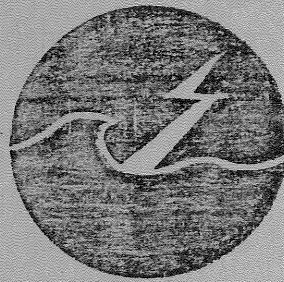


GRUPPEN FÖR VÅGENERGIFORSKNING



Förankringsseminarium i Göteborg 12-14 maj 1980

Föredrag sammanställda av

Lennart Claeson

Rapport GR:33
Göteborg
oktober 1980

GRUPPEN FÖR VÅGENERGIFORSKNING.



Förankringsseminarium i Göteborg 12-14 maj 1980

Föredrag sammanställda av

Lennart Claeson

Rapport GR:33

Göteborg

oktober 1980

INNEHÅLL

Förord

J. Namork

"Nåvaerende og fremtidige analysmetoder av förankringsproblemer"

Hosøy/Martinsen

"Prinsipppløsninger/problemstillinger og generelt om hovedkomponenter i ett forankringssystem"

Anders Berg

"Problem i samband med förankringar på stora djup (~500 m)"

Lars Bergdahl

"Skiss till beräkningar av trepunktsförankring av vågkraftboj"

Kjell Arne Nyhus

"Beregninger av krefter på bøye"

Claes Kjällström

"SSPA:s verksamhet inom området förankringssystem"

Curt Falkemo

"Krafter på släpande lina"

Ivar J Fylling

"Analysmetodikk-beskrivelse av ikke-linear respons"

Per J Johansson

"Dynamisk beregning av krefter i förankringskabler"

Ch. Kamitz

"Ankarkätting"

Leif I Finbourn

"Bølgekraftverk - forankringssystemer"

Karel Karal

"Gravitasjonsankere for svingende flottører"

Rolf Jespersen

"Forlengelseskarakteristik for ståltau og fibertau"

Jan Nilsson

"Ändbeslag och korrosion"

Disskussioner och summering

Bilaga:

NTH-rapport om seminariet

FÖRORD

Inom ramen för de norska och svenska vågenergiprogrammen har beslutats att norsk-svenska expertseminarier skall hållas över problem i anslutning till vågkraftverk. Det första seminariet som behandlar förankringar hölls i Göteborg 12-14 maj och redovisas i denna rapport. Nästa seminarium behandlar vågmätningar och kommer att hållas i Trondheim 1-3 december . Tredje seminariet kommer att handla om elektriska problem och det fjärde preliminärt om material, korrosion, beväxning etc.

Föreliggande rapport utgör en sammanställning av de presenterade bidragen. Dessa är avfattade på svenska, norska eller engelska. Ibland finns kommentarer på svenska i den norska texten.

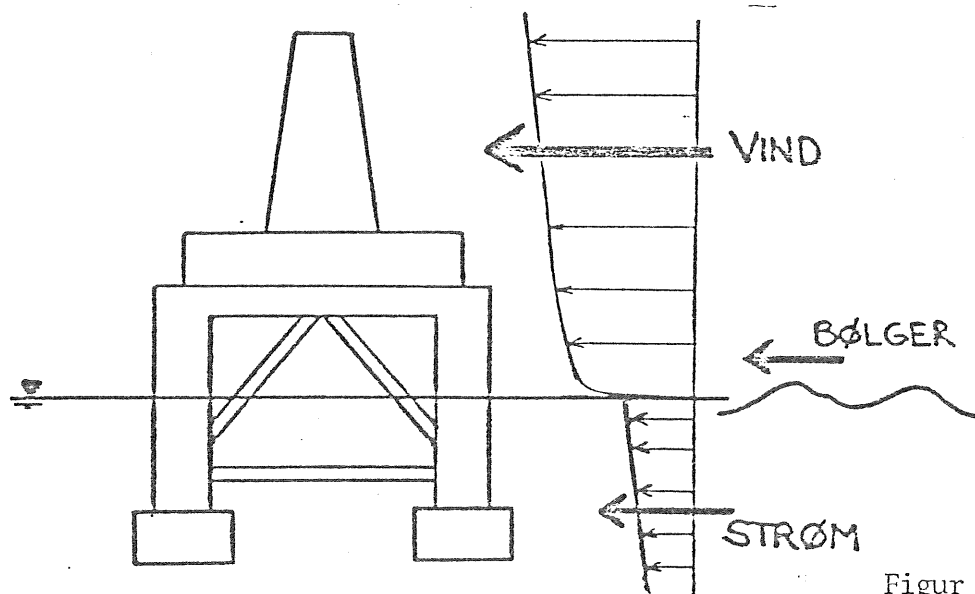
De allmänna intrycken av seminariet kommer väl till uttryck i de norska NTH-ledamöternas rapport till NTH.

1. J Namork, Det norske Veritas

"Nåvarende og fremtide analysmetoder av forankringsproblemer".

Jeg hadde tenkt å begynne med å kort oppsummere de krefter og bevegelser som virker på et flytende legeme i en sjøtilstand.

De kreftene som virker er først og fremst vind, strøm og bølgekrafter som alle er funksjon av konstruksjonens form och størrelse, figur 1.



Figur 1.

Vind og strømkrefter regnes ut ved hjelp av empiriske formler hvor man også tar hensyn til hastighetsprofilen og skjulingeffekter.

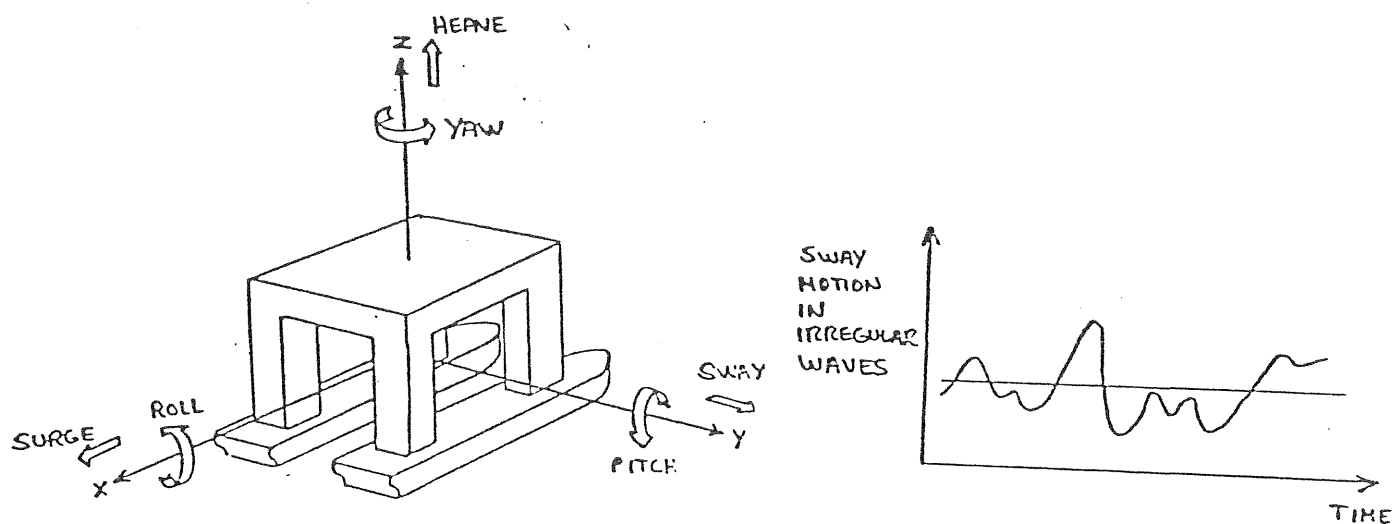
For å regne ut bølgedriftkraften, eller de såkalte 2nd ordens effekter fra bølgene, er det vanlig praksis å basere seg enten på modellforsøk i reguleære bølger eller benytte seg av f.eks potensial-teori ved hjelp av computer-programmer. Resultatene fra reguleære bølger kobles derefter sammen med et gitt bølgespekter for å regne ut bølgedriftkreftene i irregulær sjø.

Det har vært vanlig å betrakte vind, strøm og bølgedriftkrefter som konstante krefter på konstruksjonen og det er disse midlere krefter som et konvensjonelt ankar-

system først og fremst skal oppta.

Den vesentligste innflytelse fra bølgene er imidlertid de oscillerende bevegelsene som konstruksjonen får og som har vist seg å være av stor betydning for forankringssystemet særlig på grunt vann (dvs mindre enn 100 m vanndyp).

De frihetsgrader som først er av interesse for oss er surge, sway og yaw som alle ligger i horisontalplanet, figur 2.

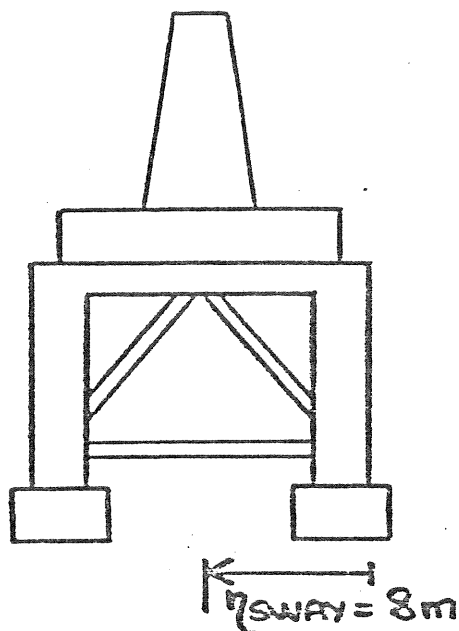


Figur 2.

For å beregne disse bevegelser i irregulære bølger er det igjen nødvendig å beregne eller måle konstruksjonens bevegelser i reguleære bølger som funksjon av retning og periode.

Uten å gå nærmere inn på de teorier som benyttes så er det vanlig praksis å benytte et bølgespekter for å regne ut den mest sannsynlig største bevegelse som konstruksjonen vil få f.eks. i sway for en gitt sjøtilstand og innenfor et tidsrom av f.eks. 3 timer i en storm.

Som eksempel på størrelsesorden på de krefter og bevegelser som virker for en gitt sjøtilstand har jeg valgt en semisubmersible rig med et displacement på ca 25 000 t, figur 3.



Figur 3.

Rig-data

Lengde : 108 m
 Bredde : 80 m
 Displacement : 25000 t
 Projisert
 vindareal : $\sim 2000 \text{ m}^2$

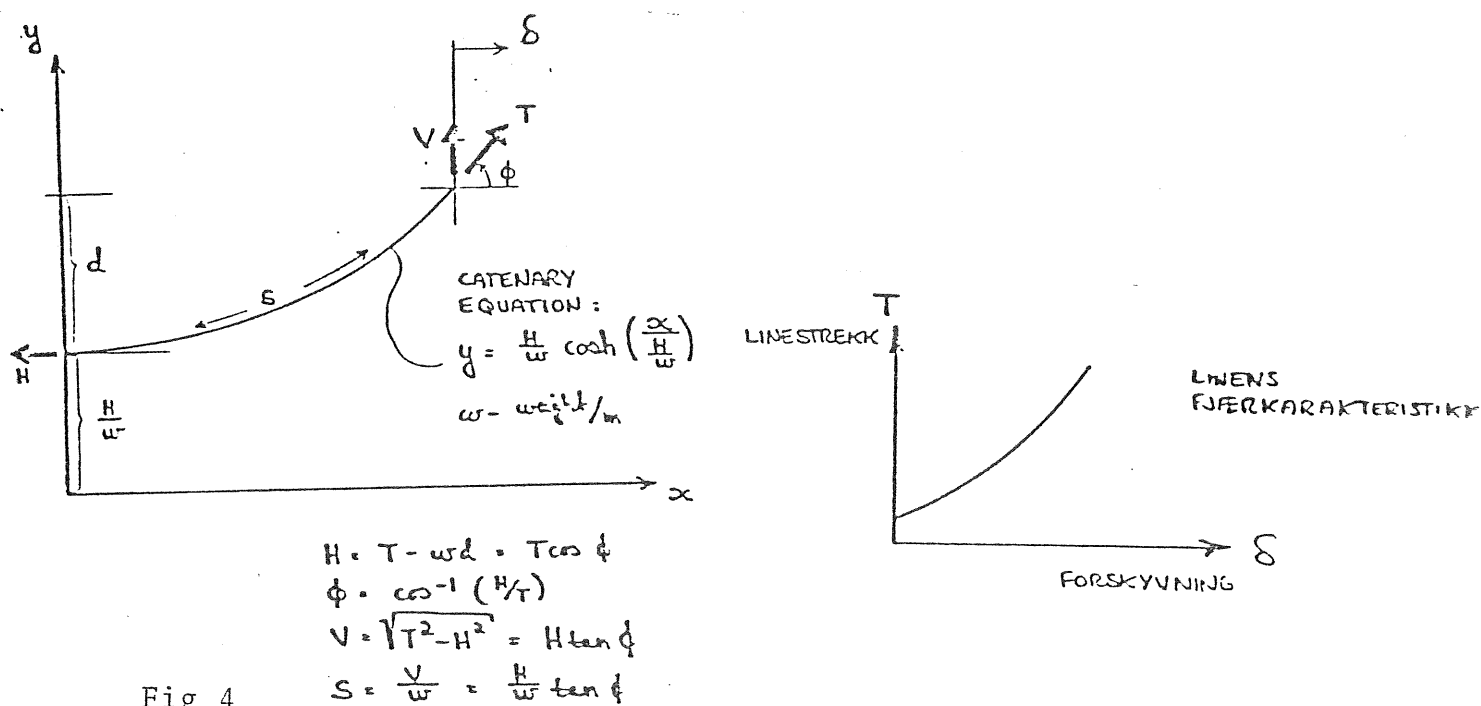
Miljødata

1 time meddelsvind: 40m/s
 significant
 bølgehøyde : 13m
 Millere
 bølgeperiode : 12s
 Overflate
 strømshastighet : 1.3m/s

Som vi ser er den største midlere kraften vindkraften 150 t, dernest strømkraften på 80 t og sist bølgedriftkraften på 30 t og totalt altså 260 t.

Den mest sannsynlig største sway-amplituden for denne sjøtilstanden er beregnet til å være ca 8 m.

Basis for dagens analysemetode av konvensjonelle forankringssystemer er kjedeligningen som jeg går utifra at de fleste kjenner men som jeg viser allikevel, figur 4.



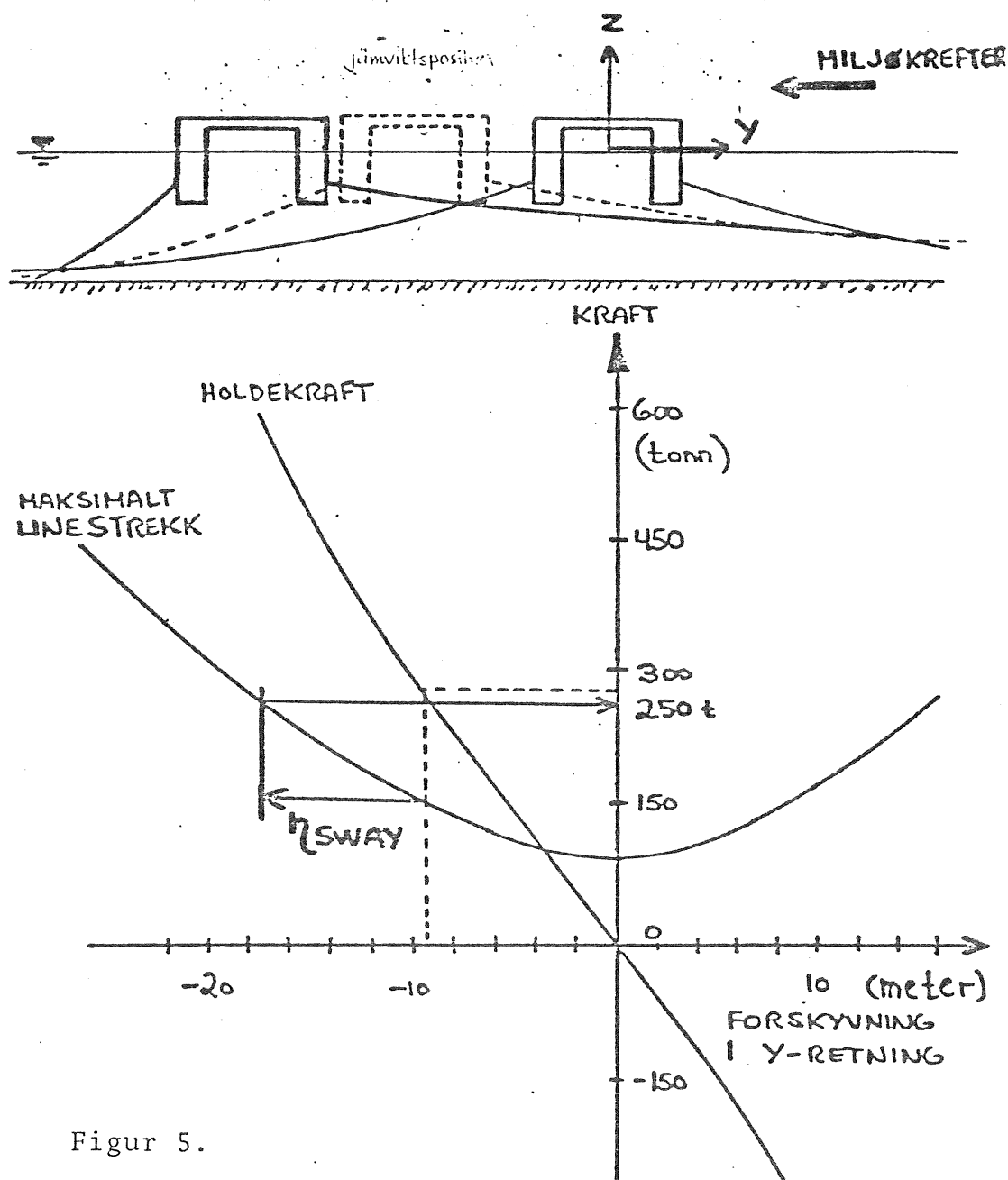
Måten man i praksis beregner linens fjaerkarakteristikk på er å velge en initial-tension T och derefter regne ut H som er horisontalkraften.

For et gitt vanddyb d vil derfor y være gitt i kjedeligningen og man kan beregne x. Man gjentar så prosessen for en ny T og regner ut en ny x.

Den ulineære karakteristikk som fremkommer er linens fjaerkarakteristikk.

For å beregne fjaerkarakteristikken til et linesystem med flere liner er det vanlig å benytte seg av computer programmer som gjør slike beregninger hurtig og relativt rimelig.

Karakteristikken som er vist her er typisk for et konvensjonelt forankringssystem. Figur 5 viser holdekraft og maksimalt linestrek som funksjon av forskyvning i y-retning for en gitt linetype og vanddybde.



Figur 5.

I utgangspunktet dvs for $y=0$ er det ingen ytre miljøkrefter og rig'en ligger i ro.

I vårt tidligere eksempel hadde vi en total ytre miljøkraft

på 260 t. For en total ytre miljøkraft på 260 t i y-retning vil rig'en flytte seg inntil holdekraften fra forankrings-systemet er i likevekt med miljøkraften. Den stiplede figuren viser dens nye posisjon som er ca 9 m fra null-kraft posisjonen og vi sier at rig'en er i likevekts posisjon.

For en mest sansynlig største sway-amplitude på 8 m fra likevektsposisjonen vil linestrekking nå opp i 250 t.

Pr. idag er Det norske Sjøfartsdirektoratets krav at denne verdien ikke skal overskride 50% av linens bruddlast i de mest extreme miljøforhold som rig'en skal operere i, og det er lite som tyder på at man vil tillate høyere verider f eks ved forankring av bølgekraftverk.

Denne metoden til å beregne maksimalt linestrekking er den konvensjonelle, såkalte kvasi-statiske analyse.

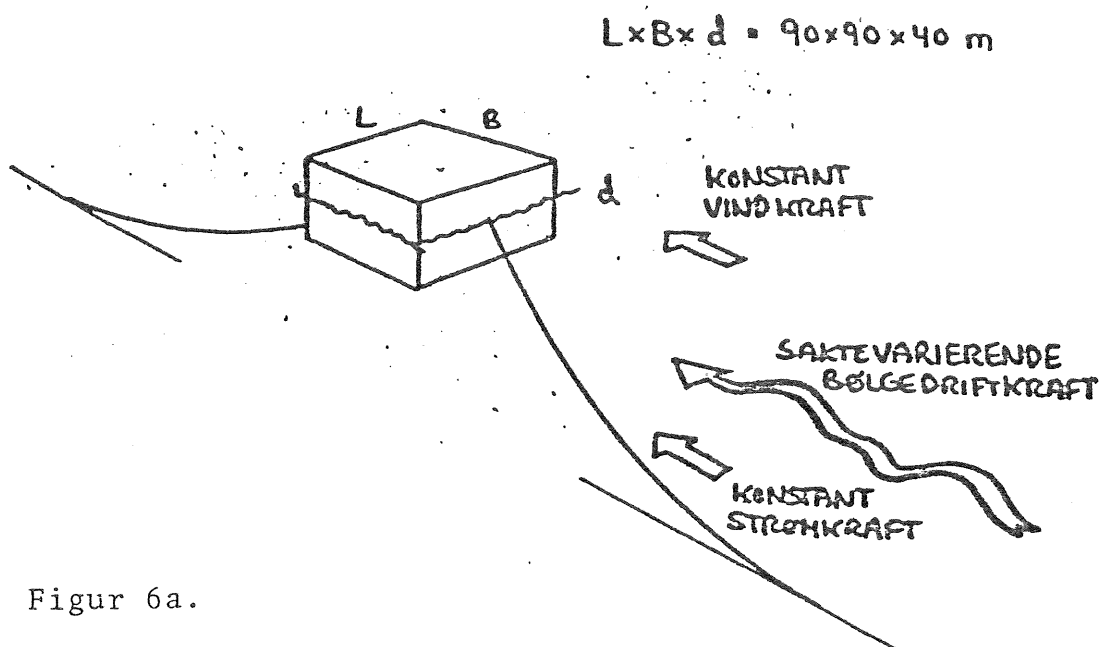
De forutsetninger som ligger til grunn for nåværende analysemetoder er bl a at vind, strøm og bølgedriftkrefter kommer inn fra samme retning og at ekstrem verdiene kan legges oppå hverandre.

Man forutsetter videre at disse krefter er konstante krefter.

Imidlertid vet vi at de alle varierer i intensitet og retning som funksjon av tid og også som funksjon av hverandre.

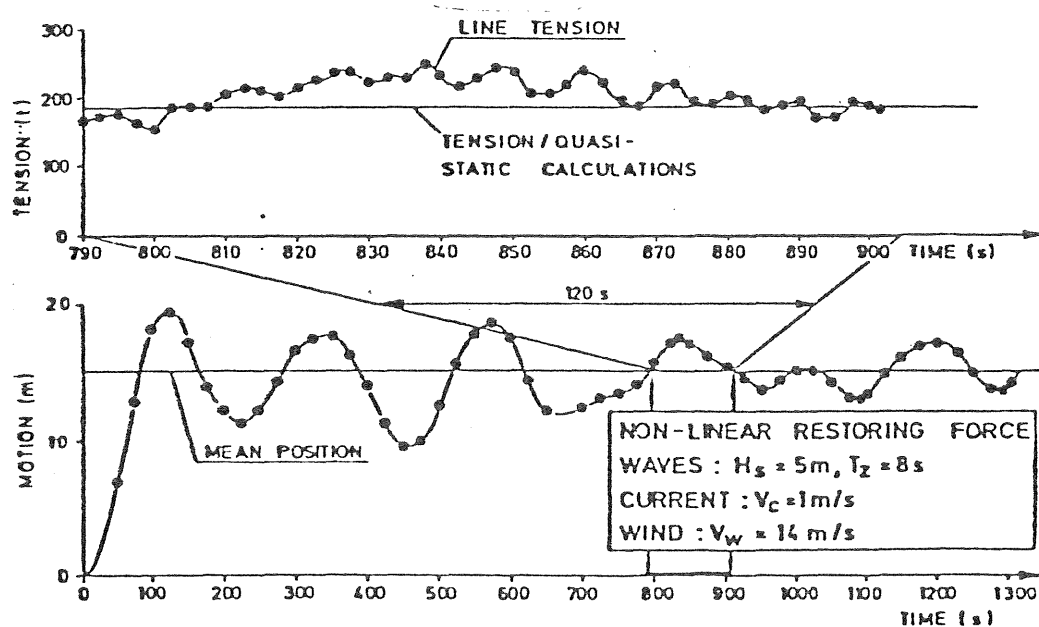
I og med at et konvesjonelt forankringssystem alltid vil være et ikke-lineært, dynamisk system er det derfor naturlig å utvide analysemetodene til også å omfatte dynamisk analyse.

For dette formål utvikler Veritas nå et dynamisk analyseverktøy som er til tenkt å beregne responsen i alle typer ikke-lineære forankringssystem. For å se effekten av de saktevarierende bølgedriftkrefter på en flytende konstruksjon ble det gjort en test- kjøring med en flytende konstruksjon med mål 90 x 90 x 40 m som var forankret med 2 liner. Vind og strøm ble lagt på som konstante krefter mens en saktevarierende bølgedriftkraft ble gitt som input.



Figur 6a.

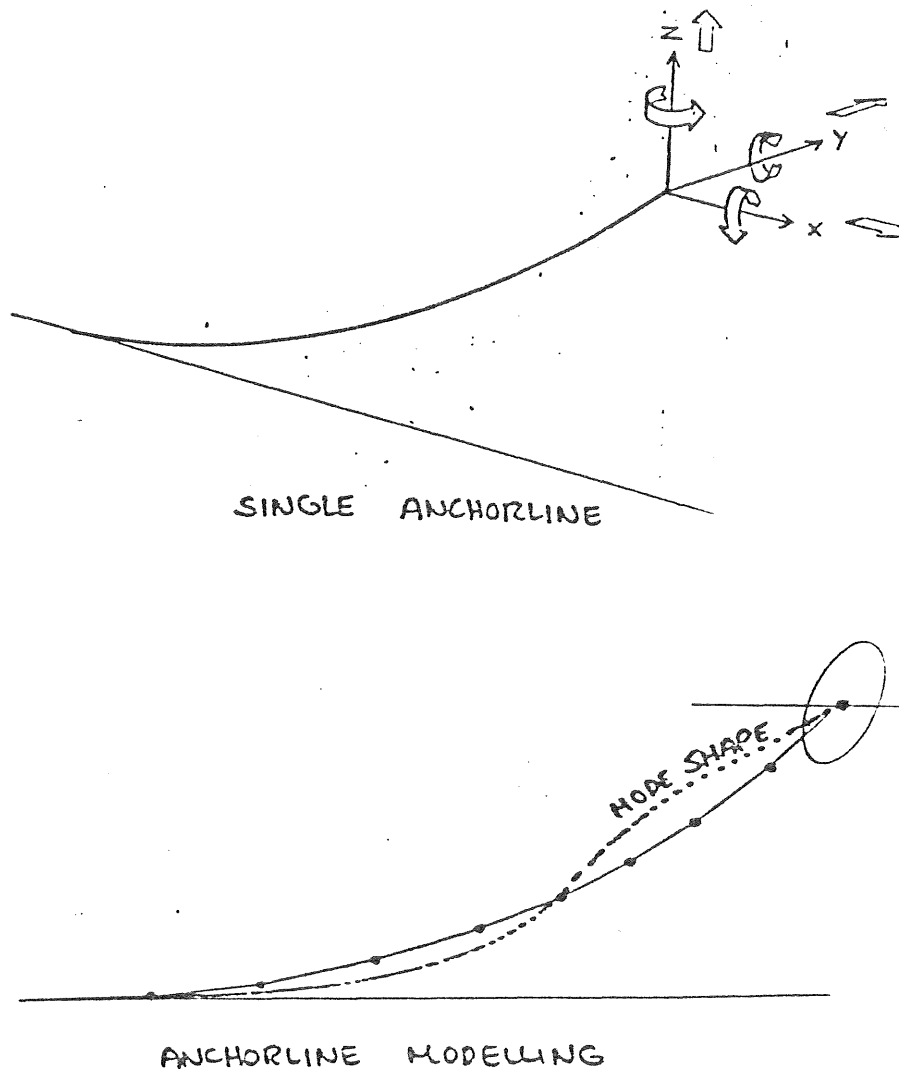
I tillegg ble de høyfrekvente, bølgeinduserte bevegelser simulert for irregular sjø og resultatet fra den dynamiske analyse viste et linestrek 30-40% høyere enn for tilsvarende kvasistatisk analyse.



Figur 6b.

Det er kanskje viktig å gjøre oppmerksom på at dette linestrekket er et resultat av både saktevarierende bølgedrift krefter og en transient som skyldes de hurtig varierende oscillerende beveselser indusert fra bølgene.

I tillegg til en analyse av dynamikken av det totale system er det vel så interssant å se på dynamikken av det lokale system dvs av enkelt linene, figur 7.



Figur 7.

Bevegelsene av linen ved fairlead vil man kunne få som output fra total-analysen og det synes åpenbart at hvis man er i et resonansområde for transverselle svingninger vil man oppleve meget store linestrek. Det eksisterer mer eller mindre ferdige programmer som gjør slike analyser ved f eks finite element modellering av enkelt-liner.

Betydningen av lokal-dynamikk ligger kanskje først og fremst i den innverkning disse påkjenninger har for utmatting.

Tillslutt vil jeg si at vi ikke regner det som sansynlig at ethvert forankringssystem vil bli analysert dynamisk i fremtiden ettersom slike analyser kan bli svært kompliserte og kostbare i computertid og manntid.

Snarere er vi av den oppfatning at fremtidige dynamiske analysemodeller vil være et nyttig kalibreringsverktøy med henhold på de designkriterier og sikkerhetsfaktor som skal legges til grunn ved bruk i en kvasi-statisk analyse.

Hosøy/Martinsen, Aker Engineering "Prinsipppløsninger / problemstillinger og generelt om hovedkomponenter i et forankringssystem".

Aker Engineering är på förankringssidan involverade i undersökningarna av Mehlums våglinser. Dessa består av 30-50 st 50 x 100 m stora element som skall förankras ett stycke under vattenytan.

Svårigheterna i samband med dimensionering av förankringar beror på bl a

- dåligt analysunderlag
- dåliga kriterier
- begränsade möjligheter till utvärdering

Verdien av erfaringsgrunnlaget må sees i lys av følgende faktorer:

- kostnadsandel (knappt 10% för ett borrhartyg medan andelen för våglinserna är minst 30%)
- virkningen av marine operasjoner
- bruddårsaker (2/3 pga hantering, vinschar etc)
- lite og dårlig difinert informasjon

De viktigaste faktorer ved valg av et forankringssystem:

1. Belastning av liner og ankere.
2. Interferens med nærliggende fartøyers forankringssystem.
3. Beslaglegging av areal på sjøbunnen.
4. Posisjoneringsevne.
5. Undertrykking av fartøyet's dynamiske bevegelser.
6. Installasjonskostnader, håndtering.
7. Reperasjons - og vedlikeholdskostnader.

Dybdebegrensninger bestemt av:

- Lokale værforhold
- Egenperioder
- Statistiske og dynamiske bevegelser
- Operasjonskrav

Kategorier av förankringssystem

1. Kedjelinjeförankring
2. Sträckt förankring
3. Förankring i bojar

Ankarlinekonfigurationer

1. Spridd förankring
2. Parallell förankring
3. Single anchor leg mooring (SALM)

Ankarkategorier

1. Drag embedment
2. Plate
3. Pile
4. Solid anchor
 - Deadweight
 - Box

Kategorier av ankarlinor

1. Kjätting
2. Wire (Stålwire)
3. Fiber

Komponenter:

Bojar, klumpvikter (sänken), schackel och knutar.

Ankerets holdekapasitet

$$\text{- Effektivitet} = \frac{\text{Holdekapasitet}}{\text{Vekt}}$$

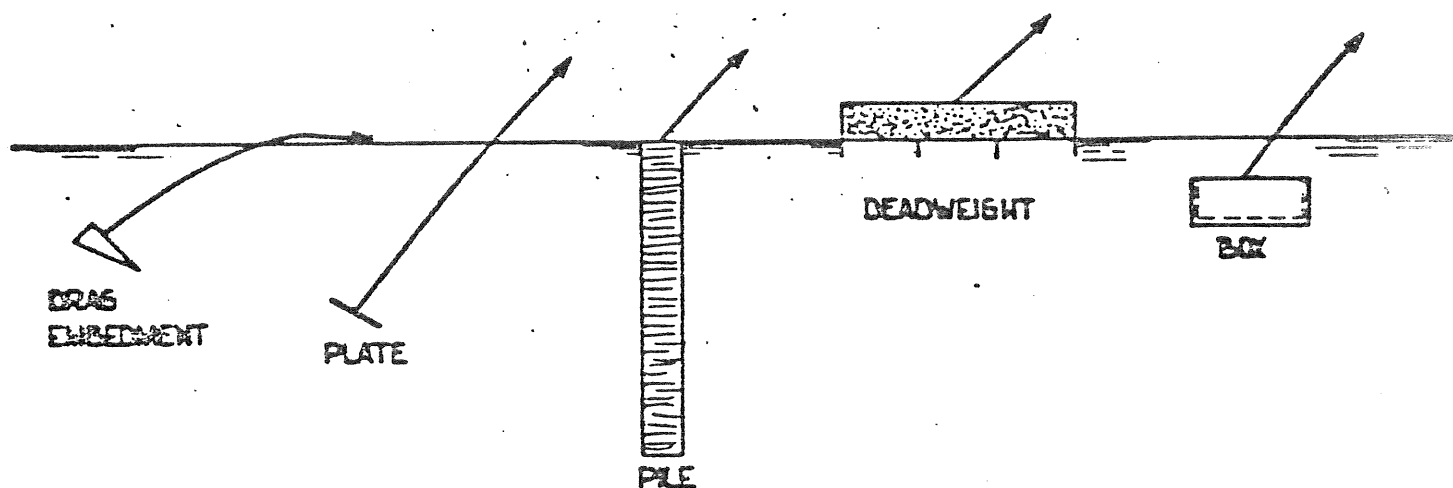
- Korttids holdekapasitet (i regel för 100 års-krafter).
- Langtids holdekapasitet.

Här betyder langtids holdekapacitet den minsta statiska kraft som

behövs för att dra loss ankaret. Jordarteines permeabilitet är en avgörande faktor.

- Dynamisk holdekapasitet

Ankarkategorier



Utläggningssmetodiken är viktig särskilt för dragankare. Ankaret måste vara stabilt så att det inte kantrrar vid belastning.

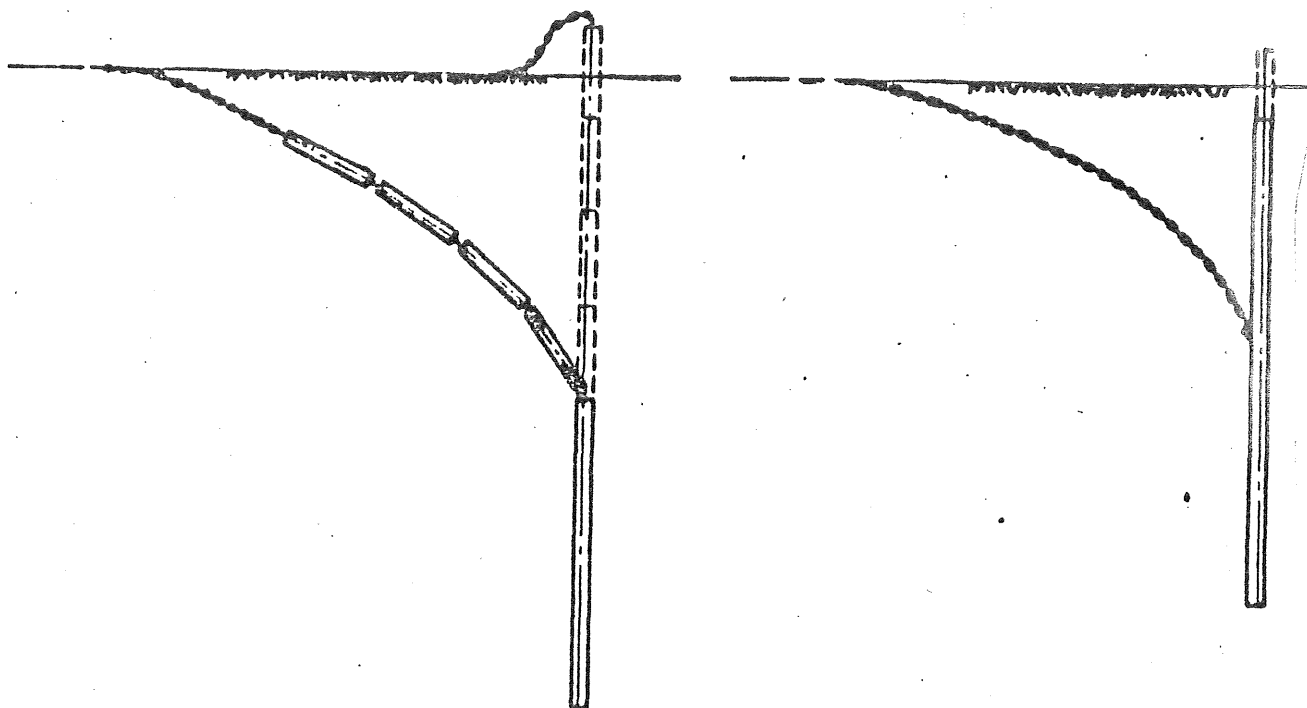
Effektiviteten kan uppgå till 80-100.

Plattankare kan sjutas ner 5-15 m i botten. Effektiviteten kan uppgå ca 200.

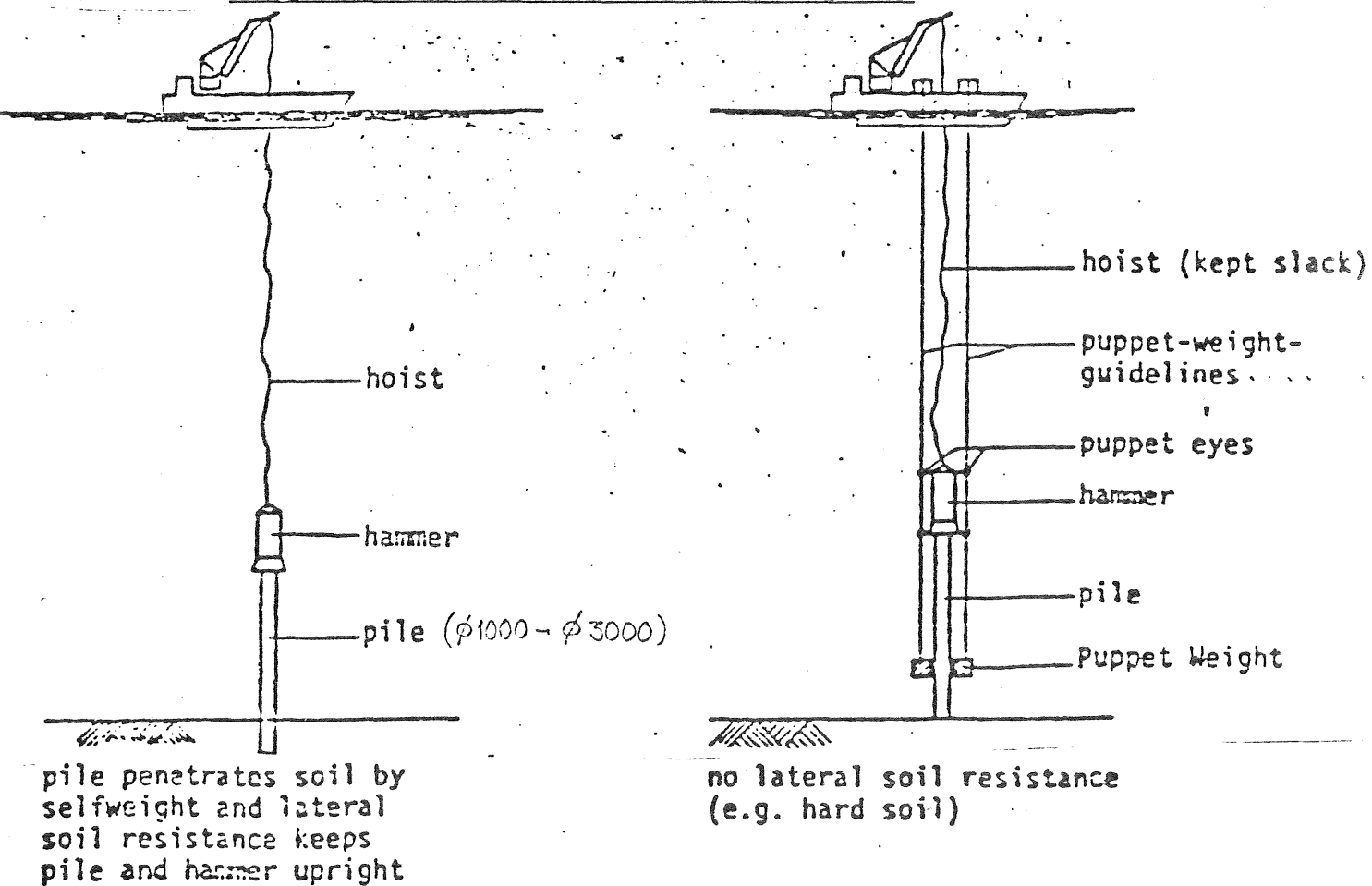
Pelarna kan vara slagna eller boppade. Vertikalkapaciteten är stor medan effektiviteten horisontalt kan vara så låg som 5.

Dödviktsankaret utgörs av f eks en kasse fylld med sten eller järnskrot.

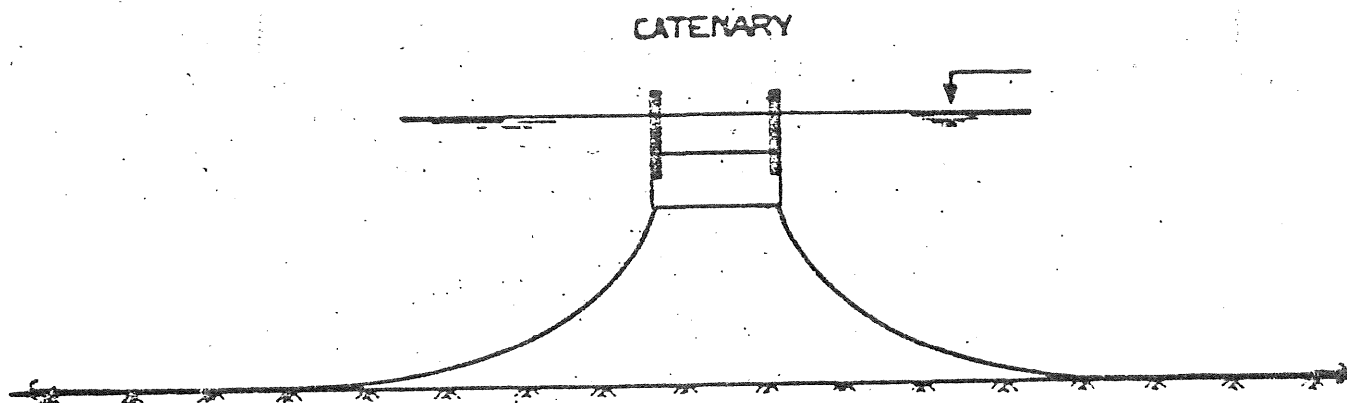
Olika arrangemang för pålankare.



Slagning av pålankare med puppetsystem.

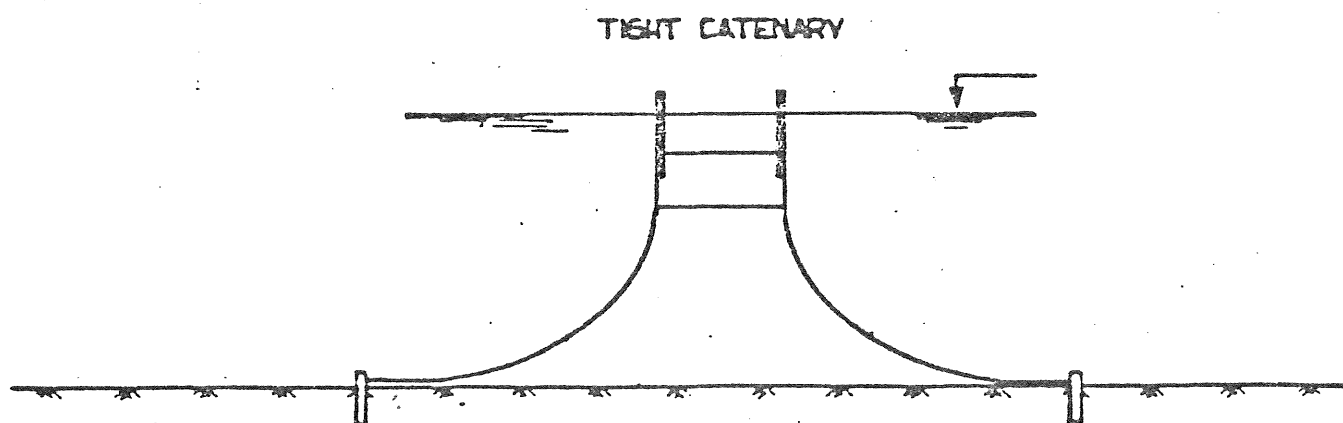


Katenarieförankring, se figuren.



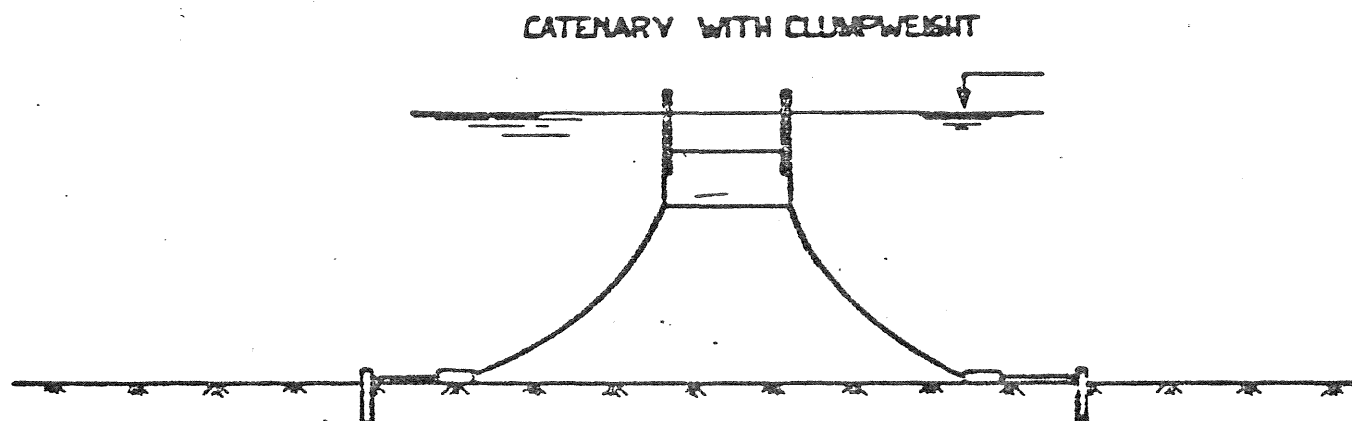
Egenskaperna bestäms av linans vikt. Längden skall vara så lång att kraften på ankaret alltid är horisontell. Förankringen tar stor plats. Slitaget mot botten är stort särskilt när denna består av berg och sten.

Smal katenarieförankring, se figuren.



Systemet är styvare än föregående. Ankaret kan även klara vertikalkrafter.

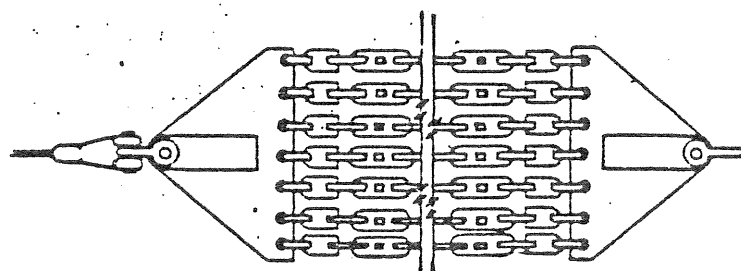
Katenarieförankring med klump, se figuren.



Så länge klumpen ligger kvar på botten är systemet styvare än föregående, men det är mjukare under extrema förhållanden. Utformning av klumpvikt beror bl a av bottenförhållandena.

