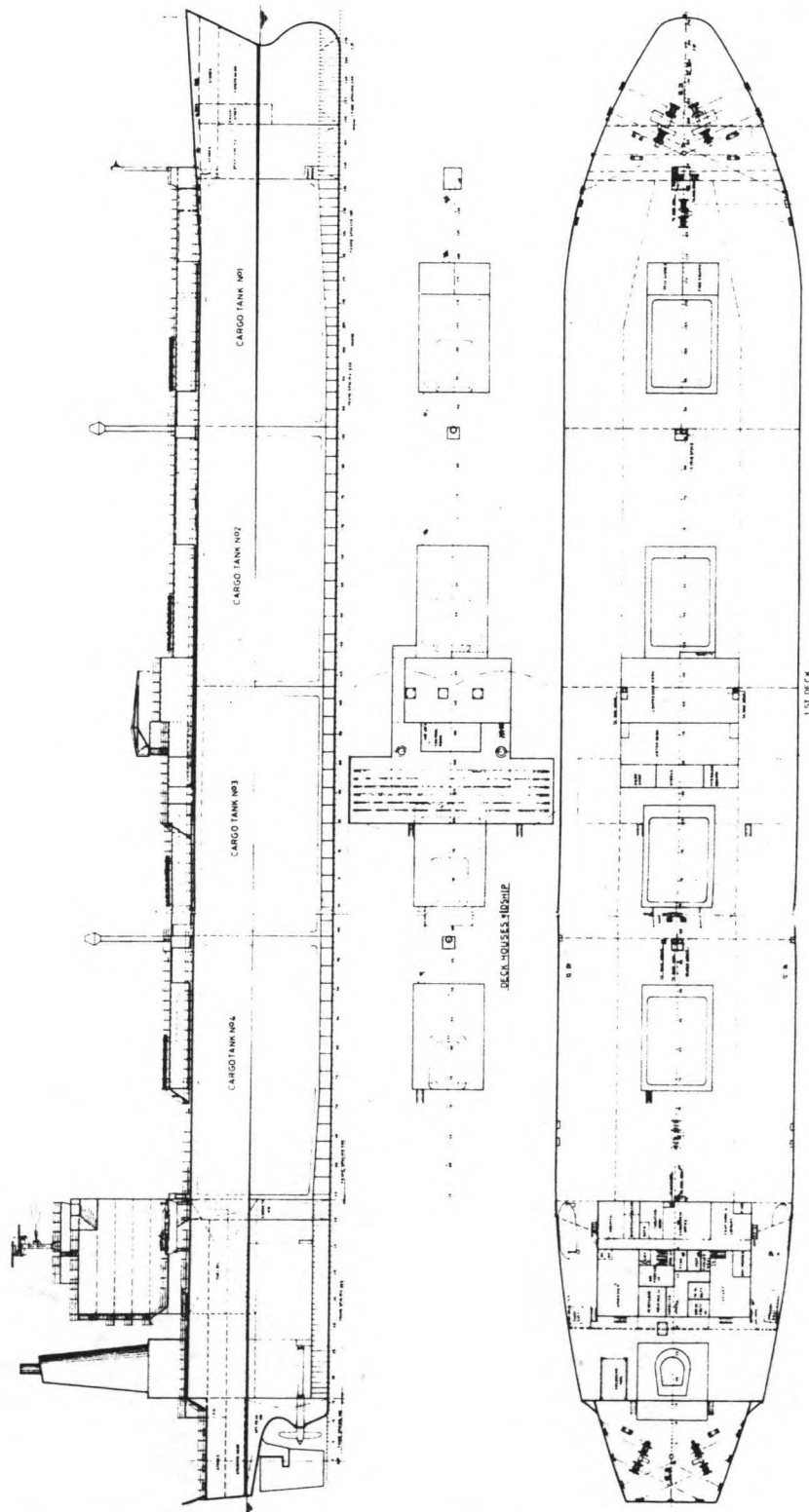
Electrical power supply.

Three diesel driven alternators, each developing 925 kW, 3 x 440, 60 Hz.

Capacities.

Fuel oil — 4,500 t., diesel oil — 570 t., fresh water — 400 t., ballast water — 19,600 t.

75,000 m³ LPG/NH₃ carrier



6. LPG/NH₃-tanker, 75.000 m³

LPG carrier—cargo tank capacity:
75 000 m³

This carrier is intended for the carriage of LPG and is capable of carrying two different cargoes at the same time. In cargo tanks butane 0.63 t/m³ and ammonia 0.68 t/m³ can be carried in a quantity corresponding to full cargo of propane 0.59 t/m³ in each tank. Cargoes are carried in independent self-supporting tanks under atmospheric pressure in four holds complying with the IMCO code requirements for ships of the IIG type.

Principal particulars

Design number PK-1398
Yard number B550 and B551
Det norske Veritas or +IAI ICE C
EO