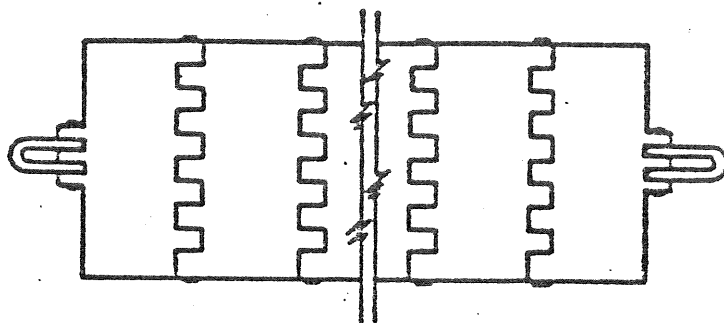
Infästningen av ankarlinan är en kritisk punkt och detaljutformningen är därför viktig.

Klumpvikten kan t ex utformas som parallellformade kättinglänkar, se figuren



PARALLELLKOBLEDE KJETTINGLENKER

eller som ledade plattor, figuren



LEDDET PLATE

Klumpviktens inverkan på katenarian framgår av diagrammet på nästa sida.

TILBAKEFØRINGSKRAFT (TFK) OG LINESTREKK (LS) VERSUS HORIZONTAL FORSKYVNING

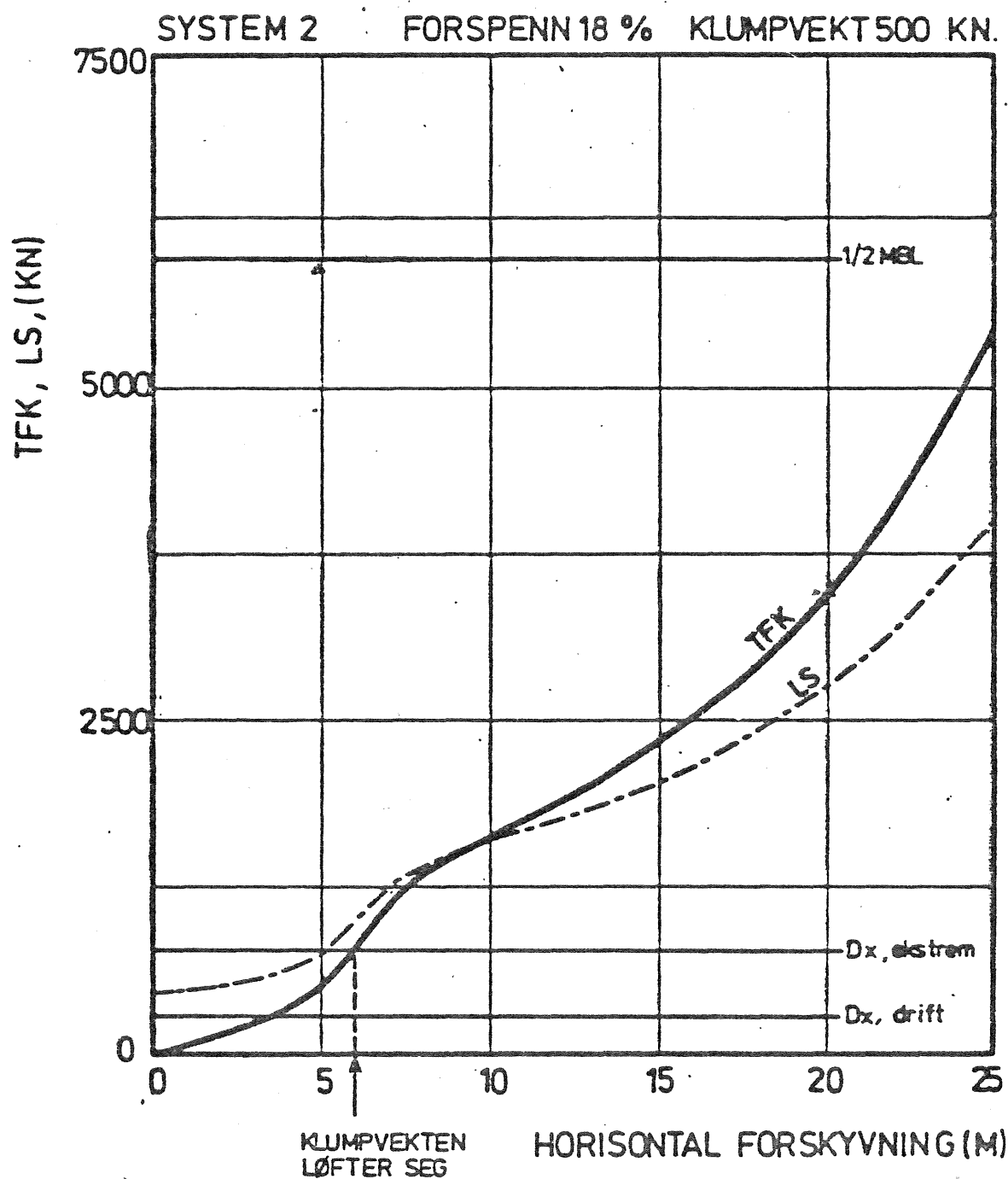
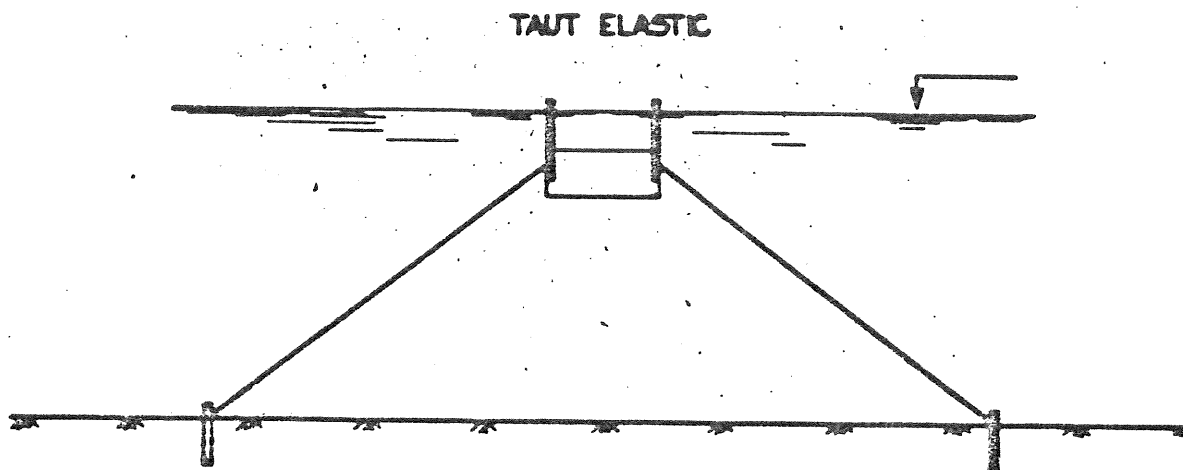


FIG. 9

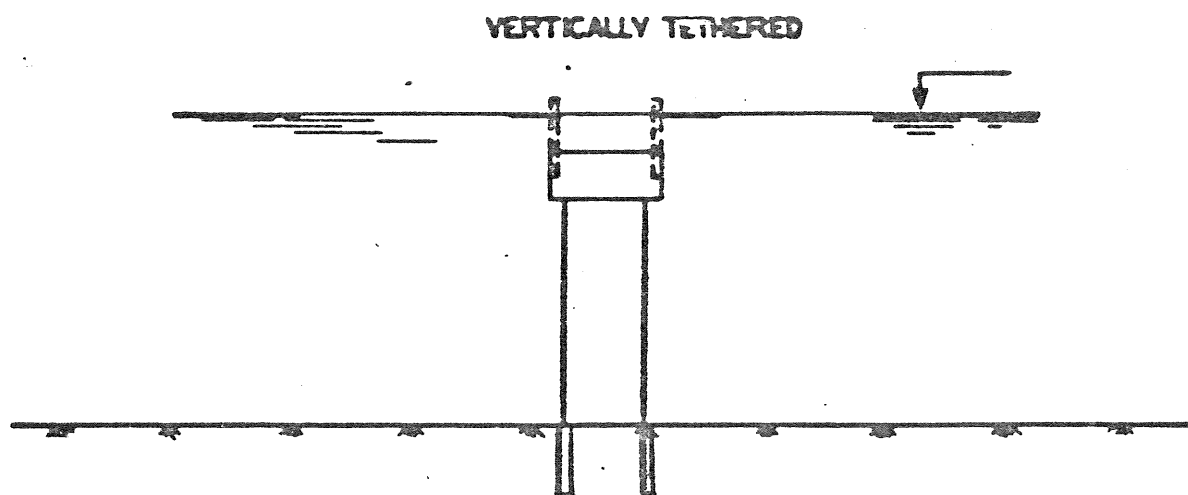


System med sträckt förankring använder sig av elastiska linor varvid elasticiteten hos systemet ökar med längden på linan.

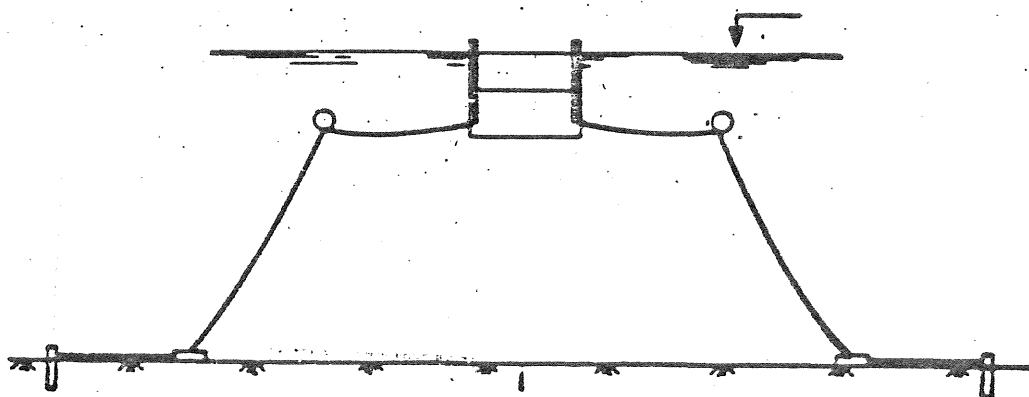


Högrekventa belastningsväxlingar kan för fiberlina ge så hög värme i kärnan att denna smälter!

Figurerna visar ett par system med sträckt förankring. Vertikal förankring brukar vara förspänd vilket innebär att flytkroppen är nerdragen mer än vad som motsvarar dess egen vikt.



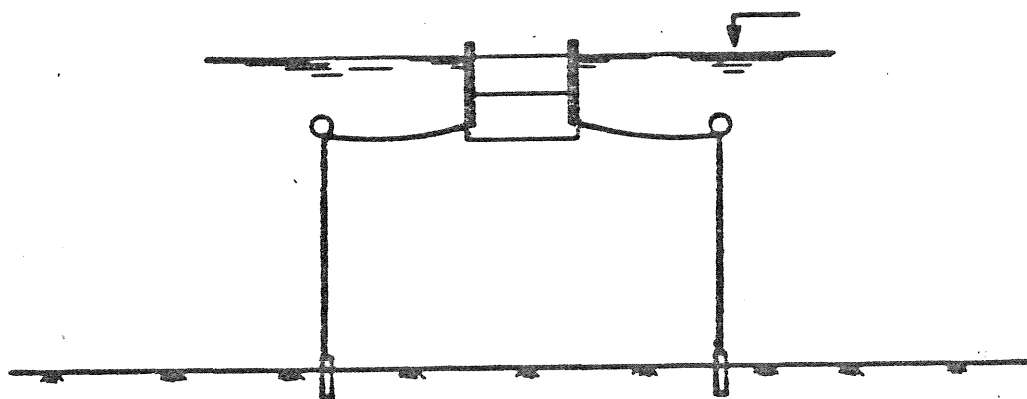
Förankring i lera på detta sätt kan vålla problem av olika grad p g a kombination av permanent utdragskraft och växlande belastningar. Ett sätt att klara detta är att använda en tyngd som då arbetar för normala vågor medan pålankaret träder i funktion vid mer extrema förhållanden.



Systemet har fördelar m h t positionering och underhåll.

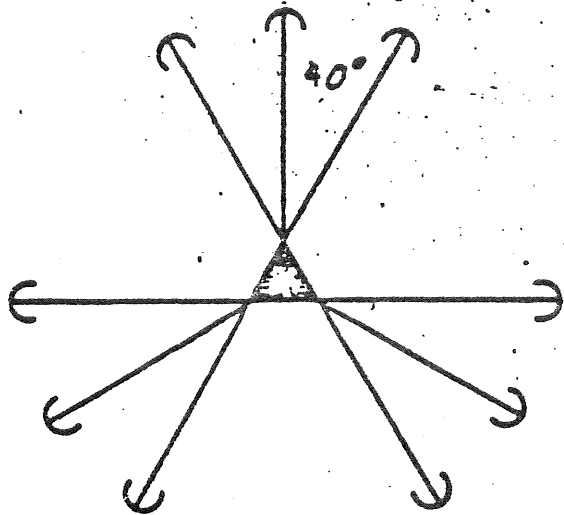
Nackdelen är att en extra komponent införs vilket ger extra infästningar, och vågkraften direkt på bojen kan ge ogynnsamma belastningar.

Typiskt för sträckta system är deras ringa utrymmesbehov och stora krav på förankringarna.

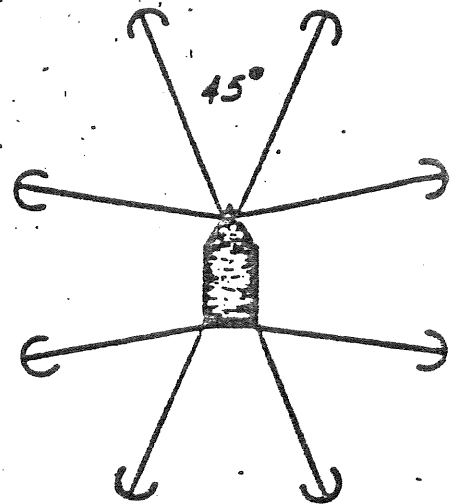


Linkonfigurationer kan utformas på ett flertal sätt, se figurerna på följande sidor.

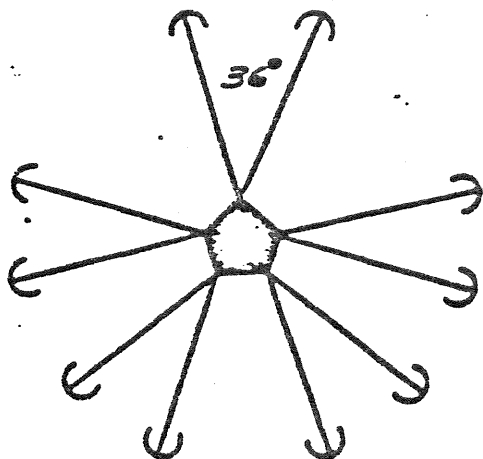
FIGURE 1
TYPICAL SPREAD WIDGING PATTERNS



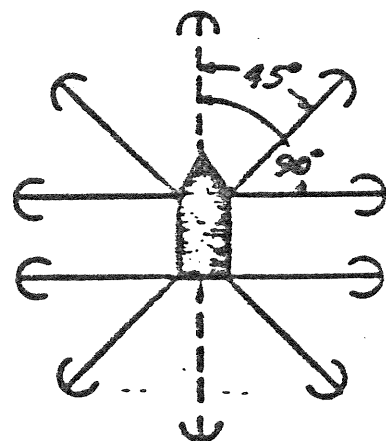
a) SYMMETRIC NINE LINE



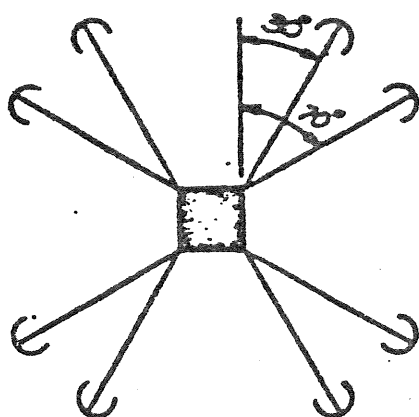
b) SYMMETRIC EIGHT LINE



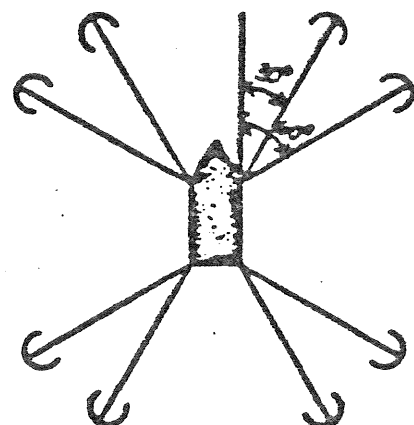
c) SYMMETRIC TEN LINE



d) 45°-90° EIGHT LINE &
45°-90° TEN LINE

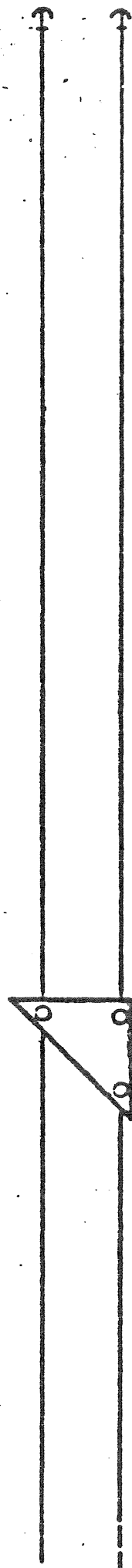
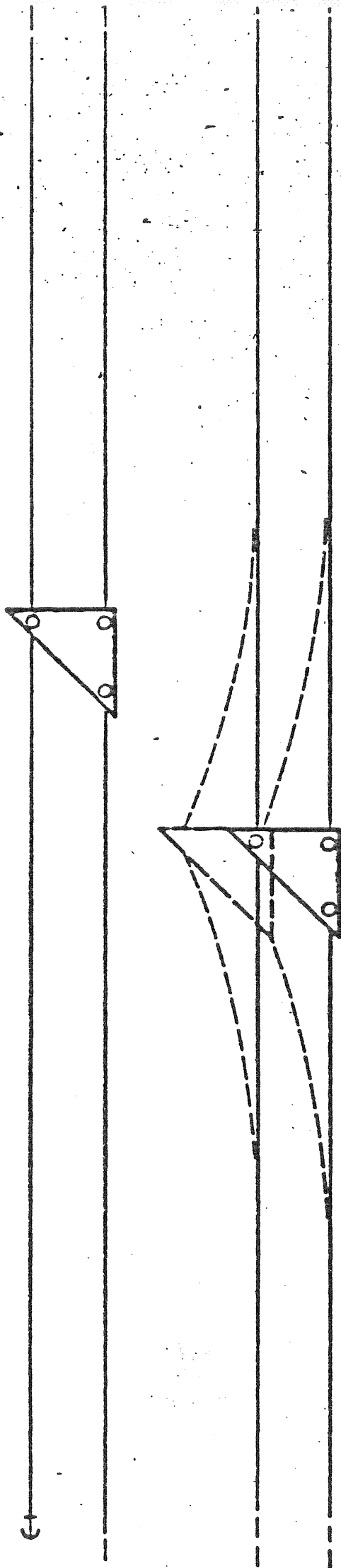


e) 30°-70° EIGHT LINE



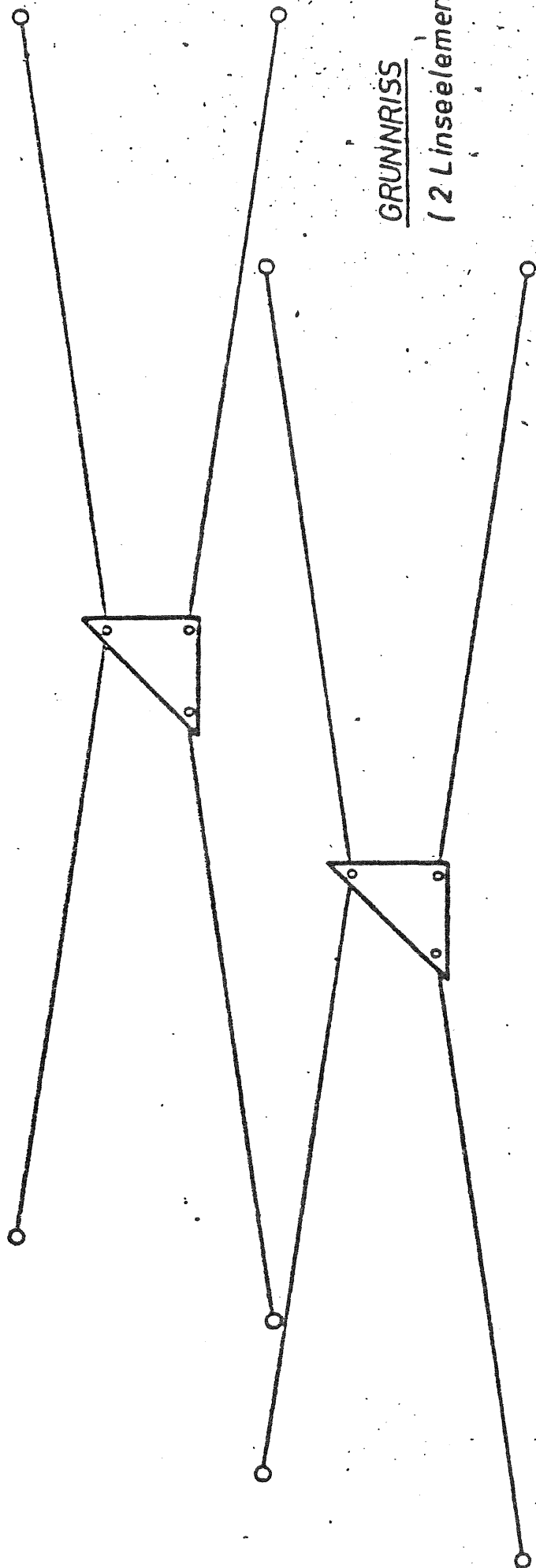
f) 30°-60° EIGHT LINE

GRUNNRIS
(3 Linselementer)

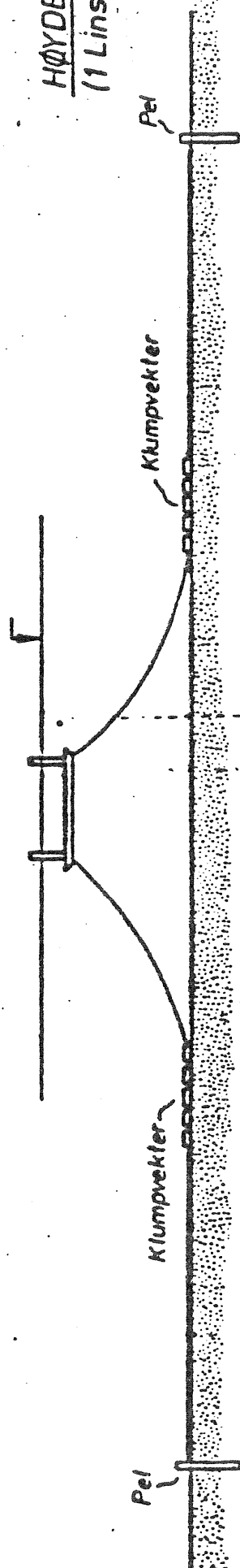


PARALLELT FORANKRINGSSYSTEM
Vedlegg 2

Retning for
dømmingene



GRUNDRISS
(2 Linseelementer)



HØDERISS
(1 Linseelement)

FORANKRINGSSYSTEM
(Spesialvariant)

Vedlegg 5

Retning for
dønningene

Problemfaktorer i samband med förankringar.

- Samtidighet av belastningar
- Utmatting
- Varmegang (kunstfiber)
- Mekanisk slitasje
- Jordartenes motstand mot dynamiska belastninger
- Deformasjoner av ankeret (kryp)
- Kortvarige laster (rykk) på ankeret
- Oppadrettede skrålaster på ankeret
- Kombinasjon av permanent uttrekkskraft og vekslende belastninger.

Bojkraftverkens økonomi tål ej overdimensionering av förankringar. Derfor bör det forskes mer på dessa faktorer med sikte på bättre designkriterier.

/

Anders Berg, Götaverken Arendal

"Problem i samband med förankringar på stora djup (~500 m)"

Ingenjörernas designproblem vid förankring av borrhullstformar togs upp. Dessa beror av de krav man ställer på förankrings-systemet.

Krav på systemet

Primärt

- a Positioneringsplattformen skall hållas på plats inom vissa gränser beroende på plattformens funktion.
- b Belastningsmaxspänningen i ankarlinorna måste hållas under vissa värden.

Med hänsyn till operationsförhållanden - $\frac{1}{3}$ av ankarlinans brottlaster

Med hänsyn till survivalförhållanden (överlevnad) - $\frac{1}{2}$ av ankarlinans brottlaster

Sekundärt

- c Låg vikt
- d Lågt pris

Problem vid större vattendjup

Långa linor ger svårigheter med:

Belastning

Positionering

Frågeställning:

I Vilken typ av förankringssystem skall användas?

Alternativ:

- 1 Kättingsystem
- 2 Wiresystem
- 3 Kombinerat wire-kättingsystem

II Hur många ankare ska väljas?

III Hur ska ankarmönstret se ut, dvs vilka vinklar mellan ankarlinorna ska väljas?

IV Vilken lindimension kan användas?

V Vilken möjlighet finns att ändra belastningen i linorna under operation?

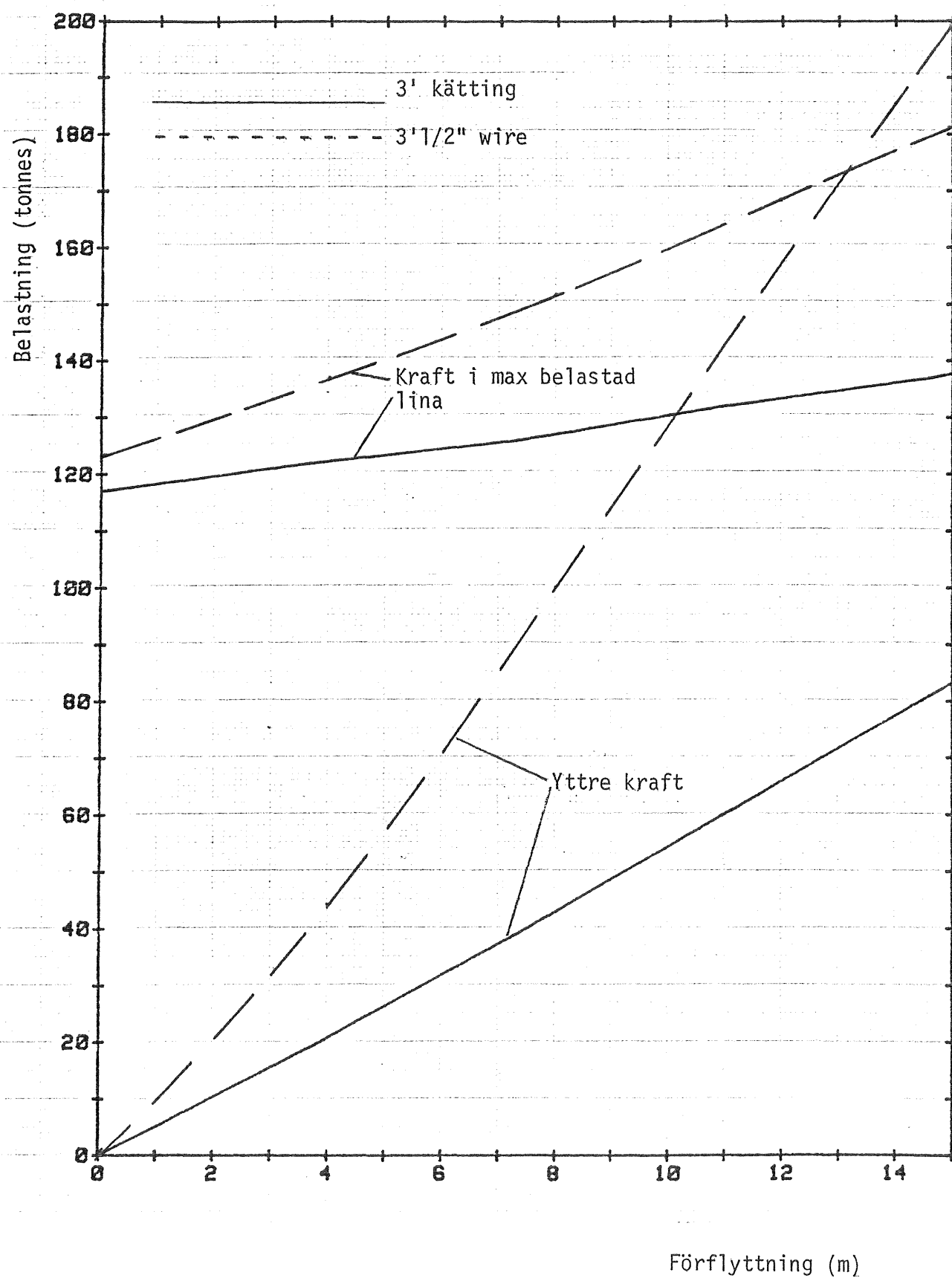
Exempel på kvasistatisk analys av olika förankringssystem

Figurerna visar skillnaderna mellan kätting och wiresystem, samt mellan konstant och under operation varierande förspänning. Förutsättningarna är 350 m vattendjup och ett osymmetriskt 10-ankarsystem.

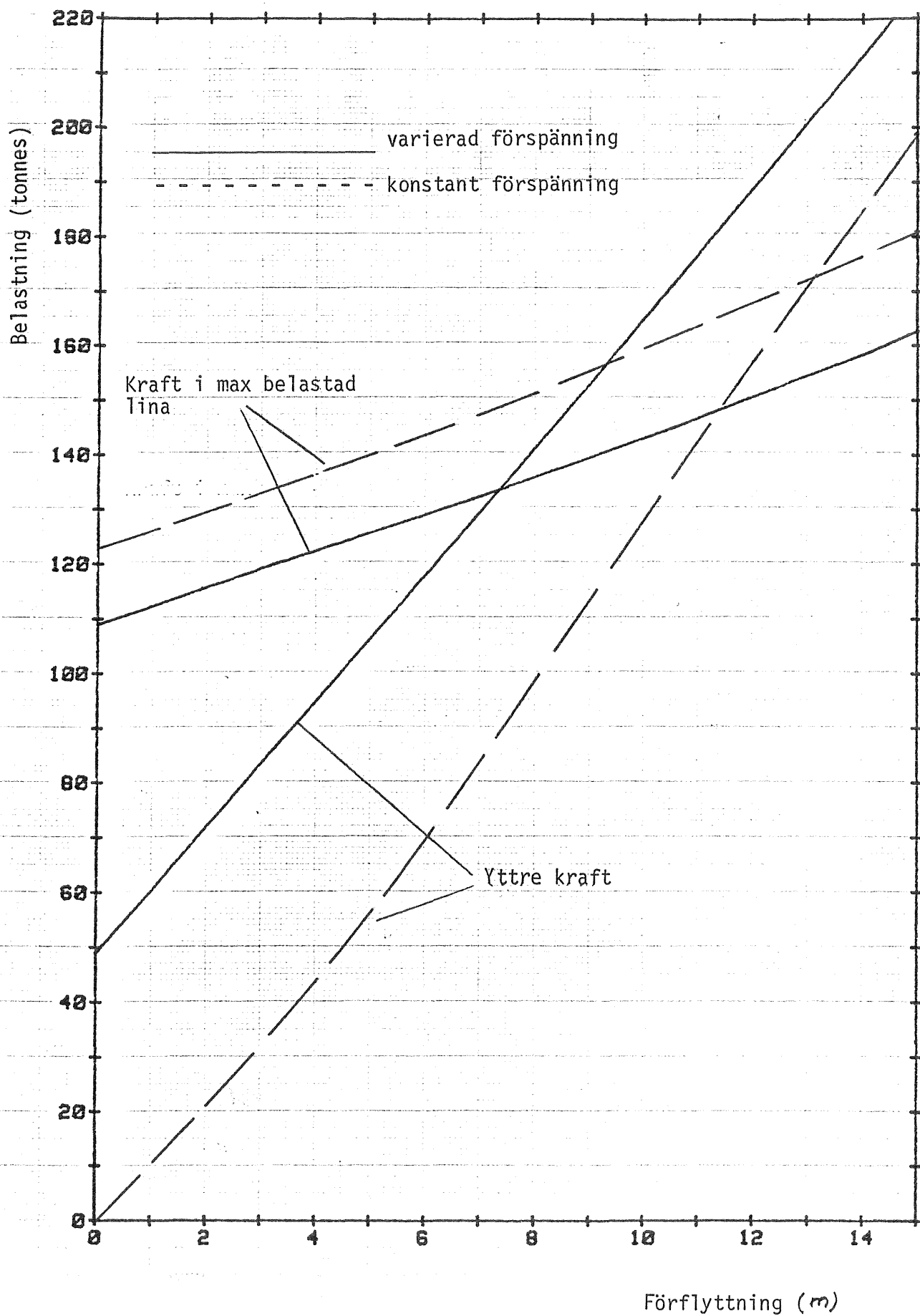
Wiresystem ger ett betydligt styvare system, dvs mindre förflyttning än ett kättingsystem vid konstant yttre last. Nackdelen med wire är dock i första hand att wiren slits mer mot botten samt rostar betydligt snabbare än kätting.

Finns det möjlighet att köra ankarspelen under operation, dvs slacka ankarlinorna i lä och ev sträcka upp i lovart innebär även det ett styvare system under förutsättning att yttre lastens riktning är konstant.

Kvasistatisk analys
Skillnad mellan kätting och wire system



Kvasistatisk analys
Skillnad mellan konstant och underoperation varierande förspänning



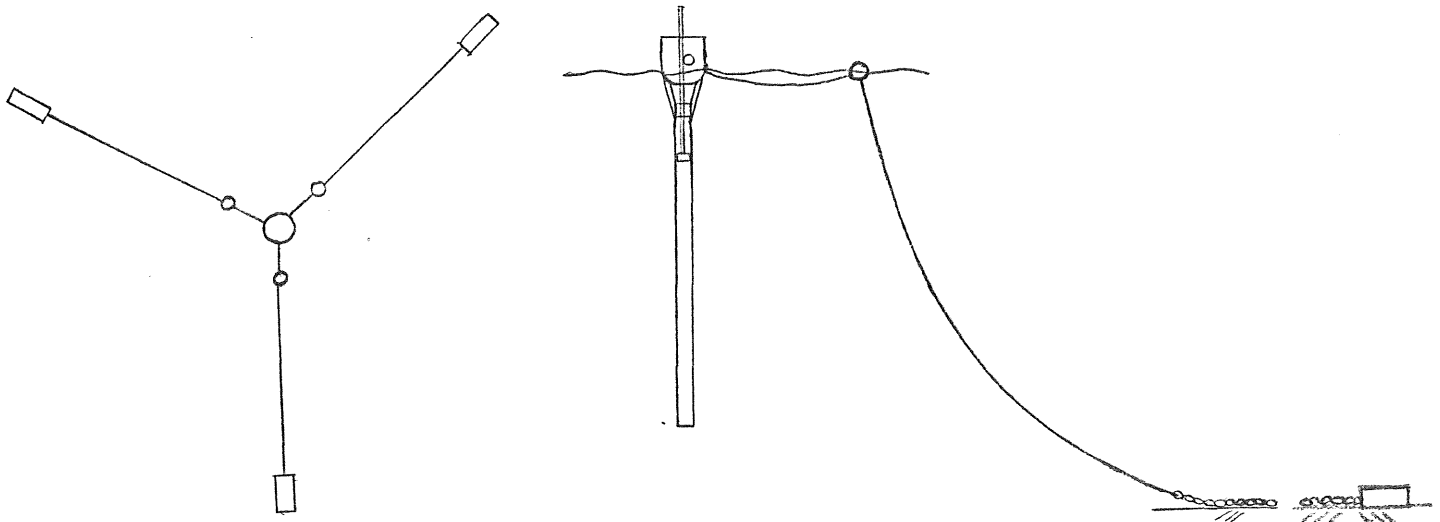
- / -

Lars Bergdahl, CTH,

Skiss till beräkningar av trepunktsförankrad vågkraftboj

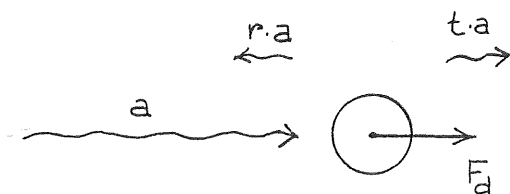
Under sensommaren 1980 har en boj med en totalvikt på ca 8 ton lagts ut nära kassunfyren Trubaduren för provning där.

Bojen förankras symmetriskt i tre riktningar, se figur. Eftersom förankringen i så liten grad som möjligt bör påverka bojens hävning är den horisontell ut till en blåsa varifrån en lina fortsätter ner till ankaret. Sista biten består av kätting.



Driftkrafter

Tvådimensioner, regelbunden våg



a = amplitud hos infallande våg

r = reflexionskoefficient (inkl inverkan av radierad våg)

t = transmissionskoefficient (inkl inverkan av radierad våg)

Driftkraften F_d kan då skrivas enligt t ex Lamb

$$F_d = \frac{1}{4} \rho g a^2 (1 + r^2 - t^2) \quad \dots (1)$$

Två dimensioner, oregelbunden våg

Enligt t ex Longuet-Higgins är driftkraften F_d i oregelbundna vågor proportionell mot kvadraten på den löpande tidsmedelvärde av $H_{1/3}$ eller H_s som i sin tur är proportionell mot $\sqrt{m_0}$.

$$F_d \sim H_s^2 = 16 m_0 \quad \dots (2)$$

Det förefaller lämpligt att försöka använda någon mer direkt egenskap hos vågtåget som t ex vattenytans avvikelse från medelvattenytan. Tidsmedelvärdet av vattenytans varians är lika med ytan under spektrum m_0 .

$$\frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \eta^2(\tau) d\tau = \int_0^\infty S(\omega) d\omega = m_0 \quad \dots (3)$$

där t är ett någrolunda stort tidsintervall.

Ersätter vi $\frac{1}{2} a^2$ i uttrycket (1) för driftkraften i regelbundna vågor med m_0 erhålles

$$F_d = \frac{\rho g}{2} \int_0^\infty (1 + r^2 - t^2) S(\omega) d\omega \approx \frac{\rho g}{2} (1 + r^2 - t^2) \int_t^{t+\Delta t} \eta(\tau) d\tau \quad \dots (4)$$

Men r och t är frekvensberoende $r(\omega)$ och $t(\omega)$ vilket inte skapar något problem i den vänstra integralen medan däremot valet av värden på r och t i den högra tidsintegralen är besvärligt. Om man vill studera korttidsvariationen i driftkraften är det svårt både att göra en bra uppskattning av vågspektrum $S(\omega)$ och att välja värden på r och t i tidsintegralen. Kanske skall man välja r och t med ledning av medelvågperioden under tidsintervallet t .

Tre dimensioner

För en sfärisk boj kan värden på koefficienten $C_d = (1 + r^2 - t^2)$ i uttrycket (4) erhålles från B Molin:

Computations of wave drift forces OTC 3627, 1979.

Krafter våg för våg

Bojens rörelseekvation i x-led kan approximativt skrivas lineariserad

$$(a_x + m) \ddot{x} + b_x \dot{x} + c_x \cdot x = a_x \cdot \dot{u} + b_x \cdot u$$

där x är bojens förskjutning i horisontalled

u " vattnets horisontella hastighet vid bojen

a_x och b_x är added mass resp added damping

c_x är förankringssystemets fjäderstyvhet i horisontalled.

Vertikalrörelsens inverkan på de horisontella lasterna försummas t v.

För en angripande våg $\eta = a \sin(kx - \omega t)$ erhålles den horisontella amplitudresponsten till

$$\frac{x_0}{a} = \frac{\sqrt{(a_x \cdot \omega)^2 + (b_x \cdot \omega)^2}}{\sqrt{[c_x - (a_x + m)\omega^2]^2 + (b_x \cdot \omega)^2}} \quad \dots (5)$$

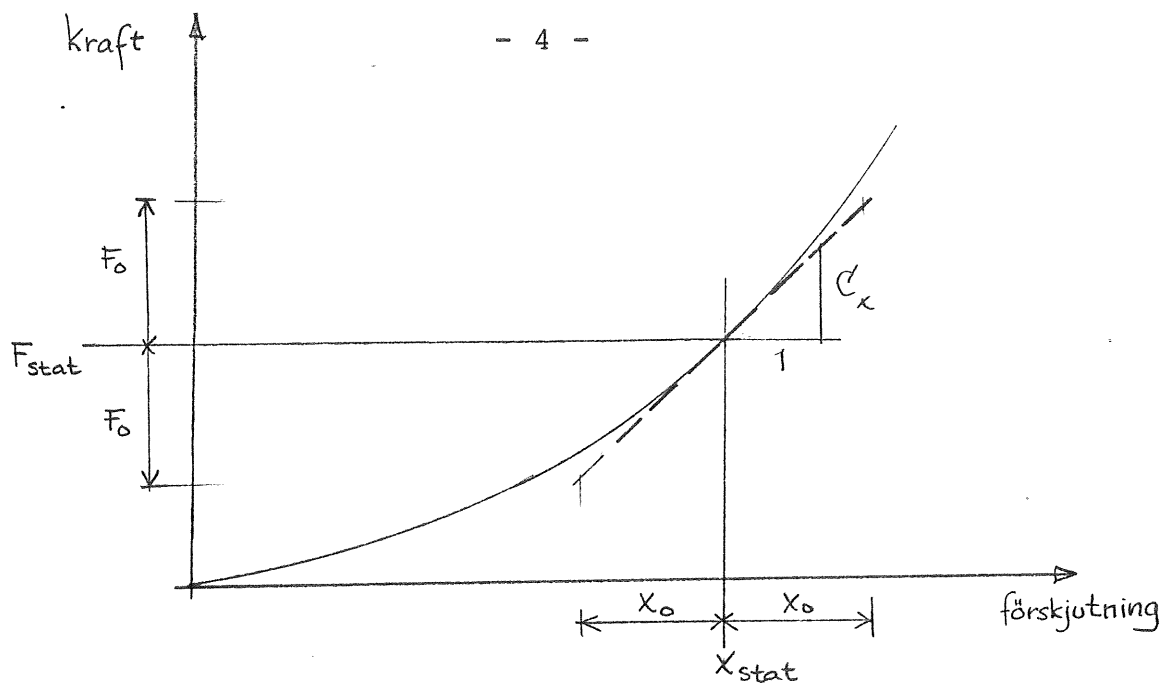
där x_0 är röresleamplituden i horisontalled. Kraftamplituden erhålles vidare till

$$F_0 = c_x \cdot x_0$$

Totalkraft

Linkrafterna och förskjutningen vid de kvasikonstanta vind-, ström och driftkrafterna (F_w, F_D och F_j) beräknas först med det korrekta kraft - förskjutningssambandet. Sedan beräknas c_x som en tangentmodul till kraft- förskjutningssambandet. c_x används sedan i uttrycken för vågkraften (5) o (6)

Kraft och förskjutningskurvan kan ha följande utseende:



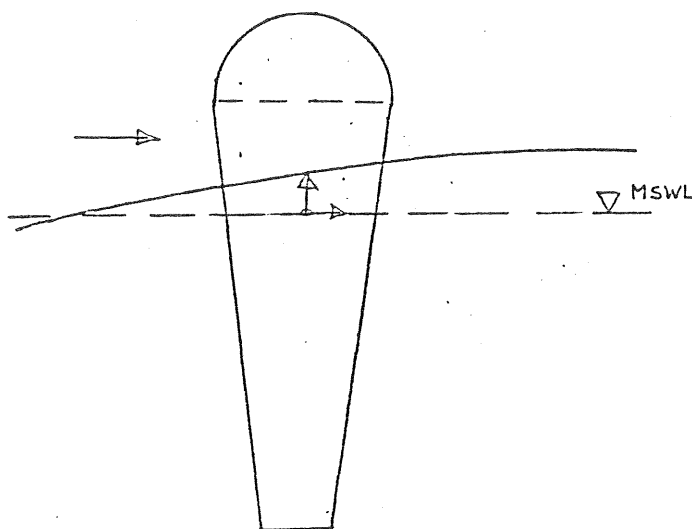
Svängningsamplituden x_0 får inte vara alltför stor, relativt x_{stat} om approximationen skall kunna vara användbar. Det kan noteras att ju fler linor systemet omfattar ju mer linjär blir kraft- förskjutningssambandet. Total maxkraft blir slutligen

$$F_{max} = F_w + F_D + F_d + F_0$$

Kjell Arne Nyhus, NHL

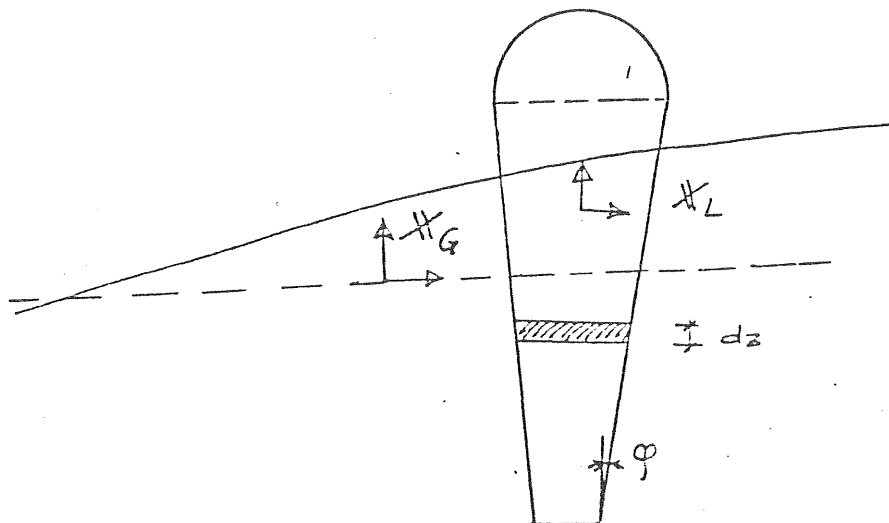
Beregning av hydrodynamiske krefter på bøye

Beregningen benyttes for å beregne krefter og bevegelse av "Duppen".
Et bølgeenergikonsept som blir utviklet av K. Budal og J. Falnes,
Norges Tekniske Høgskole (NTH).



Det spesielle ved konstruksjonen er at den er liten sammenlignet med bølgehøyden. Dette medfører at kreftene må beregnes på den alltid vetede overflate, noe som introduserer ikke-lineært kraft/bølgehøyde forhold.

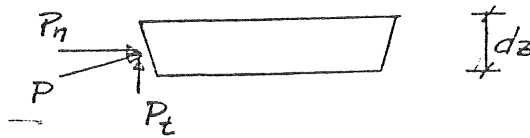
En annen ikke-linearitet som må tas med, er bøyas egen bevegelse (spesielt viktig i vertikalretning). Dette gjøres ved at kreftene beregnes i et lokalt aksekors X_L som følger bøya og det dynamiske ligningssystemet løses i et globalt aksekors X_G som er i ro i rommet.



Sammenhengen mellom globalt og lokalt aksekors blir skrevet som:

$$X_G = X + X_L$$

der X er bøyas posisjon.



I beregningen er bøya forutsatt slank slik at stripeteorien benyttes. Kraften normalt til bøyas akse kan da skrives

$$dF_n = [(1+C_m)\rho A a_x - C_m \rho A \ddot{X}_x + C_D \frac{\rho d}{2} |U_x - \dot{X}_x| (U_x - \dot{X}_x) - \rho g A \theta] dz$$

Her er:

- ρ : massetetthet av vann
- A : tverrsnittsareal
- a_x : partikkelakselerasjon i bølgen
- $\ddot{X}_x$: akselerasjon av stripa horisontalt
- C_m : massekoeffisient
- C_D : dragkoeffisient
- d : diameter
- U_x : partikkelhastighet i bølgen
- $\dot{X}_x$: hastighet av stripa horisontalt
- g : tyngdeakselerasjon
- θ : rotasjon av bøya

I bøyes lengderetning kan kraften skrives:

$$dF_t = \left[\left(\frac{dA}{dz} \cdot p - C_m \rho A |\phi| \ddot{x}_z \right) dz + P_0 \cdot A_0 - m_0 \cdot \ddot{x}_z \right]$$

der

- P : bølgetrykket
- ϕ : vinkel mellom vertikal og bøyeveggen
- $\ddot{x}_z$: akselerasjon av stripa vertikalt
- A_0 : horisontale flater
- m_0 : medsvingende vannmasser av horisontale flater

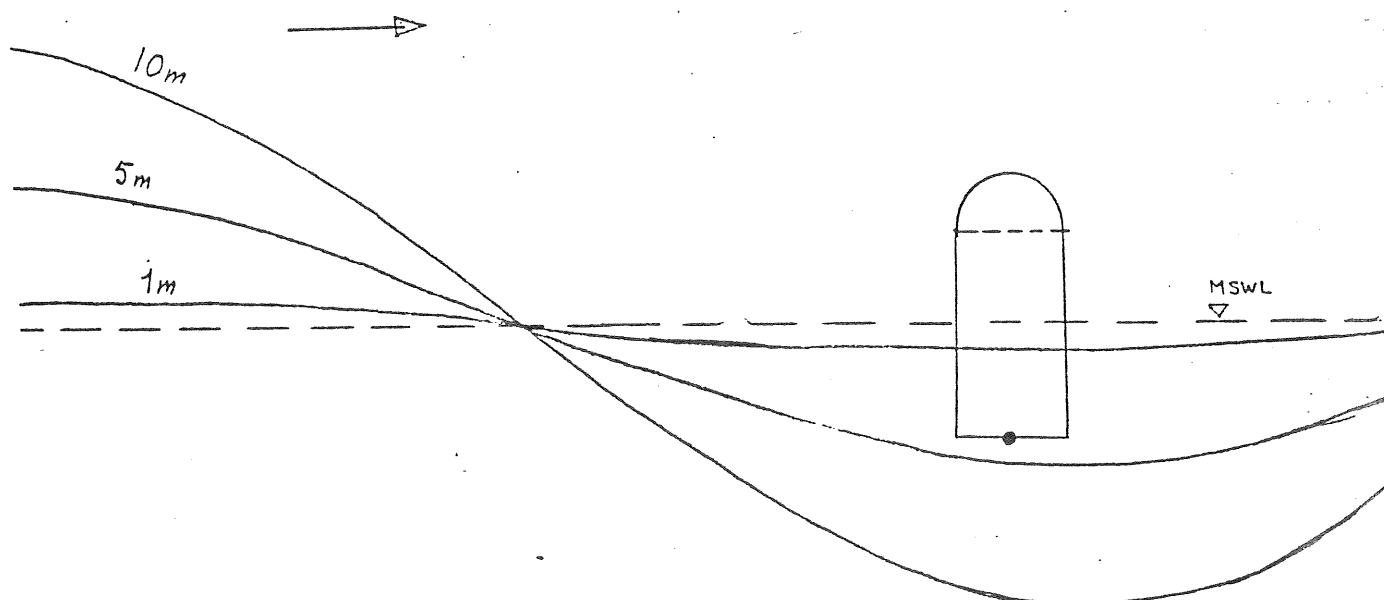
Det dynamiske ligningssystemet finnes ved å integrere kreftene over vetet del av konstruksjonen. Ligningene er satt opp under forutsetning av langhammede bølger slik at systemet har 3 frihetsgrader.

Etter arrangering av leddene kan ligningssystemet skrives:

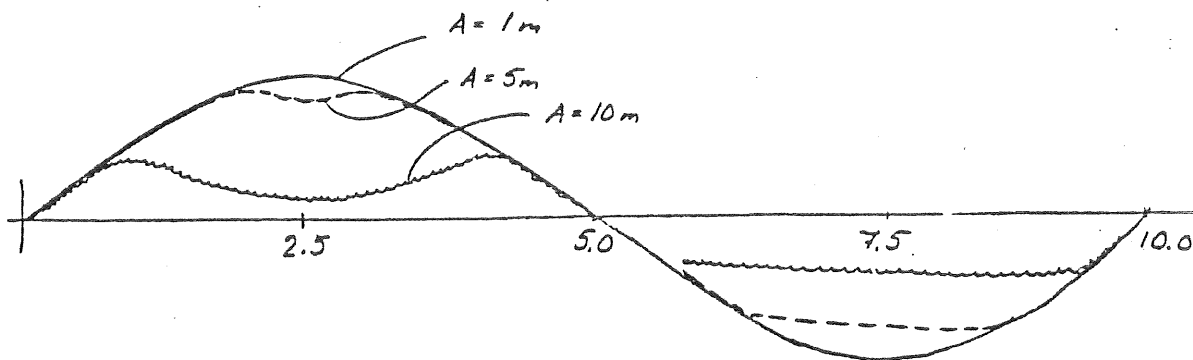
$$M(x, \ddot{x}) + C(x, \dot{x}, t) \dot{x} + K(x, t) x = F(x, \dot{x}, t)$$

Ligningene løses som simulering i tidsplanet.

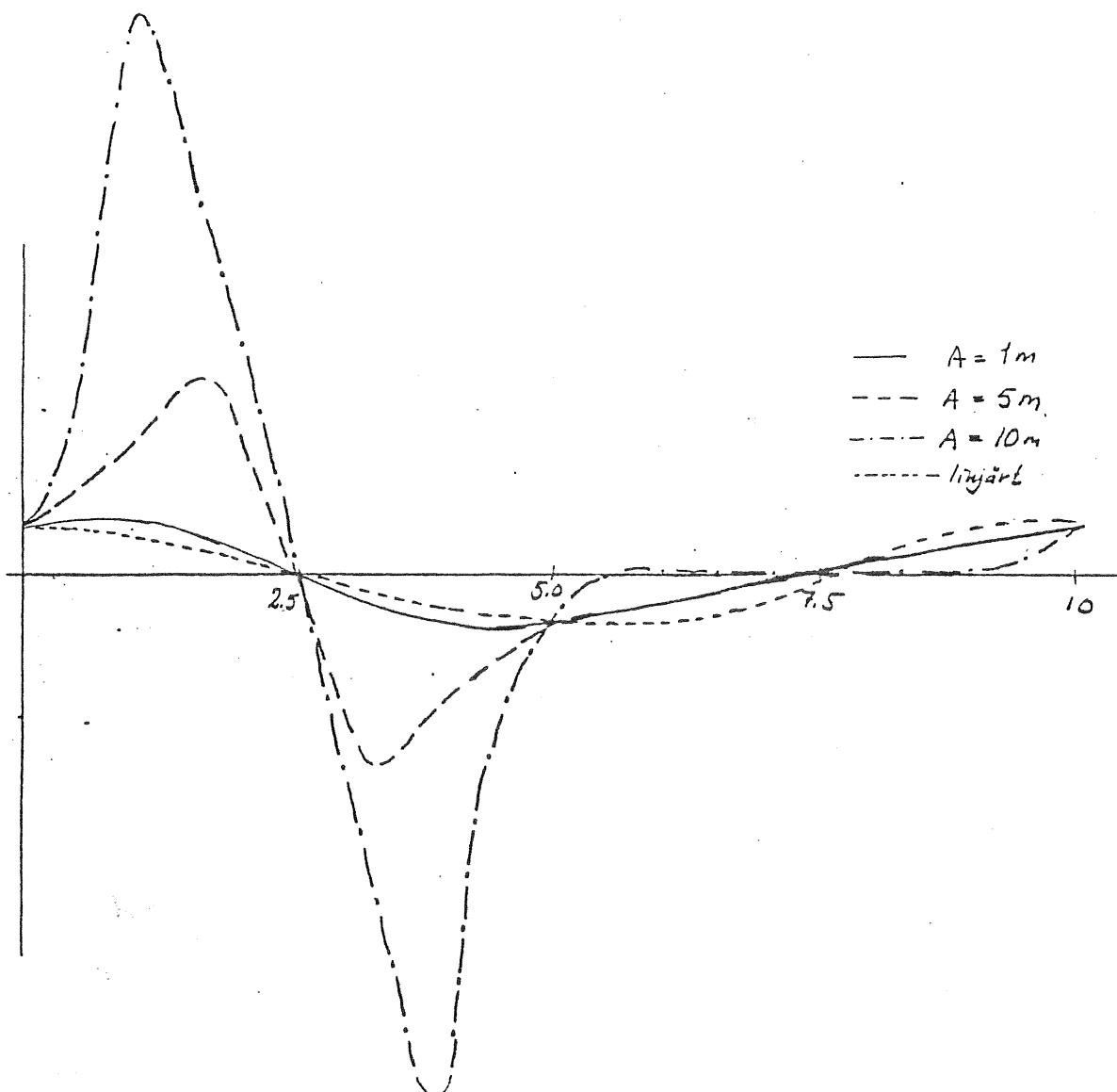
Eksempel på beregning av kreftene på fastholdt bøye:



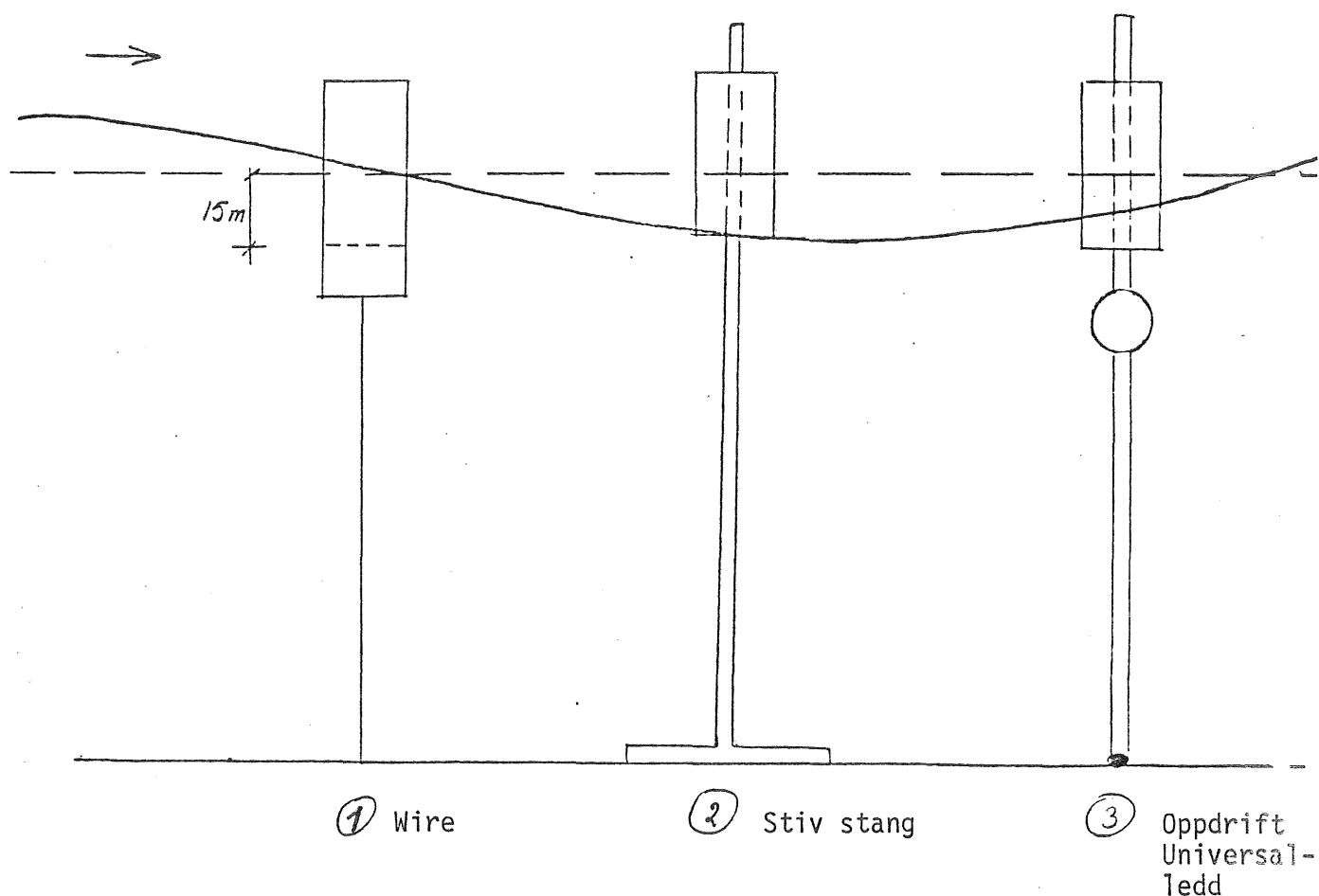
Vertikalkraft/Bølgeamplitude



Moment om bøyas underkant/Bølgeamplitude



Når bøya blir skylt over av bølgen, snur vertikalkraften 180° . Figurene er dividert på bølgeamplituden for å vise hvordan disse beregningene avviker fra lineær beregning. Spektralanalyser på slike konstruksjoner er ikke å anbefale.



For å utnytte bølgetrykket til produksjon av energi er det ønskelig å få konstruksjonen så høyt som mulig. Vanskeligheten er da at bølgedalen vil passere under bøya som dermed mister sin oppdrift. Forslag til å løse dette problemet er vist nedenfor. Forslag nr. 1 er trukket ned i sjøen slik at den aldri mister oppdriften, de to andre forslagene vil kunne holde bøya over vann i kortere perioder.

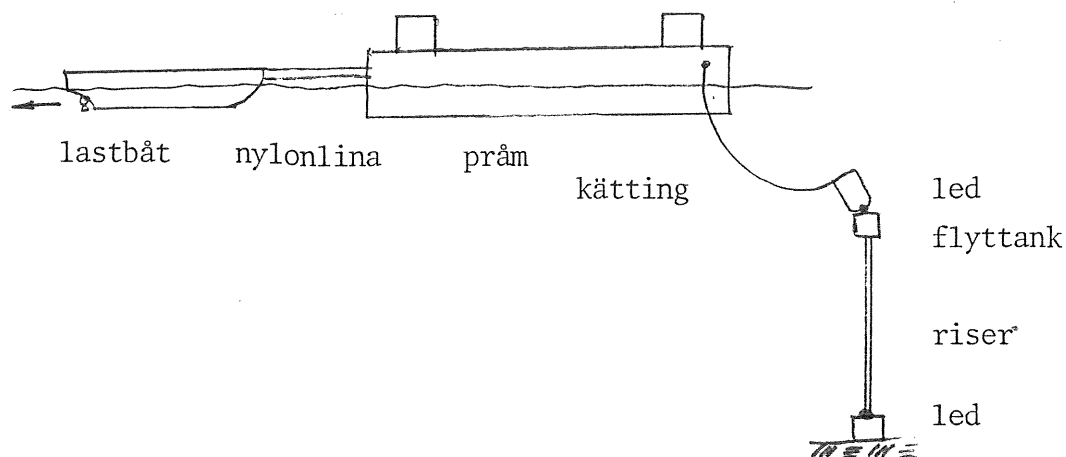
Claes Källström, SSPA

"SSPA:s verksamhet inom området förankringssystem"

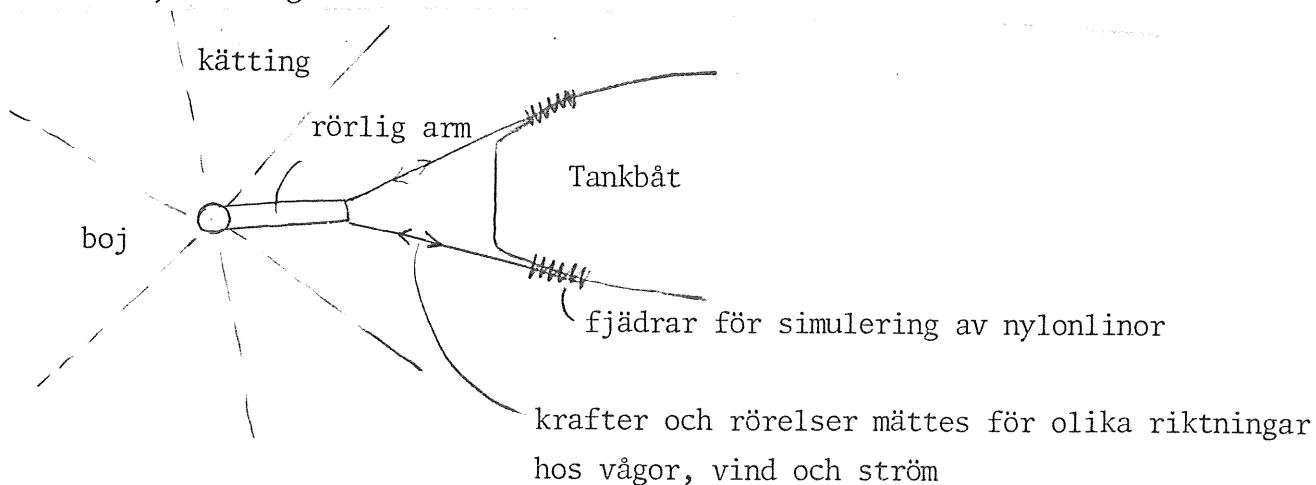
CK berättade till dia-bilder om bl a den nya MDL-bassängen (MDL= Maritime Dynamics Laboratory). Bässängen har måtten 88 x 39 x 3,5m. Ström, vind regelbundna och oregelbundna vågor kan genereras. Maximal höjd för regelbundna vågor är 40 cm. Vattendjupet kan varieras mellan 0 och 3,5 m.

Över bassängen löper en stor mätvagn, som är utrustad med datorer för mätning och styrning. Experiment med både fast inspänd modell och friseglande modell kan utföras.

CK berättade om en speciell förankringsstudie i MDL som avsåg en flytande ammoniakanläggning till vilken även en båt skulle kunna kopplas. Fabriken förtöjdes med en speciell förankring, se figuren

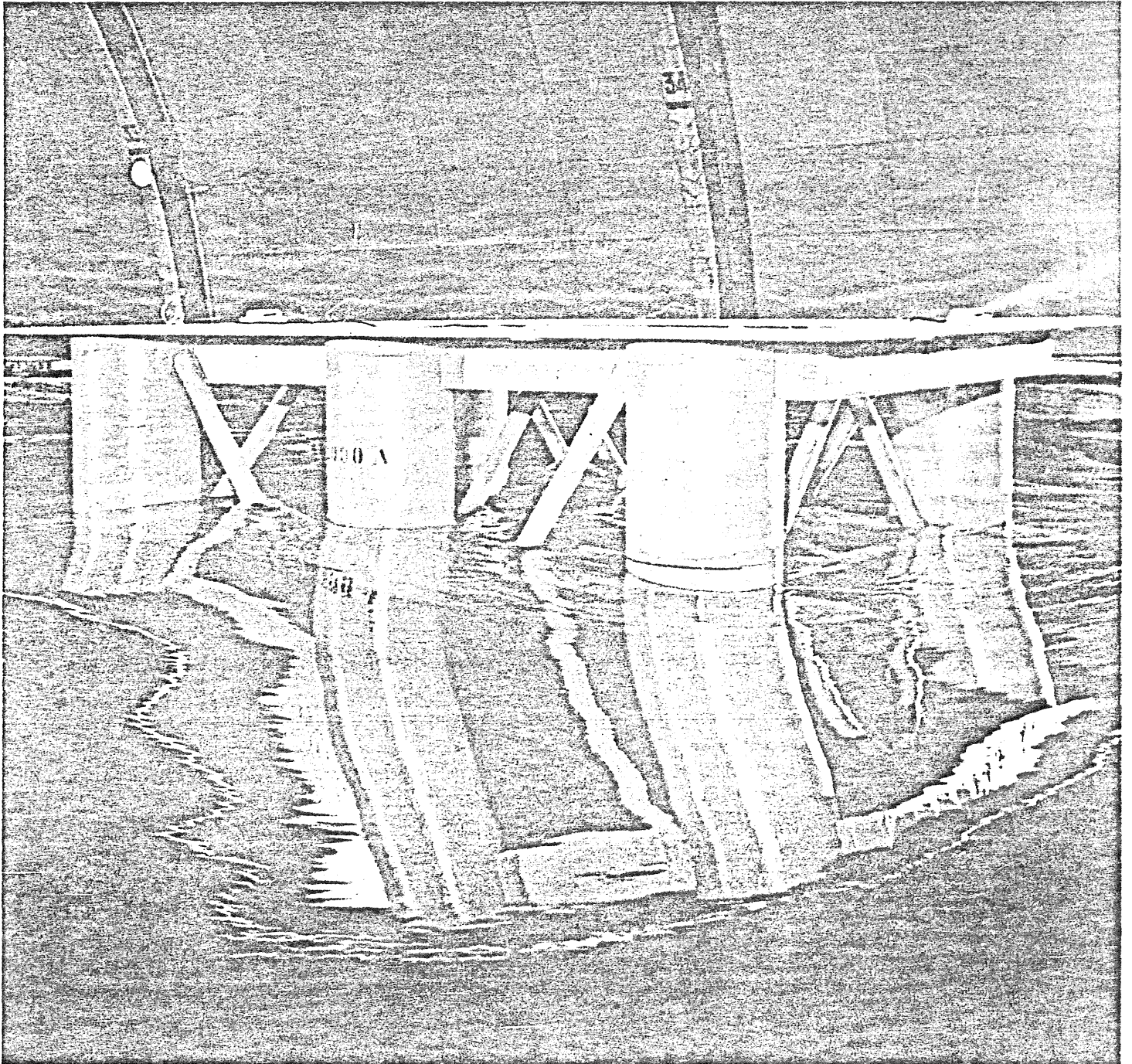


Även ett annat försök beskrevs; detta gällde förtöjning av en tankbåt, se figur



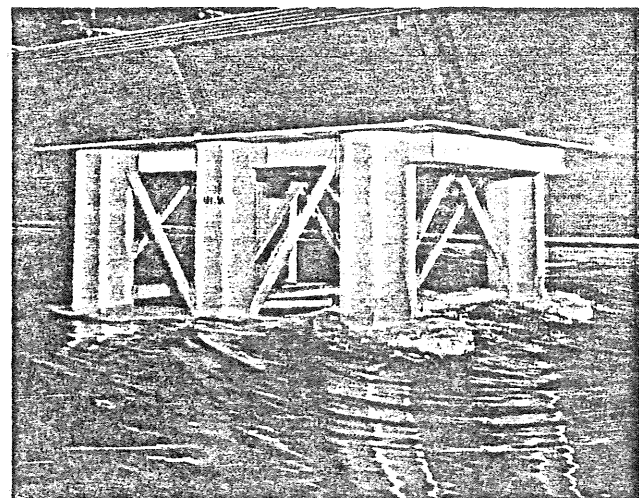
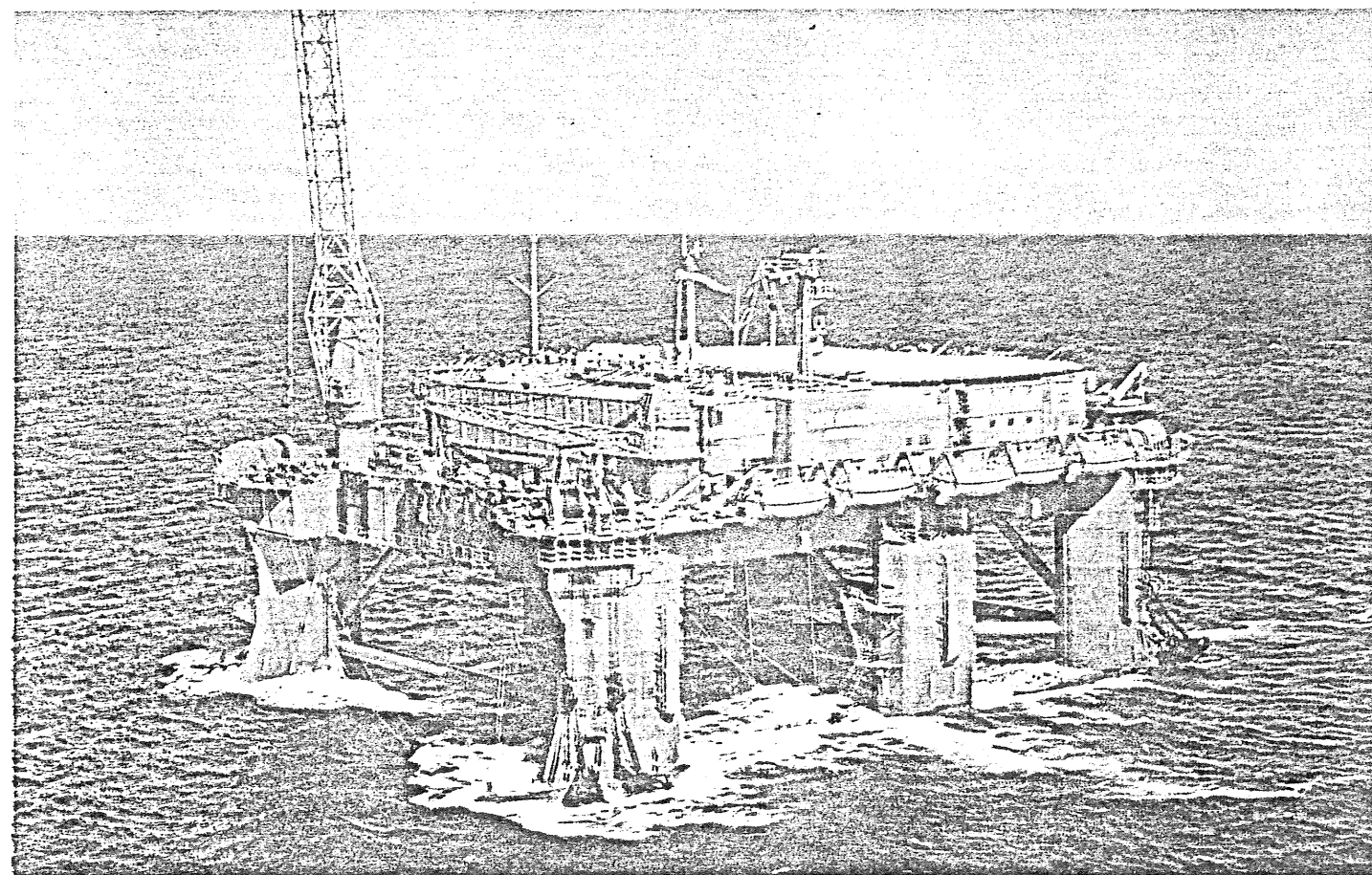
Besök på SSPA gjordes på tisdagen. Besöket inleddes med en illustrativ film om SSPA:s verksamhet. Därefter förjde en rundvandring med följande stationer: skeppsprovningssrännan, kavitationslaboratoriet, simulatören och manöver- och våglaboratoriet (MDL). Bifogade broschyr ger en exposé över SSPA:s mångskiftande verksamhet.

OFFSHORE ACTIVITIES AT SSPA



OFFSHORE TECHNOLOGY AT SSPA

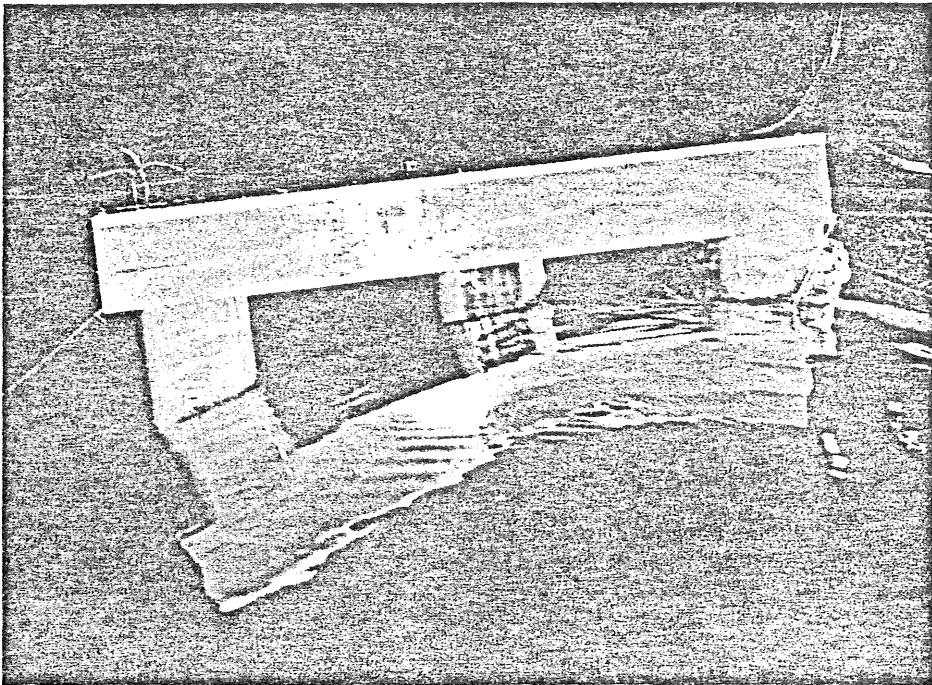
The SSPA has a long tradition of maritime research and development. The group is one of the world's leading authorities concerned with theoretical and experimental research within the fields of shipping, shipbuilding and offshore technology. SSPA's customers are shipowners and designers, offshore contractors and operators including oil companies, harbour and canal authorities resident in all parts of the world. The activities range from traditional ship and mobile vessel hydromechanics to offshore structure problems. With 40 years experience as a leading international consultant in hydrodynamics, naval architecture and marine technology the SSPA can now provide comprehensive expertise including skilled personnel and computer programs for the solution of current problems in the challenging offshore industry.



SEMI-SUBMERSIBLES

SSV SAFE ASTORIA; the first purpose-built offshore floatel semi-submersible, owned by CONSAFE OFFSHORE AB, is to be followed by two further units built at the GÖTAVERKEN ARENDAL yard. This new semi-submersible accommodation and multiservice rig design was model-tested at SSPA.

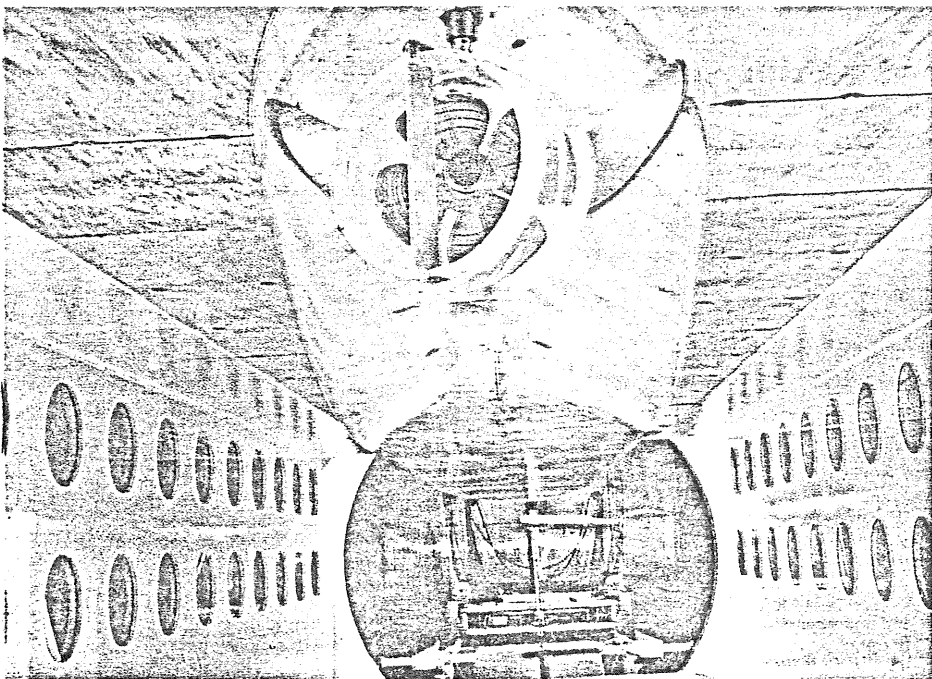
Resistance tests were carried out in calm water as well as in waves for different transit draughts and trim. The motion characteristics at operational draught were tested in regular waves and the behaviour in irregular sea was calculated for the JONSWAP and ITTC two-parameter spectra using the SSPA computer facilities.



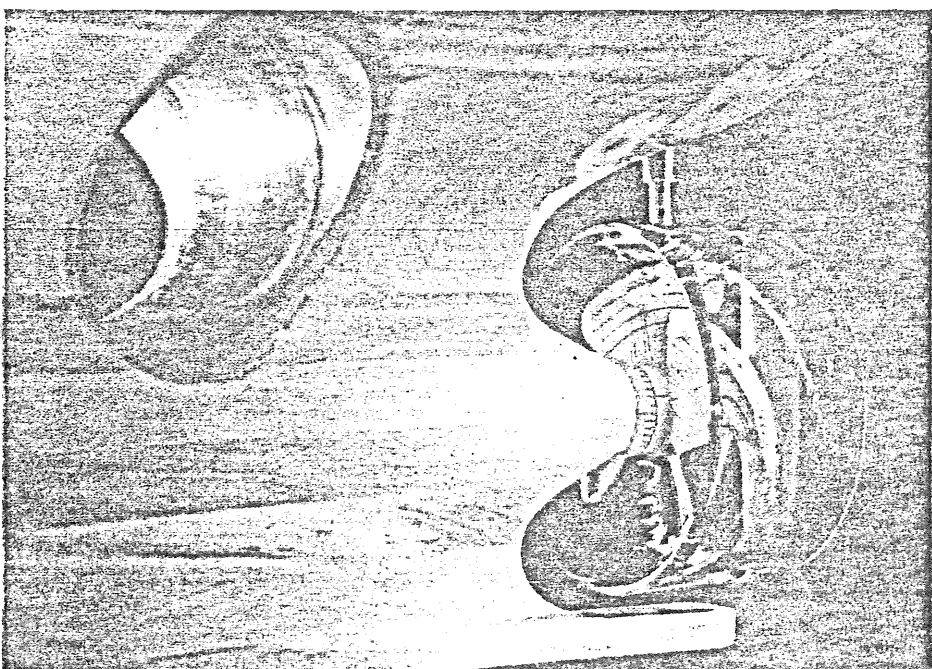
EMERGENCY SUPPORT VESSEL

A semi-submersible Emergency Support Vessel (ESV) being built by LITHGOWS UK for BRITISH PETROLEUM/BNOC has been tested at SSPA.

This ESV was subject to survival tests in a transient wave system of a maximum wave height of 1.3 meters in the model scale (about 41.5 meters in full scale). Accelerations and wave impact pressures were recorded.

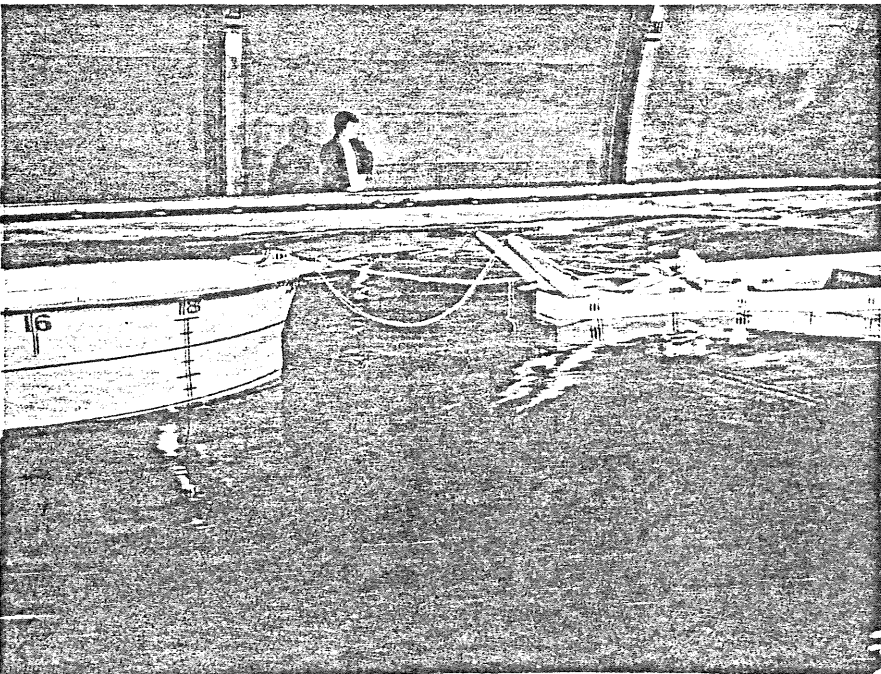
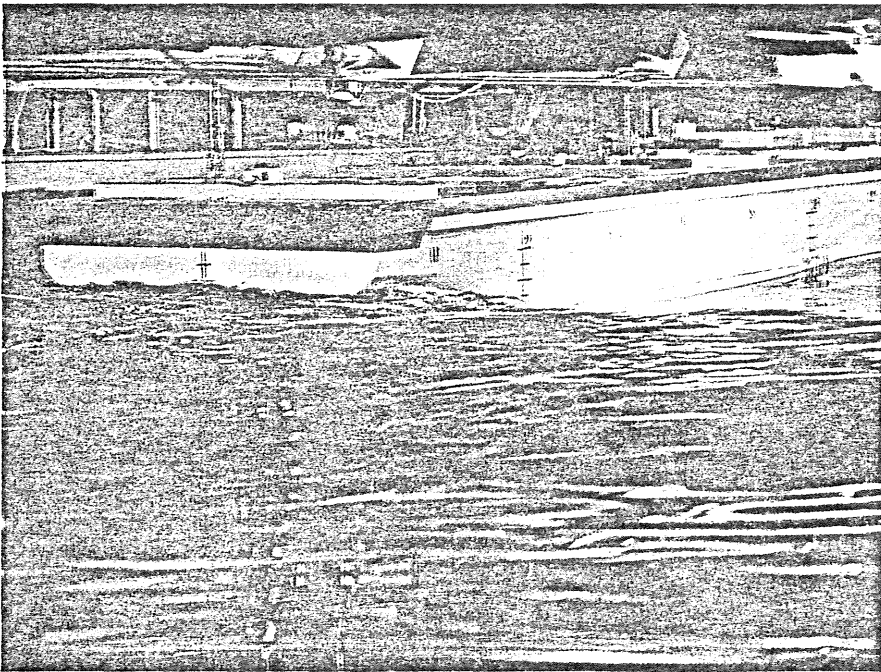
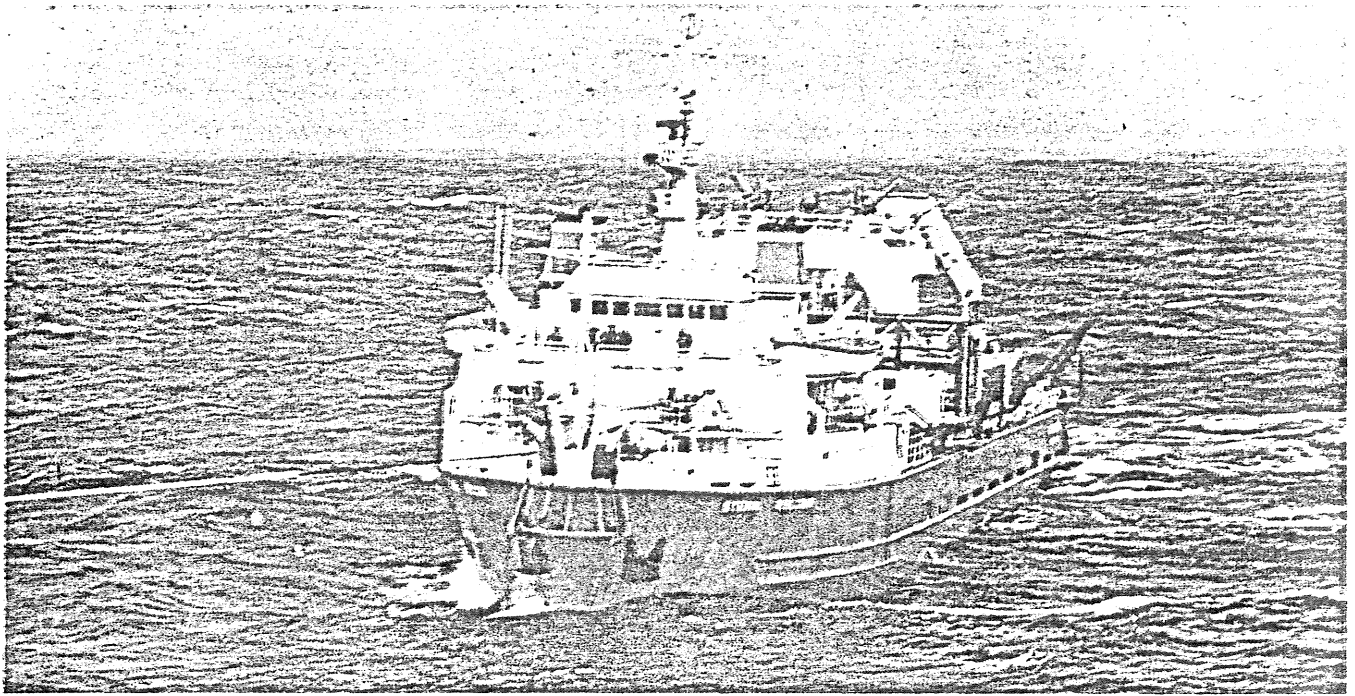


In the SSPA large cavitation tunnel the main propulsion system of the ESV was tested in open water condition. A 6.5 meters model of one of the pontoons was mounted in the large test section and the cavitation on the ducted propeller in the wake-field was thoroughly investigated. The interaction effects were studied at propulsion tests carried out in the towing tank with a twin-hull model.



An investigation was carried out to determine the contribution of the steerable nozzles to the side force generated by the after lateral thrust units.

The nozzle lateral forces, and the cavitation patterns and the erosion effects, as well as the pressure fluctuations on the hull were studied.



SUPPLY VESSELS

SSPA has tested Supply Vessels for STENA LINE AB. Forces generated by currents and waves as well as slamming pressures on the afterbody were measured while the model was anchored and moored to an oil-rig. Motion, acceleration and force were also recorded in beam seas and quartering seas with and without anti-rolling tanks. The MS STENA SEA SPREAD, built at GÖTAVERKEN ÖRE-SUNDSVARVET AB, was completely model-tested at SSPA.

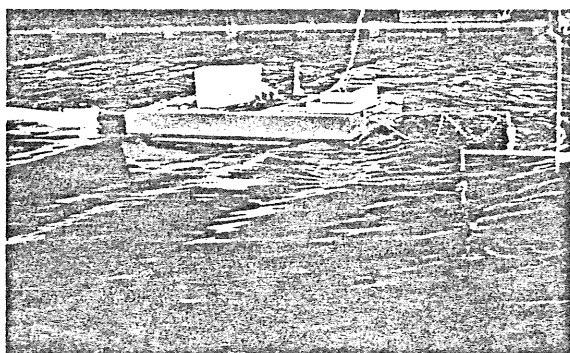
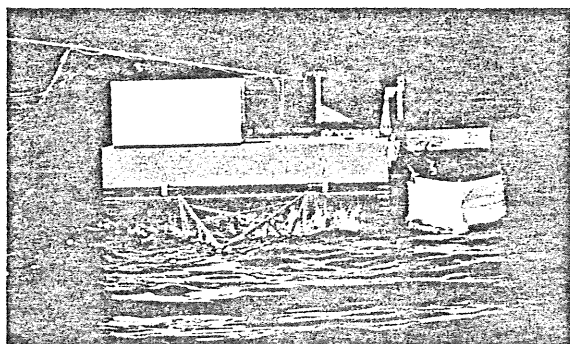
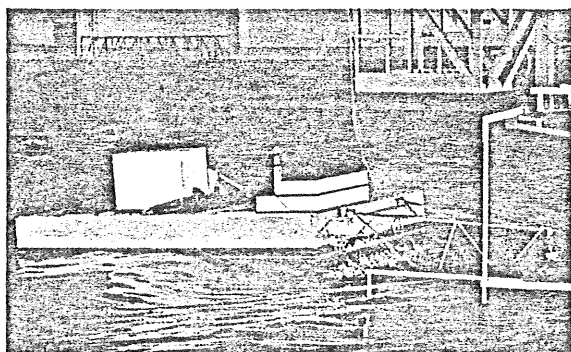
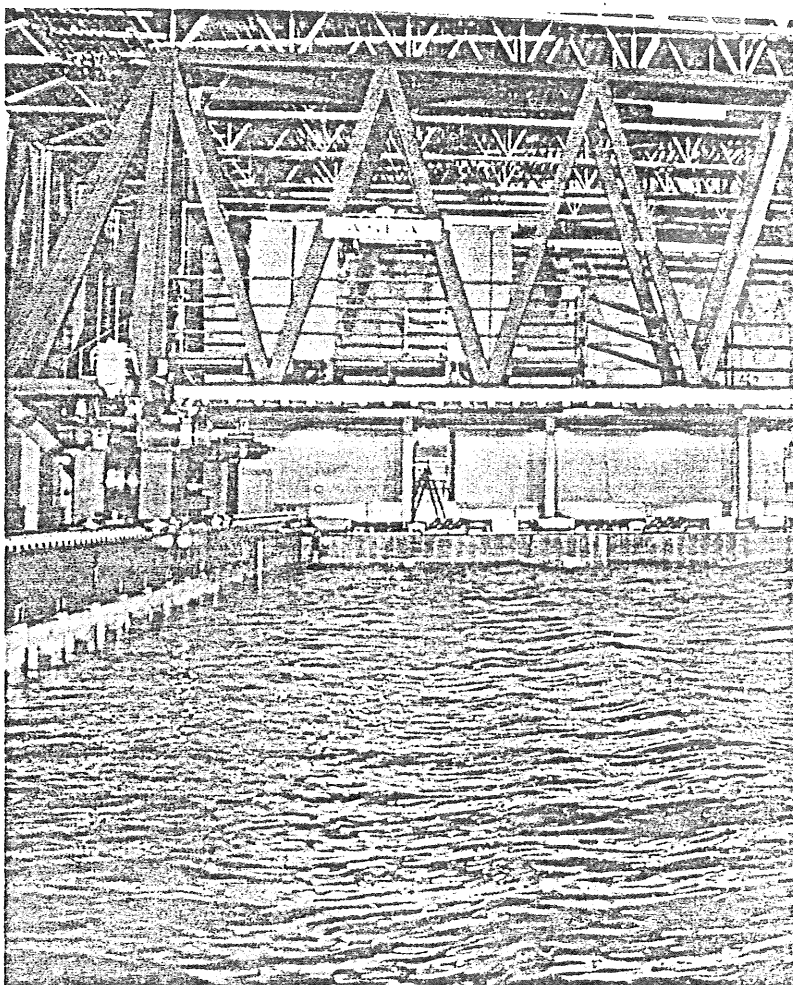
MOORING SYSTEMS

A new Submerged Single-Ancor Leg Mooring (SSALM) and transfer system designated for marginal fields in hostile waters has been wave-tested at SSPA for the joint venture GÖTAVERKEN ARENDAL AB and TOTC UK LTD. Testing involved measurement of mooring chain forces and motions of the SSALM as well as of the hawser forces between the tethered storage tanker and the ferry vessel.

CLIENTS

SSPA has been engaged in theoretical work as well as model-testing for many clients in the offshore industry, such as

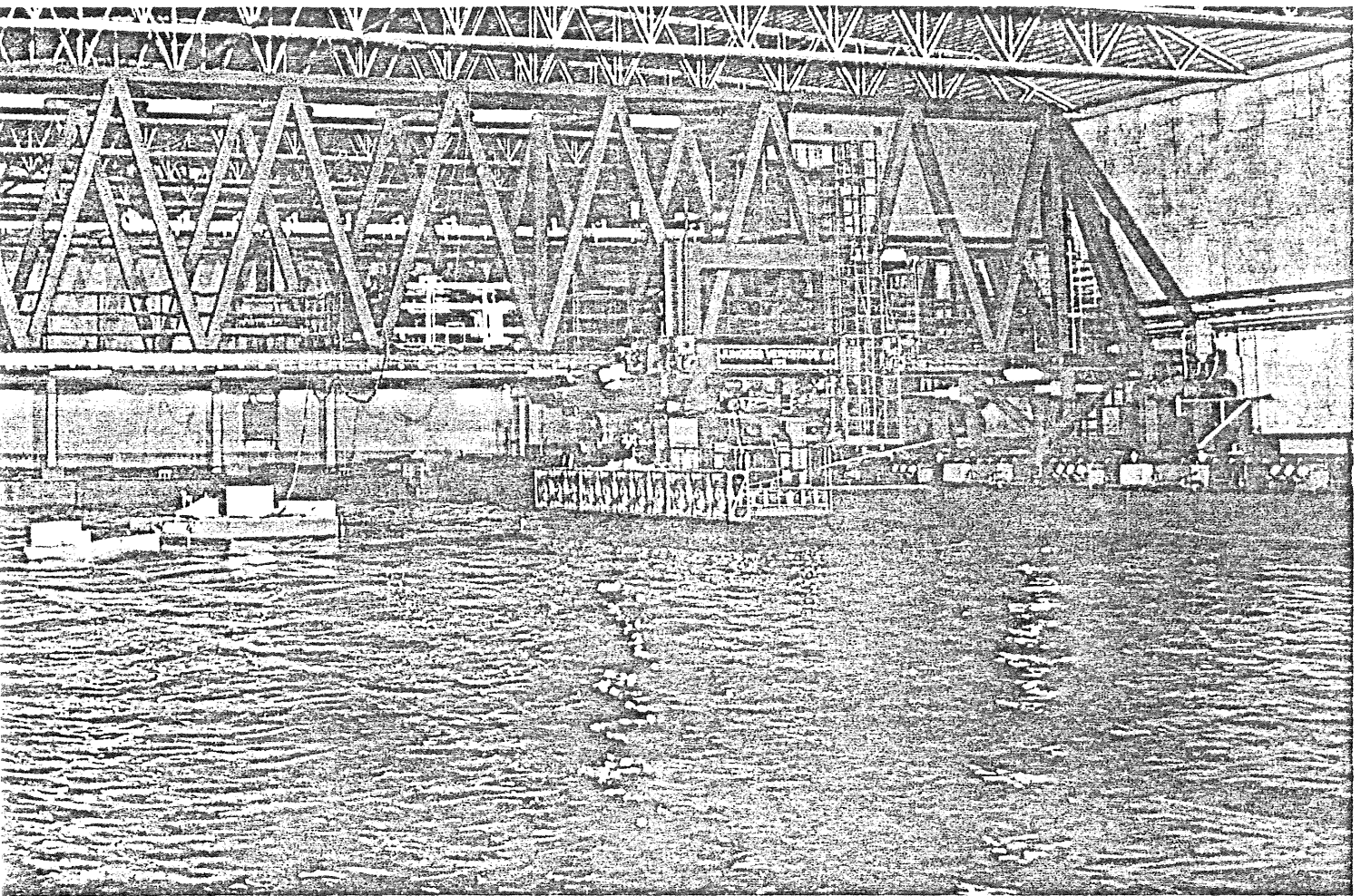
Ankerløyken, Norway
AB Armerad Betong, Sweden
BP Tanker Company Ltd, UK
British National Oil Corp, UK
Equipements Mécaniques
et Hydrauliques, France
Götaverken Arendal AB, Sweden
Götaverken Öresundsvarvet AB,
Sweden
Kockums Shipyard, Sweden
The Ocean Terminals Company
UK Ltd, UK
The Offshore Company, USA
Rosenblatt & Son Inc, USA
SAAB Scania, Sweden
Stena UK Ltd, UK
Swedyard's Development Corp,
Sweden
Todd Shipyards Corp, USA
Haldor Topsøe A/S, Denmark



FLOATING FACTORY

A barge-mounted processing plant designed by SWEDYARDS DEVELOPMENT CORP and HALDOR TOPSØE A/S has been tested for reactions to waves, wind and current at SSPA. Environmentally induced motions and accelerations were measured to make downtime calculations possible for specific weatherwindows with reference to the effect of various criteria of motion and acceleration on the production process.