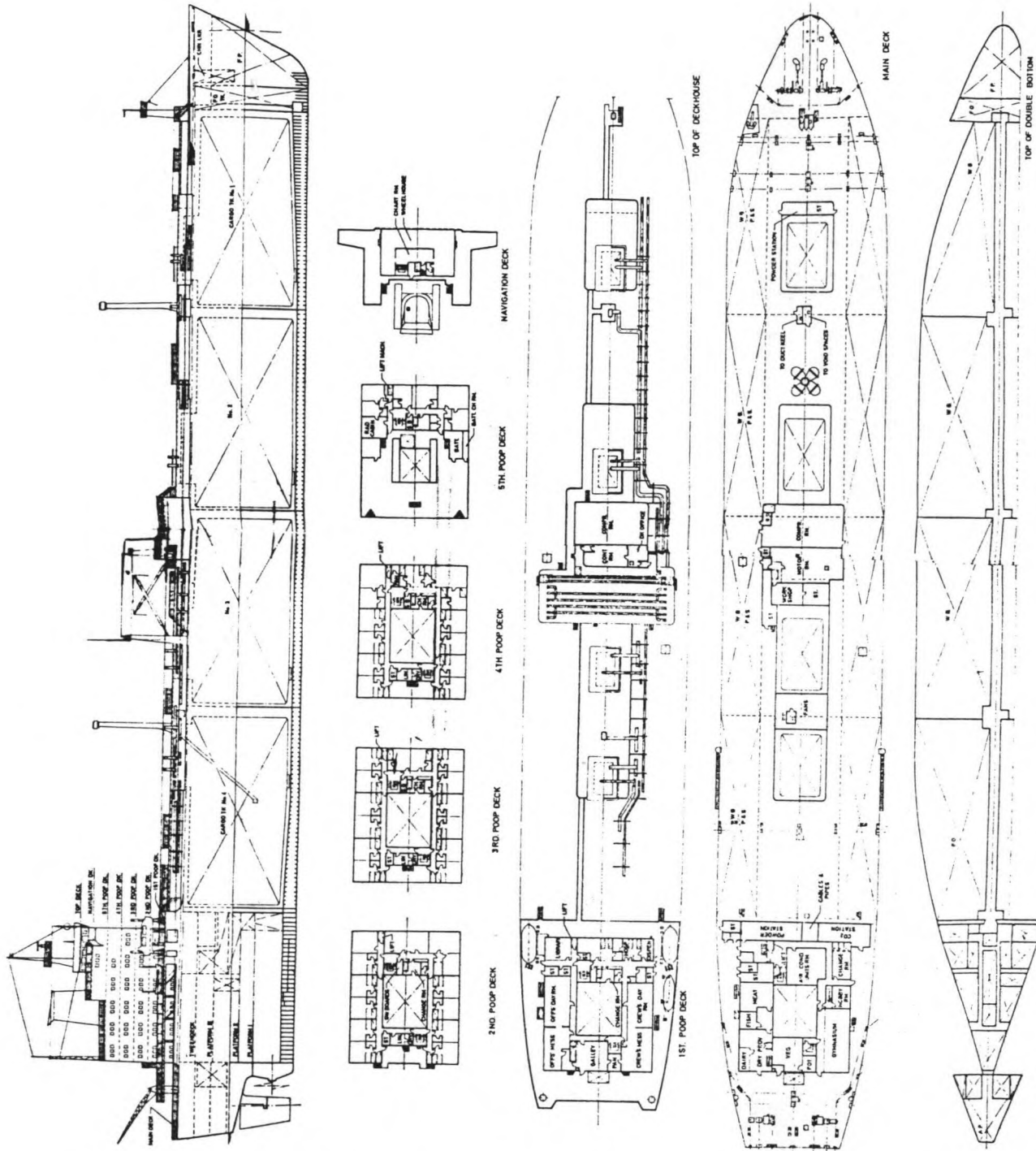
American Bureau of Shipping class

"tanker for liquefied gas"
-48°C 0.59 t/m³ 0.25 kp/cm² two groups of tanks

Length, o.a. 229.30 m
Length, b.p. 217.00 m
Breadth, moulded 32.20 m
Depth to main deck 22.50 m
Draught, moulded 12.70 m

Corresponding deadweight 49 000 t
Cargo tank capacity 75 000 m³
No. of cargo tanks 4
Ballast tank capacity 15 000 m³
Fuel tank capacity 4680 m³
Slow-speed main engine

Cegielski-Sulzer
8RND90
Machine output 23 200 bhp at 122 rev/min
Trial speed (100% mcr) 17.3 knots
Complement 39