Different concepts of Single Point Mooring systems (SBM, TOTC) as well as transfer operational systems were model-tested under various environmental conditions. The systems were tested with the shuttle tanker side-by-side and in tandem with the process plant barge. Mooring forces, fender pressures, relative motion and accelerations were registered for various irregular Pierson-Moskowitz-ISSC-wave spectra.



THE MARITIME DYNAMICS LABORATORY

This laboratory has been recently completed in response to the rapidly developing technology in the offshore industry. These modern facilities can now provide scale model-tests of offshore mobile craft and fixed structures in calm water, in regular waves as well as in confused sea conditions.

The rectangular basin with variable water depth has flaptype wave-makers on two sides and beachtype wave-absorbers along the opposite sides, all vertically adjustable. Facilities for generating wind and current are also available.

The computer-controlled multi-motion carriage system spanning the basin can be used for towing, controlling or tracking moving models. If required, models can also be remotely controlled and/or tracked from shore stations and/or monitored with on-line or recording video tape equipment.

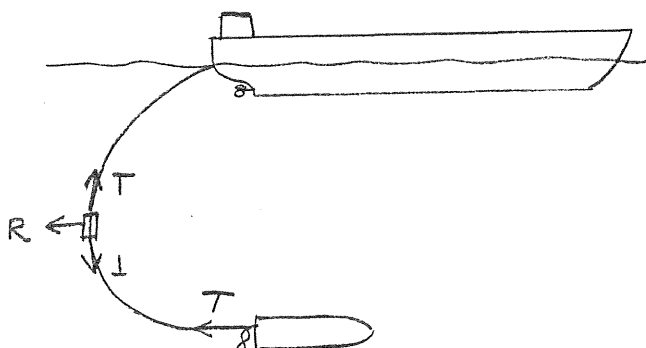
TECHNICAL DATA

Basin:	88x39x3.5 m (289x128x11.5 feet)	
	Variable water depth 0 - 3.5 m	
Waves:	Wave length $0.2 < \lambda < \infty$ m	
	Wave height $0 < H < 0.4$ m	
	Frequencies $0 < f < 3$ Hz	
Wind:	Maximum wind speed about 10 m/s	
Current:	Maximum towing speed 3.5 m/s	
	Underwater pump system 1.0 m/s	
Carriage:	Motion	Speed
	x_0	± 3.50 m/s
	y_0	± 3.00 m/s
	Δx_0	± 1.00 m/s
	ψ	± 30 °/s
		Acceleration
		± 1.00 m/s ²
		± 1.25 m/s ²
		± 1.00 m/s ²
		± 30 °/s ²

Curt Falkemo, CTH

"Krafter på släpande lina"

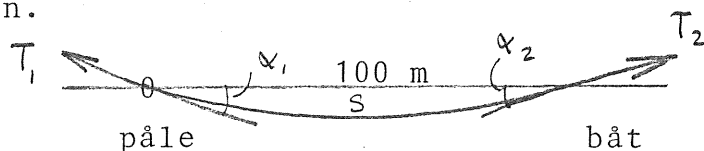
CF beskrev ett försök som gick ut på att bestämma motståndskoefficienten för en lina som släpar vinkelrätt rörelseriktningen, se figuren



$$R = C_{R_0} \cdot \rho \frac{v^2}{2} \cdot d$$

C_R antages ofta vara ≈ 1.0

Mätningarna gjordes i horisontalplanet genom att en viktlös lina (2 wirar inuti ett luftfullt plaströr $\varnothing 20$ mm) fästes i en påle och i den andra änden i en båt som framfördes i en cirkel runt pålen.



Pga hastighetens variation längs kabeln varierar även Reynolds tal. På vissa ställen kan därvid virvelavlösning och resonansfenomen uppträda så att linan kommer i transversell svängning. Linan erhåller därvid ett större "effektivt tvärsnitt" som ökar släp motståndet.



2 - 2

Motståndskoefficienten kan tecknas

$$C_R = C_{R_0} \left(1 + 2 \cdot \frac{Y}{d}\right). \text{ I försöken uppmättes } 2 \cdot \frac{Y}{d} \text{ till } 1,7.$$

I USA har liknande studier gjorts genom mätning på en kabel uppspänd över en flod.

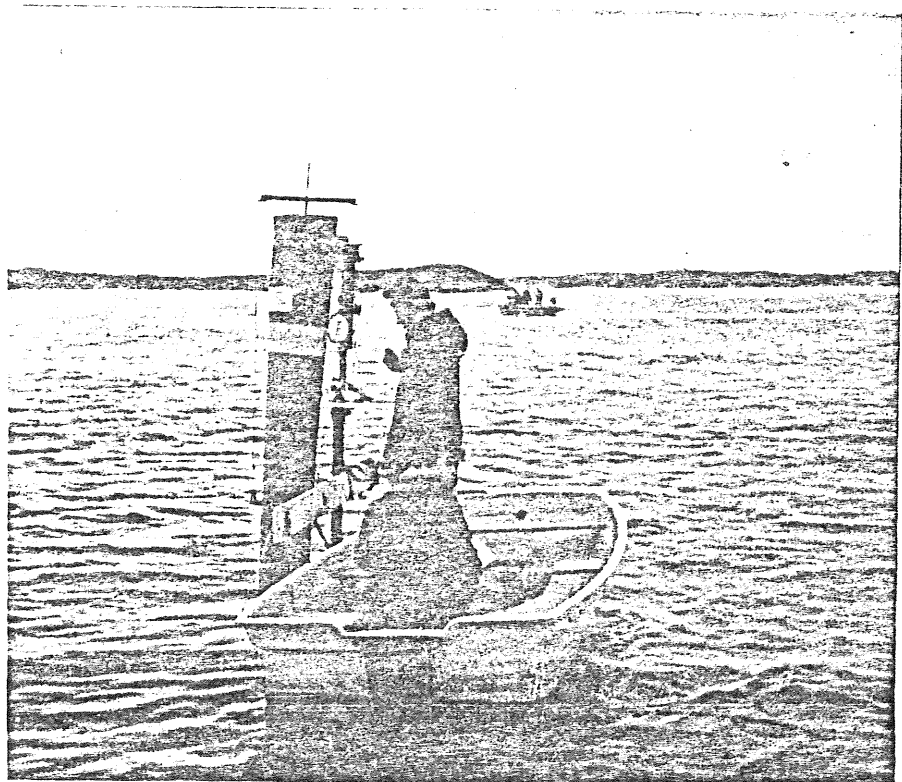
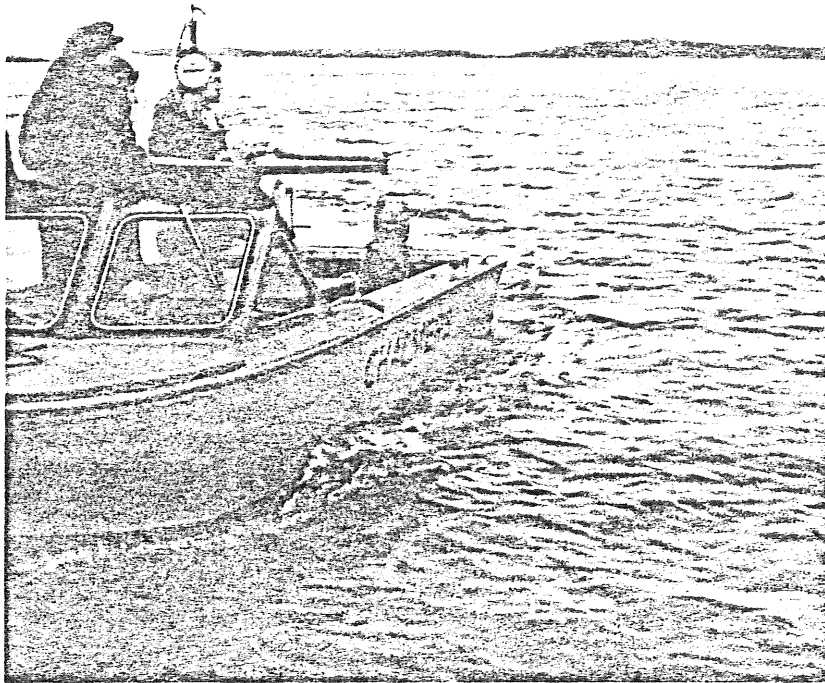
Försöken beskrivs närmare i bifogde rapport. (följer)

Experiment med kabel
för studium av hydro-
dynamiskt motstånd

av

Curt Falkemo

Norsk-Svenskt Seminarium för
förtöjnings och förankrings-
problem vid Chalmers Tekniska
Högskola den 12 - 14 maj 1980



I N N E H Å L L S F Ö R T E C K N I N G

	Sid
1. Sammanfattning	3
2. Försöksplats och båtar	4
3. Kabel	6
4. Mätutrustning	7
5. Mätningar	8
6. Jämförelse mellan teori och experiment	10
7. Diskussion	12
Utdrag ur { Bilaga 1 Skisser för konstruktion av mät huvuden	
{ Bilaga 2 Sammanställning av experiment och beräkningar	
{ Bilaga 3 Dataprogrambeskrivning	
{ Bilaga 4 Databeräkningar	

1. SAMMANFATTNING

Avsikten med försöken var att verifiera de beräkningar, som är redovisade i institutionens rapport SH 73-76 "Undervattensfarkosten FOA-SUB. Hydrodynamiska överslagsberäkningar baserade på preliminära antaganden".

Vid försöken fästes ena ändan av en kabel i en påle och dess andra ända drogs med konstant fart runt pålen i en cirkulär bana.

Härvid mättes dragkraften och kabelns infästningsvinklar i båda ändarna.

Kabellängden, banans radie och farten i banan varierades.

Av resultaten framgår, att den vid de teoretiska beräkningarna använda motståndskoefficienten 1,0 synes vara mycket för låg. Om dess värde sättes till 2,7 erhålles emellertid en god överensstämmelse med experimenten. Det bör närmare utredas huruvida detta oväntade resultat är generellt, eller beror av att kabelns olika delar framföres med skilda Reynoldska tal.

Underlaget för rapporten har utarbetats av universitetslektor Carl-Olof Larsson och civilingenjör Rolf Nilsson.

2. FÖRSÖKSPLATS OCH BÅTAR

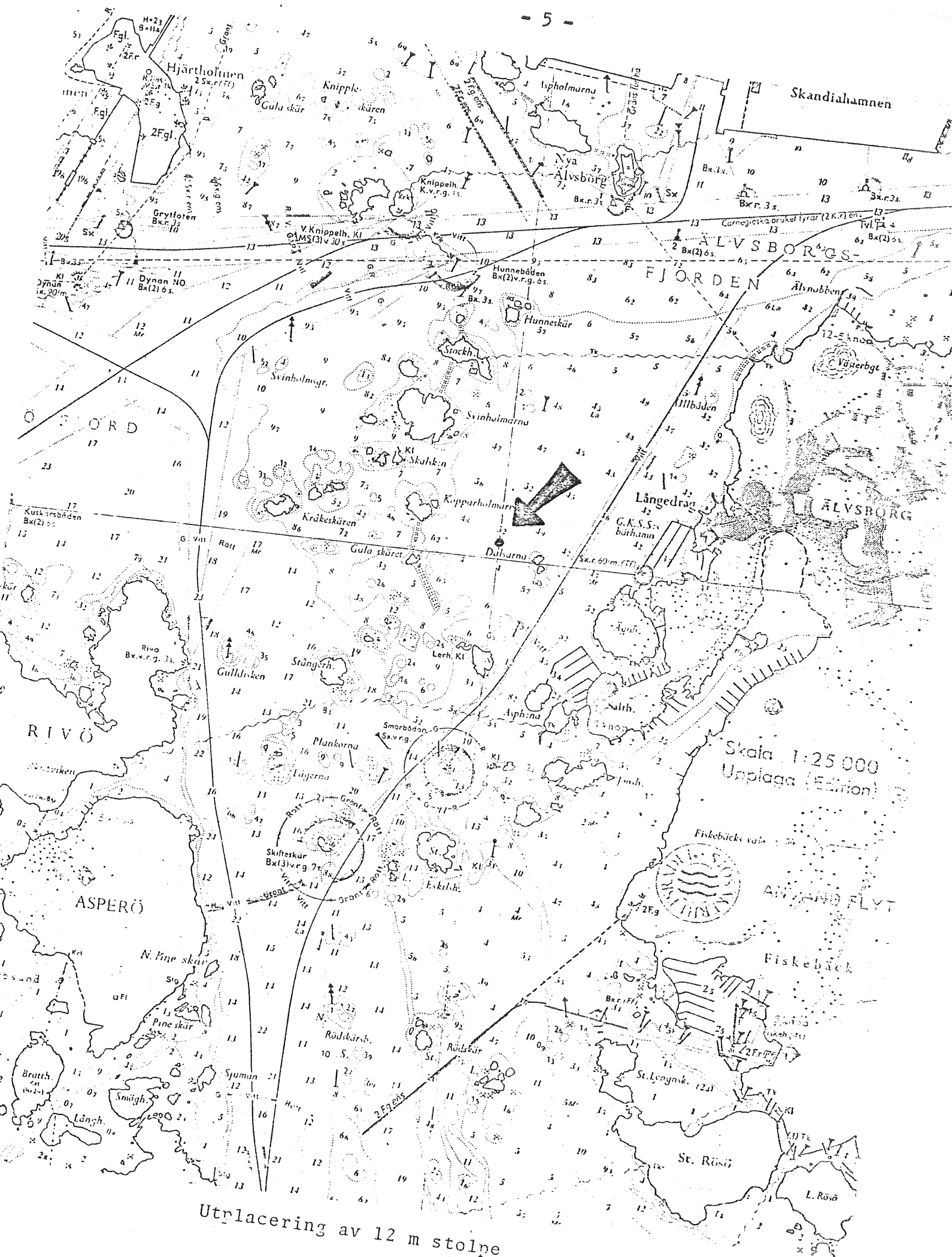
Försöken utfördes på 4-5 m vattendjup på en plats utanför Långedrag, se utdrag ur sjökort på nästa sida.

På platsen hade en 12 m lång påle med 0,35 m diameter slagits ned för att bilda fäste för mät huvud för kabelns ena ände.

Som dragbåt för kabelns andra ände användes institutionens arbetsbåt "Hydran". Båten är försedd med en recess, som medger att kabeln kunde dras in genom botten, varigenom det yttre mät huvudet kunde placeras inombords på lämpligt sätt.

"Hydran" har vattenstråldrift, vilket är en fördel vid arbete med kablar och liknande.

En dinge användes av observatören vid pålen.

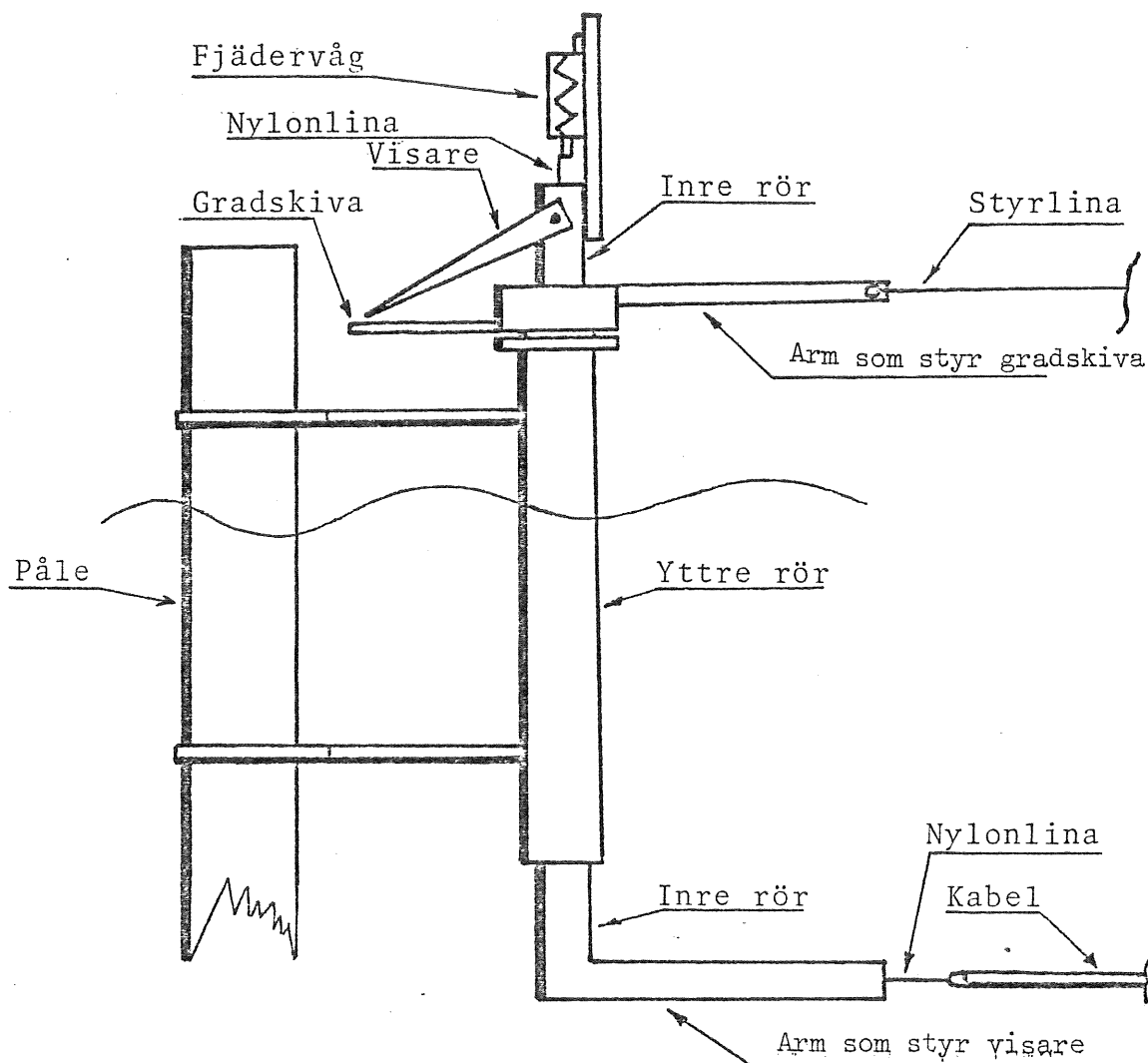


3. KABEL

Som mätföremål användes en slät gummislang med 20 mm ytterdiameter. Inuti kabeln leddes två ställinor med 2 mm diameter. Dessa överförde dragkraften mellan pålen och båten. Dessutom fungerade de som ballast för att kabeln skulle hålla sig svävande.

4. MÄTUTRUSTNING

Mäthuvudena i båten och vid pålen hade i princip samma utförande.



Kabeländarna fästes i nylonlinor som drogs in genom rör. böjda i 90° vinkel och lagrade i ett yttre rör, se figuren. Nylonlinorna fästes via fjädervågar till de inre rören. På de yttre rören lagrades gradskivor med 180° delning och 0,31 m radie. Gradskivorna vid pålen och i "Hydran" förbands med varandra med en ställlina av 4 mm diameter (styrlinan). På de inre rören anordnades visare, som angav förvridningen mellan rören.

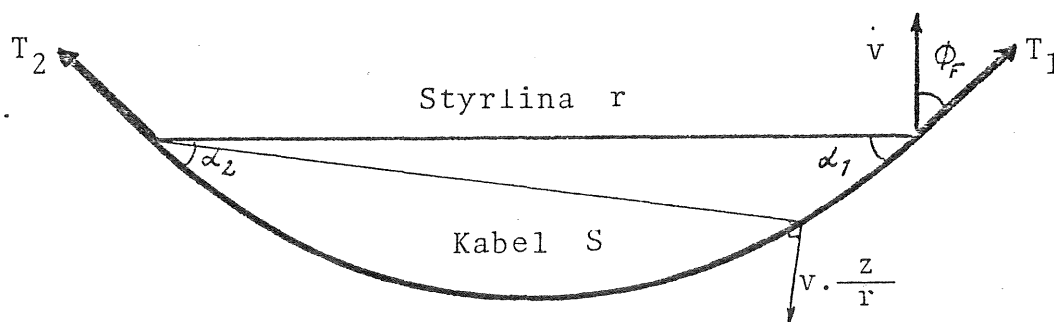
På mäthuvudena användes fjädervågar av typ Salter. Kabeln drogs på 1,8 m djup. Mätutrustningen byggdes vid institutionens verkstad.

5. MÄTNINGAR

Sedan styrlinans och kabelns längder avpassats på lämpligt sätt kördes arbetsbåten, så att styrlinan hölls sträckt. Varvtalet och båtens dragriktning inställdes så att hastigheten i banan blev konstant under flera varv.

Fjädersvågarnas utslag och gradskivorna avlästes på signal från "Hydran" med jämna mellanrum (10 gånger per varv). För försöken åtgick en båtförare samt två avläsare och två protokollförare.

Draghastigheten bestämdes genom att varvtiden togs med tersur mot enslinjer två gånger per varv. Före försöken mättes strömmen med hjälp av pendelströmmätare (gelatinmätare typ Haamer). Mätvariablerna åskådliggörs med skiss, enligt nedan.



De uppmätta vinklarna α är komplementvinklar till den i rapport SH 73-76 angivna vinkeln ϕ_F .

Sedan mätutrustningen efter provkörningar och modifieringar fått fungera utfördes körningar med tre längder på styrlinan (100, 90 och 31,5 m) samt med två kabellängder (103 resp 52,5 m).

Mätresultaten framgår av tabell 1 nedan.

Tabell 1. Mätresultat

r m	S m	V m/s	T ₁ kp	α_1 grad	T ₂ kg	α_2 grad
100	103	0,66	44	31	41	10
		0,70	49	32	50	10
90	103	0,82	27	59	26	27
		0,83	27	58	30	27
		0,84	32	58	30	27
		0,85	33	57	32	28
		0,86	29	57	30	26
		1,08	53	58	50	28
		1,13	58	58	55	30
31,5	52,5	0,69	4	72	6	82
		0,73	5	72	5	86
		0,79	4	74	5	83
		1,41	12	72	13	79
		1,41	13	72	11	83
		1,41	13	72	12	78

6. JÄMFÖRELSE MELLAN TEORI OCH EXPERIMENT

Teorin är framlagd i rapport SH 73-76.

Kabelns konfiguration vid experimenten har approximerats med en polygonmetod med utgångspunkt från de uppmätta vinklarna och den kända kabellängden, se princip i figur 2 på sidan 14 samt dataprogram i bilaga 3. Resultaten framgår av figur 1 sidan 13 för 103 m kabeln och figur 2 sidan 14 för 52,5 m kabeln. Av figur 3 på sidan 15 och databeräkning i bilaga 4 framgår en jämförelse mellan polygonapproximationen och teoretisk beräknad form enligt SH 73-76.

Av tabell 2 nedan framgår överensstämmelsen mellan den teoretiskt beräknade kabellängden (S_t) och den verkliga (S_e). S_t är beräknad enligt SH 73-76.

Tabell 2. Jämförelse mellan experimentell och teoretisk kabellängd

r m	S_e m	S_t m
100	103	106
90	103	115
31,5	52,5	52,6

Krafterna vid pålen och vid Hydran beräknas med utgångspunkt från den på respektive kabelelement verkande anströmningshastighetens storlek och riktning. Härvid beräknas hastigheten direkt proportionell mot avståndet från pålen vinkelrätt mot radien, se figur på sidan 8.

Beräkningsprogrammet beskrivs i bilaga 3. En jämförelse mellan de så beräknade värdena och experimenten framgår av nedanstående tabell 3, som avser medelvärden. Den fullständiga utvärderingen återfinns i bilaga 4.

Tabell 3. Jämförelse mellan experimentell och beräknad kraft

r	V	C_R	Hydran			Pålen		
			α_1	T_1		α_2	T_2	
				kp			kp	
m	m/s.		grad	Exp.	Ber.	grad	Exp.	Ber.
100	0,68	2,7	31	47	60	10	46	60
90	0,84	2,7	58	30	33	27	30	33
90	1,11	2,7	58	56	53	29	53	53
31,5	0,74	2,7	72	4	3	74	5	3
31,5	1,41	2,7	72	12	11	80	12	11

7. DISKUSSION

Av jämförelsen mellan teoretiska beräkningar enligt rapport SH 73-76, datorberäkningar enligt denna rapport och experimenten framgår att motståndskoefficienten då kabeln är vinkelrätt mot rörelseriktningen bör sättas till 2,7 för att överensstämmelse skall erhållas.

Vanligen brukar man approximativt antaga motståndskoefficienter för en cirkulär stav till 1,0 i Reynoldska talområdet $10^3 - 10^5$. En möjlig orsak till den stora motståndskoefficienten kan vara att kabeln svänger vinkelrätt mot rörelseriktningen. Vid de här utförda experimenten varierar Reynolds tal mellan 0 och $3 \cdot 10^4$. Vid Reynolds tal mellan 2000 och 3000 d v s hastigheter hos kabelelementen 0,1 och 0,15 m/s utbildas Karmans virvelgata. Det synes troligt att svängrörelse kan initieras av denna på motsvarande kabelelement och därifrån sprida sig längs kabeln.

Även vid drift av kabelstyrda undervattensfarkoster kan samma variationer av Reynolds tal längs kabeln erhållas. Det synes därför angeläget att närmare utreda dessa förhållanden.

FOA-SUB

Kabelkonfiguration

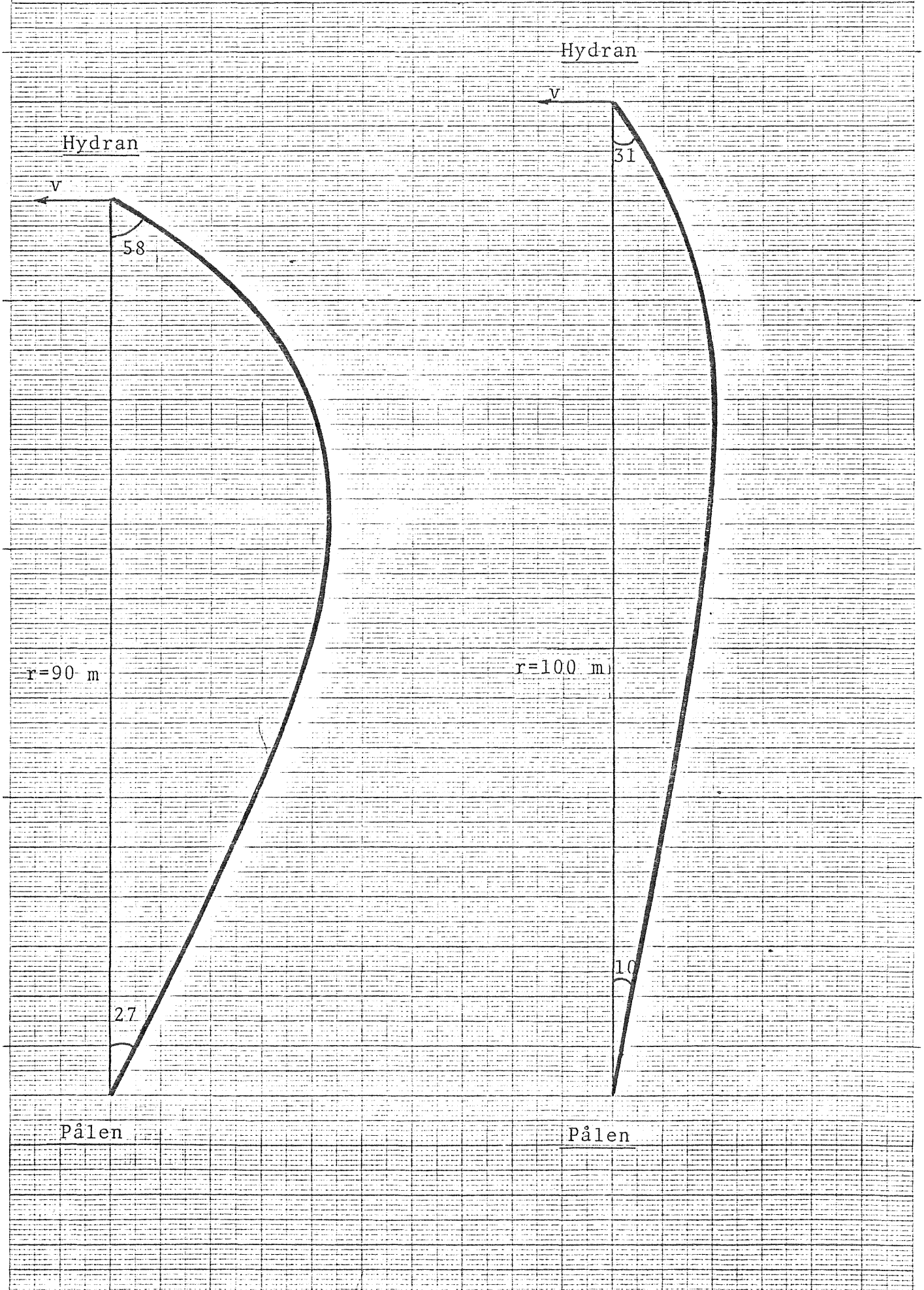
Kabellängd 103 m . Skala 1:500

Figur 1

CTH-SH

No. 86-78

B. Nilsson



FOA-SUB

Kabelkonfiguration

Kabellängd 52,5 m . Skala 1:250

Figur 2

CTH-SH

No. 86-78

R. Nilsson

Pålen

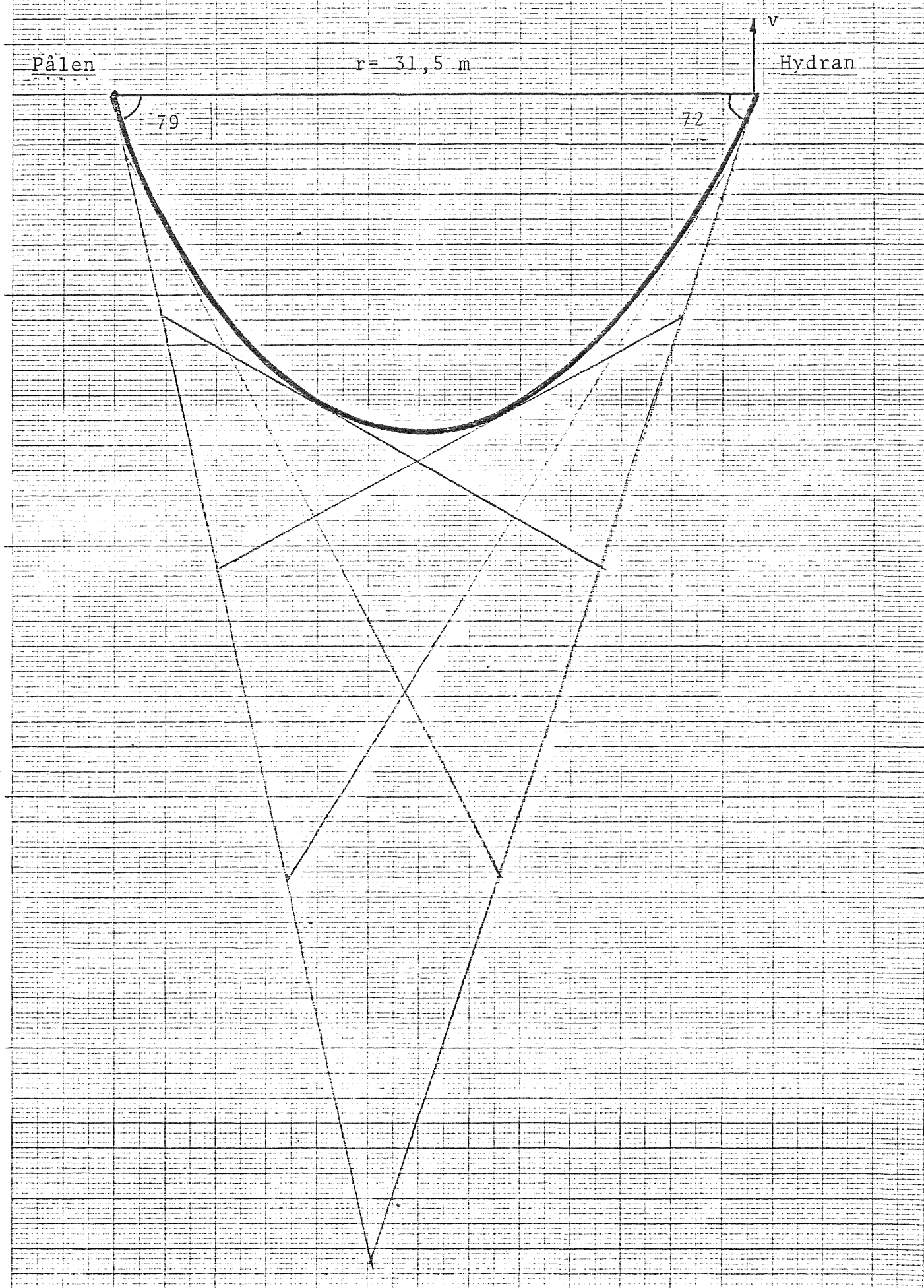
$r = 31,5 \text{ m}$

Hydran

v

79

72



FOA-SUB

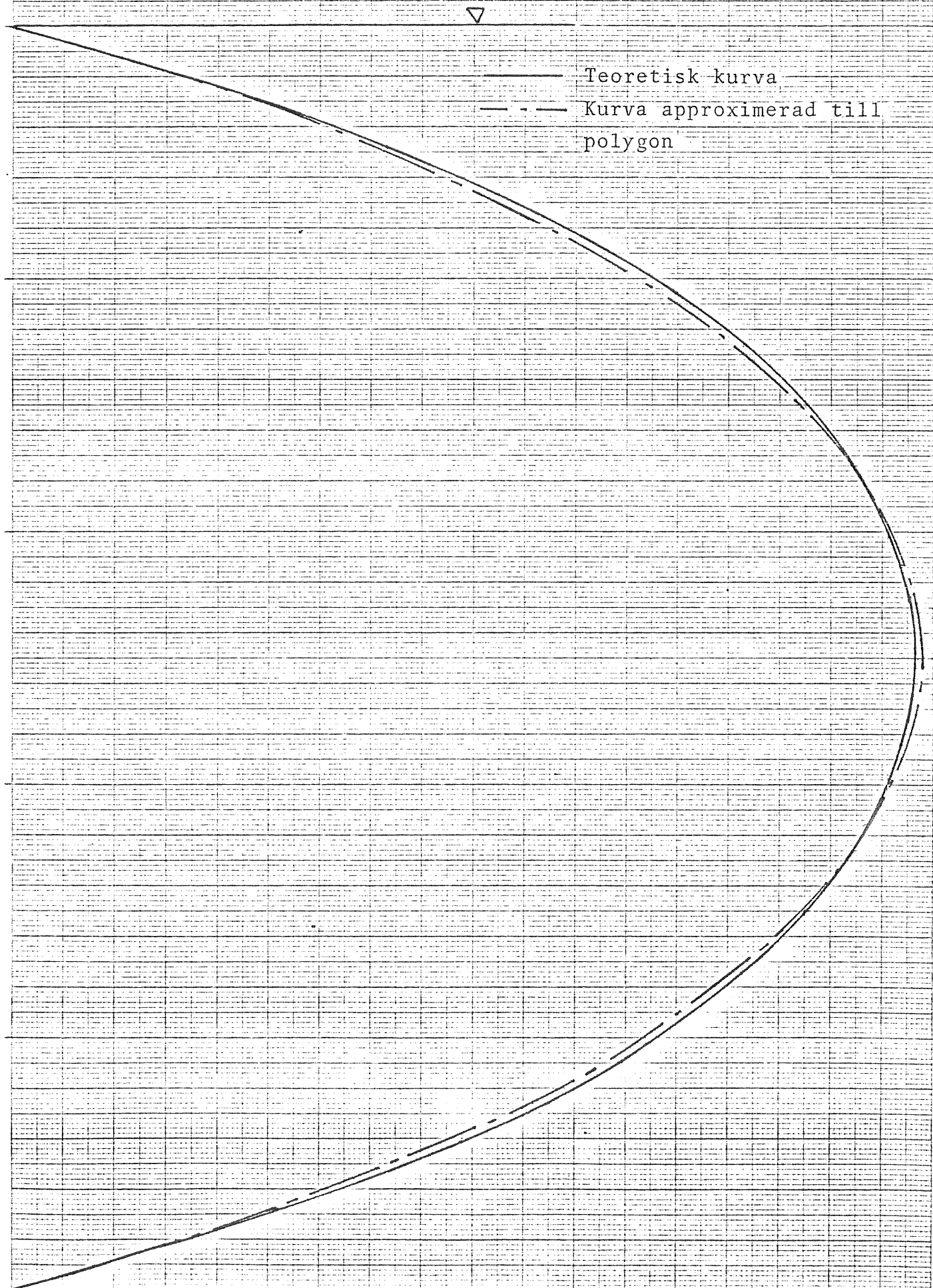
Jämförelse mellan teoretisk och
approximativ kurva. $H = 250$ m ,
 $\phi = 15^\circ$. Skala 1:1000

Figur 3

CTH-SH

No. 86-78

B. Nilsson



MÄTHUVUDEN FÖR
KABELFÖRSÖK.
SAMMANSTÄLLNING.

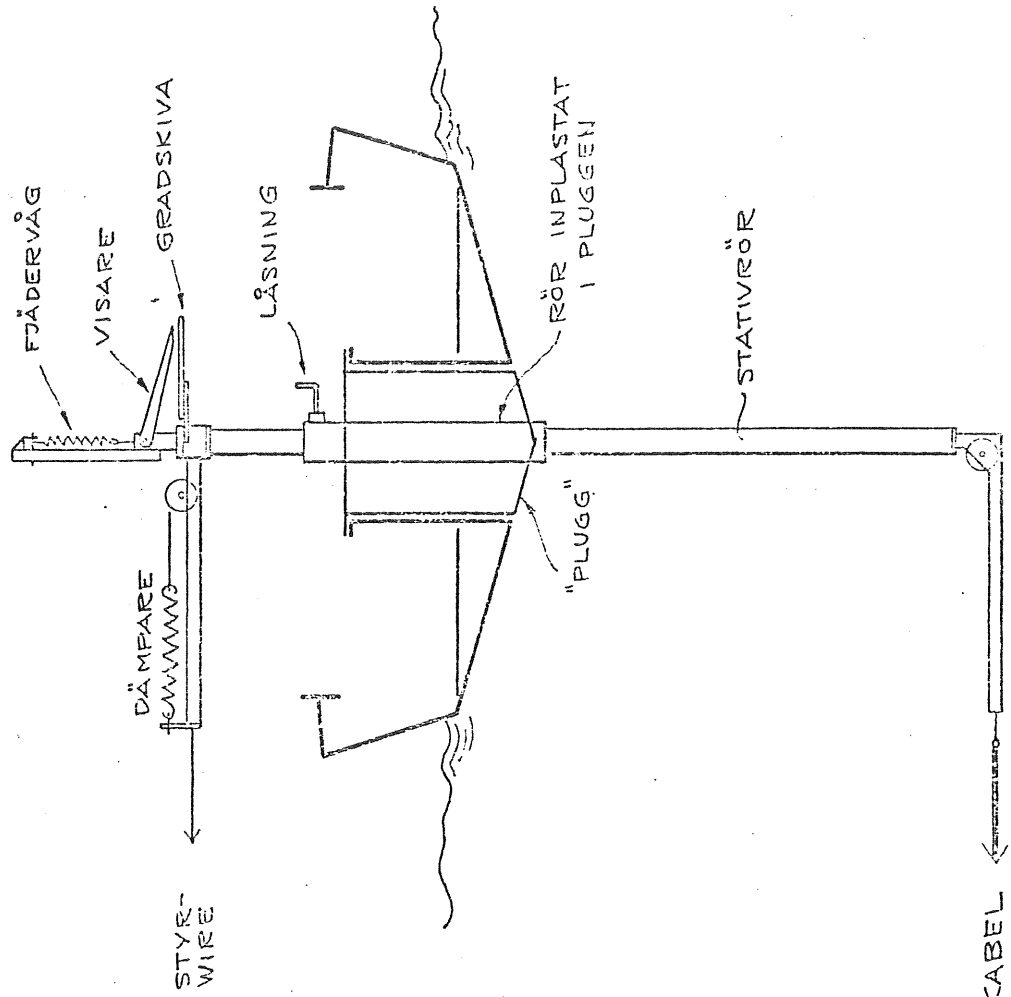
RITNING 170

CTH-SH

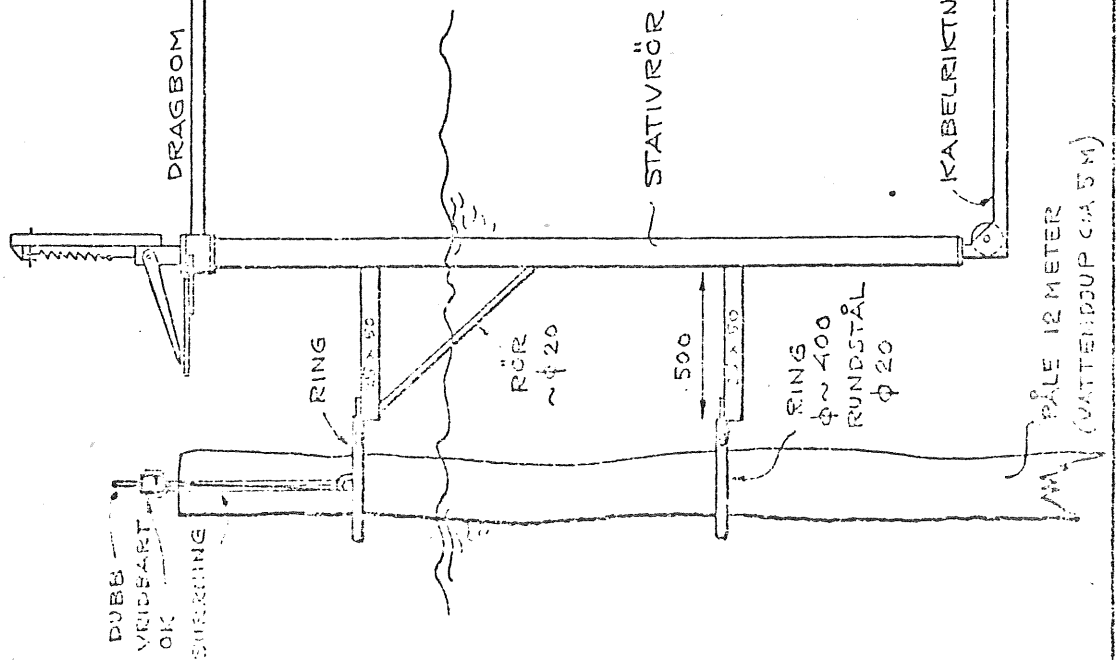
N2 86-78

C-O. LARSSON

"HYDRAN"



PÅLEN



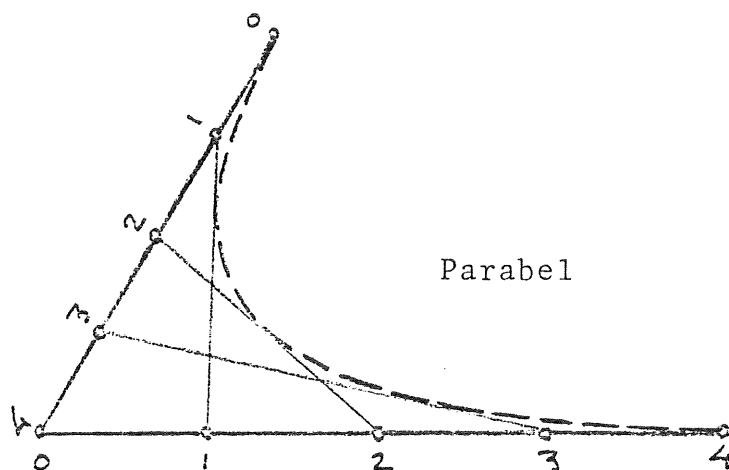
Larsson 77

Sammanställning av experiment och beräkningar

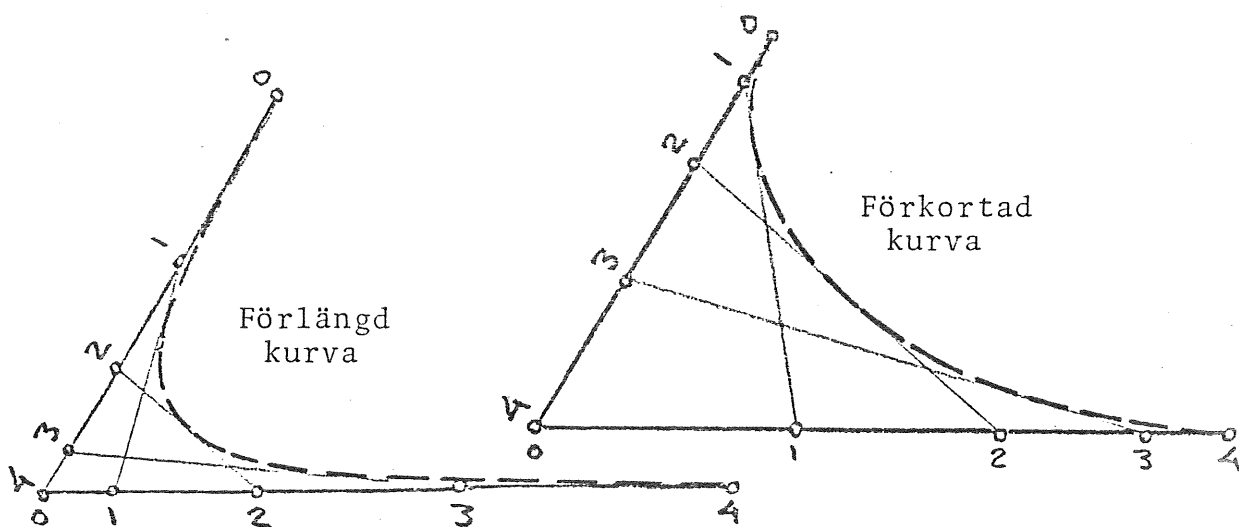
Försök nr	r m	v m/s	C_R	Hydran			Pålen		
				α_1 grad	T_1 kp		α_2 grad	T_2 kp	
					Exp.	Ber.		Exp.	Ber.
1	101	0,66	2,7	31	44	56	10	41	56
2		0,70	2,7	32	49	63	10	50	63
3	90	0,82	2,7	58	27	32	27	26	32
4		0,83	2,7	58	27	33	27	30	33
5		0,84	2,7	58	32	34	27	30	34
6		0,85	2,7	57	33	33	28	32	33
7		0,86	2,7	57	29	38	26	30	38
8		1,08	2,7	58	53	53	28	50	52
9		1,13	2,7	58	58	53	30	55	53
10	31,5	0,69	2,7	72	4	3	82	6	2
11		0,73	2,7	72	5	3	86	5	3
12		0,79	2,7	74	4	3	83	5	3
13		1,41	2,7	72	12	12	79	13	11
14		1,41	2,7	72	13	11	83	11	10
15		1,41	2,7	72	13	11	78	12	12

KORTFATTAD BESKRIVNING AV DATAPROGRAM. =====

Först approximeras kabelkurvans längd och utseende till den entydiga parabel som är bestämd av de två punkterna och riktningarna som uppmätts vid pålen respektive vid "HYDRAN". Parabeln approximeras till en polygon av tangenter (i programmet 51 sidor) Tangenterna erhålles ur den "klassiska konstruktionen" genom delning av de båda huvudtangenterna i samma antal lika delar och sedan förbinda delningspunkterna parvis (11, 22, 33...) enligt nedanstående mönster.



Polygonsidornas längder summeras och summan jämföres med den aktuella kabellängden. Sedan justeras längden av polygonen genom att i stället för jämn delning av huvudtangenterna dela dessa i längder som bilda en aritmetisk serie.



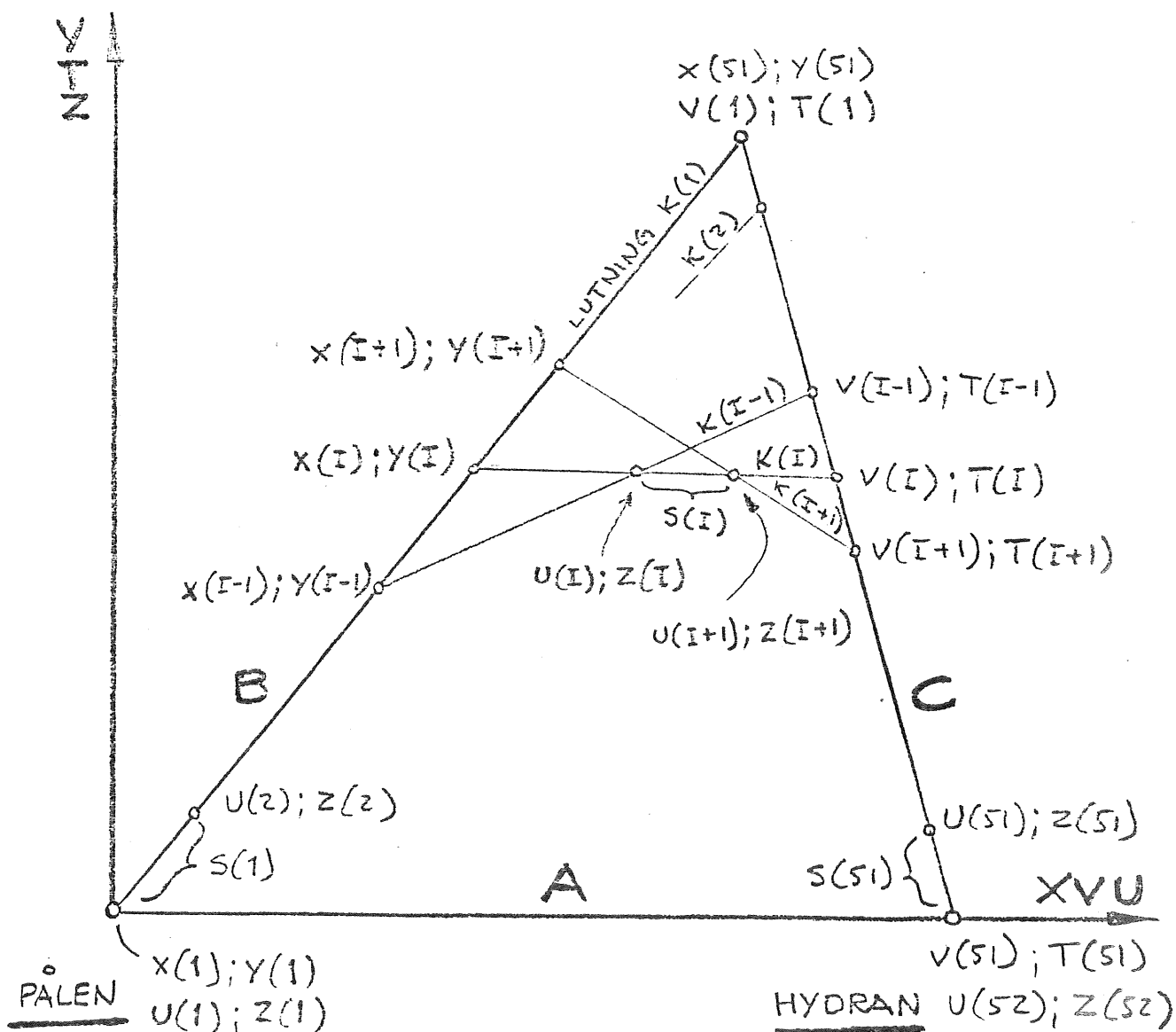
En ny polygonlängd beräknas och jämföres med kabellängden. Med iterering mot bättre överensstämmelse styr programmet polygonlängden tills den med en noggrannhet av $\pm 0,1$ m överensstämmer med kabellängden.

Den så erhållna polygonen användes nu och för varje kabel-element (polygonsida) beräknas anströmningshastighet och anströmningsvinkel samt de krafter som uppstå vid givna motståndskoefficienter.

Beräkningsresultatens utskrift startar med en serie polygonlängder där det första värdet är den approximativa längden av parabeln (denna utskrift göres för att kunna kontrollera iterationen). Sedan utskrives kraften i kabelns respektive ändpunkter och sist ges koordinater för kabelkurvans utseende.

Programmet har ett sidospår där det med ovanstående metod beräknar värden med ingångsdata enligt konfiguration I i rapport nr SH 73-76.

De viktigaste beteckningarna som användes i programmet framgår av nedanstående figur.



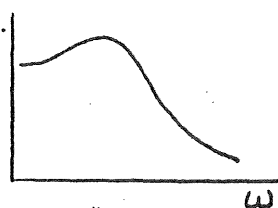
"Analysmetodikk-beskrivelse av ikke-linear respons"

Føljande indelning av analysmetodik kan göras:

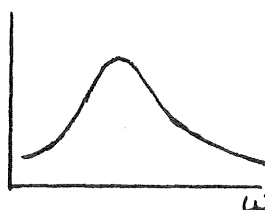
- statisk analys
- kvasi-statisk analys
- lineariserad dynamisk analys
- icke-linjär dynamisk analys

Linjär analys omfattar traditionellt enbart vågkrafter av första ordningen. I många fall kan långsamvarierande andra ordningens krafter inkluderas i en sådan analys såsom nedan skisseras.

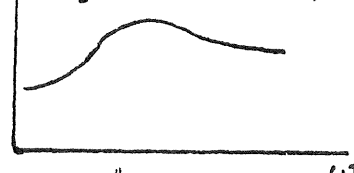
Rörelsens transferfunktion
(högfrekvent)



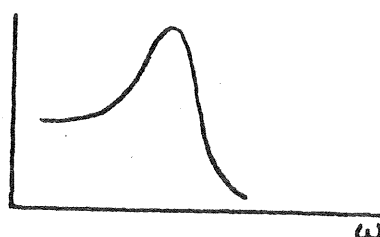
Vågspektrum



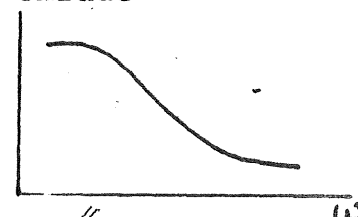
Driftkraftkoeffi-
cienter (2 ord-
ningens krafter)



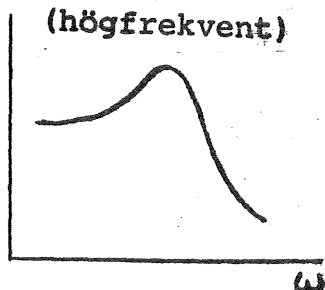
Rörelsens transferfunktion
(lågfrekvent område)



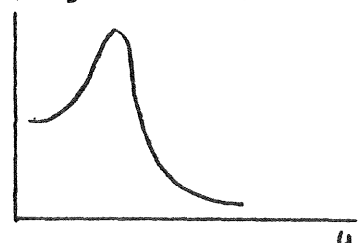
Spektrum för
saktavarian-
derende
område



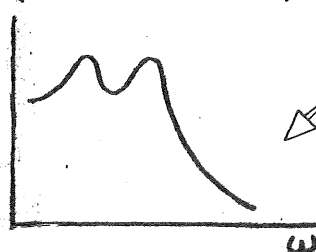
Rörelsespektrum
(högfrekvent)



Rörelsespektrum
(lågfrekvent)

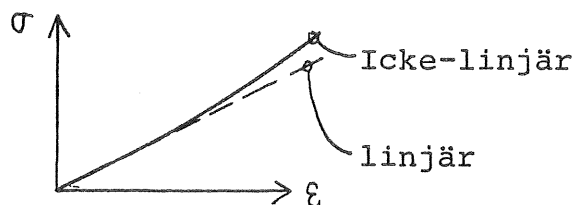


Rörelsespektrum
(total rörelse)



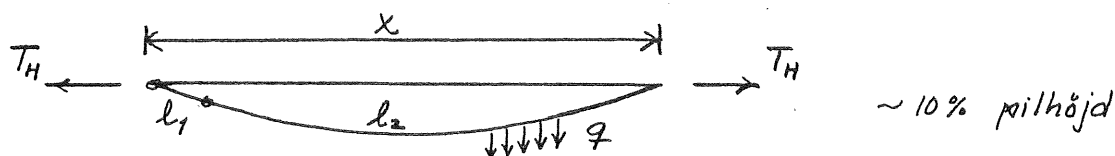
Icke-linjära egenskaper kan ha flera orsaker:

- icke-linjära materialegenskaper, speciellt för konstfiberlina.



- Geometrisk flexibilitet är icke-linjär. Till exempel för horisontell förtöjningslina:

Förtöjningslinans flexibilitet



$$\frac{1}{k} = \frac{dx}{d\tau} \approx \underbrace{\frac{l_1}{(AE)_1} + \frac{l_2}{(AE)_2}}_{\text{elastisk flexibilitet}} + \underbrace{\frac{q^2 \cdot l_2^3}{12 \cdot T^3}}_{\text{geometrisk flexibilitet}}$$

- Stor relativ rörelse mellan våg och flytkroppar som ger variation av hydrodynamiska koeffecienter.

- Den sakta varierande delen av vågkraften är osymmetrisk (dvs att fördelning av maxima är olik fördelningen av minima).

Icke-linjär respons måste beskrivas med fler parametrar än linjär eftersom symmetrisk och asymmetrisk respons kan ge samma spektrum.

Följande parametrar behövs

$$\begin{aligned} \mu_x &= \mathcal{H}_2^{1/2} \approx \sqrt{m_2} \\ \gamma_1 &= \frac{\mathcal{H}_3}{\sigma_x^3} \approx \frac{m_3}{\sigma_x^3} \\ \gamma_2 &= \frac{\mathcal{H}_4}{\sigma_x^4} \approx \frac{m_4}{\sigma_x^4} - 3 \end{aligned}$$

där

$$m_i = \frac{1}{T} \int_0^T x^i dt$$

Norwegian Society of Chartered Engineers

Offshore Marine Operations

Fagernes Hotel, Fagernes

10. - 11. April 1980

ANALYSES OF ANCHORING SYSTEMS

by

Ivar J. Fylling

The Ship Research Institute of Norway

Trondheim

Abstract.

This paper deals with analysis of anchor systems, in particular conventional spread-mooring systems. Other systems, such as single point moorings and taut moorings, or tension leg moorings, are briefly mentioned.

Purposes and methods of static and dynamic analysis are described with particular emphasis on system nonlinearities. A procedure of analysis developed at the Ship Research Institute of Norway is described and a few examples of results are shown.

It is concluded that in order to obtain a reliable analysis of anchor system motions and loads, time-domain analysis, or simulation programs, are required. This seems to be the most convenient method to take care of system nonlinearities.

Approximate description of dynamic responses can be obtained more simply by linearized, frequency-domain analysis.

1. INTRODUCTION

In addition to the traditional bow anchoring of ships, anchoring systems are used for position - keeping in a wide range of maritime operations. Anchored vessels differ in size from small instrument-carrying buoys to huge construction barges. The positioning tolerances depend on whether, and how, the operation of the anchored vessel is connected to the seafloor or to other structures, some examples are shown in table 1.

The trends towards increased size of vessels and advance into greater water depths are posing increased requirements to anchoring systems, which in turn tend to become heavy and difficult to handle. Attempts to extend the depth capacity of anchoring systems are:

- Improving the tension control in order to increase the allowable load.
- Introduction of composite anchor lines and synthetic rope.
- Replacing or extending the anchoring system with a propeller positioning system.

All of these measures (except a complete propeller positioning system) poses increased requirements to and reliability of anchoring system analysis.

2. ANCHOR SYSTEM FORCES AND MOTIONS.

Anchor system forces are conveniently divided into static and dynamic forces.

The static force has contributions from the average wind-, wave- and current forces. These forces are usually independent of the anchor system configuration, and are determined by the size, shape and orientation of the anchored vessel. The static force causes a vessel offset and static anchor line forces which can be directly computed from the anchor system characteristics.

Dynamic forces form a more complicated pattern, and may be strongly dependent upon the anchoring system. Sources of dynamic loads in an anchoring system are:

1. Transient loads due to system operations, such as change of line lengths, anchor movements and pull-ahead of a pipelaying vessel, etc.
2. Slowly varying wind forces and wave drift forces, or general instability of the anchored vessel which may cause horizontal motions.
3. Wave induced motions of the anchored vessel (1. order responses).
4. Wave induced loads directly on the anchor lines.
5. Periodic vortex shedding which can cause high-frequency oscillation of the anchor lines (strumming).

Because most anchoring systems are weakly or moderately damped, the slowly varying wind- and wave forces may cause resonant motions at the natural periods, which typically are in the range of 60 - 180 seconds, depending on vessel displacement and system stiffness. The magnitude of the low-frequency motions decrease with increasing damping. The damping forces are mainly due to viscous drag forces on vessel hull and anchor lines, and to wave energy dissipation caused by the vessel motions.

The wave induced motions of anchored vessels are, within the wave frequency range, weakly influenced by a conventional anchoring system, provided that the natural periods are significantly larger than the wave periods. This may not be the case for taut-moored vessels, such as tension-leg platforms. For these structures the vertical motions are strongly influenced by the anchoring system, even in the wave frequency range.

Wave-induced loads acting directly on the line is restricted to the upper part of the line, and is usually negligible compared to the influence of the upper end-point motion.

The vortex shedding causes small-amplitude motions with typical periods 0.25 - 1 s, depending on cable diameter and relative velocity.

3. PURPOSE OF ANCHORING SYSTEM ANALYSIS.

Analyses of anchoring systems are carried out for several purposes, see table 2.

Table 1 Some applications for and requirements to large anchoring systems.

OPERATION	VESSEL (Mass)	POSITION TOLERANCES	OTHER REQUIREMENTS
Drilling	Drilling platform (5000 - 20000 t)	$\pm 4-6\%$ of water depth depending on riser and drill string construction.	1 - 2 months on each location.
Pipe-laying	Lay-barge (10000 - 60000 t)	$\pm 4-6\%$ of water depth, $\pm 2-4^\circ$ yaw motion depending on flexibility of suspended pipe and stinger structure.	Pipe tension in addition to external forces. Step-wise pull-ahead 2-5 km/day.
Thermal energy extraction	OTEC-platform	Wide, within warm ocean current.	Long-term, 15 - 30 years
Oil and gas transfer	Single point mooring buoy and tanker (50000 - 300000 t)	Depending on method of attachment to subsea pipe line	Long-term, 15 - 30 years
Platform construction	Crane barge (10000 - 60000 t)	$\pm 1 - 10$ m relative to fixed structure, depending on phase of operation.	Short to medium term, 1 week - 6 months. Operation close to vulnerable structures.
Wave power plants	Buoys Rafts Platforms	Wide, may rotate	Long-term 15-30 years minimum maintenance

Table 2. Purposes of anchoring system analysis.

Operational stage	Purpose of analysis.
Independent of operation	. Develop rules, regulations and guidelines for design and operation.
Vessel and equipment design	. Indicate operation limits in terms of water depth, weather, position tolerances and safety requirements.
Education and training of personnel	. Simulate system response to operator action.
Operation design, mooring pattern design	. Select pretension level and anchor spreading . Predict expected downtime . Planning of emergency operations
In operation	. System monitoring . Simulate system responses to planned action or expected weather conditions

The development of rules and regulations /1,2/ are usually based on long-term experience from design, inspection, damage- and failure statistics etc. Analytical tools may be helpful in systematic parameter studies in order to clarify the influence of various parameters, such as anchor line length, elasticity etc. Such parameter studies may also be helpful in order to identify the various load components inherent in the empirical design practice. In particular it is interesting to obtain an indication of the relative magnitudes of static and dynamic load contributions. This is necessary in order to obtain

a rational design of new constructions based on a minimum of empirical information. Along with the improvements of analytical tools, the rules and regulations are shifted to more fundamental criteria. For instance, dimension criteria may be replaced by stress criteria, and further on, stress criteria may be replaced by reliability- or risk criteria.

Anchor system design for new vessels or new operations are developing according to the same trend. Rules and regulations based on experience are lacking, and generally a documentation of the system capability in the proposed service is required. Static and dynamic analyses are valuable and inexpensive extensions to the more traditional model tests in order to determine motions and anchor line forces in various weather conditions.

Education and training of personnel have usually been carried out on the job. Mathematical models of anchor systems and environmental forces have been implemented in real-time computer simulation programs /3/. Such tools may shorten the required on-the-job training period and offer training on rare incidents, such as extreme weather conditions, line breakage, anchor dragging, etc.

For each new operation or new location an anchor system configuration must be determined. A more or less thorough analysis must be carried out, both estimate in order to select an optimum pretension level and in order to estimate the holding power and vessel offset in the expected weather conditions. This is necessary both in order to obtain insurance cover and to satisfy the seaway authorities as well as in order to assess the expected downtime due to insufficient anchor system capacity. Analyses can also be carried out in order to plan emergency actions, requirement for standby tugs, actions in response to line breakage etc.

In actual operation analytical tools may be helpful both in system monitoring and in system running. Analytical relations may be implemented in monitoring devices in order to display quantities which can not be directly measured, such as suspended line lengths, total forces on the vessel etc. A fast simulator may be used to predict system responses to proposed actions, such as line length adjustments, anchor move etc. Analytical models may also be used in order to obtain an integrated, automatic or semi-automatic winch control-system.

4. METHODS OF ANCHORING SYSTEM ANALYSIS.

Static and quasi-static analysis.

The most simple method for obtaining estimates of anchor line tension consists of the following steps:

1. Determine the wave-induced motions of the freely floating vessel (as un-affected by the anchoring system).
2. Carry out a static analysis of the anchoring system in order to determine the restoring force characteristics /4/.
3. Determine the external forces due to wind, waves and current (average values).
4. Determine static vessel offset.
5. Determine total vessel excursion, including the wave-induced motions.
6. The corresponding (static) tension in the highest loaded line can be derived directly from the static analysis.

The result is shown schematically in figure 1. This has been the most commonly used method of analysis and probably yields a reasonably good result for a wide range of cases. It does, however, not include the slowly varying motions due to wind- and wave drift forces, and it does not include the dynamic effects in the anchor line.

Linearized, frequency-domain analysis.

Assuming that the motion responses are separable into a high-frequency motion in the wave-frequency range, and a low-frequency motion determined by the natural periods and damping properties, a linearized, frequency-domain analysis can be carried out as follows:

1. Determine transfer functions of wave-induced motions, H_{XHF} .
This can be done analytically or by model tests.

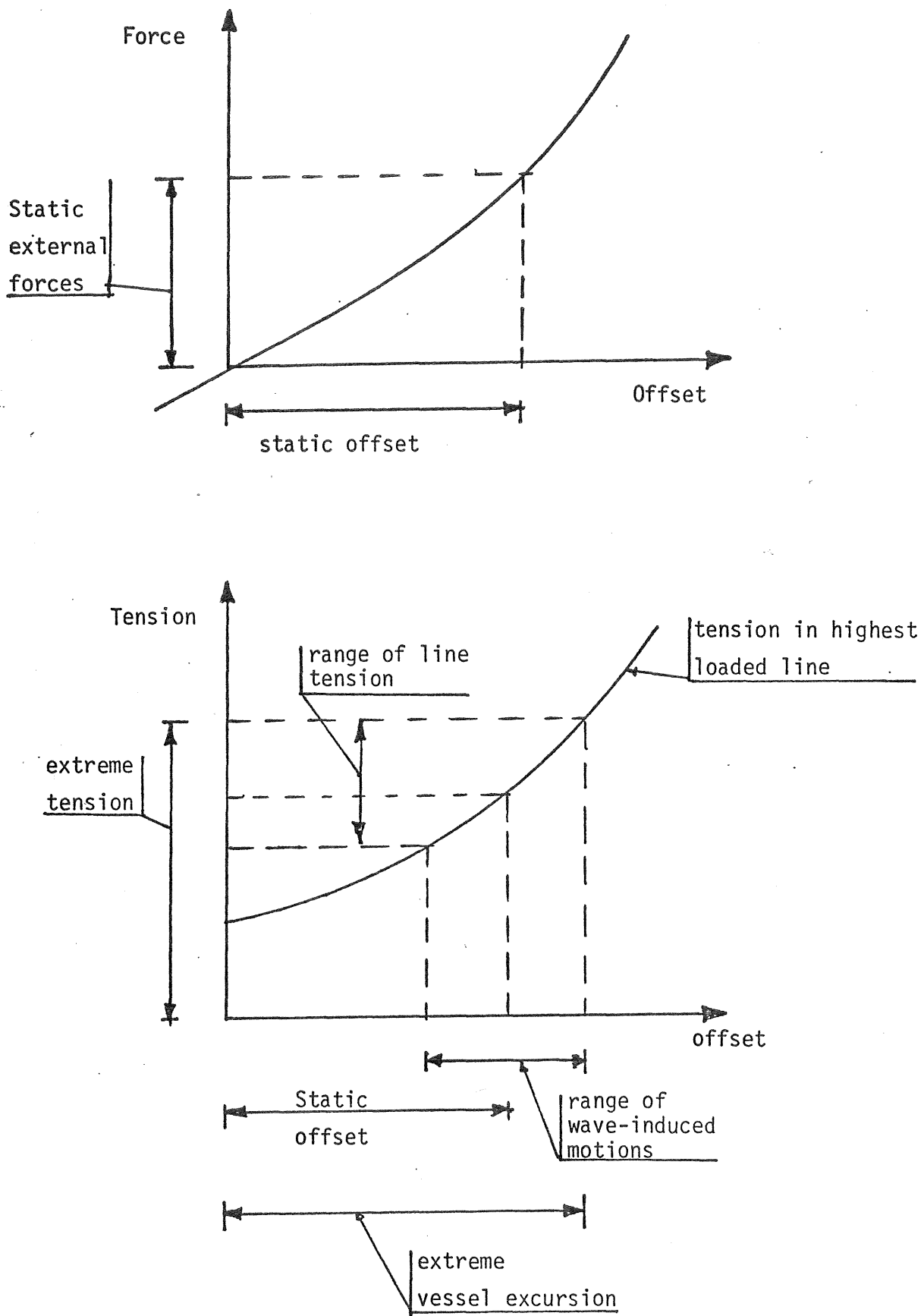


Figure 1 Static and quasi-static analysis of anchoring system.

2. Determine spectrum of wave-induced motions:

$$S_{XHF}(\omega) = |H_{XHF}(\omega)|^2 S_{\xi}(\omega)$$

3. Determine the transfer function of low-frequency motions, $G_{XLF}(\omega)$.

4. Determine spectrum of slowly varying forces

$$S_{FLF}(\omega) = S_{FLF, wave}(\omega) + S_{FLF, wind}(\omega)$$

5. Determine spectrum of slowly varying motions:

$$S_{XLF}(\omega) = |G_{XLF}|^2 S_{FLF}(\omega)$$

6. From the spectral representations standard deviations and extreme values of the two motion components can be estimated. Expected combined extreme values can be estimated based on various assumptions regarding the correlation of high-frequency and low-frequency motions.
7. Extreme values of anchor line tension is obtained either directly from the static cable characteristic, or a dynamic magnification factor (more correctly an apparent, frequency-dependent, stiffness increase) may be estimated by means of a dynamic cable analysis program /5/. This magnification factor gives an addition to the high-frequency part of the dynamic force.

The method outlined above includes the slowly varying motions and forces in the form of a spectral representation. This representation does not reflect nonlinearities in the system, and it does not discriminate between a symmetric and a skewed response, see figure 2. Since the slowly varying wave forces are strongly skewed, figure 3, and the restoring force characteristic may be more or less non-linear, a linearized frequency-domain analysis may be inaccurate.

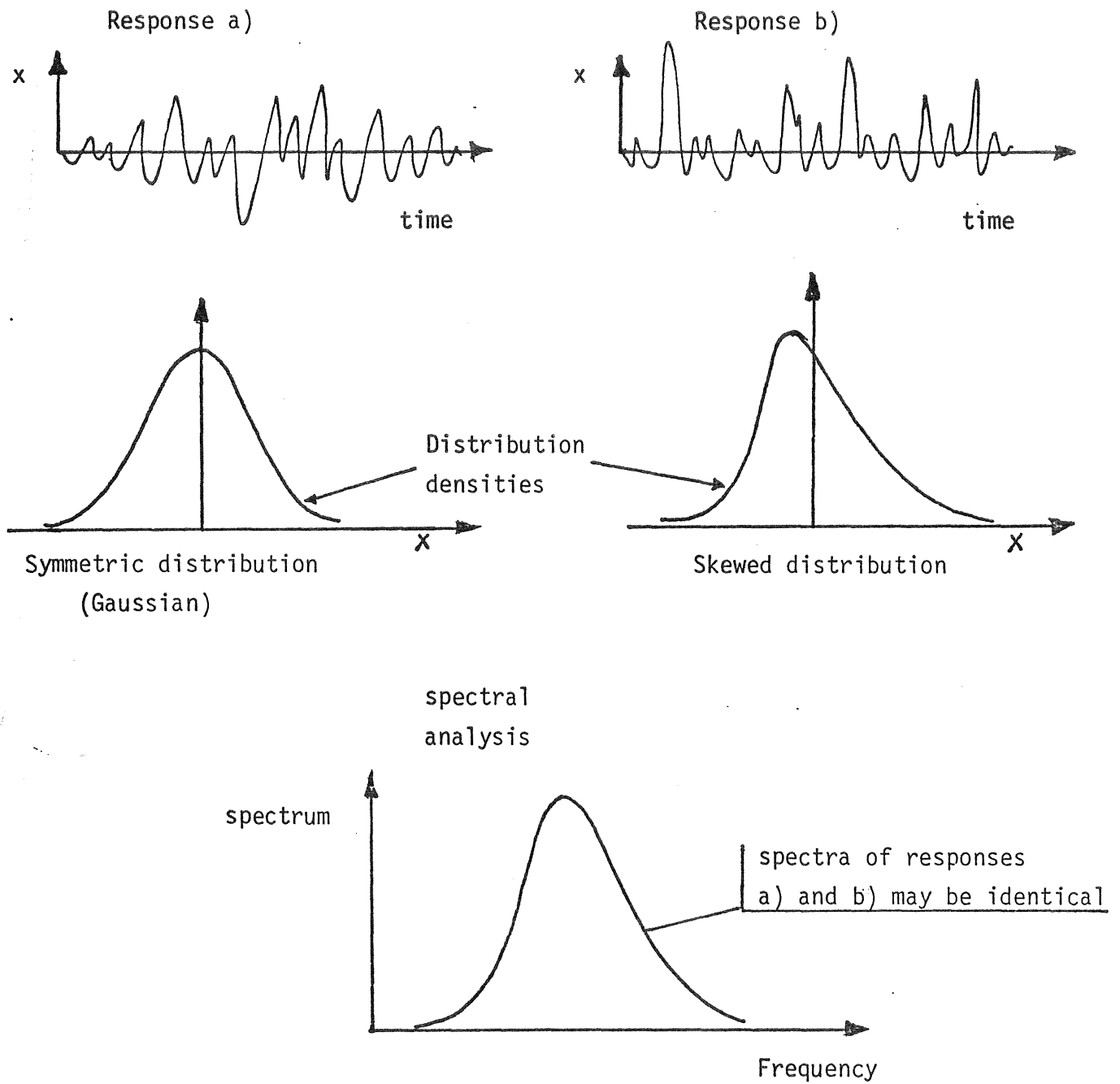


Figure 2 A linear frequency-domain analysis does not discriminate between the responses a) and b).

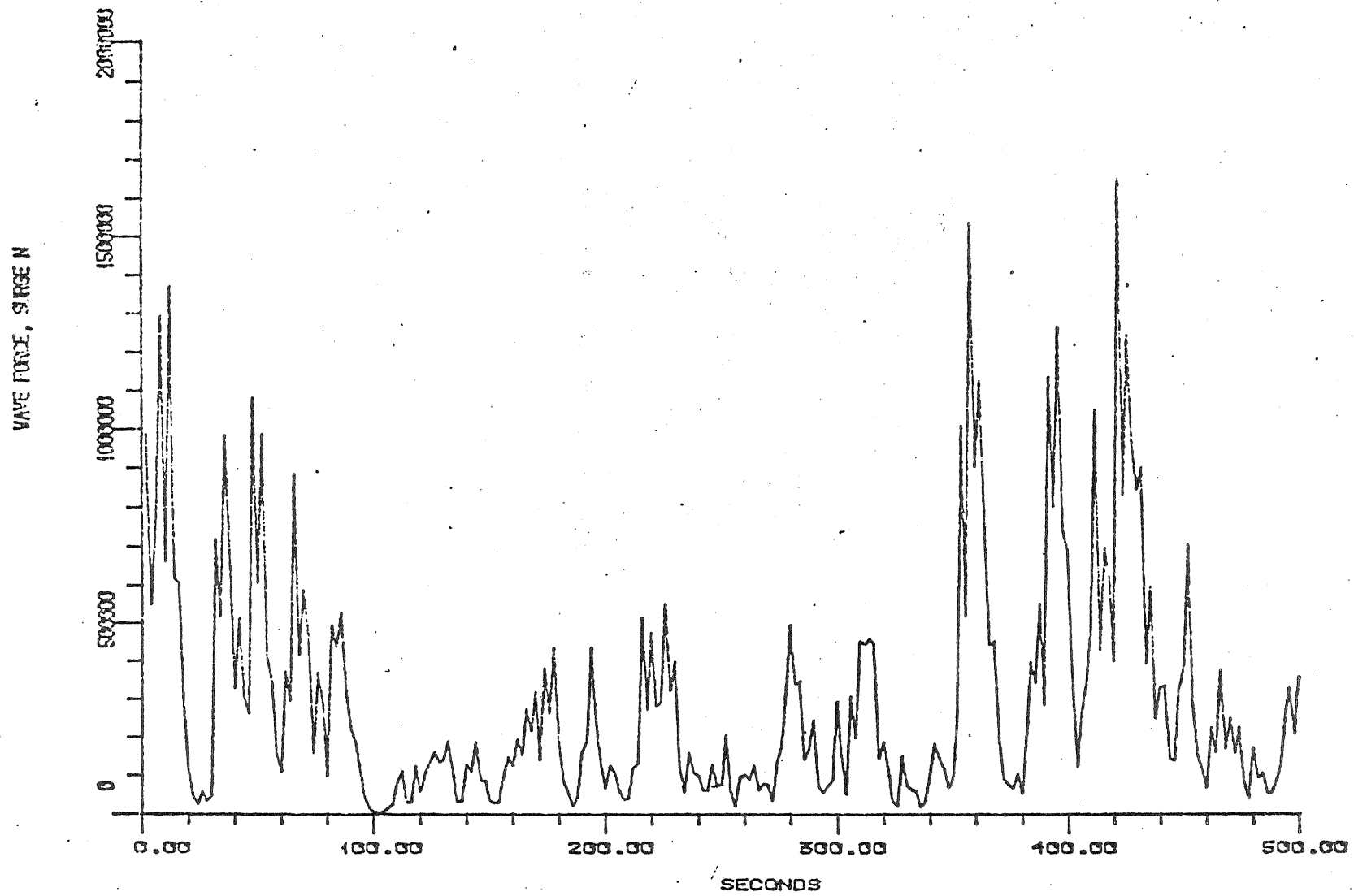


Figure 3 Sample of wave drift force demonstrating the lack of symmetry.

Non-linear time-domain analysis.

In order to account for non-symmetric (non-Gaussian) wave forces and system non-linearities in damping forces and restoring forces, a procedure of dynamic analysis have been developed and implemented at NSFI. Figure 4 shows the lay-out of the procedure. The steps included in the analysis are described below.

1. Determine frequency response functions of first-order vessel motions.
2. Determine wave drift force coefficients in regular waves.
3. Determine wind- and current drag coefficients.

These parameters can be determined by model tests or theoretically using available computer programs. The results of these steps, together with a description of anchoring system and wind- and wave spectrum parameters, constitute the input to the motion simulation program "MOSSI" /6/. The motion simulation consists of the following steps:

4. Perform a static analysis of the anchoring system in order to determine restoring force characteristics.
5. Generate time series of high-frequency motions. A random sampling of phase angles and Fast Fourier transform is applied to convert the spectral description into time series representation.
6. Generate time series of slowly varying wind- and wave forces. Methods according to Hsu and Blenkarn /7/ and Newman /8/ are available. The latter method seems to be preferable in this case.
7. Generate time series of slowly varying motions by integrating the differential equation of dynamic equilibrium in 3 degrees of freedom.
8. Add high-frequency and low-frequency motions to form total motions.

In this way the motions, i.e. displacement, velocity and acceleration, of any point on the vessel, or rigidly connected to the vessel, may be computed. In particular the motions of the line terminal points (fairleads) are interesting with respect to anchor line loads.

The two most uncertain parameters in the analysis indicated above are the wave drift force coefficients and the hydrodynamic drag force coefficients, in-

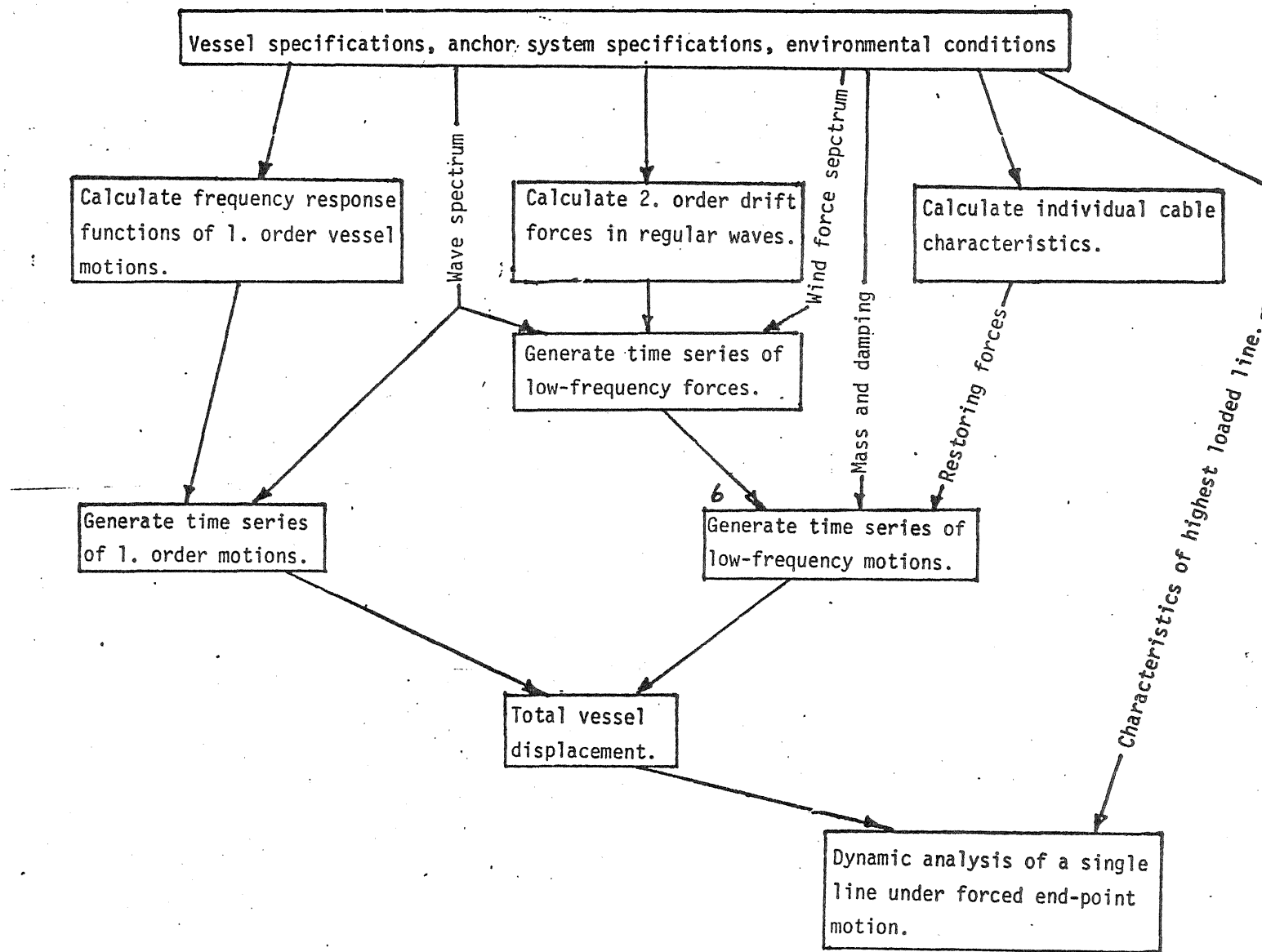


Figure 4 Elements of non-linear time-domain analysis of anchoring system.

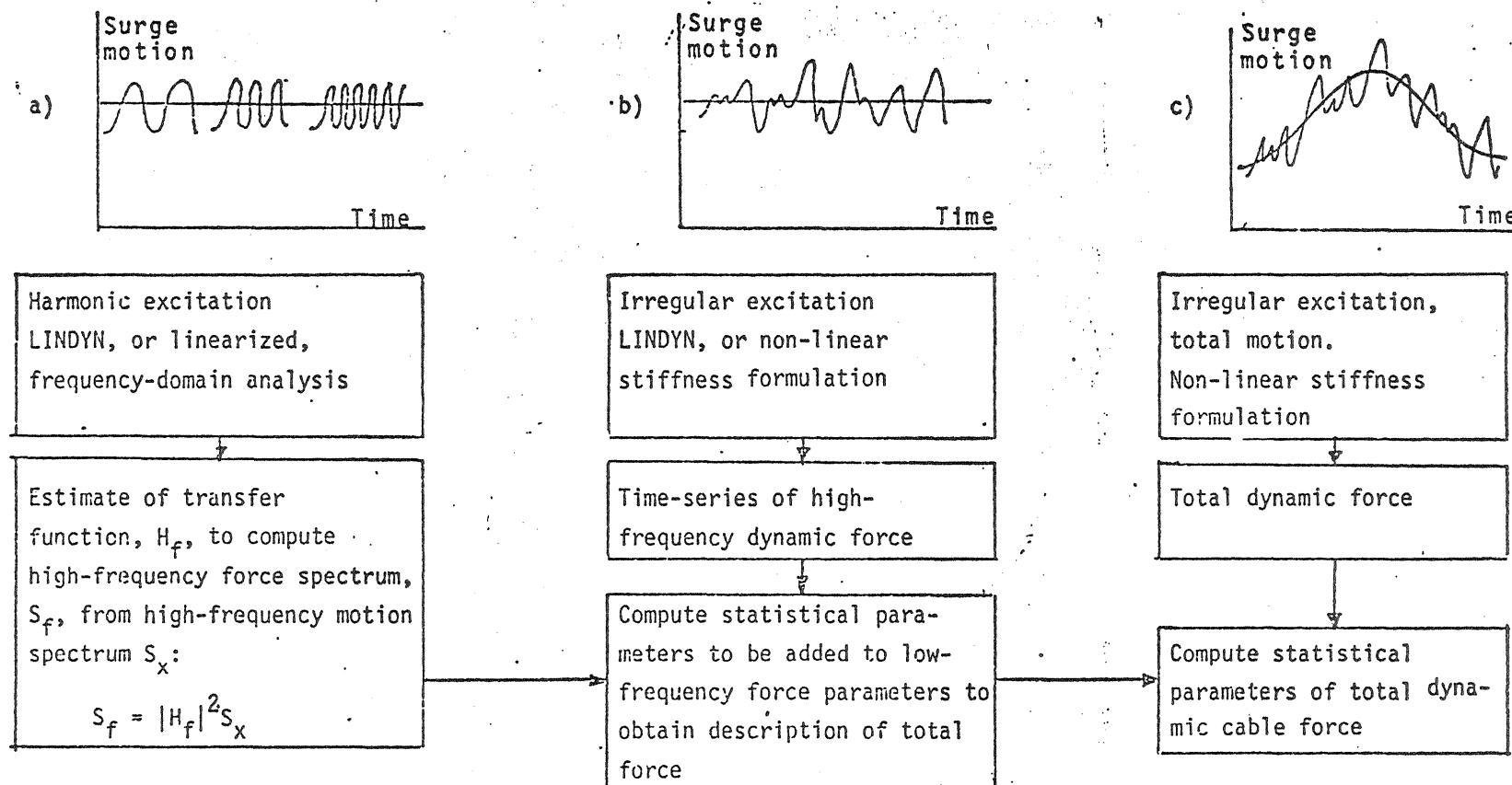


Figure 5 Methods to estimate total dynamic cable force due to a specified motion at the fairlead.

cluding the question whether the drag force should be proportional to the velocity or to the velocity squared, or to a different power of the velocity. In designing model tests or other experiments, some effort should be put into obtaining more reliable drag force coefficients on vessels as well as on anchor lines.

When the motions have been determined in this way, the next step is to compute the dynamic response of one or more of the highest loaded lines. Three alternatives are outlined in figure 5. Depending on the magnitude of the high-frequency motions and on the nonlinearity of the anchor line characteristics, more or less simplified analyses may be carried out. Since these analyses require the use of a finite element model /5,9/ involving 20-40 degrees of freedom or more, this is a far more time-consuming task than generating the time series of vessel motions in 6 degrees of freedom.

The most complete alternative, c) in figure 5, may be impractical since a simulation time of several hours duration may be required in order to obtain a satisfactory description of the low-frequency phenomena.

Alternative b) only requires a duration sufficient to represent the high-frequency motions, typically 15-20 minutes. The analysis must, however, be carried out for a number of tension levels covering to the range of the low-frequency motions.

Alternative a) only requires a duration covering 4-5 wave periods in order to establish a displacement-to-tension transfer function. This approach seems to be applicable for a wide range of slack anchor lines, and even tow lines, provided that the high-frequency motions are moderate, or that the high-frequency motions are narrow-banded, i.e. nearly harmonic.

5. Examples of results and experiences.

The simulation procedure as described above has also been used for a towing system /10/. This system is very similar to an anchoring system with respect

to non-linearities and dynamic behaviour. The following results are partly gained from analysis of towing systems, and partly from analysis of anchoring systems.

Simulation periods.

In order to obtain a reasonable description of the non-linearity, or the asymmetry of the low-frequency motions, simulation periods of 4-6 hours may be required, see figure 6.

Extreme values.

Similarly to a linear response, the extreme values of a non-linear response in terms of the expected largest value in a period T , seems to be nearly proportional to $\sqrt{\ln N}$ in which $\ln N$ is the natural logarithm of the number of maxima in the period T . The proportionality factor depends, however, both on the standard deviation, and on the skewness of the response. See figure 7.

Relation between standard deviation and extreme values.

A change of the non-linearity due to stiffness- or damping modifications may cause different changes in standard deviation and in extreme values. Figure 8 shows a case in which the standard deviation, and consequently also the spectrum area, which would be computed in a linear frequency-domain analysis, increases while the extreme values, as estimated from the non-linear analysis decrease.

Sample of time series of wave forces and motion responses.

Figure 9 shows a sample of the wave drift force and the corresponding motion responses of a drillship in 6 m waves. Figure 10 shows the terminal point motions of line no. 3 in the horizontal and vertical directions in the same case.

Relative uncertainty is defined by:

$$\delta = \frac{\text{Average value of parameter}}{\text{Standard deviation of parameter}}$$

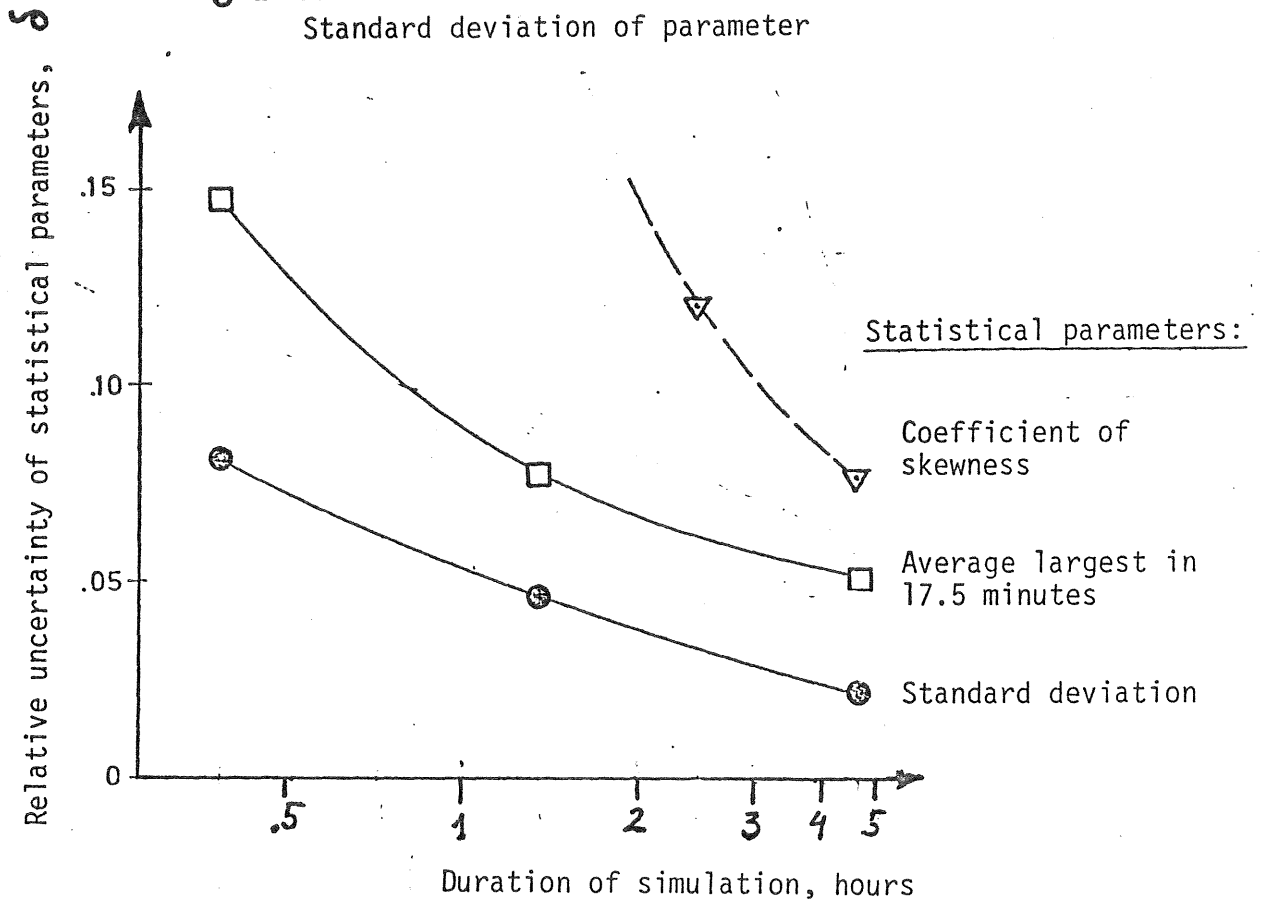


Figure 6 Relative uncertainty of computed values of standard deviation and extreme value as function of simulation period. Response with negative skewness.