The general arrangement of the PK1398 LPG carrier with a capacity of 75 000 m³

7. LNG-tanker, 75.000 m³

GOULDIA



ETABLISSEMENT DE LA CIOTAT

Navires réalisés

Ships built

TRANSPORT DE L.N.G
DE 75.000 M3

75.000 M3
L.N.G CARRIER

CARACTERISTIQUES PRINCIPALES

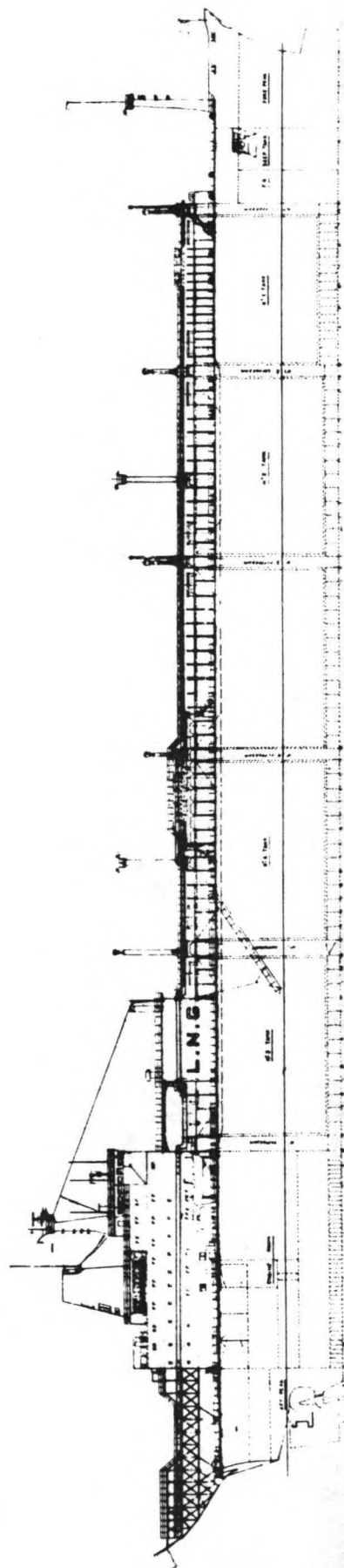
MAIN PARTICULARS

Longueur hors tout y compris
 plateforme arrière 257,49 m
 Longueur entre perpendiculaires 231,40 m
 Largeur hors membrures 34,75 m
 Largeur sur quille au pont supérieur 20,65 m
 Tirant d'eau au F.B. d'été 11,52 m
 Tirant en lourd correspondant 51,579 t.m
 Tirant d'eau de trace 9,30 m
 Tirant en lourd correspondant 36,486 t.m
 Masse aux essais au tirant d'eau
 9,45 m à la PMC du turbo
 injecteur 18,20 noeuds
 Puissance brute 48.661 Tx

Capacités :
 - Citernes de cargaison 75.000 m3
 - Compartiments ballastage 29.833 m3
 - Soutes à combustible (FO+DO) 4.426 m3
 Classification : Lloyd's Register
 + 100 A.1. Transport de méthane
 à -160° C dans des citernes type
 membrane à la pression de
 0,225 Kg/cm2
 LMC
 Navire conforme à la SOLAS 1960
 Equipage : 44 personnes

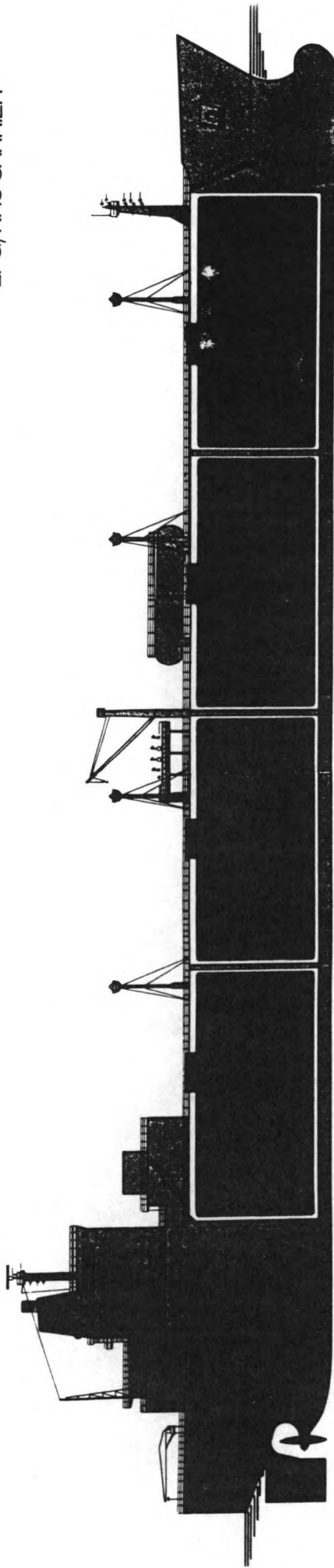
Length overall with stern
 platform 257.49 m
 Length between perpendiculars 231.40 m
 Breadth moulded 34.75 m
 Depth at upper deck (Mid) 20.65 m
 Draught at summer Freeboard 11.52 m
 Corresponding deadweight 51,579 m.t
 Design draught 9.30 m
 Corresponding deadweight
 (LNG 0,475 s.g.) 36,486 m.t
 Trial speed : Loaded to 9,45 m
 draught on turbine M.C.R. 18,20 knots
 Gross tonnage 48,661 Tx

Capacities :
 - Cargo tanks 75,000
 - Water ballast tanks 29,833
 - Oil fuel tanks (FO+DO) 4,426
 Classification : Lloyd's Register
 + 100 A.1. Liquefied gas carrier
 Methane in membrane tanks
 maxi. pressure 0,225 Kg/sq. cm.
 mini. temperature -160°C - LMC
 Ship to comply with SOLAS 1960
 Complement : 44 persons





77200 m³
LPG/NH₃ CARRIER



9. LPG/NH₃-tanker, 77.200 m³

Technical Description

- Length overall (abt) 227 m
- Length between perpendiculars 216 m
- Breadth moulded 36.5 m
- Depth at sides at upper deck (moulded) 22.25 m
- Scantling draught 13.5 m
- Corresponding deadweight (abt) 60,400 t
- Propane draught 11.25 m
- Corresponding deadweight (abt) 45,150 t
- Cargo tanks capacity 77,200 m³
- Gross tonnage (abt) 50,500 tons
- Shaft power at 100% MCR 21,900 metric hp
- Trial speed at 11.25 m draught and 100% MCR 17.9 knots
- Cruising range 18,000 naut. miles

Cargo System

- Ship with four self-supporting cargo tanks designed to transport propane, butane and ammonia. Minimum temperature -48°C at atmospheric pressure.
- Tank insulation with expanded perlite filling the spaces between the inner hull and the cargo tanks and with mineral wool on the top of the cargo tanks.
- Two different products can be carried simultaneously in a ratio of about 25/75 or 50/50.
- Submerged electrical cargo pumps: two pumps (520 m³/h · 120 m · d = 0.662) per tank and one emergency pump per ship.
- Reliquefaction plan designed to reliquefy the boil-off, to allow loading without gas return to shore, and to lower the cargo temperatures.
- Cargo control room.
- Two 5 t derricks in way of manifold.