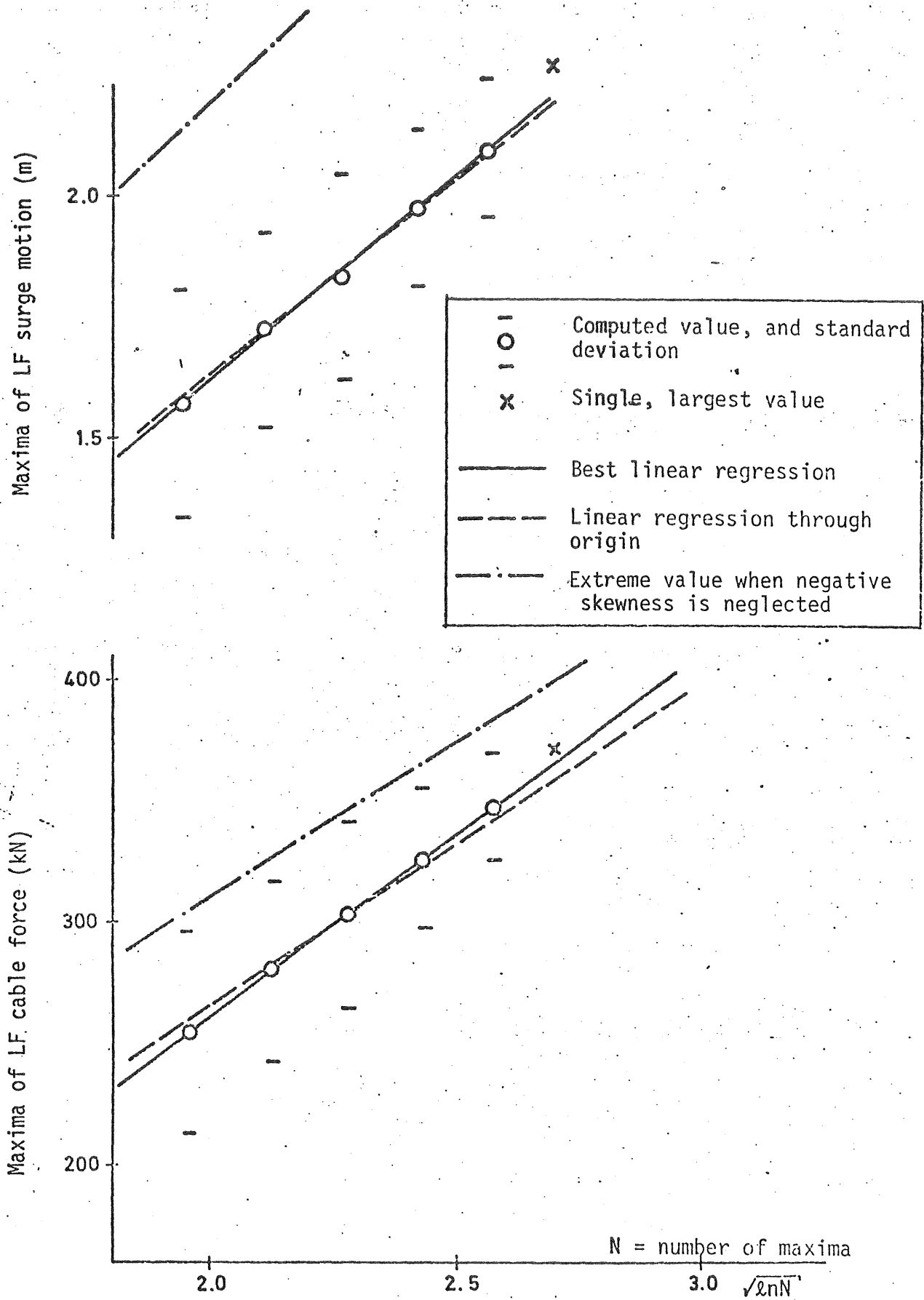


Figure 7 Low-frequency motion and cable force. Expected largest of N individual maxima appears to be nearly proportional to $\sqrt{\ln N}$. Responses with negative skewness.

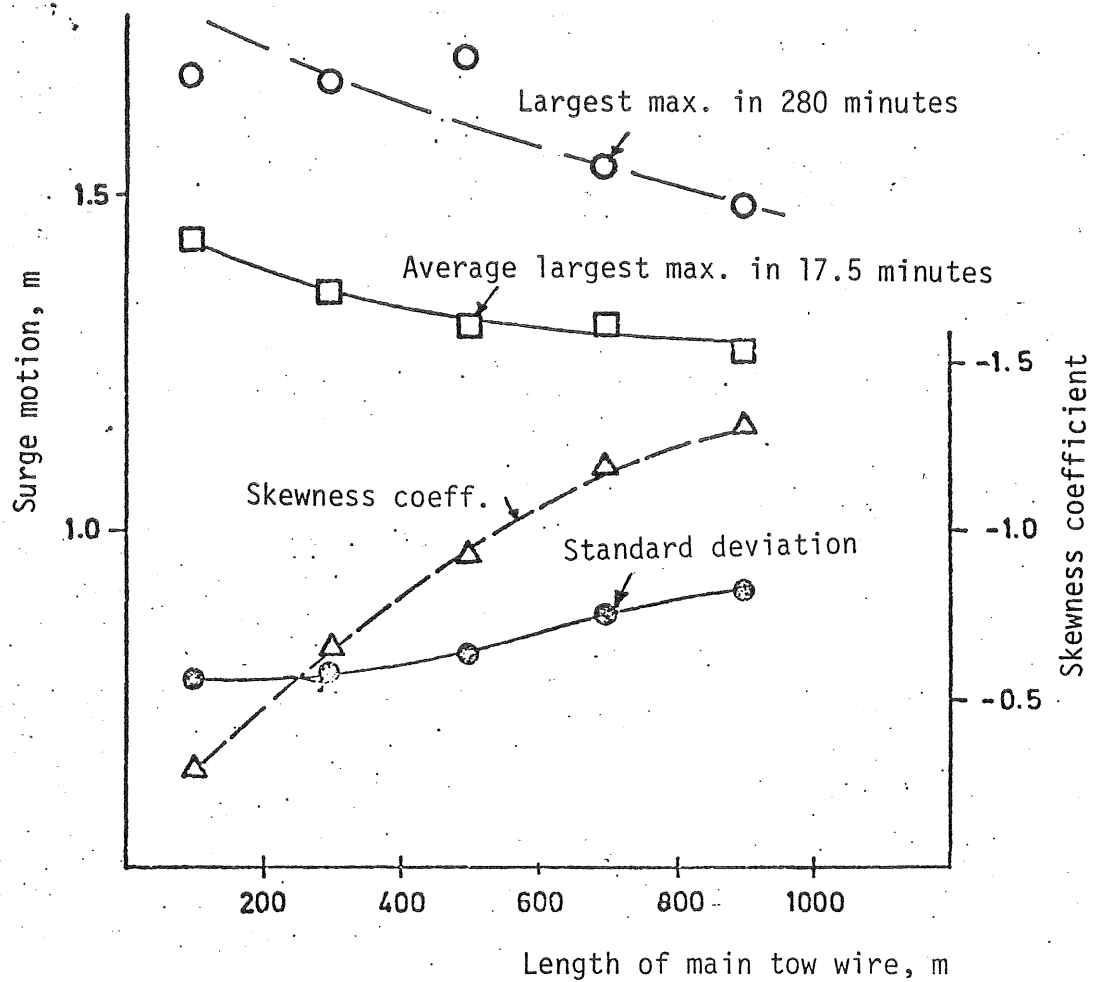


Figure 8 Example of nonlinear system in which extreme values decrease while the standard deviation increases.

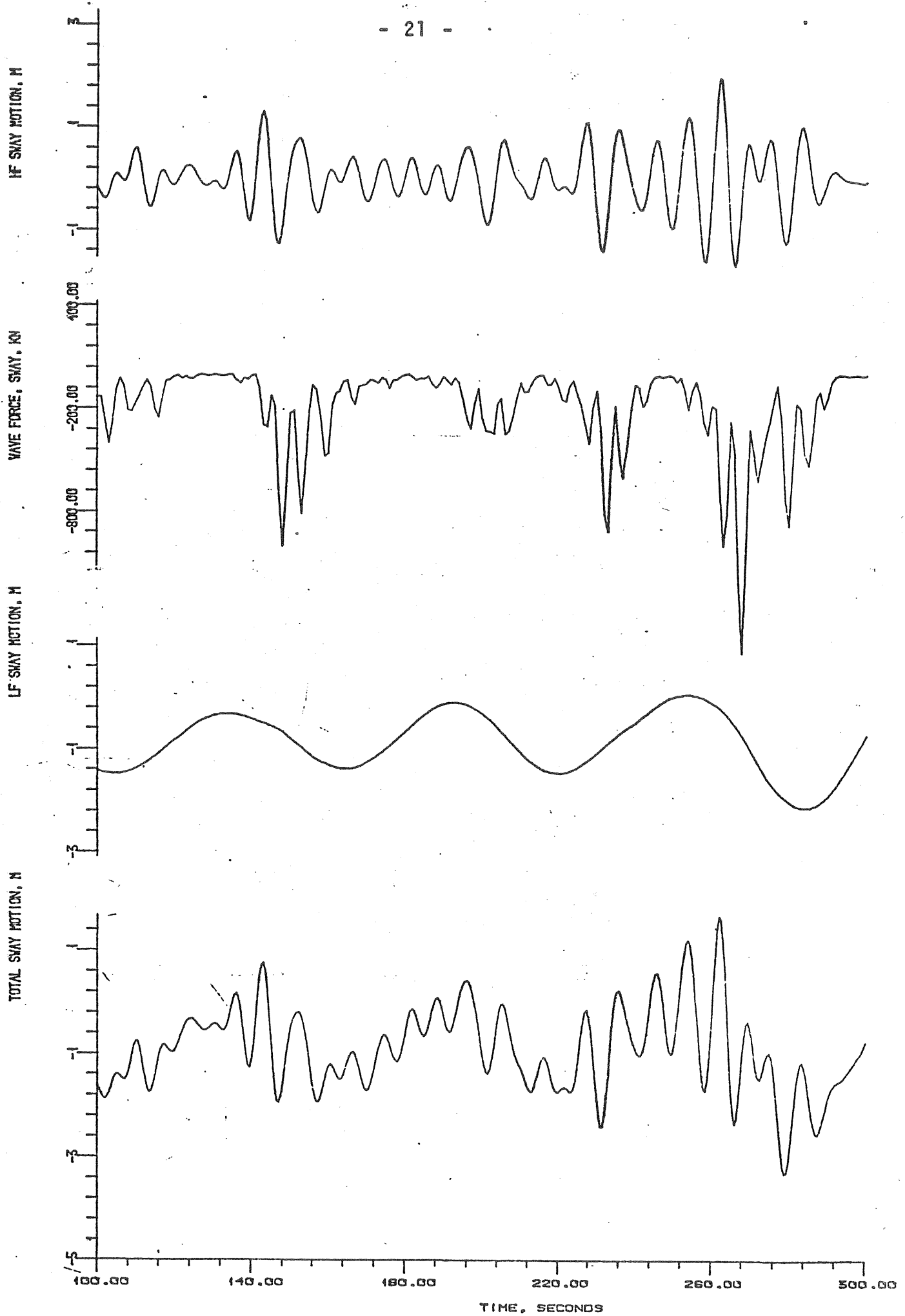


Figure 9 Wave drift force and motion responses of an anchored drill ship.

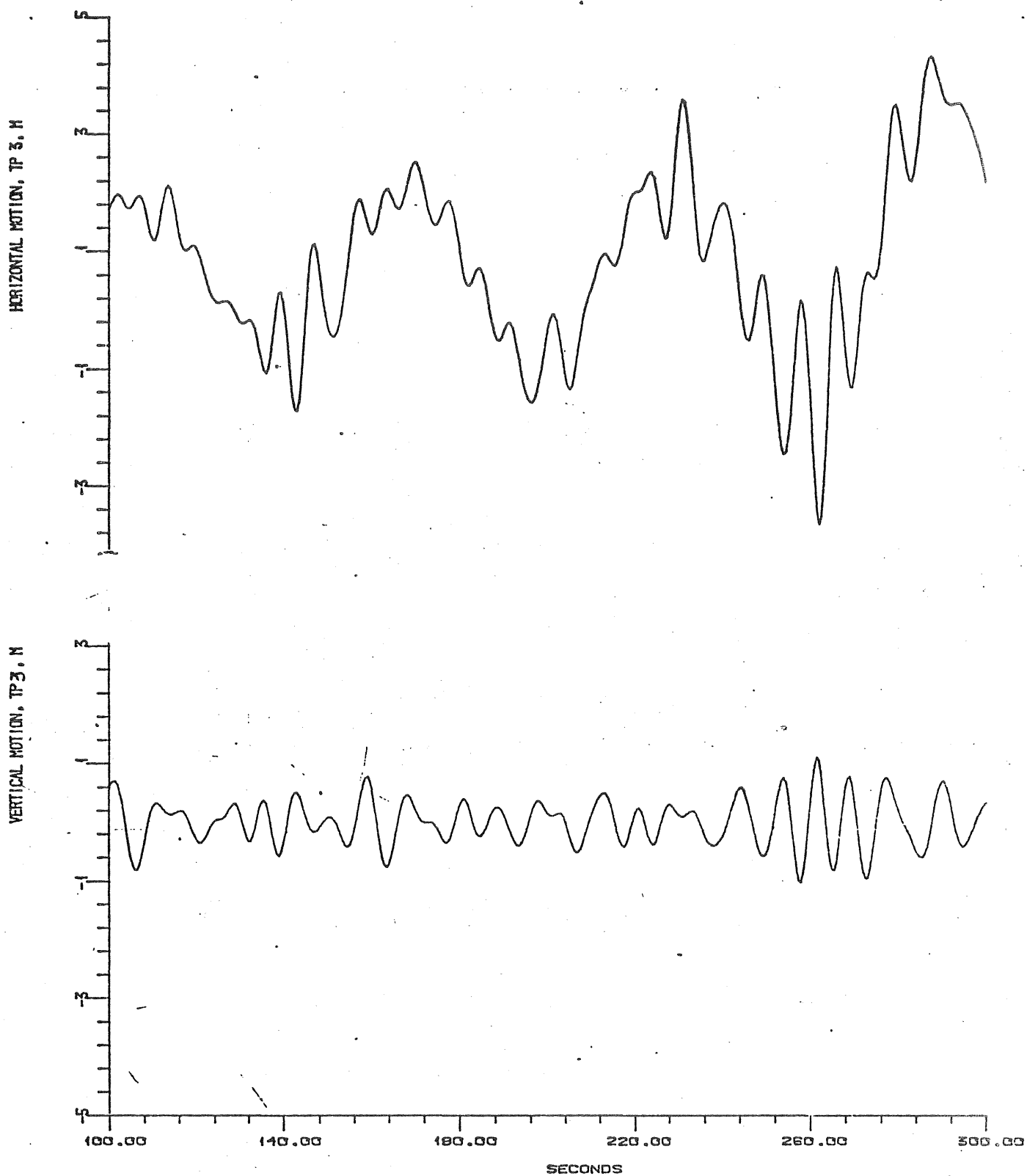


Figure 10 Motion of fairlead of highest loaded line of the vessel in figure 9.

Dynamic responses of anchor lines.

The dynamic tension induced by a forced end-point motion increases with increasing frequency. This seems mainly to be due to the hydrodynamic resistance against lateral motions. An upper limit of the dynamic force seems to correspond to a purely elastic or visco-elastic elongation of the line, see figure 11.

Simulation of line breakage.

Simulation programs are useful tools in order to study consequences of a line breakage or anchor dragging. Figure 12 shows an example of platform motion following a line breakage. This problem is particularly important for vessels which are anchored in the vicinity of other structures, for instance work barges and accommodation platforms.

6. Conclusions.

Several methods and tools are available for analysis of anchoring systems for different purposes.

Most of the methods can be improved by further experimental verification and/or calibration, particularly with respect to damping phenomena and slowly varying wave forces.

In order to obtain a realistic description of system nonlinearities, a time-domain simulation technique seems to be convenient tool. Linear frequency-domain analysis is preferable in cases where non-linear effects are negligible.

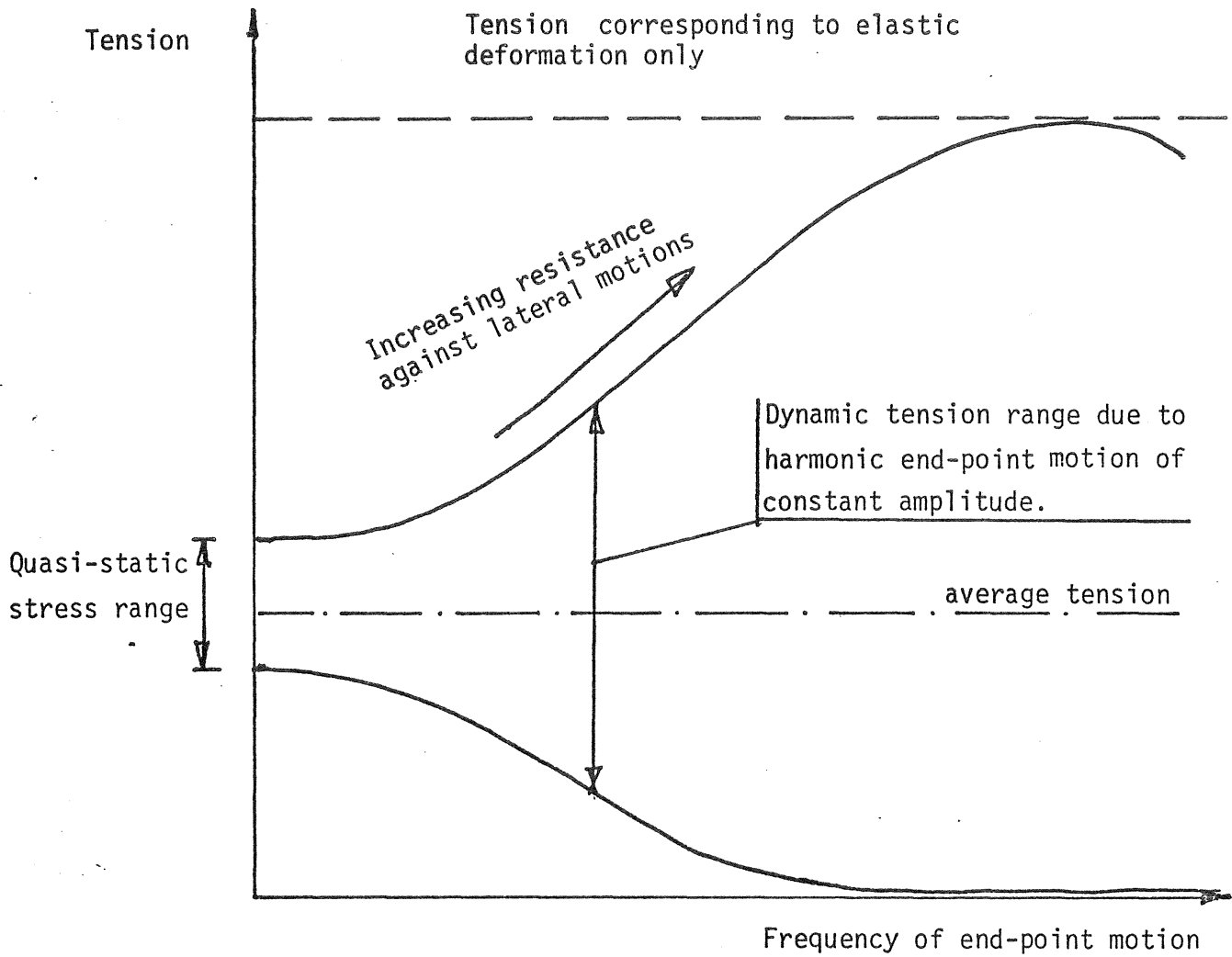


Figure 11 An upper limit for dynamic force in an ordinary anchor line may be approximated by the force corresponding to a pure elastic deformation.

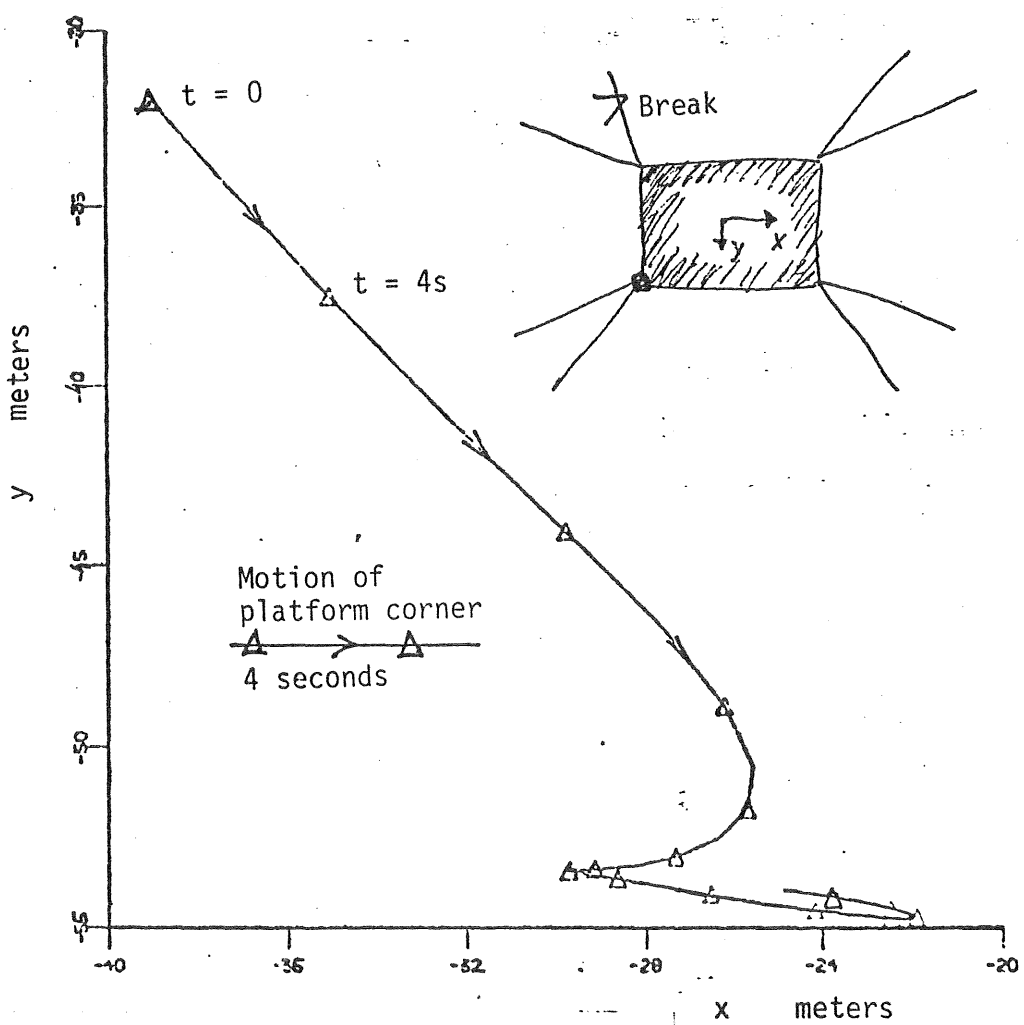
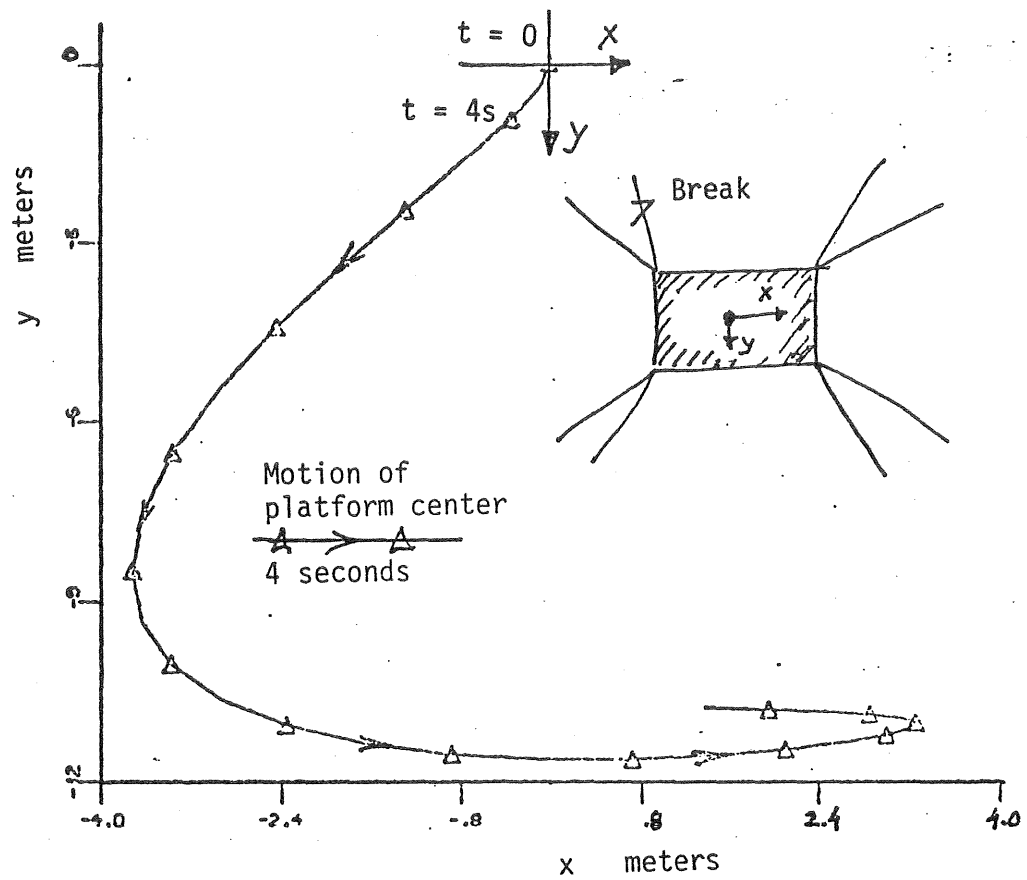


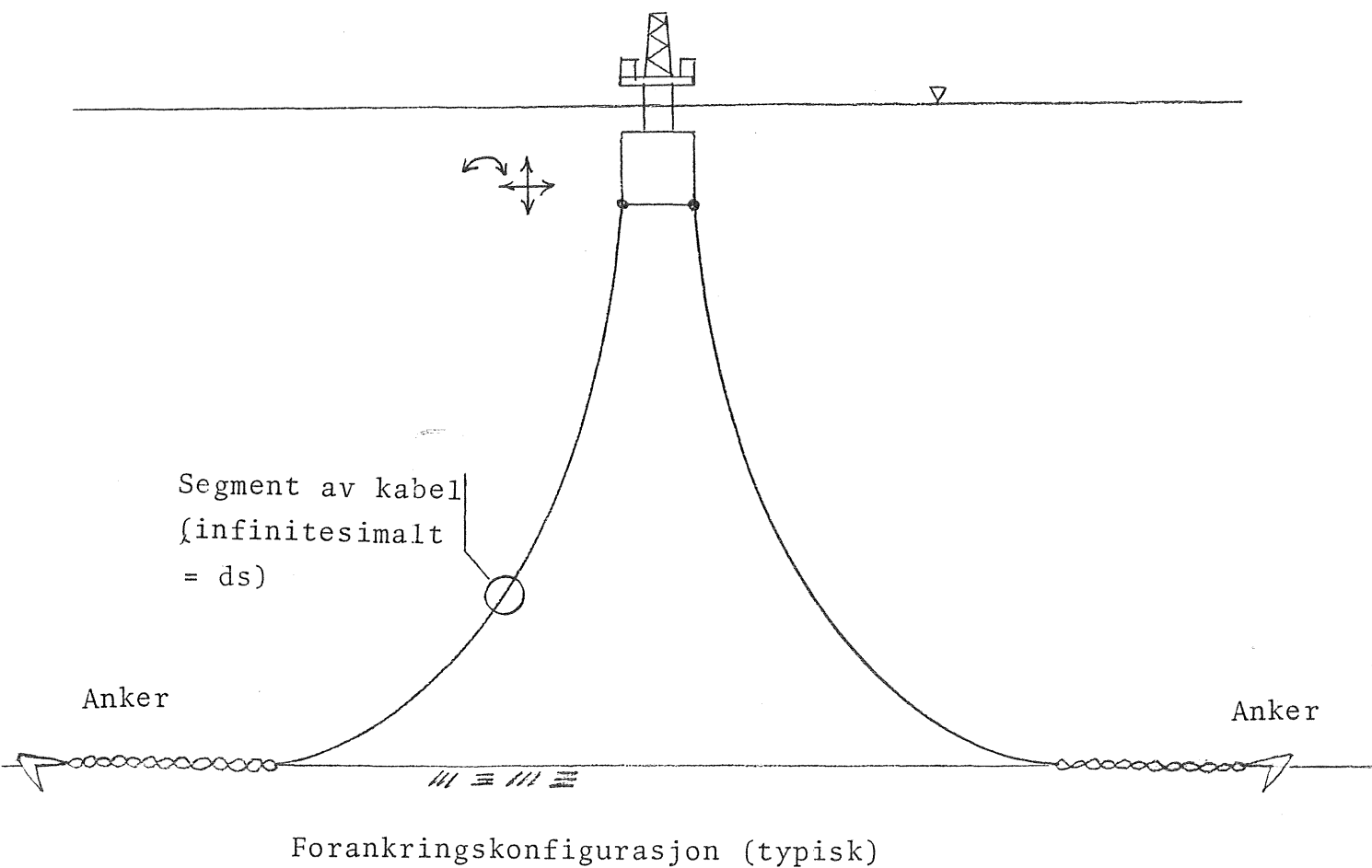
Figure 12 Motions of an anchored platform following a line breakage. Wave-induced motions are not included.

References

- /1/ N.N.: "Forskrifter for flyttbare boreplattformer av 10. september 1973", Sjøfartsdirektoratet (The Norwegian Maritime Authorities) Oslo 1973.
- /2/ N.N.: "Declarations on Transit, Location and Lay-up of Mobile Offshore Units" Det norske Veritas, to be published April 1980.
- /3/ Dons Jensen, H.E., Furuholt, E.: "MOSSI, A Computer Based Simulator for Training of Mooring System Operators". Paper to be presented at ASSOP0'80, Trondheim June 1980.
- /4/ Furuholt, E.M.: "ANKAN, and EDP-program for mooring line analysis, Users Manual, The Ship Research Institute of Norway, Trondheim 1974.
- /5/ Furuholt, E.M., Larsen, C.M.: "LINDYN, A Program for Dynamic Analysis of Mooring Lines", The Ship Research Institute of Norway, Trondheim 1975.
- /6/ N.N.: "MOSSI, An Offline Simulation Program for Mooring System Simulation", User's Manual". The Ship Research Institute of Norway, Trondheim 1980, Unpublished.
- /7/ Hsu, F.H., Blenkarn, K.A.: "Analysis of Peak Mooring Force Caused by slow Vessel Drift Oscillation in Random Seas". Paper No. 1159 Offshore Technology Conference, Houston 1970.
- /8/ Newman, J.N.: "Second-order, Slowly-varying Forces on Vessels in Irregular Waves". International Symposium on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves, Univ. College, London 1974.
- /9/ Johansson, P.I.: "A Finite Element Model for Dynamic Analysis of a Mooring Cable", Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1976.
- /10/ Fylling, I.J.: "Analysis of Towline Forces in Ocean Towing Systems". Dr.ing. Thesis UR-79-05. The Norwegian Institute of Technology, Division of Marine Structures, Trondheim 1979.

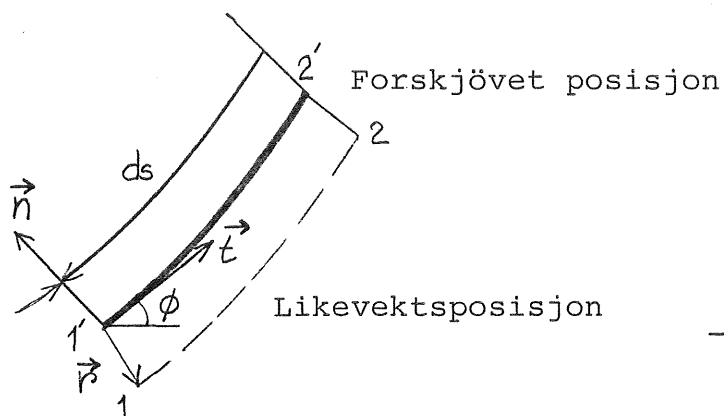
Per J Johansson, Kvaerner

"Dynamisk beregning av krefter i förankringskabler"



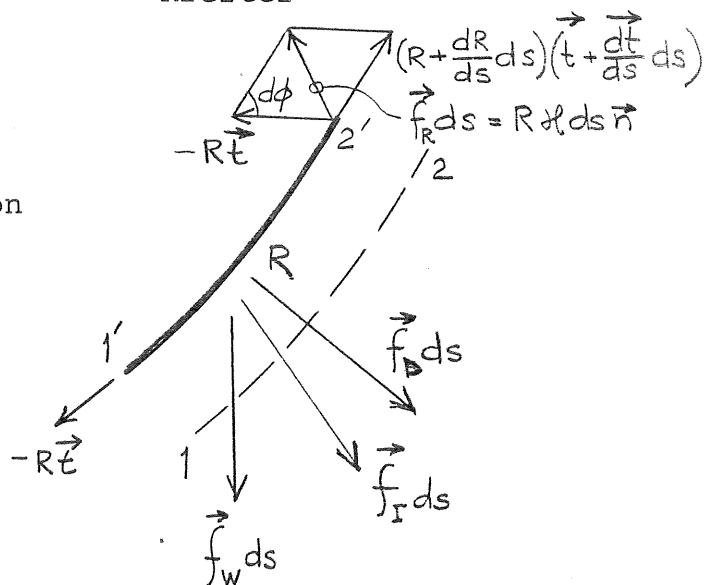
Tidsavhengig geometri og krefter.

Geometri



Tangent: $\vec{t}$
 Krumming: $\kappa = \frac{d\phi}{ds}$
 Normal: $\vec{n} = \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{d\vec{t}}{ds}$

Krefter



Resulterende strekk-kraft:

$$\vec{f}_R ds$$

Drag-kraft: $\vec{f}_D ds$

Treghetskraft: $\vec{f}_I ds$

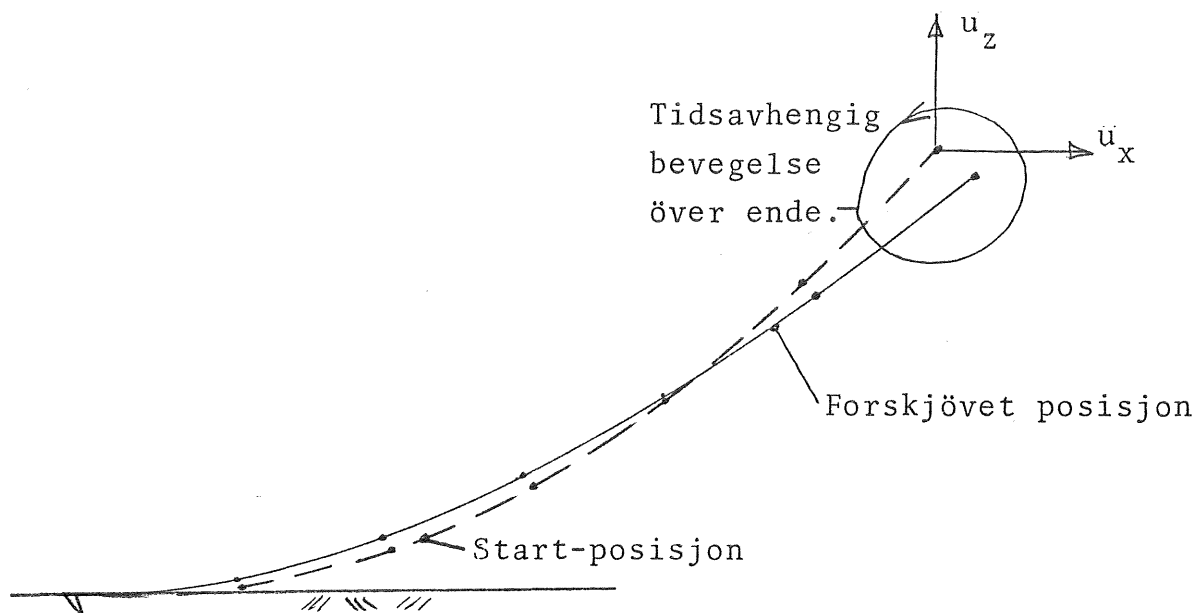
Vekt: $\vec{f}_W ds$

Dynamisk likevektsbetingelse:

$$\vec{f}_R + \vec{f}_D + \vec{f}_I + \vec{f}_W = \vec{0}$$

(d' Alembert' s prinsipp)

Diskret modell (finite element)
(Ikke-linear)



Knute-punktforskyvninger $\underline{r}$.

Resultant strekk-kraft: $\underline{F}_R$

Resultant drag-kraft: $\underline{F}_D$

Resultant treghets-kraft: $\underline{F}_I$

Vekt: $\underline{F}_W$

Dynamisk likevektsbetigelse (d'Alembert's prinsipp):

$$\underline{F}_R + \underline{F}_D + \underline{F}_I + \underline{F}_W = 0$$

Etter en del mellomregning kan skrves:

$$\underline{M} \ddot{\underline{r}} + \underline{C} \dot{\underline{r}} + \underline{K} \underline{r} = \underline{F}(\underline{r}, \dot{\underline{r}}, \ddot{\underline{r}}, t)$$

($\underline{M}$ = masse-matrise, $\underline{C}$ = dempningsmatrise, $\underline{K}$ = stivhets-matrise, $\underline{F}$ er ikke-lineare krefter.)

Normalkoordinater er gitt ved egenvektorene $\underline{q}_i$ for egenverdi-problemet

$$(\underline{K} - \lambda_i \underline{M}) \underline{q}_i = 0$$

Eigenverdier λ_i diagonalmatrise $\underline{\Lambda}$

Eigenvektorer $\underline{q}_i$ egenvektormatrise $\underline{Q}$

Normalisering: $\underline{Q}^T \underline{M} \underline{Q} = \underline{I}$ = enhetsmatrise

Normalkoordinater $\underline{y}$: $\underline{r} = \underline{Q} \underline{y}$

Bevegelsesligning for normalkoordinater:

$$\underline{\ddot{y}} + \underline{S} \underline{\dot{y}} + \underline{\Lambda} \underline{y} = \underline{f}(\underline{y}, \underline{\dot{y}}, \underline{\ddot{y}}, t) = \underline{Q}^T \underline{F}$$

($\underline{S}$ = diagonal dempningsmatrise)

Normal-koordinatene $\underline{y}$ er koblet gjennom $\underline{f}(\underline{y}, \underline{\dot{y}}, \underline{\ddot{y}}, t)$.

Lösning utføres skrittvis over tidsskritt Δt , ved iterasjon innefor hvert tidsskritt:

$$\underline{\ddot{y}}^{(\ell+1)} + \underline{S} \underline{\dot{y}}^{(\ell+1)} + \underline{\Lambda} \underline{y}^{(\ell+1)} = \underline{f}(\underline{y}^{(\ell)}, \underline{\dot{y}}^{(\ell)}, \underline{\ddot{y}}^{(\ell)}, t)$$

($\underline{y}^{(\ell)}$) er ℓ 'te iterasjon)

Når $\underline{y}^{(\ell)}$ er kjent som funksjon av tiden t , kan ligningene for $\underline{y}^{(\ell+1)}$ dekobles og $\underline{y}^{(\ell+1)}$ bestemmes. For koordinat y_i av $\underline{y}$ skrives løsningen i Δt :

$$y_i = y_{ip} + y_{ih}$$

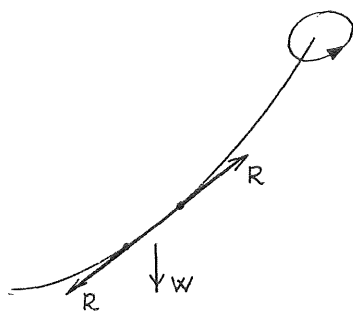
y_{ip} er partikulaerløsning

y_{ih} er homogenløsning. Integrasjonskonstantene i y_{ih} bestemmes ut fra tilstanden ved starten av Δt .

Iterasjon avsluttes når $\underline{y}^{(\ell+1)} \approx \underline{y}^{(\ell)}$ med ønsket nøyaktighet ved slutten av Δt . Ved tilstrekkelig korte Δt vil løsning konvergere.

Sammenligning statisk og dynamisk analyse av strekk-kraft-variasjoner.

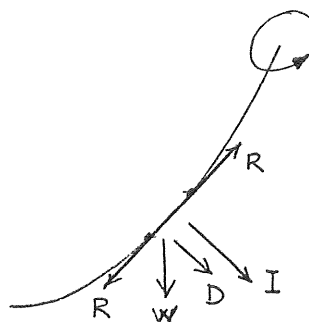
Statisk analyse



Krefter:

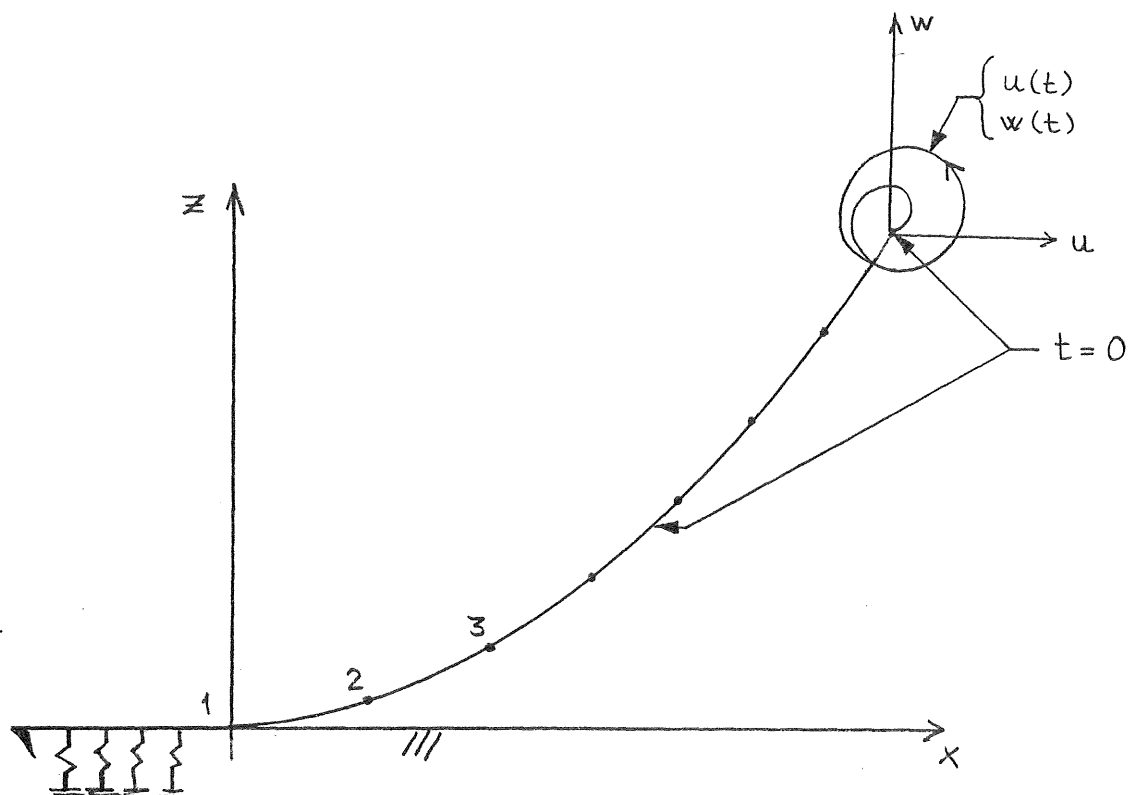
Strekk-kraft R
 Vekt W
 (Mulig også
 konstant drag-
 kraft D)

Dynamisk analyse



Krefter:

Strekk-kraft R
 Vekt W
 Tidsavhengig
 drag-kraft D
 Tidsavhengig
 treghets-kraft I

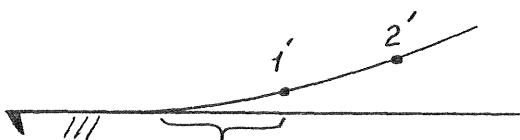


Intial- og grensebetingelser dynamisk analyse.

1. Start ved $t=0$: Statisk likevektsposisjon.

2. Grensebet. Øvre ende (tid = t):
Forskyvning $u(t)$, $w(t)$

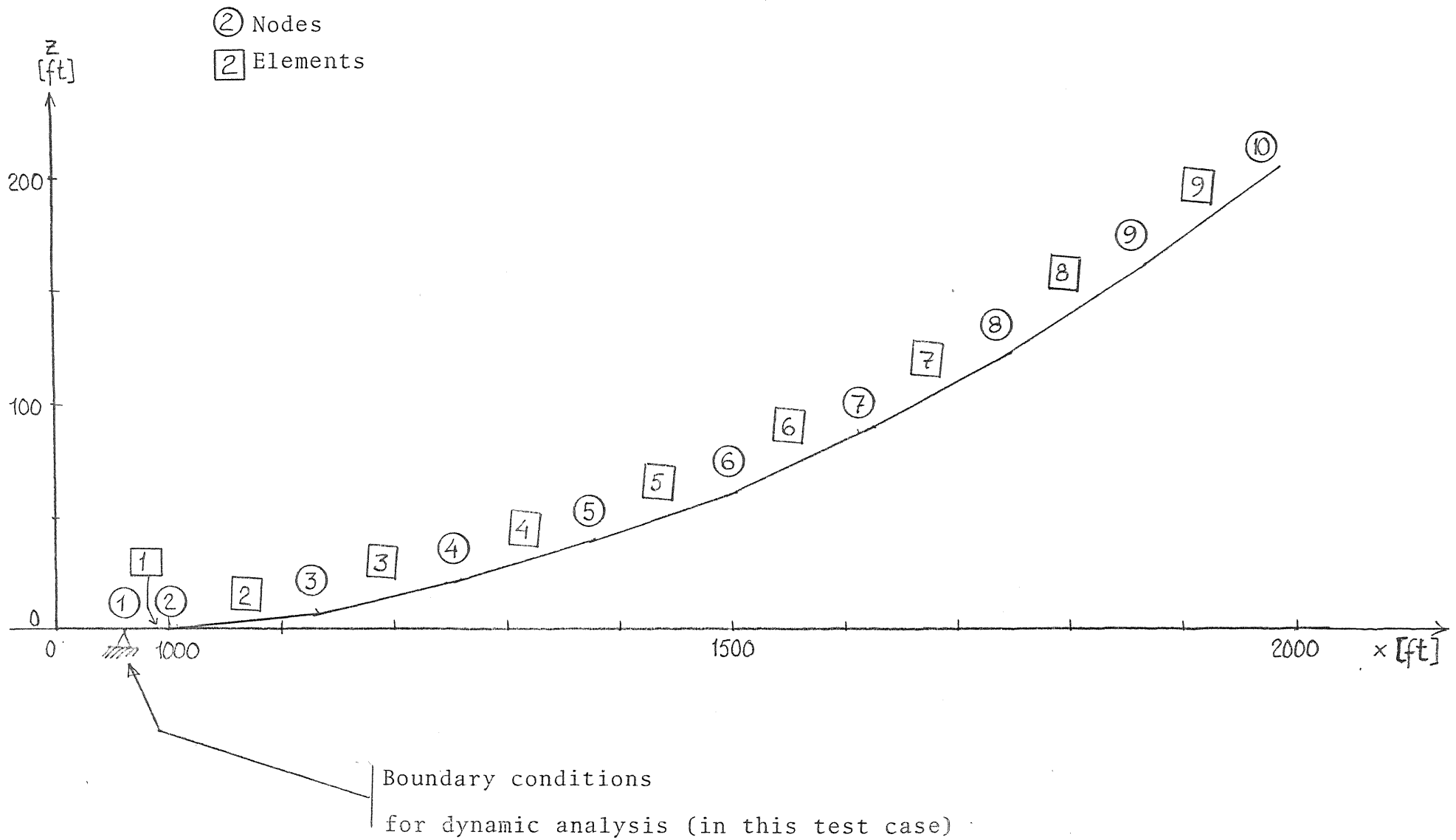
3. Grensebet. Nedre ende:
Løfting av bunndel.



Løftet lengde av bunndel.