Hull Department

- Combined windlasses and mooring winches (20 t) hydraulically driven (total 10 drums and 2 first line ashore systems).
- Ballast system with two ballast pumps ensuring ballasting within 16 hours.
- Pollution prevention : sewage treatment tank and incinerator.
- Latest navigation aids.
- Two cranes 3 t for stores handling.

Living Quarters

- Accommodation for 48 persons.
- All crew in single cabin with individual toilet and shower.
- Accommodation fully air conditioned summer/winter.
- Partitioning according 1975 IMCO Recommendations for fire prevention.
- Separate mess room and lounge for officers and crew.
- Gymnasium, hobby room.
- Provision room and refrigerated spaces.

Machinery

- Two main engines SEMT Pielstick 12 PC3 each developing 11,400 metric hp at 470 RPM and driving through hydraulic couplings and a gearbox a fixed pitch propeller at 92 RPM.
- Electric generation: four diesel-alternators each 1,000 kW one emergency diesel-alternator 150 kW.
- Steam generation: one 14 m exhaust gas economiser 2 x 5 t/h. one oil fired boiler 7 th.
- Fresh water distilling system: 2 x 30 t/day.
- Fully automatised plant controlled either from:
 - bridge
 - engine control room (air conditioned)
 - emergency local panels.

LITERATUURLIJST

- (1) SPO Civiele techniek, Havens II.
Haven- en Terminalplanning, Deel A.
TH Delft, 1980 - 1981.
- (2) vervallen, zie (7).
- (3) LNG-terminal nabij de Eemshaven.
Afstudeerwerk Th. Aarten en A. Kruijsen.
TH Delft, afdeling Civiele Techniek, 1980.
- (4) Het klimaat van Nederland.
Dr. C. Braak.
Servire Den Haag, 1950.
- (5) Klimaat van Nederland 2.
Windklimaat van Nederland.
J. Wieringa en P.J. Rijkoort.
K.N.M.I. De Bilt.
Staatsuitgeverij Den Haag, 1983.
- (6) Grote Bosatlas.
Prof. dr. F.J. Ormeling.
Wolters-Noordhoff Groningen.
- (7) The British Ship Research Association.
Report nr. 386.
Research Investigation for the Improvement of
Ship Mooring Methods.
Wallsend Research Station, Wallsend.
North umberland, NE 28 6UY 1973.

- (8) J.J. Blok and N.J. Dekker.
"On hydrodynamic aspects of ship collision with rigid or not-rigid structures".
OTC 1979, Houston, Paper OTC no. 3664.
- (9) G. van Oortmessen.
"The berthing of a large tanker to a jetty".
OTC 1974, Houston, Paper OTC no. 2100.
- (10) G. van Oortmessen.
Proefschrift TH Delft "The motion of a moored ship in waves".
Wageningen 1976.
- (11) H.L. Fontijn.
"An approximative method for the determination of the hydrodynamic coefficients of a ship in case of swaying and yawing on shallow water".
Communications on hydraulics, Report nr. 75-4.
Delft University of Technology, Dept. of Civil Engineering 1975.
- (12) H.L. Fontijn.
"The berthing ship problem: Forces on berthing structures from moving ships".
Delft University of Technology, Dept. of Civil Engineering 1978.
Report no. 78-2.
- (13) Waterbouwkundige constructies b.o.I (f9A).
Prof. ir. A. Glerum.
TH Delft, afdeling Civiele techniek 1983.
- (14) Bautechnik jrg. 10.
Heft 5.
29-01-1932.

- (15) EAU 1980 (Empfehlungen des Arbeitsausschusses "Ufereinfassungen").
6 Auflage, 1980
- (16) Bestaande berekening meerstoelen en landvasten.
Ballast Nedam.
- (17) Prediction of wind and current loads on VLCC's.
OCIMF (Oil Companies International Marine Forum).
6th Floor, Portland house, Stage Place, London
SW1E 5BH England GB.
- (18) Guidelines and recommendations for Safe Mooring
of Large Ships at Piers and Sea Islands.
OCIMF (Oil Companies International Marine Forum).
First published in 1978 by:
Witherby & Co Ltd. 32/36 Aylesbury Street,
London, EC1R OET, England.
- (19) Vloeistof mechanica (b72).
Prof. dr. ir. M. de Vries.
TH Delft, afdeling Civiele Techniek, 1980.
- (20) Harborsim.
Afstudeerwerk R.C. Verwaal.
TH Delft, afdeling Civiele Techniek, 1-2-1985.
- (21) Probabilistisch ontwerp van een meersysteem
voor grote zeeschepen.
Afstudeerwerk J. Oosting.
TH Delft, afdeling Civiele Techniek, nov 1984.
- (22) Dunlop Fender Manual.
Oil and Marine division.
Moody lane, Pyewipe works.
Grimsby DN 312 SP, Southhumberside, 1978.

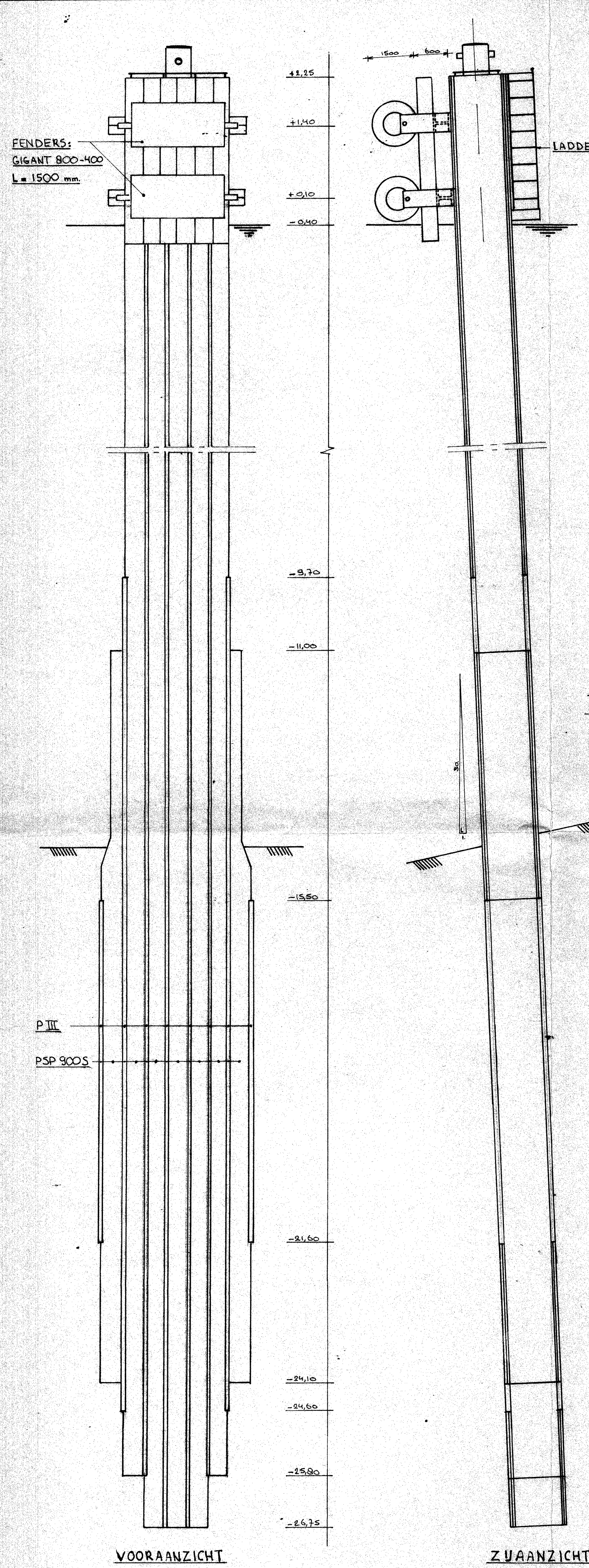
(23) Hohlprofile für den Stahlbau, Technische Tabellen
Mannesmannröhren-Werke AG.

Düsseldorf 1975.

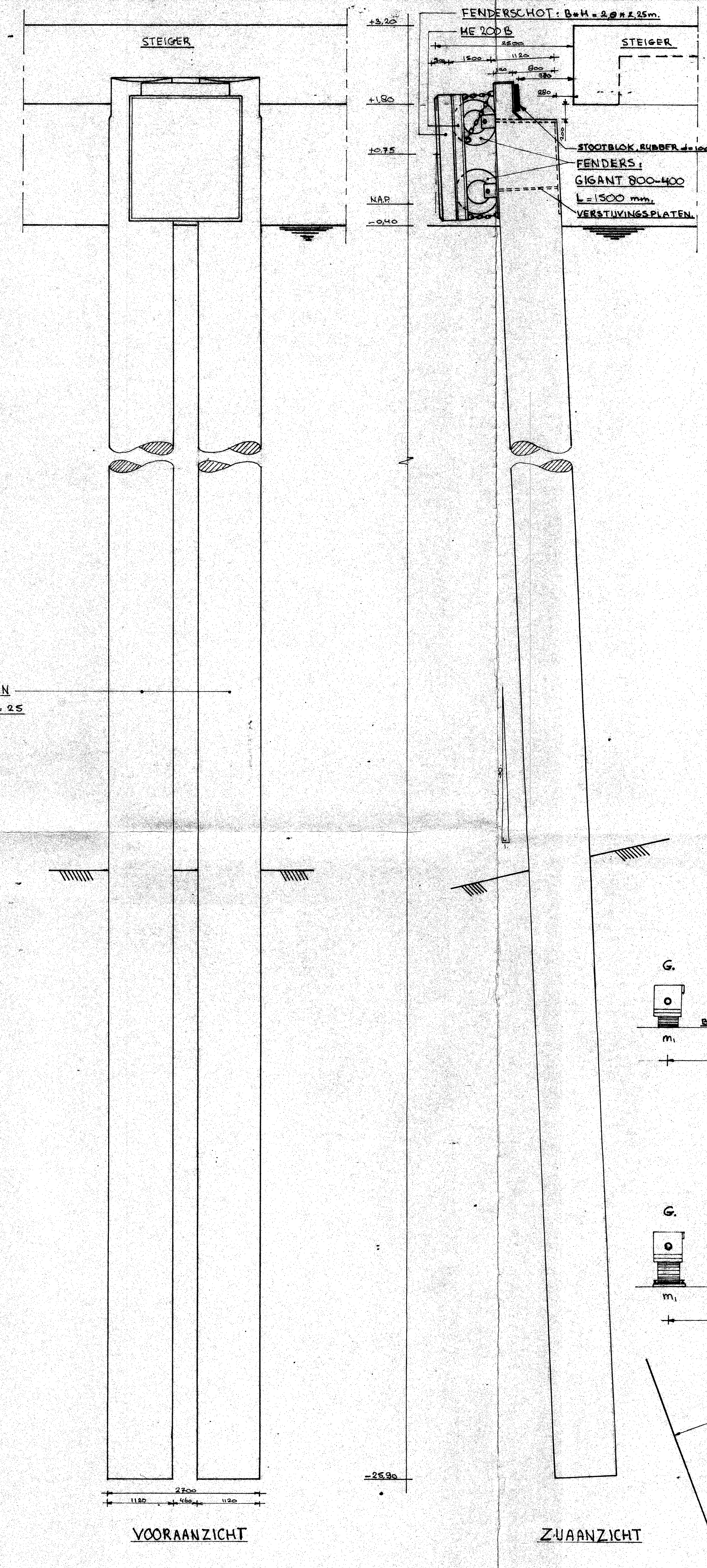
(24) Mechanica van constructies A, college b13.