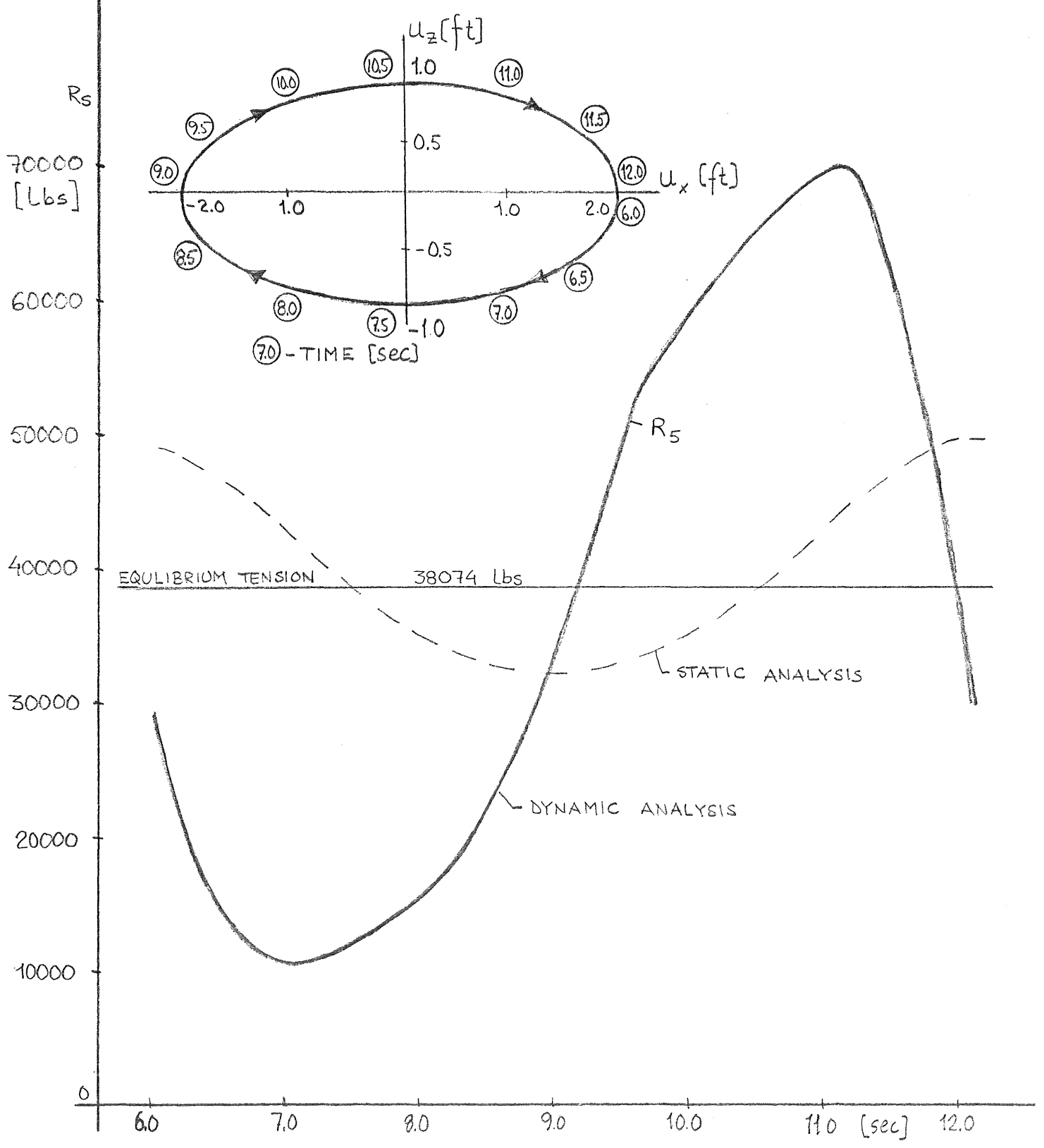
Cable finite element model - test case 3

(Note different scales on horizontal (x) and vertical (z) axes).

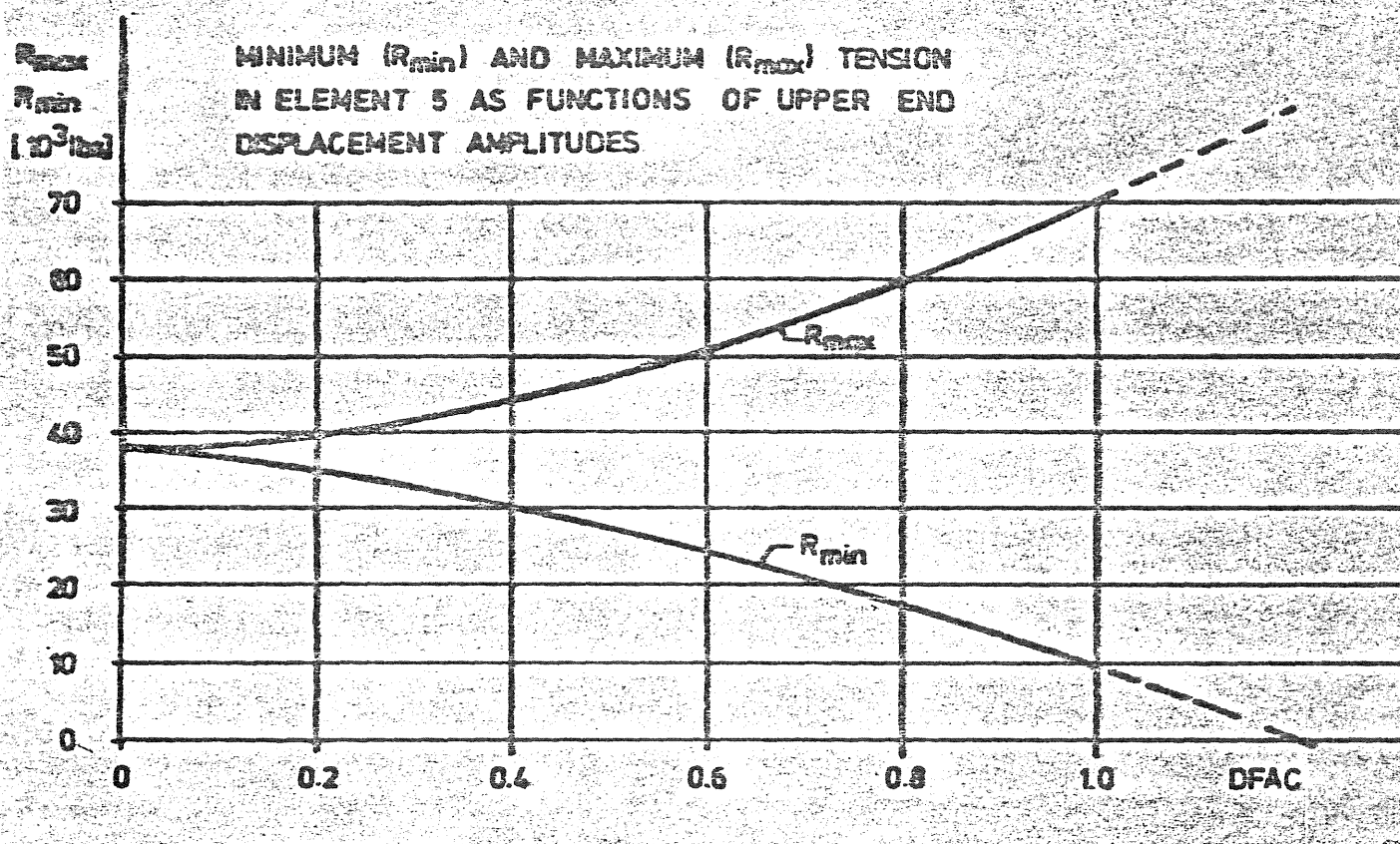


Test case 3

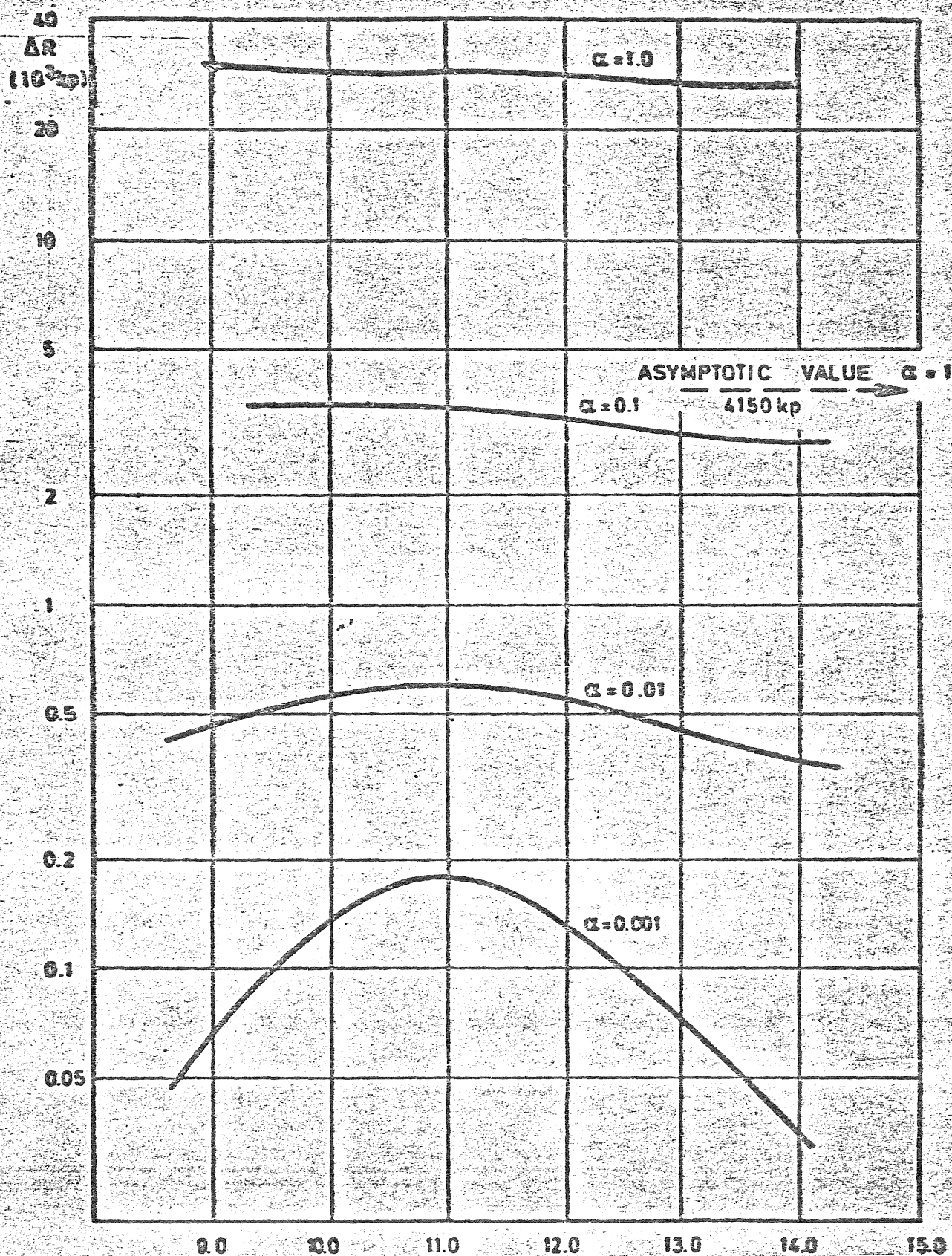
The dependence of upper end motion (u_x , u_z) and tension in element 5 (R_5).



TEST CASE 3



Variasjon av minimum (R_{min}) og maksimum (R_{max}) strekk-kraft p g a variasjon av bevegelsesamplitudene u_{x0} , u_{z0} . Bevegelsene u_x , u_z skaleres lineært med faktoren DFAC. For DFAC $\approx 1,2$ blir $R_{min}=0$, d v s slakk i kabelen.



T_e [sec]

Amplitude strekk-kraftvariasjon (ΔR) som funksjon av eksitasjonsperiode (T_e) og eksitasjonsamplitude (α).

(Test case 2) ($\alpha = \text{DFAC}$)

Ch. Camitz, Ramnäs

"Ankarkätting"

1. Kvalitet, översikt
2. Analyser
3. Hållfasthet
4. Utmattning
5. Töjning

Översikt över olika kvaliteter

Översikt över olika kvaliteter Grade 2 och Grade 3 är av klassningssällskapen bestämda kvaliteter för fartyg.

ORQ (Oil Rig Quality) är enligt API (American Petroleum Institute) bestämmelser för oljeborrtorn och bojanläggningar.

ARCTIC och SUPER är Ramnäs kvaliteter för speciellt låga temperaturer resp. extra höga påkänningar.

Min brottfaktor (K) är en konstant som ingår i en formel för beräkning av prov- och brottbelastning för ankarkätting.
Min borttlast = $K \cdot d^2 (44 - 0,08d)$ där d = kättingdimensionen

<u>Kval.</u>	<u>Minbrottfaktor</u>	<u>Användning</u>
Grade 2	1,4	Fartyg (utgående kval)
Grade 3	2,0	Fartyg
ORQ	2,2	Oljeborrtorn Bojanläggning
ARCTIC	2,2	" Låga temperaturer
SUPER	2,8	Oljeborrtorn Bojanläggning Ny kvalitet Extra hög hållfasthet.

Ankarkätting, Riktanalyser

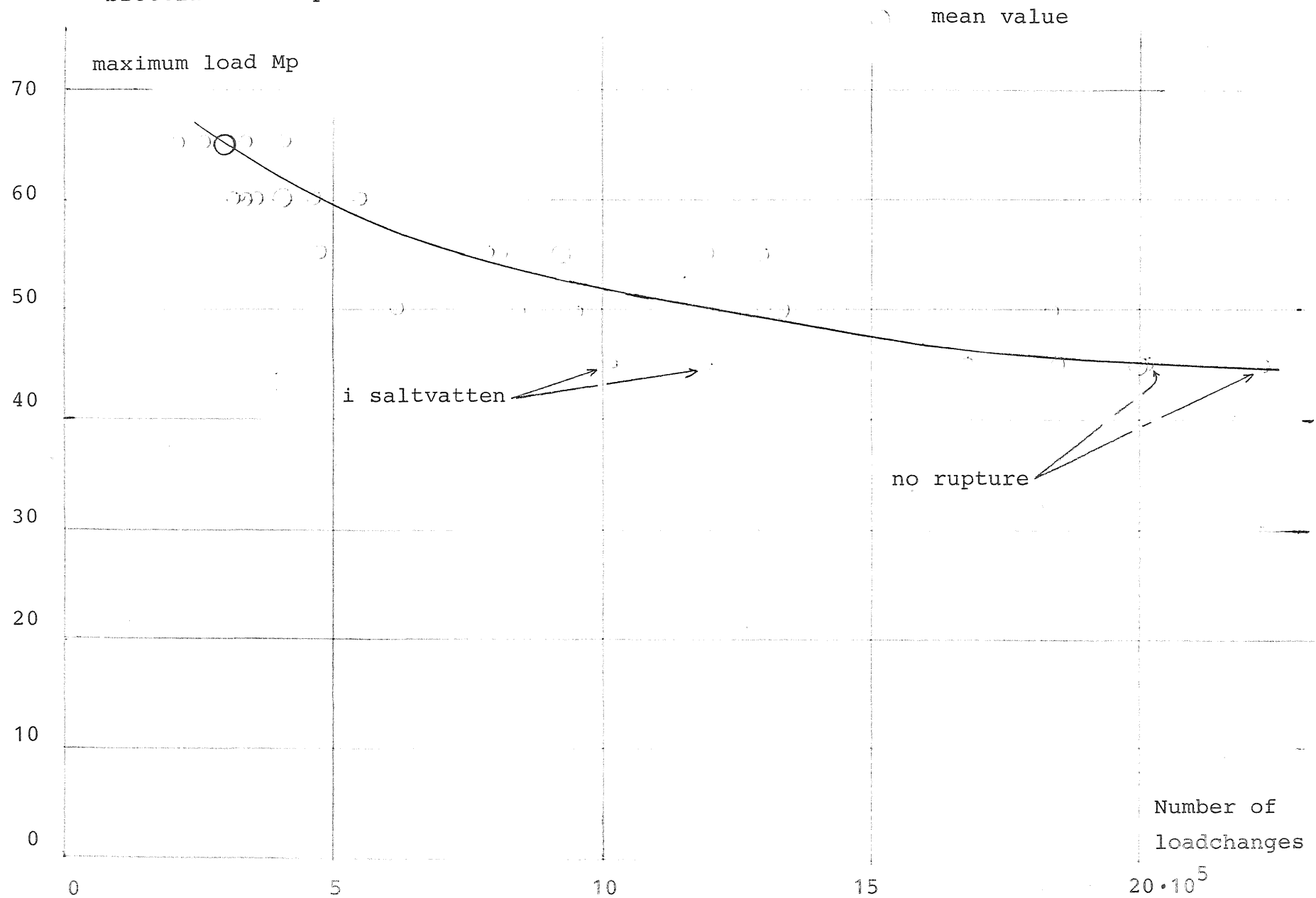
Kval.	C	Si	Mn	P	S	Al	V	Nb	Cr
Gr. 2	0,20	0,5	0,9-1,6	max. 0,04	max 0,04	0,03			
3	0,30	0,35	1,60	"	"	"	0,10	0,03	
ORQ	0,30	0,30	1,60-1,90	"	"	"			
ARCTIC	Lika ORQ.		Slaggrenare						
SUPER	0.05	0,25	1,0	max 0,03	max 0,03	0,025		0-06	4,0

<u>Ankarkätting, hållfasthet</u>					Slagseghet J	
Kval.	Sträck grans N/mm ²	Brott- gräns N/mm ²	För- längn. %	Kontr. %	Mat. 0°C	Svets
Gr2	295	490-640	22	50	27.5	27.5
" 3	490	min. 690	17	40	58.8	49
ORQ	"	min. 640	17	40	58.8	49
ARCTIC	"	min. 640	17	40	58.8 27 ^x	49 27 ^x
SUPER	700	min. 930	12	40	58.8	27.5

^xVid -60°C

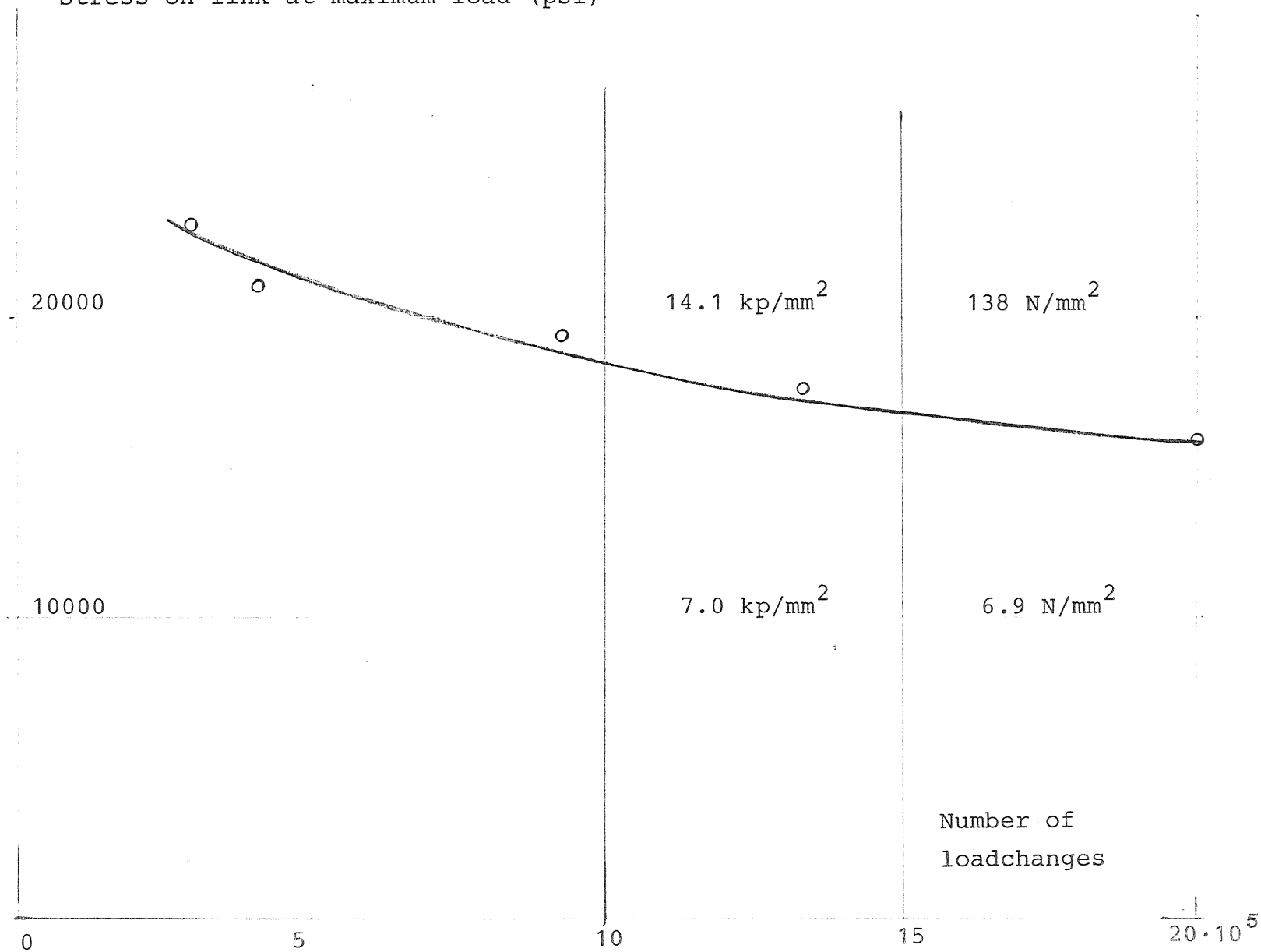
Man kan observera den goda slagsegheten på kval. ARCTIC ända ned till -60°C, samt den höga sträck- och brottgränsen på kval. SUPER.

Fatigue test of 2-inch Oilrig chain-cable
provlast 147 Mp
brottlast 222 Mp



Fatigue test of 2-inch Oilrig chain-cable

Stress on link at maximum load (psi)



Man ser av föregående diagram att utmattning efter $20 \cdot 10^5$ belastningsväxlingar, sker vid 45 tons belastning, dvs en femtedel av min brottlaster.

Följande diagram visar den elastiska töjningen för olika dimensioner vid olika belastningar. Därefter beskrivs hur man med ledning av diagrammet kan få fram ett värde som skulle kunna betecknas elasticitetsmodul för ankarkätting.

Det kan diskuteras om det är riktigt med benämningen elasticitetsmodul när det gäller konstruktionen kätting eftersom elasticitetsmodulen ju är en materialkonstant. I varje fall måste man använda uttrycket med en viss försiktighet. Värdet kan också variera något från olika tillverkare beroende på vissa olikheter vid tillverkningen.

För RAMNÄS ankarkätting får man emellertid värdet $E = 50000 \text{ MPa}$ och töjningskoefficienten $\alpha = 2 \cdot 10^{-4}$.

Beräkning av töjningskoefficient för ankarkätting.

$$\text{Töjningskoefficient} = \alpha = \frac{\epsilon}{\sigma}$$

$$\text{Förlängning} = \lambda$$

$$\text{Ursprunglig längd} = l$$

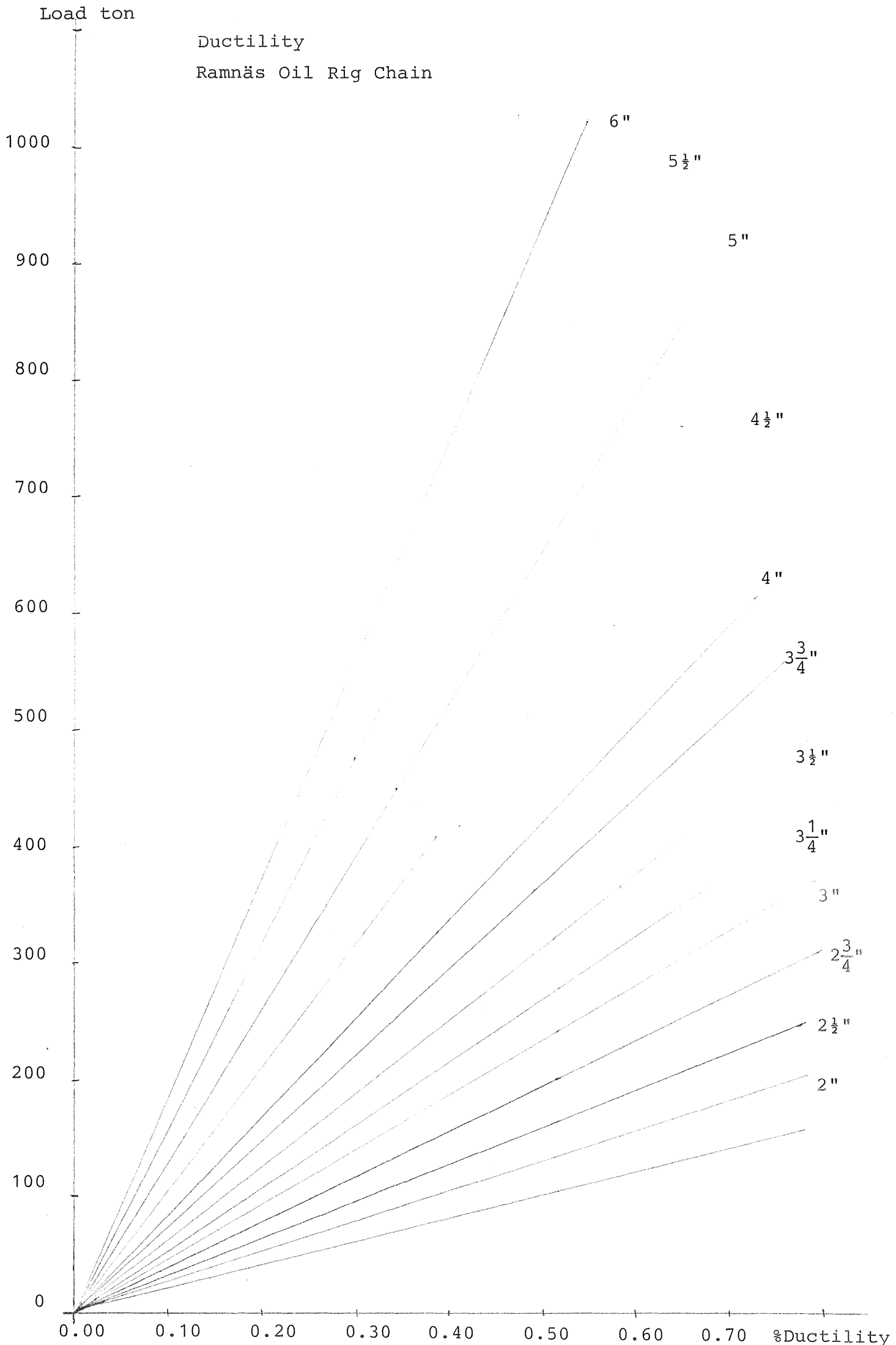
$$\text{Töjning} = \epsilon = \frac{\lambda}{l}$$

$$\text{Belastning} = P$$

$$\text{Area} = A = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\text{Spänning} = \sigma = \frac{P}{A}$$

$$\text{Elasticitetsmodul (konstruktionsmodul)} E = \frac{1}{\alpha}$$



Ur diagram "DUCTILITY" som visar uppmätta kurvor fås 3" 0,6%
vid belastning = 280 000kp $\frac{\lambda}{l} = \epsilon = 0,006\%$

$$\sigma = \frac{280\ 000}{2 \cdot \frac{11762}{4}} \quad \alpha = \frac{\epsilon}{\sigma} = \frac{0,006 \cdot 2 \cdot 11762^2}{280\ 000 \cdot 4} = 0,00019$$

$E = \frac{1}{\alpha} = 5144 \text{ kp/mm}^2$ för kättingen i sin helhet dvs ca
1/4 av E stål.

På samma sätt fås för olika dim

<u>Dim.</u>	<u>E</u>	
2"	5032	
2 1/4"	5146	
2 1/2"	5052	Medelvärde $E = 5100 \text{ kp/mm}^2$
2 3/4"	5115	$\alpha = \frac{1}{E} = 1,96 \cdot 10^{-4}$
3"	5144	$5100 \text{ kp/mm}^2 - 50014 \text{ N/mm}^2$
3 3/4"	5164	= MPa
6"	5185	$E = 50000 \text{ MPa}$
		$\alpha = 2 \cdot 10^{-4}$

För lina är motsvarande värden:

$E = 6-8000 \text{ MPa}$ för försträckning

$E = 120000 \text{ MPa}$ efter försträckning till $\frac{1}{2} P_{BR}$

Ur diagram "DUCTILITY" som visar uppmätta kurvor fås 3" 0,6%
vid belastning = 280 000kp $\frac{\lambda}{l} = \epsilon = 0,006\%$

$$\sigma = \frac{280\ 000}{2 \cdot \frac{\pi 762}{4}} \quad \alpha = \frac{\epsilon}{\sigma} = \frac{0,006 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 762^2}{280\ 000 \cdot 4} = 0,00019$$

$E = \frac{1}{\alpha} = 5144 \text{ kp/mm}^2$ för kättingen i sin helhet dvs ca
1/4 av E stål.

På samma sätt fås för olika dim

<u>Dim.</u>	<u>E</u>	
2"	5032	
2 1/4"	5146	
2 1/2"	5052	Medelvärde $E = 5100 \text{ kp/mm}^2$
2 3/4"	5115	$\alpha = \frac{1}{E} = 1,96 \cdot 10^{-4}$
3"	5144	$5100 \text{ kp/mm}^2 = 50014 \text{ N/mm}^2$
3 3/4"	5164	= MPa
6"	5185	$E = 50000 \text{ MPa}$
		$\alpha = 2 \cdot 10^{-4}$

För lina är motsvarande värden:

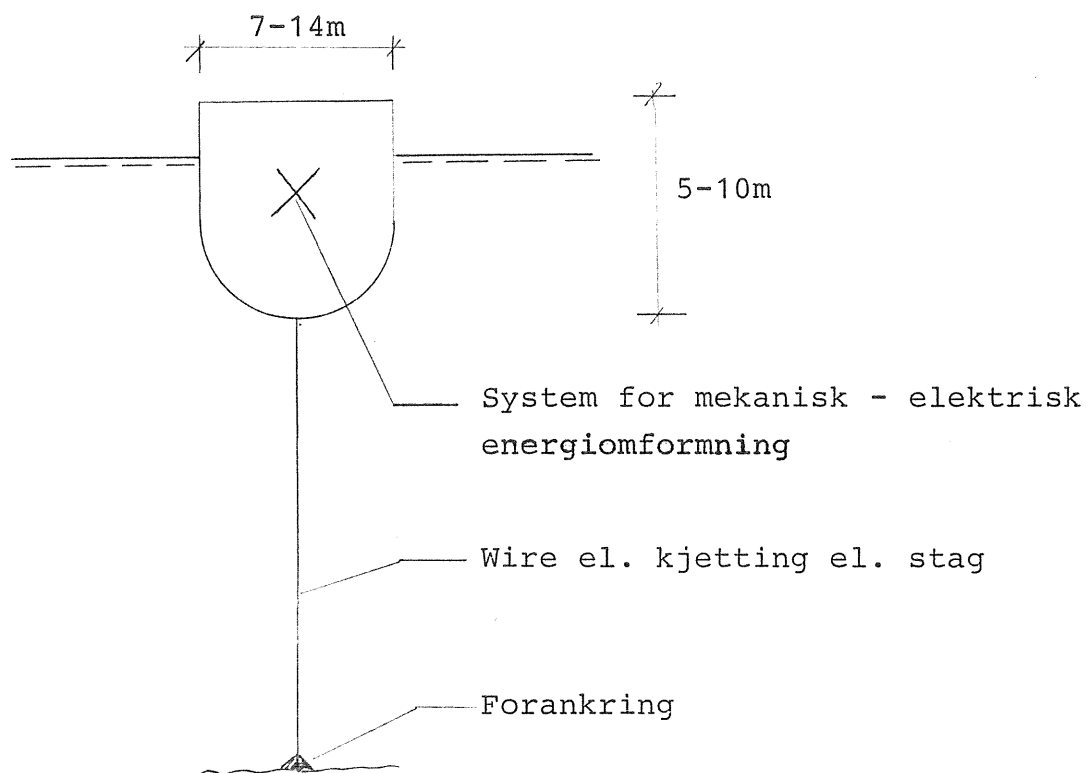
$E = 6-8000 \text{ MPa}$ för försträckning

$E = 120000 \text{ MPa}$ efter försträckning till $\frac{1}{2} P_{BR}$

Leif Finborud, NTH

"Bølgekraftverk - forankringssystemer"

Prosjekt: Svingende flottører på havoverflaten (Budal & Falnes, Inst. for eksperimentalfysikk, NTH)



Aktuelle data:

Oppadrettet maks. strekk-kraft

$$3000 \text{ kN} < F_{v_{\max}} < 30000 \text{ kN}$$

Tidsavhengig vertikalkraft

$$0,1 F_{v_{\max}} < F_v(t) < F_{v_{\max}}$$

Kraftretning relativt vertikallinje

$$\alpha_{\max} = 10^{\circ}$$

Vanndybde

$$30\text{m} < H_w < 70\text{m}$$

Bølgehøyde

$$15\text{m} < H < 25\text{m}$$

Bølgeperiode

$T = 15$ sek ved maks bølge høyde

$T_m = 10$ sek

Konstruksjonens brukstid ≥ 20 år

$\Rightarrow$ Antall lastvekslinger $N \approx 2 \cdot 10^7$

Avstand fra kystlinjen

$l_{\max} = 15$ km

Vinkel mellom bølgefront og kystlinjen

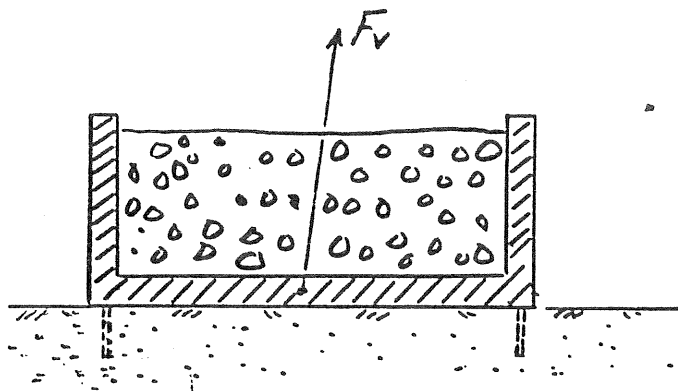
$\beta = 40^\circ$

Grunnforhold: løsmasser (leire el sand)
event fjell

Antall flottører

$200 < n < 1000$

1. Gravitationsforankring

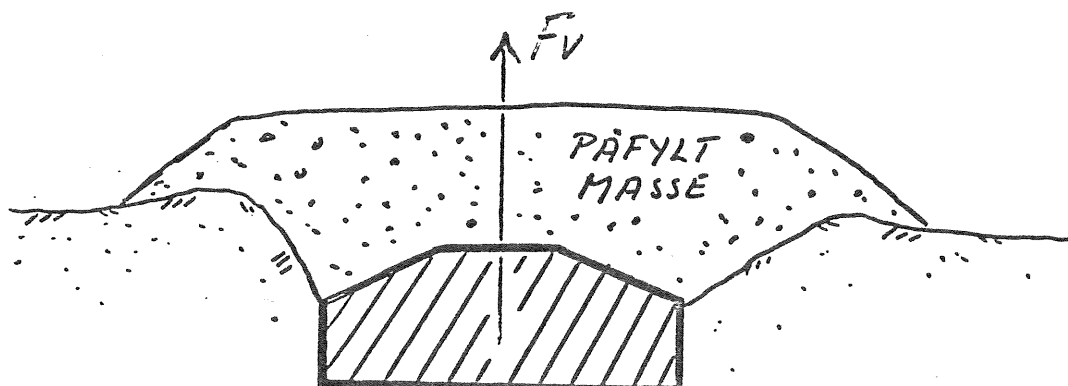


f.eks.

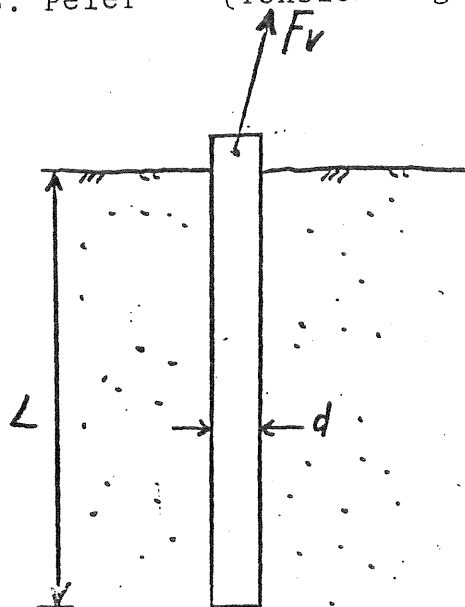
senkkasse

med eller uten skjørt

2. Delvis nedgravde forankringer



3. Peler (Tension Lags)



Grunnforhold:

Morene

Sand

el

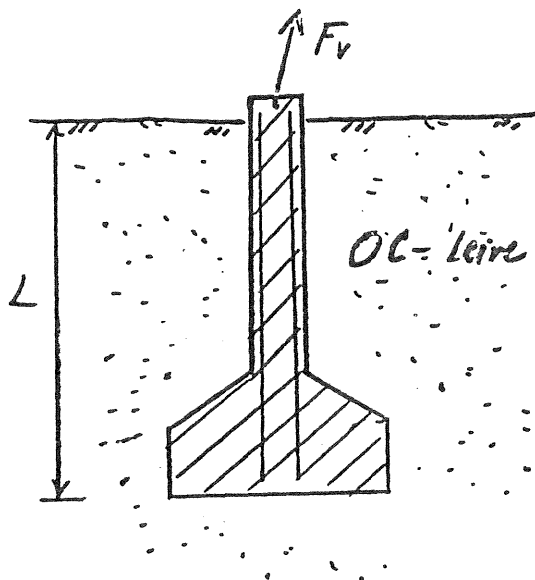
OC leire

Pel:

Stålrør $d \approx 0.9-2\text{m}$

$L \approx 30-150\text{m}$ (?)

4. Pillarer med utvidet FOT (Under-ream piles)



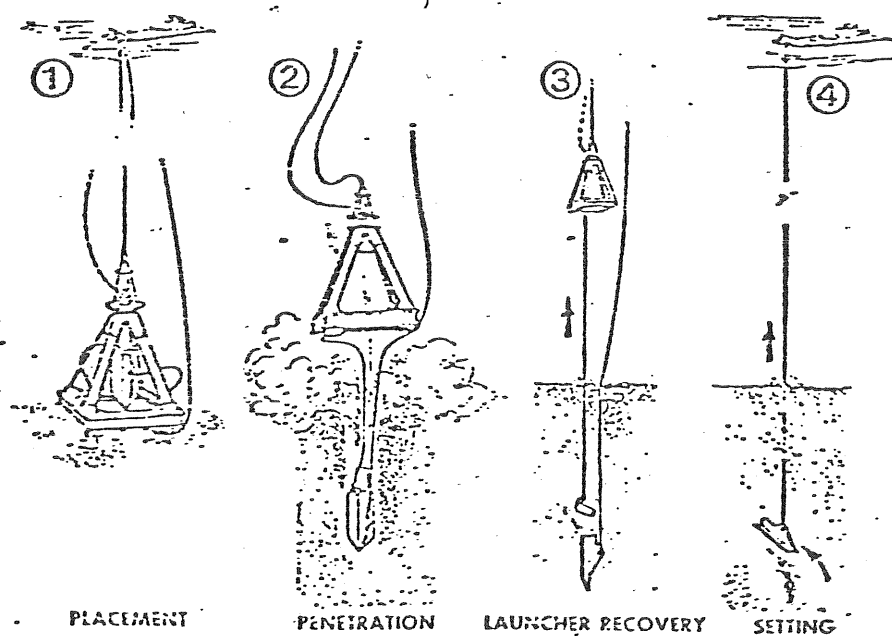
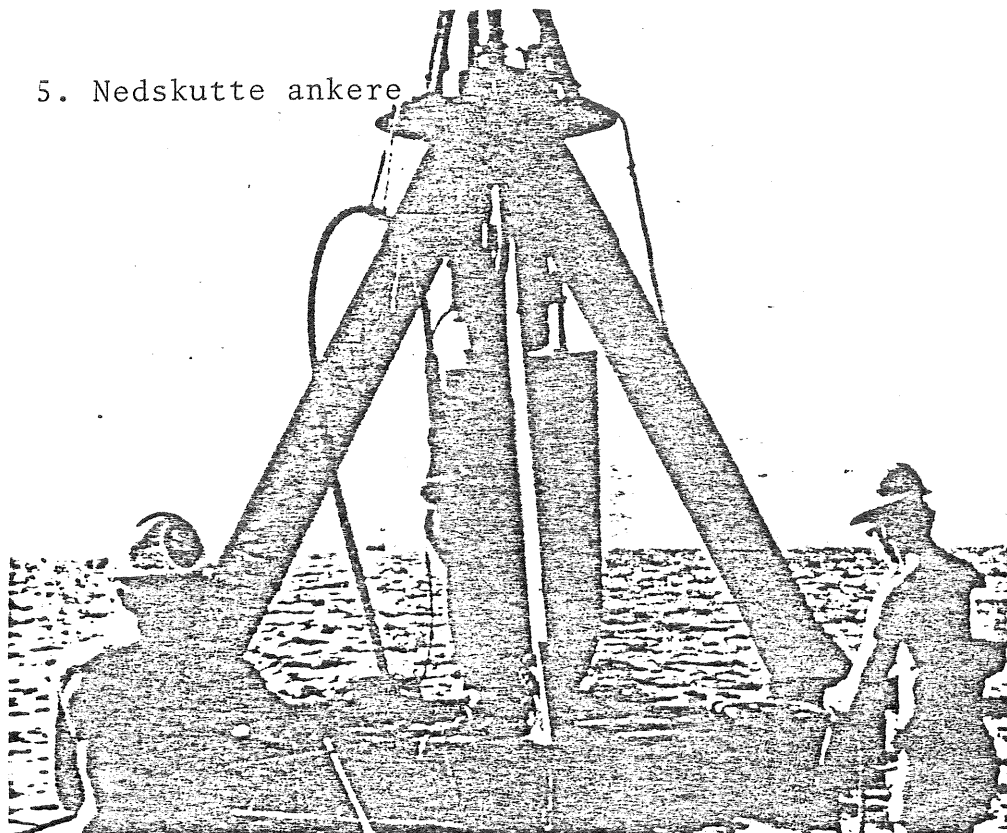
Pel:

Armert betong

Utvidet fot

$L \approx 20-50\text{m}$ (?)

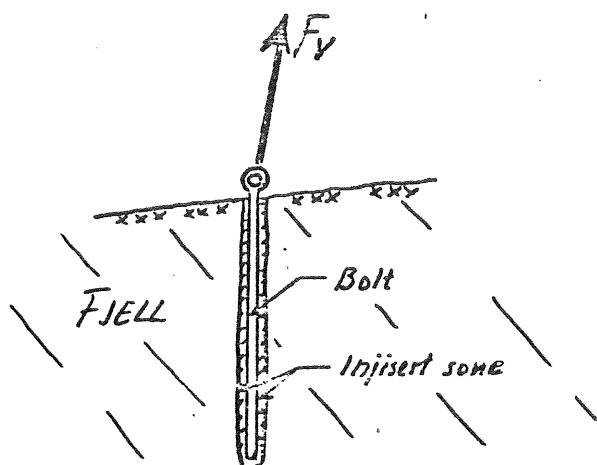
5. Nedskutte ankere



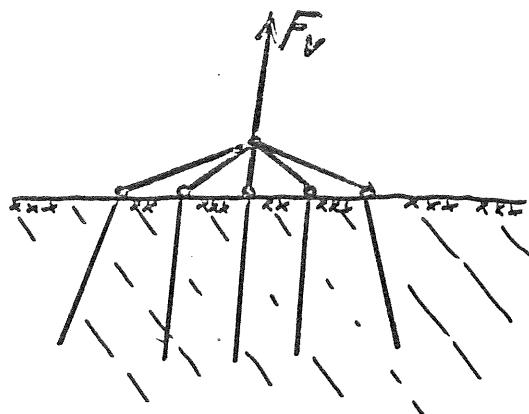
Systemet utviklet av US Army for forankring av skip.
 Ankeret skytes ned i sjøbunn (leire, sand eller morene).
 Vanlig kapasitet: 200-300 kN strekk-kraft.
 Større ankere er og installert (~1200 kN)

6. Fjellforankring

Enkelt bolt?



System av bolter?



Fjellforankringer

System: Innstøpte bolter med hode eller krok.

Stålspenninger: (I flg. N S 3472, "Bruksgrensetilstanden")

Basisspenning σ_t avh av:

Antall lastvekslinger N ($\sim 10^7 - 10^8$)

Kjervtallet K

Lastforholdet $F_{v_{\min}}/F_{v_{\max}}$ (~ 0.1)

Uavhengig av stålkvalitet

Hva med korrosjonsutmattning?

	Kjervtall		
	K	$N=10^7$	$N=10^8$
σ_t	3	72	63
N/mm^2	3,5	60	55
	4	50	46

$$\Rightarrow \sigma_t \approx 50-70 \text{ N/mm}^2 \quad (\because 500-700 \text{ kg/cm}^2)$$

Heftspenning (stål/betong)

Dimensjonerende heftfasthet f_b for utmattningspåkjente konstruksjoner (i sjøvann) er ikke spesifisert i Norsk Standard.

Foreløpig antakelse:

$$f_b = 0.3 - 0.6 \text{ N/mm}^2 \quad (\because 3-6 \text{ kg/cm}^2)$$

avh av boltens overflateegenskaper (ruhet)

Dimensjoneringsverdier (for 1 bolt pr flottør)
($\sigma_t = 60 \text{ N/mm}^2$, $f_b = 0.5 \text{ N/mm}^2$)

Maks Strek-kraft Qmax. kN	Nödv. stältverrsnitt $A_{\text{nödv}} \text{ mm}^2$	Nödv diameter $d_{\text{nödv}} \text{ mm}$	Nödv boltelengde $L_{\text{nödv}} \text{ m}$
30000	$5 \cdot 10^5$	800	23,9
10000	$1,7 \cdot 10^5$	465	13,7
3000	$5 \cdot 10^4$	250	7,6

Konklusjon: Event fjellforankring krever et system av bolter for å kunne oppta de aktuelle kreftene.

Karel Karal, NHL

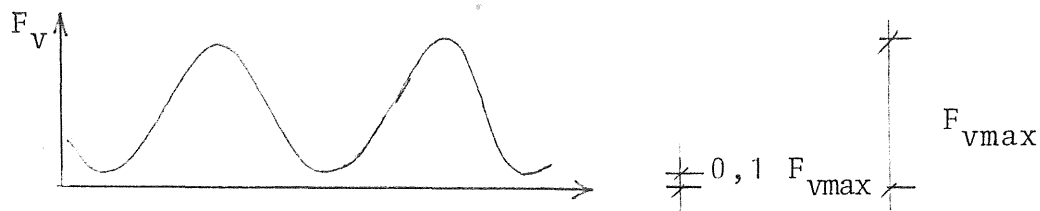
Gravitasjonsankere for svingende flottører

1. Spesifikasjon av problemet

Parameter- og gjennomførbarhetsstudie for

-bunnmateriale: Leire og sand

-oscillerende krefter:



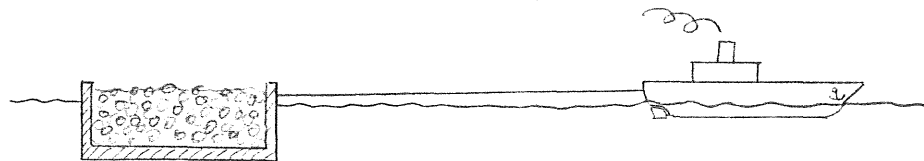
$$3000 \text{ kN} < F_{v \text{ max}} < 30000 \text{ kN}$$

- vanndybde: 30 50 40 m
- bølger: 15 20 25 m
($T \approx 15s$)
- strøm: 0,7 m/s

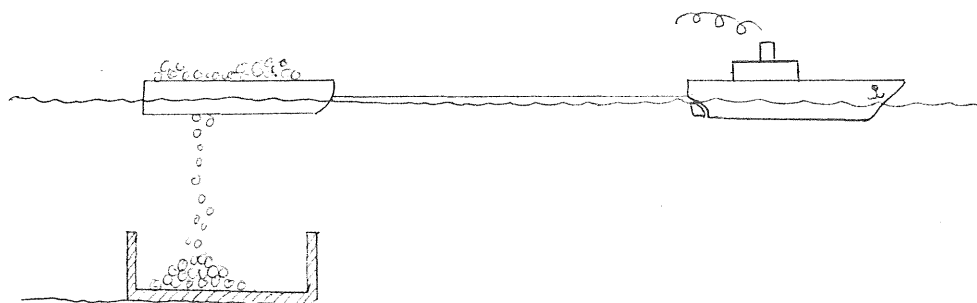
2. Typer av gravitasjonsforankringer

Prinsipp: Senkkasse bygget i tørrdokk, varianter:

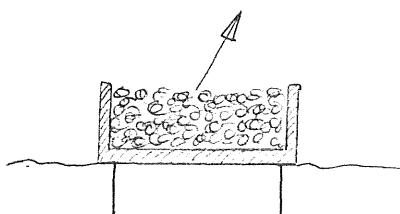
I. Uten skjørt, ferdig ballastet i dokk



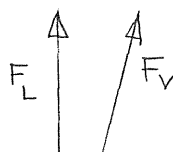
II. Uten skjørt i ballastet etter nedsett.