Prof. ir. A.L. Bouma.

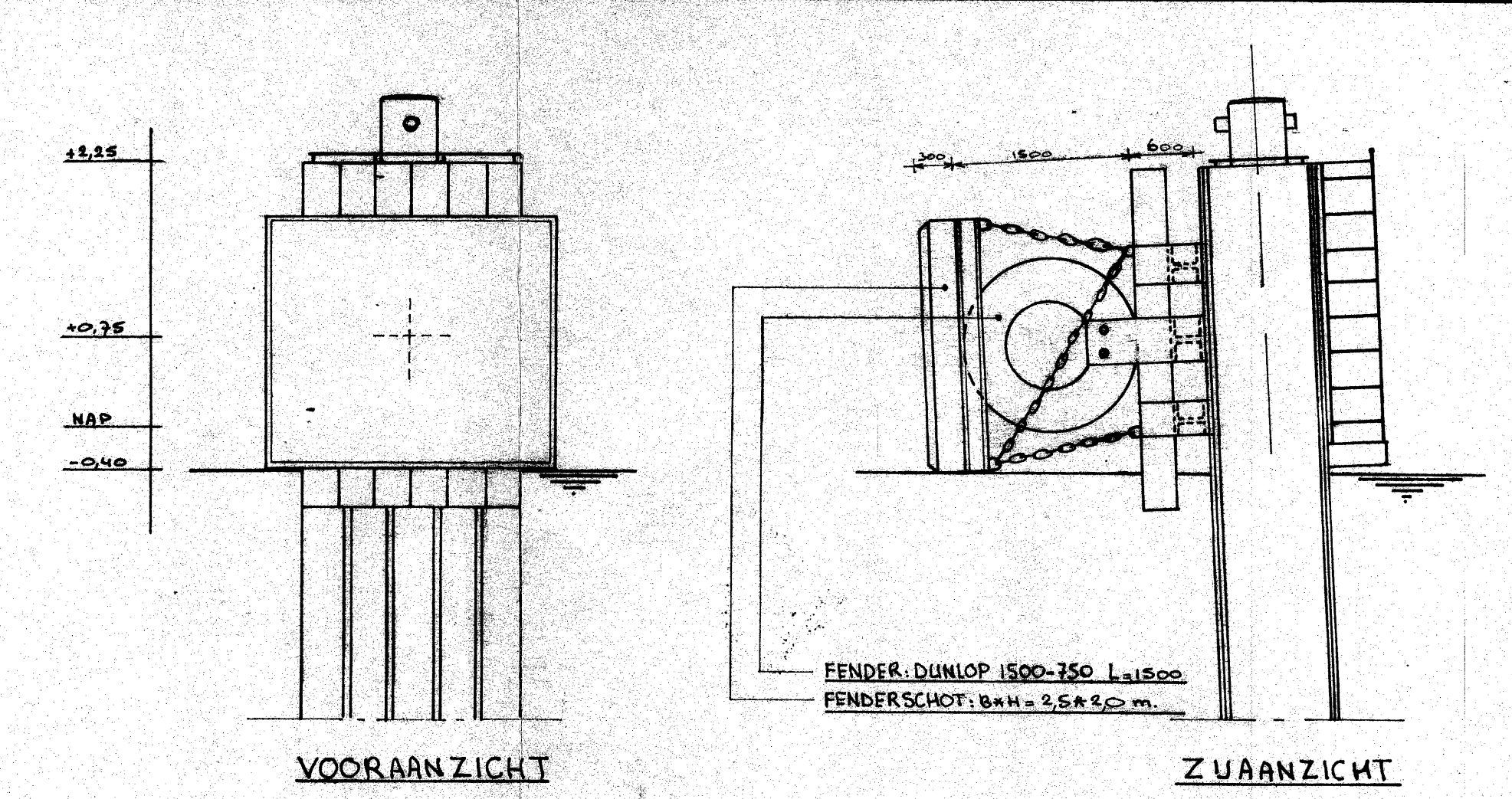
TH Delft, afdeling Civiele Techniek, sept 1981.



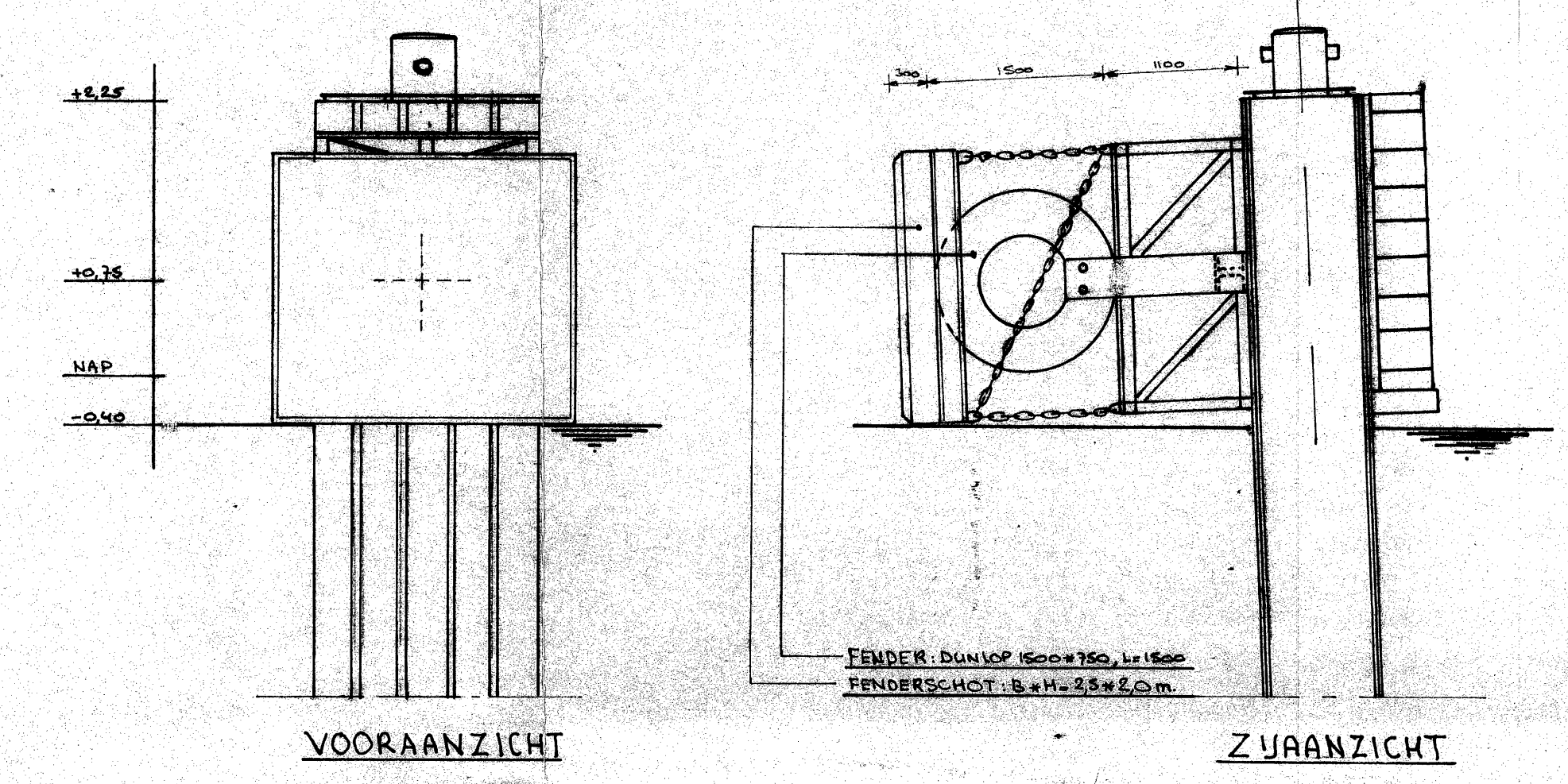
BESTAANDE MEERSTOEL G/H
SCHAAL 1:50



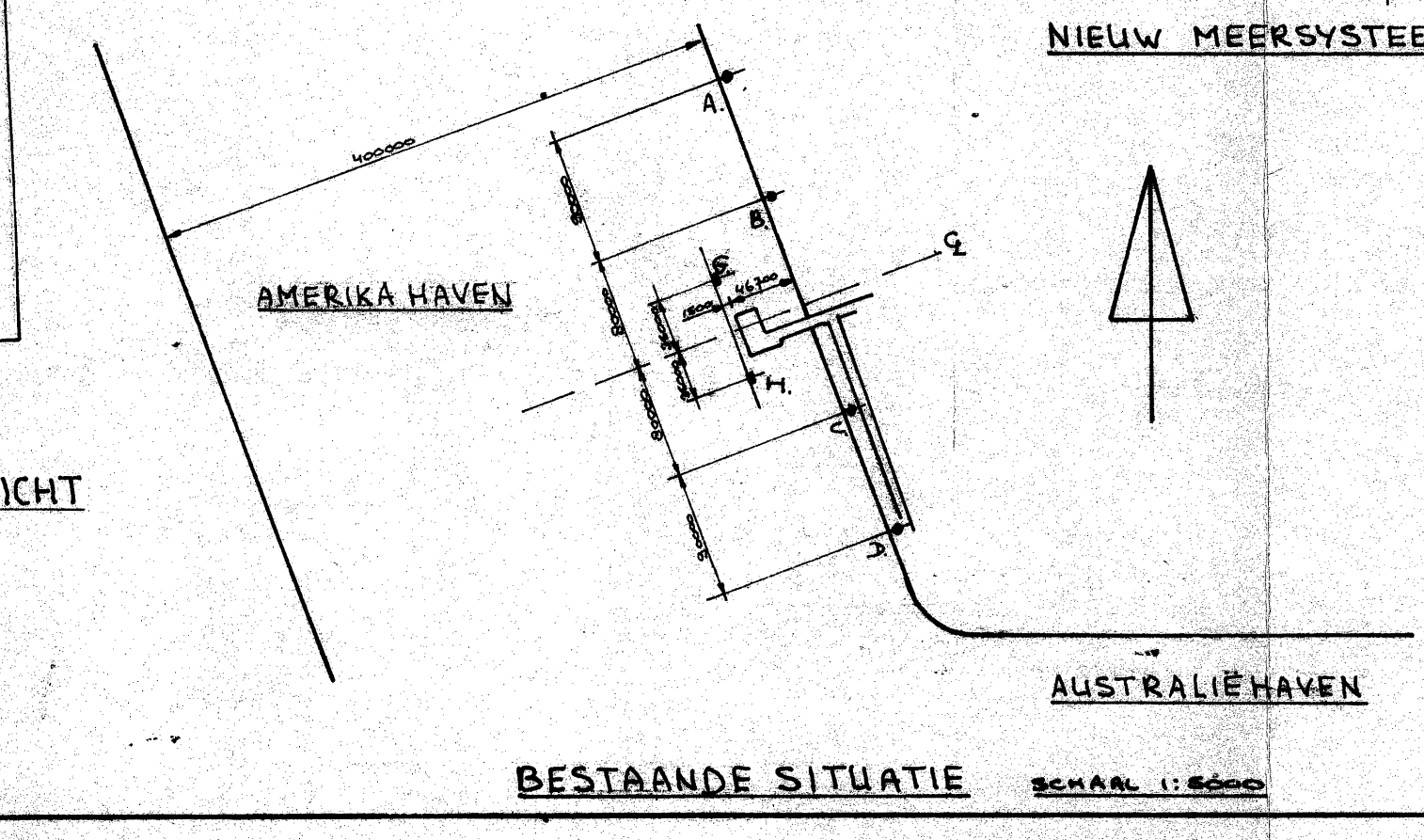
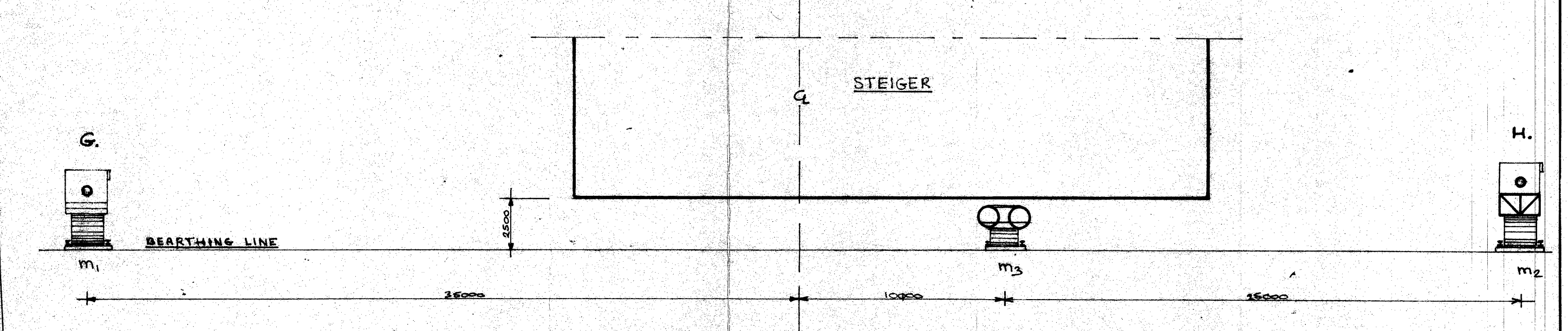
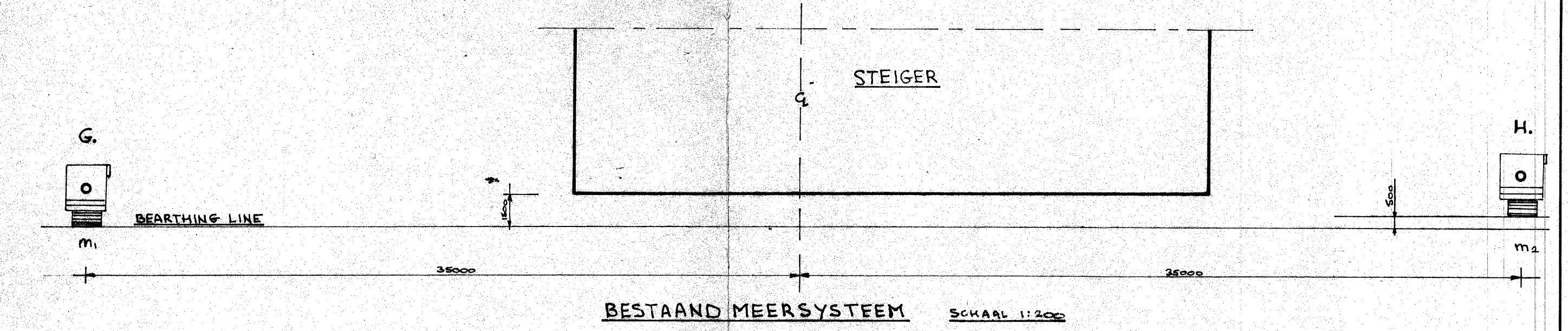
EXTRA MEERSTOEL: m3
SCHAAL 1:50



RECONSTRUCTIE MEERSTOEL G/m1
SCHAAL 1:50



RECONSTRUCTIE MEERSTOEL H/m2
SCHAAL 1:50



BESTAANDE SITUATIE
SCHAAL 1:5000

TECHNISCHE HOOGESCHOOL TE DELFT
AFDELING DER CIVIELE TECHNIEK.

RECONSTRUCTIE MEERSYSTEEM BIJ T-STEIGER
IN DE AMERIKA HAVEN.

BULAGE BIJ DEELSTUDIE I VAN HET
AFSTUDEERWERK.

NAAM	: E.L.C.M. OUD	PARAAF
DOCENT	: Prof. ir. A. GLERUM	
BEGELEIDER	: ir. G. P. BOURGUIGNON	
DATUM	: APRIL 1986	
SCHALEN	: 1:50, 1:200, 1:5000	
MATEN	: MM, EN, M	