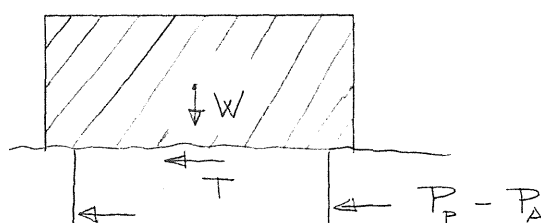
III. Med skjørt i ballastet etter nedsett.



3. Krefter



$$F_H = F_D + F_A$$

Komplisert å bestemme ugunstigste lastkombinasjon (iterasjon).

4. Kriterium for stabilitet

Ingen varig forflytting av klossen ved överlevelsessituasjon.

- pessimistisk (hvor mye??)

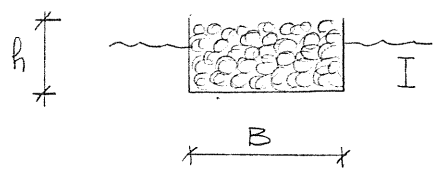
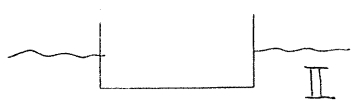
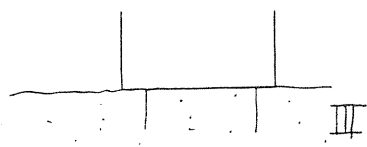
5. Beregninger

- - Antar dimensjoner av kassen
 - Bestemmer hydrodyn krefter
 - " reaksjonskrefter
 - sjekker likevekt
1. OK
 2. Nei

Ferdig

6. Resultater

Vanndybde 50m, bølge 25m

	F_v	W_t total v	W_t/F_v	B	h
	MN	MN		m	m
Sandbunn  I	10	70	7	30	8
Sandbunn  II	30	130	4,3	30	8
	10	50	5	22	6
	3	18	6	16	4,5
Sandbunn  III	30	100	3,3	27	8
	10	36	3,6	20	6,5
	3	9	3,0	10	5
Leirle					
$s_u = 20 \text{ kPa}$	30	76	2,5	25	7
	10	29	2,9	17	6
	3	8,4	2,8	11	4,5

7. Konklusjoner

1. Hydrodyn. krefter på klossen er store $\Rightarrow$ økning i dimensjoner.
2. Typer II og I er uhensiktsmessige.
3. Type III best på leire.

8. Kostnader (1978)

Forutsettes: Produksjon av minst 300 og 1000 enheter
Ferdig installert
Viss avstand fra produksjonsstedet
Sandbunn

Kostnader

kr 1,3 mill Nkr pr stk kapasitet	3 MN
7,3 mill Nkr	30 MN

dvs kr 400000/1MN minste anker
240000/1MN største anker

Varav utlægningskostnaden är ca 50%.

"Forlengelsekarakteristik for ståltau og fibertau"

Ståltau

1. Flere parter og flere tråder i parten gjør ståltauet mer elastisk.(d.v.s. større forlengelse).

Konstruksjonsforlengelsen (den permanente) er også større .

2. Kraft-forlengelses kurven for et ståltau under pålastning og avlastning vil gi to kurver, og arealet innenfor kurvene vil representere hysteres-effekten, som skyldes intern friksjon i tauet.

Et ståltaus energiabsorbsjon under pålastning er representert av arealet under pålastningskurven (kraft-forlengelse)

3. Slagningstapet for 6-slåtte ståltau er ca. 16 %.

Min. effektiv bruddstyrke av et ståltau er gitt av:

$P = \text{Metallisk tverrsnitt} \times \text{trådens fasthet} \times \text{slagningstapet}$

4. Ankerliner til flytende oljeplattformer ligger vanligvis i området 64 - 90 mm dia.

Fibertau.

1. Indre friksjon i fibertau under dynamisk belastning kan gi høye temperaturer, over 100 gr.C. Dette vil gjøre naturfibre som manila og sisal sprø, og vil redusere bruddstyrken.

Mens de syntetiske fibre vil bli bløte og begynne å sige. Enkelte fibertyper er mer følsomme enn andre ovenfor stigende temperaturer. Nylon og polyester er mer hardføre for høye temperaturer enn polypropylene og polyetylene fibertau. Se offshore katalog side 61.

2. En av de viktigste egenskapene til et fibertau er dets elastiske egenskaper, gitt av dets last-forlengelseskarakteristikk. Avhengig av dets anvendelse kan kravet være høy strekk(forlengelses)motstand under arbeidende last, eller det kan være krav til stor energiabsorbsjon, d.v.s. motstand mot sjokklaster. Energiabsorbsjonen representeres av arealet under last-forlengelseskurven.

Evnen til å oppta energi er gitt av følgende fysikalske egenskaper:

- Bruddstyrke, vekt, bruddforlengelse
- Last/forlengelses-karakteristikk
- Gjenfinnelse etter gjentatte belastninger
- Hastighets-begrensning(spenningenes transmisjonshastighet gjennom tauet).

Energi Absorbsjon Kapasiteten (basert på at alle tauene har lik diameter og lengde)

Relativt til tørr nylon

Nylon	100%
Polyester	65%
Polypropylene	50%
Manila	15%

Som eksempel kan nevnes at polyethylene tau som har svært lav energiabsorpsjon ca. 20%, overfører spenningen i tauet med lav hastighet. Sjokket er ikke absorbert jevnt over hele taulengden, men er konsentrert på lokale steder hvor reaksjonsvarme blir generert.

Når et fibertau belastes for første gang under lav belastning, vil det få en betydelig forlengelse. På dette stadium har ikke partene og garnene satt seg skikkelig i konstruksjonen, og kompremeringen er svært effektiv. Under kompremeringsprosessen, som kan ta litt tid, avhengig av belastningsnivået, vil det skje en gradvis permanent forlengelse av tauet. Etter en tid vil tauet oppnå en stabil lengde, d.v.s. det har fått en konstant permanent forlengelse. Vanligvis vil fibertau i hardslåtte konstruksjoner bli raskere innkjørt til en stabil lengde, mens løs-slåtte konstruksjoner vil vise en tendens til kontinuerlig signing.

Nylontau i 3-slått utførelse vil etter noen få oppstrekninger vise en permanent forlengelse på ca. 10-12%, mens 8 parter flettet konstruksjon vil få noe mer 15-17%. Etter en tid vil 3-slått og 8-parter flettet nylon tau ha en last/forlengelses-karakteristikk som er omtrent lik. De vil ha en bruddforlengelse på ca. 25-28%.

Polypropylene-tau i 8-parter flettet konstruksjon vil etter noen få oppstrekninger vise en permanent forlengelse på ca. 7%. Bruddforlengelser på et innkjørt tau vil være ca. 14-15%.

3. Nylon-tau mister ca. 10 % av bruddstyrken når den er våt, mens polypropylene beholder sin bruddstyrke. Se offshore katalog side 60.



ELASTISKE EGENSKAPER HOS STÅLTAU

Når et ståltau belastes, vil økningen av lengden være et resultat av konstruksjonssettinger i tauet og elastisk forlengelse av ståltrådene. Konstruksjonssettinger forårsakes av trådene som finner sine rette plasser i partene, og partene som setter seg skikkelig rundt kjernen og presser den sammen. Denne konstruksjonsforlengelsen er permanent og størrelsen er avhengig av taukonstruksjon og slaglengde. Forlengelsen varierer også med de påtrykte belastninger (strekke) og i hvilken utstrekning tauet er utsatt for bøyninger.

Det er dessuten en tredje kilde til forlengelse under last, nemlig tauets tendens til å slå seg opp (rottere), og dette vil medføre en økning av slaglengden (tauets). Dette er en komplisert prosess som kan medføre farlige tilstander i tauet og må unngås så fremt det er mulig.

Belastningsnivået har en stor innflytelse på den totale forlengelsen (konstruksjon + elastisk forlengelse). Konstruksjonsforlengelsen (d.v.s. den permanente) når sin max. verdi ved ca. 20% belastning, og den elastiske vil bli nesten lineær opp til ca. 60% belastning. Den totale forlengelse er derfor som prosent av lengden større fra 0-20% enn fra 20-60% belastning, fordi konstruksjonsforlengelsen bidrar med svært lite over 20% belastning.

Det er ikke mulig å anføre helt eksakte tall for den permanente forlengelsen for de forskjellige typer tau i bruk, men følgende omtrentlige verdier kan benyttes som veiledning.

Tau-konstruksjon

Ca. % permanent forlengelse

6 parters ståltau m/fiberkjerne	Normallast	(S $\approx$ 6)	0.5
	Tung last	(S < 5)	1.0
6 parters ståltau m/stålkjerne	Normallast	(S $\approx$ 6)	0.25
	Tung last	(S < 5)	0.5

Taukonstruksjonen, særskilt hvilke type kjerne som er benyttet spiller en stor rolle for den permanente forlengelsen.

Eksempel: 8-parters tau har en kjernediameter som er ca. 22% større enn den i 6 parters tau, og det 8-parters tauet har en permanent forlengelse som er ca. 50% større.



Under tauets brukstid vil det foregå en gradvis konstruksjonsforlengelse, men økningen er forskjellig innen tauets levetid. Det er tre faser i levetiden:

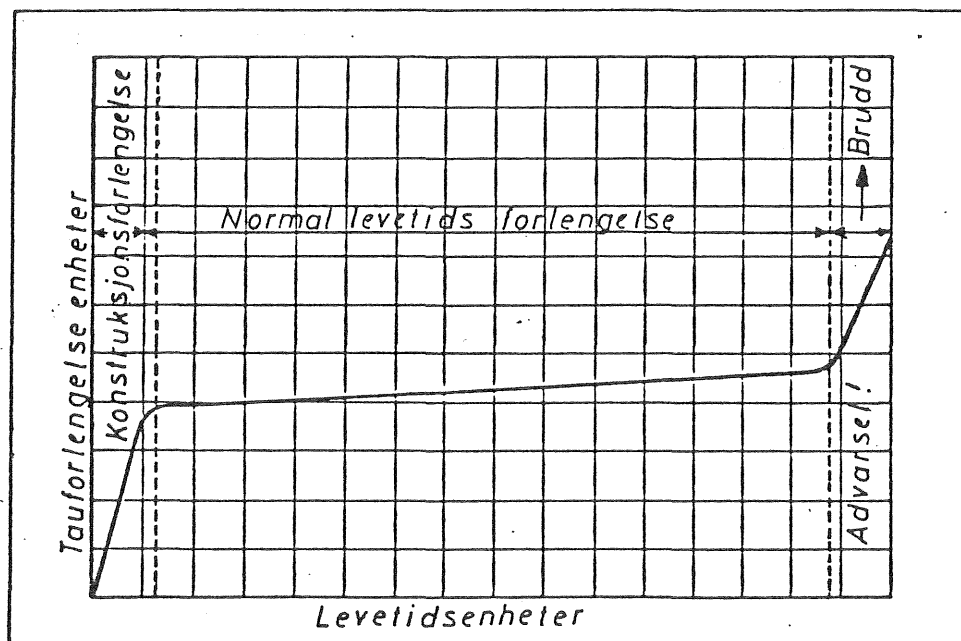
Fase I Initial-forlengelsen, som er markant i tauets første levetid. Forårsaket av indre justeringer i parter og tau slik at det tilpasser seg sin bruksform. (Konstruksjonsforlengelsen).

Fase II Etter innkjøringsfasen følger en lang periode - den lengste i tauets brukstid - der det er en svært lite økning i konstruksjonsforlengelsen. Den lille økningen skyldes normal slitasje, utmatning o.s.v. På diagrammet er denne del av kurven nesten horisontal.

Fase III Deretter begynner forlengelsen å øke i større grad. Det betyr at tauet har nådd det nivået der ødeleggelsene skjer kort, et resultat av langvarig slitasje og utmatning.

Hvis et nytt tau straks blir belastet tungt, vil den permanente forlengelsen nå sin maksimum verdi etter noen få dager. Med små laster vil det ta betraktelig lengre tid.

Nytt og ubrukt tau vil under last ha en større total forlengelse enn brukt tau. Den største delen av konstruksjonsforlengelsen finner sted i begynnelsen av tauets levetid. Elastisitetsmodulen er også minst i begynnelsen av perioden.



Forholdet mellom faser i levetiden og tauets forlengelse



Elastisitettsmodulen til et ståltau varierer helt igjennom dets levetid og er avhengig av tauets konstruksjon og forholdene det arbeider under. Modulen øker gjennom tauets levetid. Den er påvirket av lengden på brukstiden, arbeidslastintensiteten, om disse lastene er konstante eller variable og den mengde bøyning og vibrasjon tauet er utsatt for.

Elastisk forlengelse av et ståltau er forårsaket av kontraksjon og elastisk forlengelse av de individuelle trådene. Den elastiske forlengelsen er innenfor visse grenser gitt av Hooks lov:

$$\text{Elastisk forlengelse (mm)} = \frac{W \cdot L}{E \cdot A}$$

Hvor: W = anvendt strekk i tauet - kp
 L = tauets lengde - mm
 E = elastisitettsmodulen for tauet - kp/mm²
 A = metallisk tverrsnitt - mm²

Den elastiske forlengelsen er proporsjonal med lasten og lengden av tauet og omvendt proporsjonal med elastisitettsmodulen og ståltverrsnittet til tauet. Formelen gjelder opp til ca. 60% av tauets virkelige bruddlast, hvor ved den elastiske grense for stålttrådmaterialet er nådd. Den følgende tabell gir omtrentlig omfang av elastisitettsmodulen til forskjellige taukonstruksjoner. Disse verdiene gjelder for nye ståltau av standard konstruksjon og slaglengde og dekker belastningsområdet fra 20-60% av tauets bruddbelastning. I området fra 0-20% er E-modulen mindre.

Wire Rope Constructions	* Modulus of Elasticity	
	kp/mm ²	ton/in ²
6 x 7 Fibre Core	9500	6000
6 x 19 Classification Fibre Core	8500- 9000	5400-5700
6 x 19 Classification Steel Core	9000-10000	5700-6350
6 x 37 Classification Fibre Core	6700- 7700	4250-4900
6 x 37 Classification Steel Core	7000- 8500	4500-5400
6 x 91 Classification Steel Core	6500- 7000	4125-4450
19 x 7 Non-rotating ..	8000	5100
Norserope Multi-strand 36 x 7	7300	4650

* Modulus based on metallic area of rope.

Eksempel på forstrukket ståltau

Taukonstruksjon: 6 x 36 Warrington Seale + stålkjerne
 Trådfasthet 180 kp/mm², høyre krysslått
Dia. 14 mm

Belastningsområde i % av
 tauets bruddlast

E-modul ståltau

	<u>Nytt tau</u>	<u>Forstrukket tau ^{x)}</u>
0-20%	4850 kp/mm ²	8700 kp/mm ²
20-60%	8200 "	11900 "

^{x)} 4 oppstrekkinger til ca. 50% av bruddlast (hardt innkjørt)
 Permanent forlengelse ca. 0.5% av opprinnelig lengde.

Bruddgrens: σ_B

Elastisitetsgrens $\sim 60\%$ av σ_B

$\frac{\Delta T}{A}$

$\frac{T}{A}$

$\frac{\Delta T}{A}$

Nytt tau

Hysteresise-akse

$\delta\sigma = \frac{2\Delta T}{A}$

$\delta\epsilon_\epsilon$

E -modul för ståltau (innkjört)

$E = \delta\sigma / \delta\epsilon_\epsilon$

permanent elastisk plastisk

För-längelse

4-4,5% brudd förl.

(6-slätt+IWRC)

kp

Truss nr. 2 Brudd 4310kp

Truss nr. 1 Brudd 4250kp

Nylon Tau

3-sløtt 14 mm dia

Opphøring nr. 5
av truss nr. 2

Opphøring nr. 1 av truss nr. 2

3 opphøringar til 2000kp

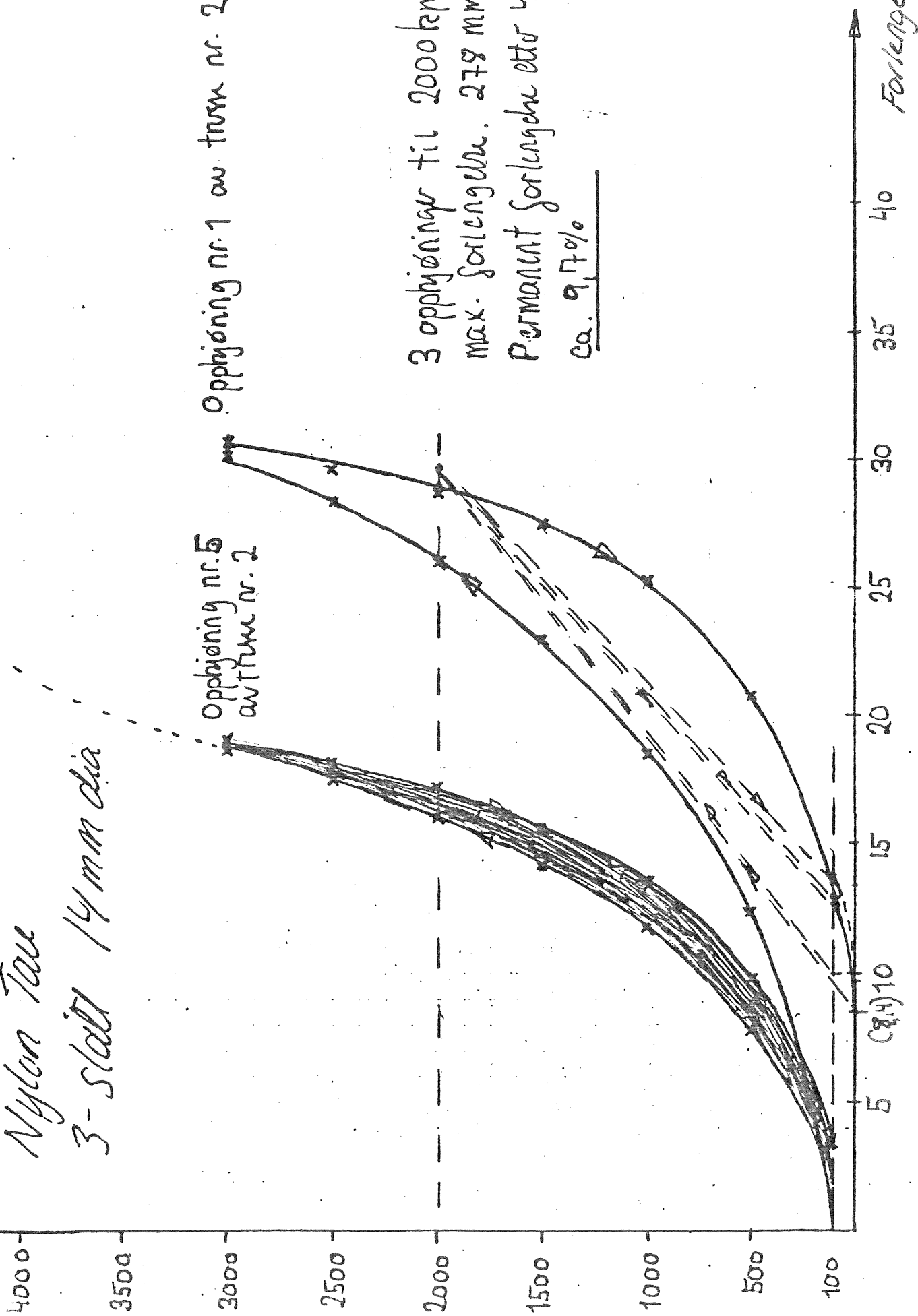
max. forlengelse. 278 mm. 27,8%

Permanent forlengelse etter 4. høgning

ca. 9,7%

5 10 15 20 25 30 35 40

Forlengelse

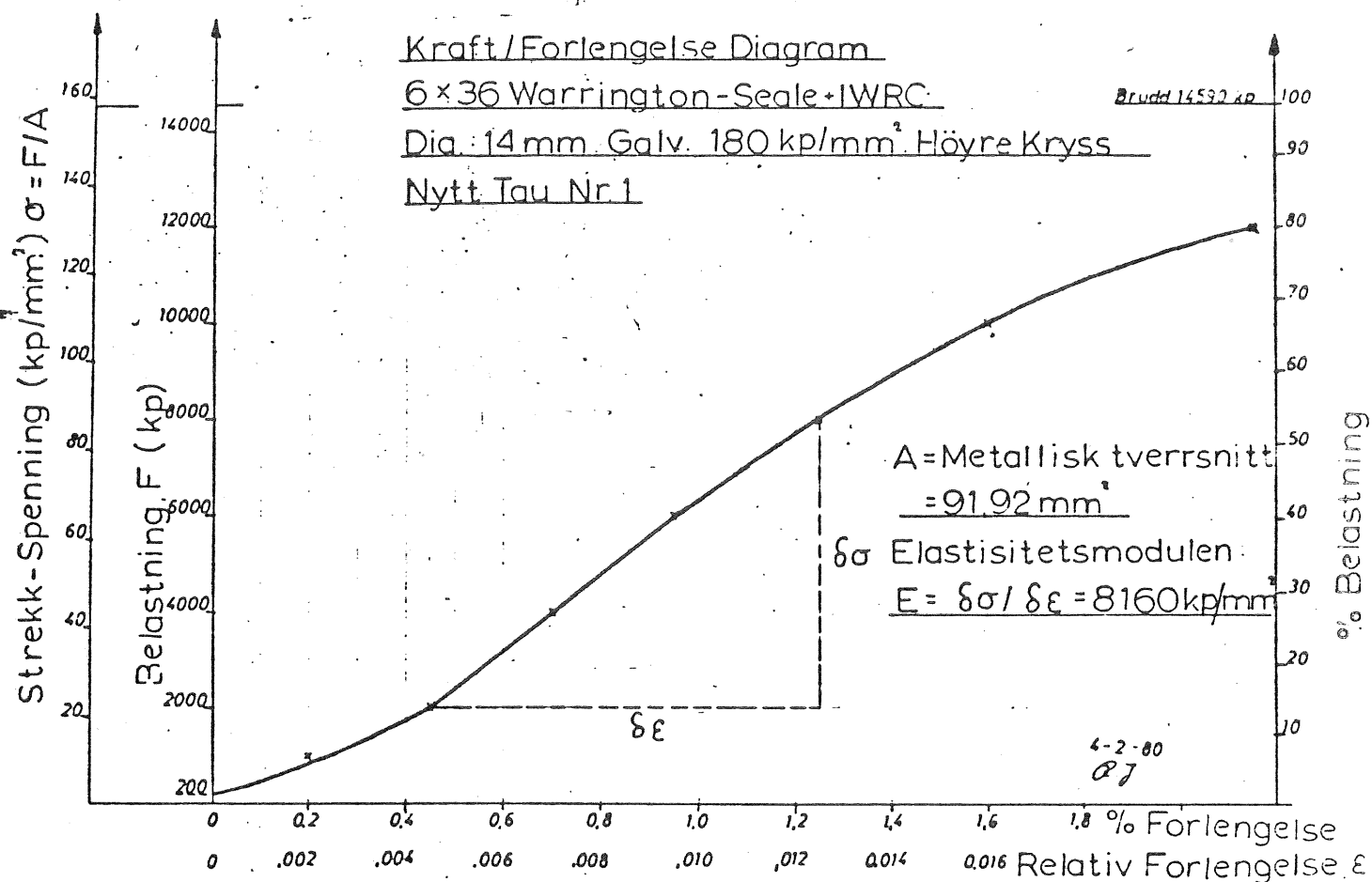


Kraft/Forlengelse Diagram

6x36 Warrington-Seale+IWRC

Dia: 14 mm Galv. 180 kp/mm² Höyre Kryss

Nytt Tau Nr.1



Innkjørt Tau Nr.2

Innkjøring: 3 oppstrekninger til 7000 kp (ca. 48%)

Permanent forlengelse: ca. 0.35%

1 oppstrekking-avlastning til 10000 kp (~68.5%)

Ny permanent forlengelse: ca. 0.5%

Hysteresekurve skravert

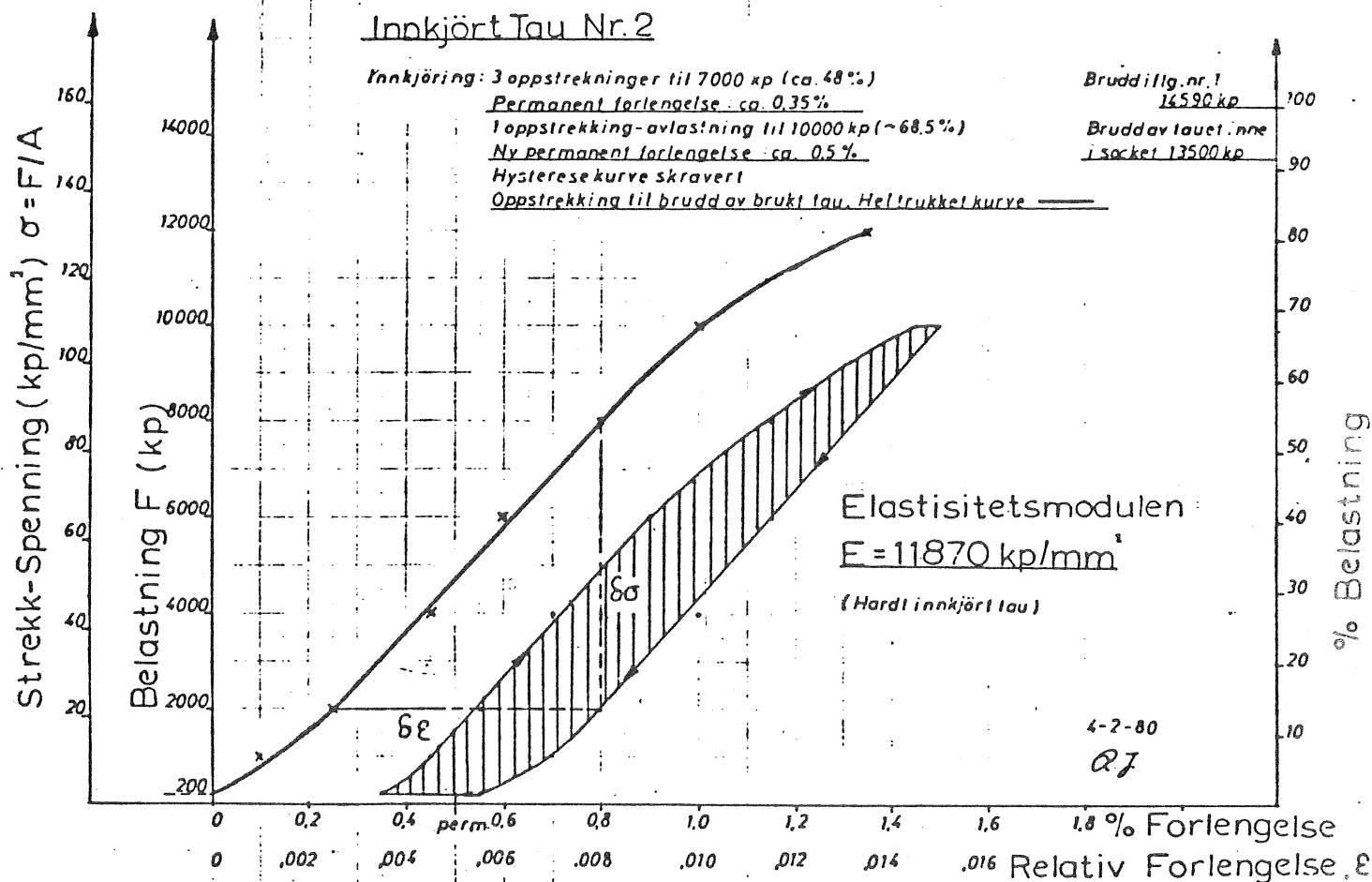
Oppstrekking til brudd av brukt tau. Heltrukket kurve

Brudd illg. nr.1

14590 kp

Brudd av tauet inne

i søkket 13500 kp



Jan Nilsson, Lesjöfors

"Ändbeslag och korrosion"

Beslagsförlust

Linkonstruktion: 6 x 36 W S

Lindiameter: 18 mm

Stålarea: 122 mm²

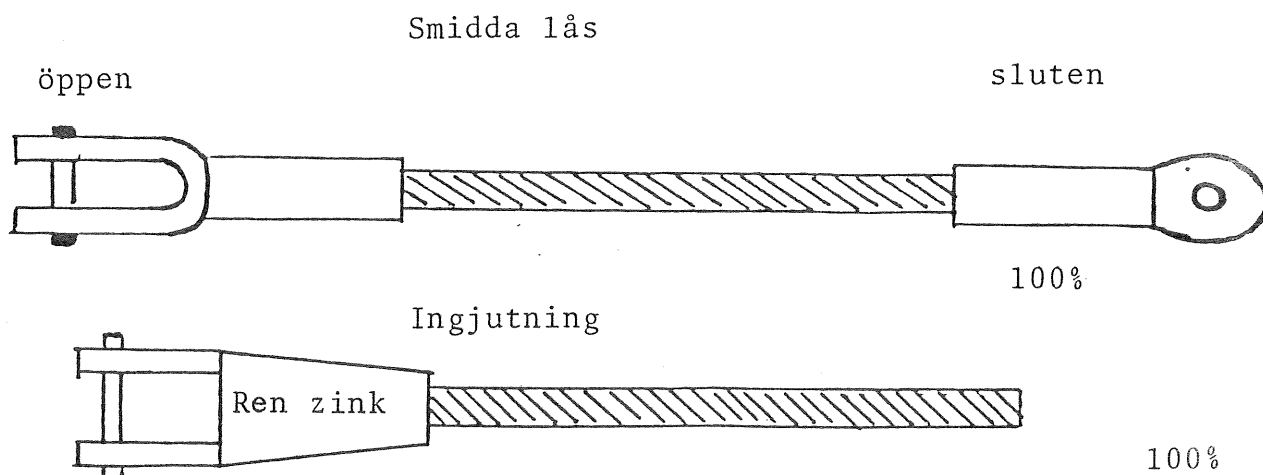
Trådbrottgräns: 169 kp/mm² (medelv.)

Linans verkl brottlast: 122 x 169 x 0,84 = 17319 kp

" : enl gjutning: 17740 kp

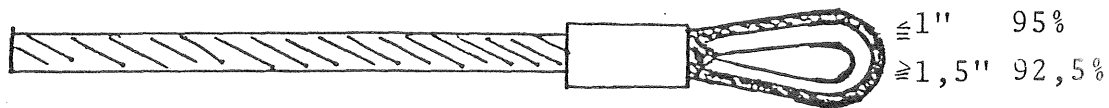
Beslagstyp	Med värde 5 st prov.	Beslagsförlust i %	
		enl 17319 kp	enl 17740 kp
Gjutning	17740	0	0
Splits	16040	7,4	9,6
Presslås, rakt	16780	3,1	5,4
Presslås, koniskt	17180	0,8	3,2
Irongrip, 5 st	16100	6,1	9,2

Beslagsförluster



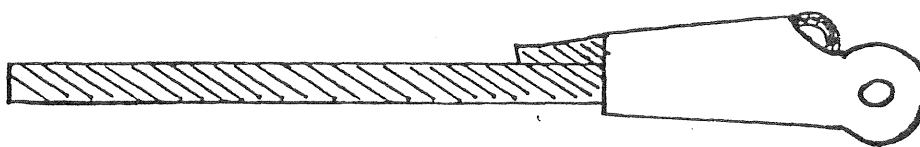
Presslås med kaus
(billigast och vanligast)

lindiam



Kilkaus

75-90%

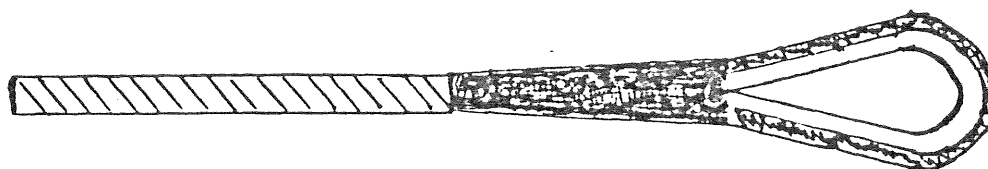


Bygellås
(används sällan)

75-80%



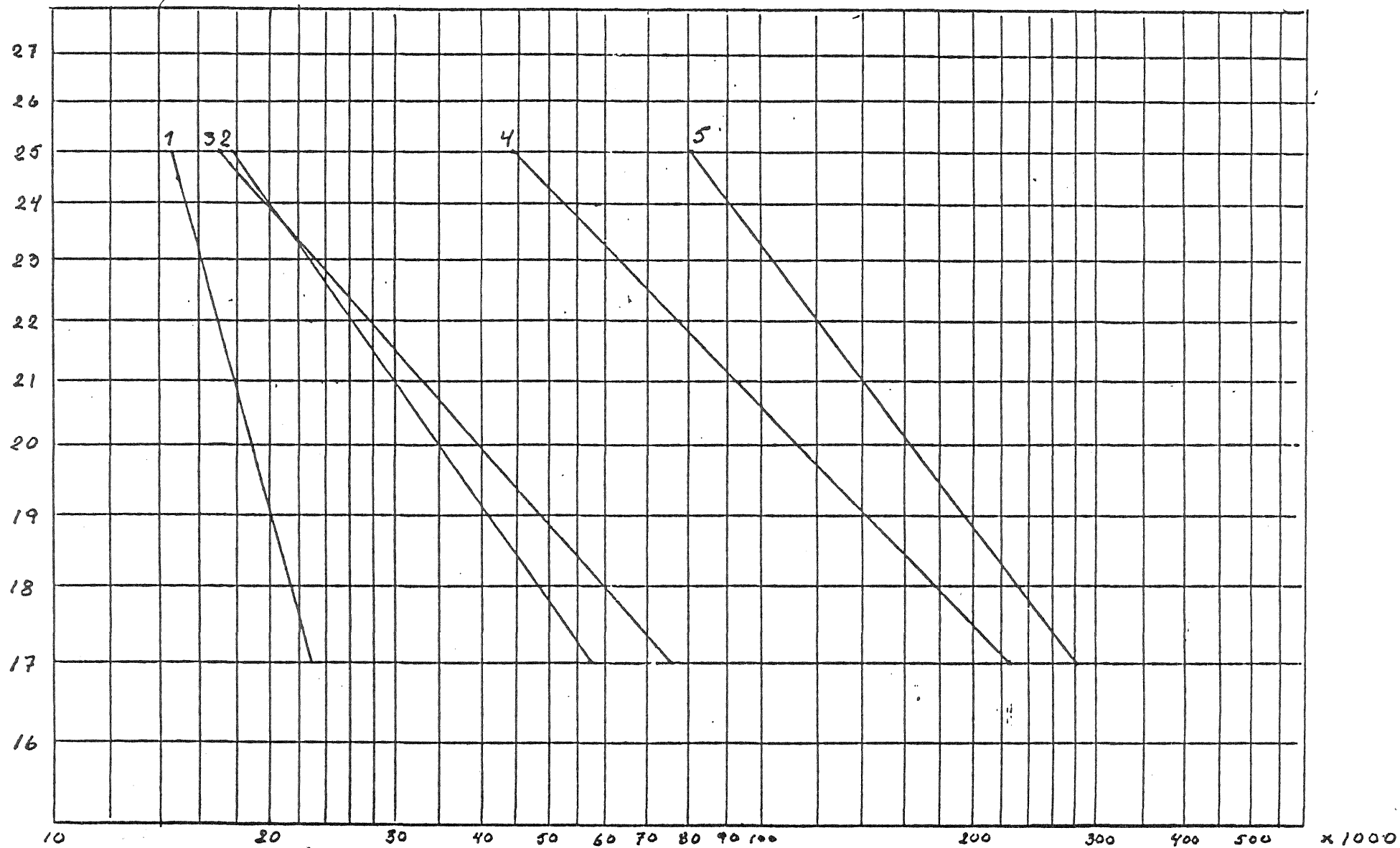
Splits
(dyr)



1/4" 90%	1/2" 86%
5/16" 89%	5/8" 84%
3/8" 88%	3/4" 82%
7/16" 87%	7/8" och större 80%

Kransplits och australisk splits utgör de säkraste splitsarna.
Ca 1 dm lämnas fri för att möjliggöra kontroll.

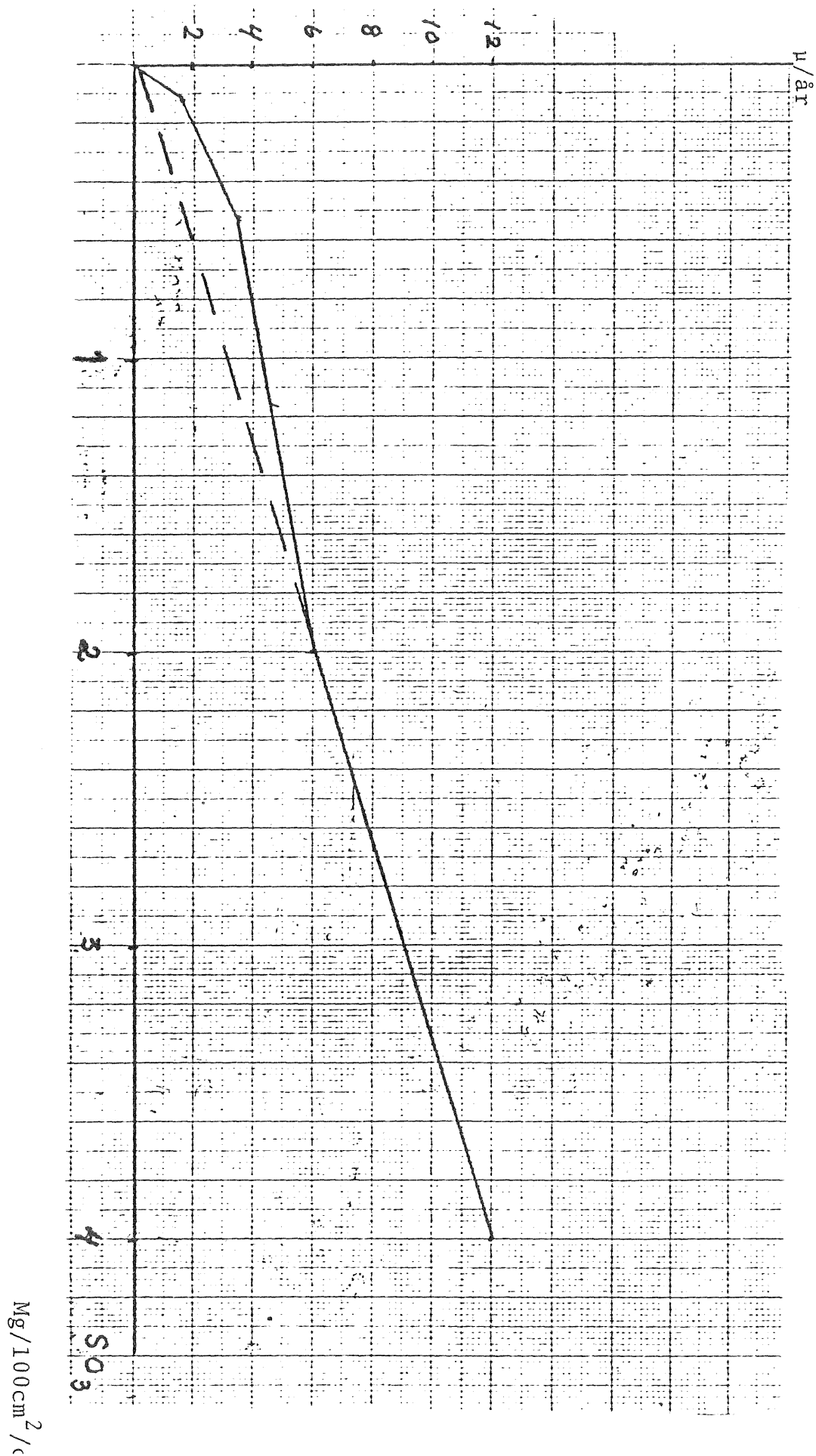
165.1000



1. Splits 2. Ingjutning 3. Presslås 4. Smidda lås, blank lina
5. Smidda lås, förz. lina.

Antal cykler

Korrosionshastighet som funktion av SO_3 -halten i atmosfären.

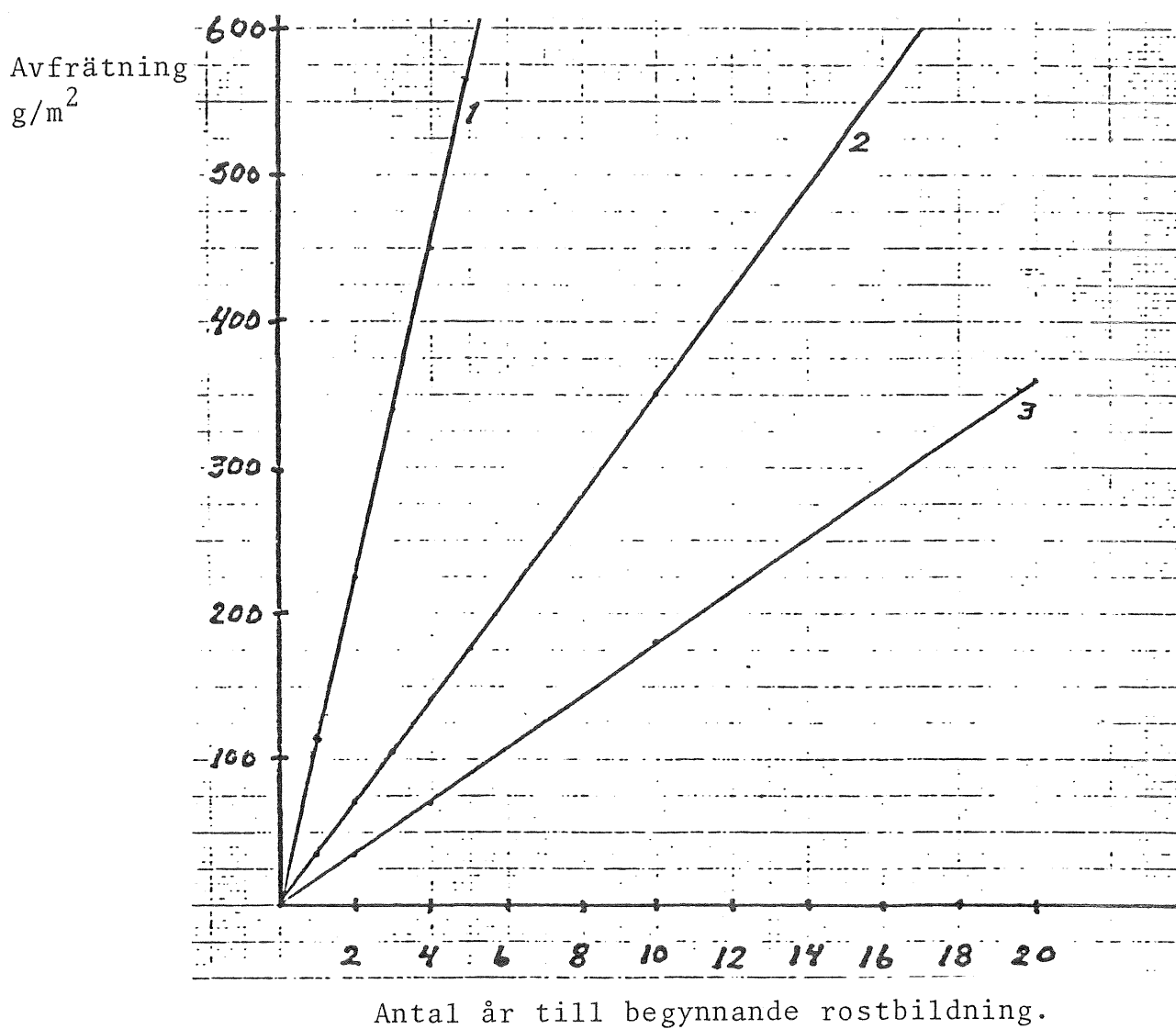


Korrosionshastigheten i förhållande till salthalten i atmosfären.

Avstånd från hav	Typ av atmosfär	korr hast μ/år	NaCl mg/m ² /dag		
45 m	Marin, tropisk	38	800		
180m	Marin, tropisk	15	230		
40 km	Fuktig, tropisk	0,75	8,3		
48 km	Fuktig, tropisk	0,75	7,5		
0 m	Marin, lant	12	NaCl 790	Na ₂ SO ₄ -	NH ₃ -
150 m		4	320	120	36
1200 m		1,5	38	16	11
450 m	Lant	3,25	66	14	1
35 km	5 km från kemisk ind	6,25	26	3	2
45 km	Industri	5,5	18	24	22

Korrorsionsmotstånd för galvaniserad tråd
(Amerikansk undersökning)

Diagram 1.

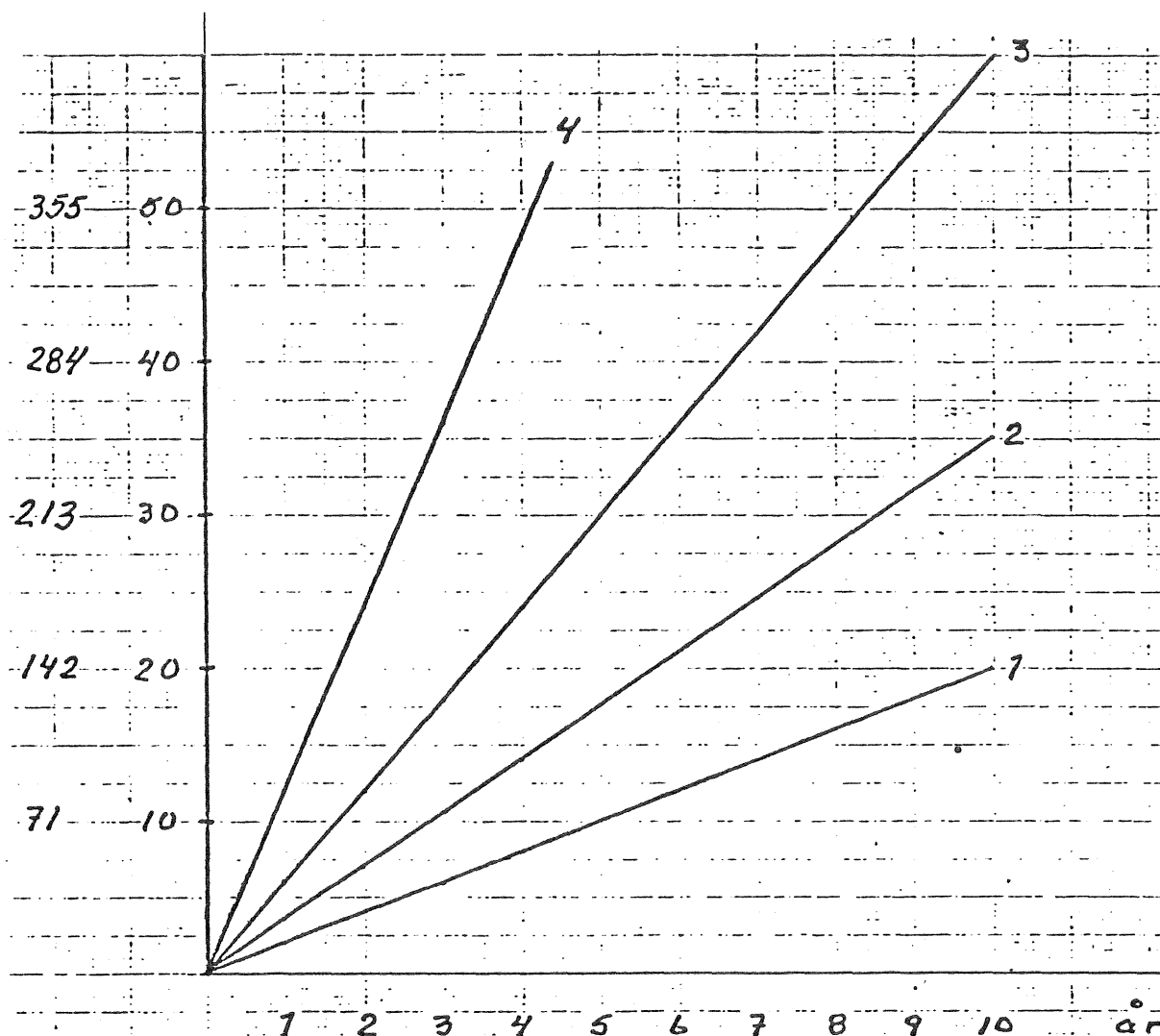


1. Svår industriatmosfär
2. Kustklimat
3. Inlandsklimat (ren atmosfär)

Korrosionshastighet som funktion av svavelhalten i luften
(Engelsk undersökning)

Diagram 2.

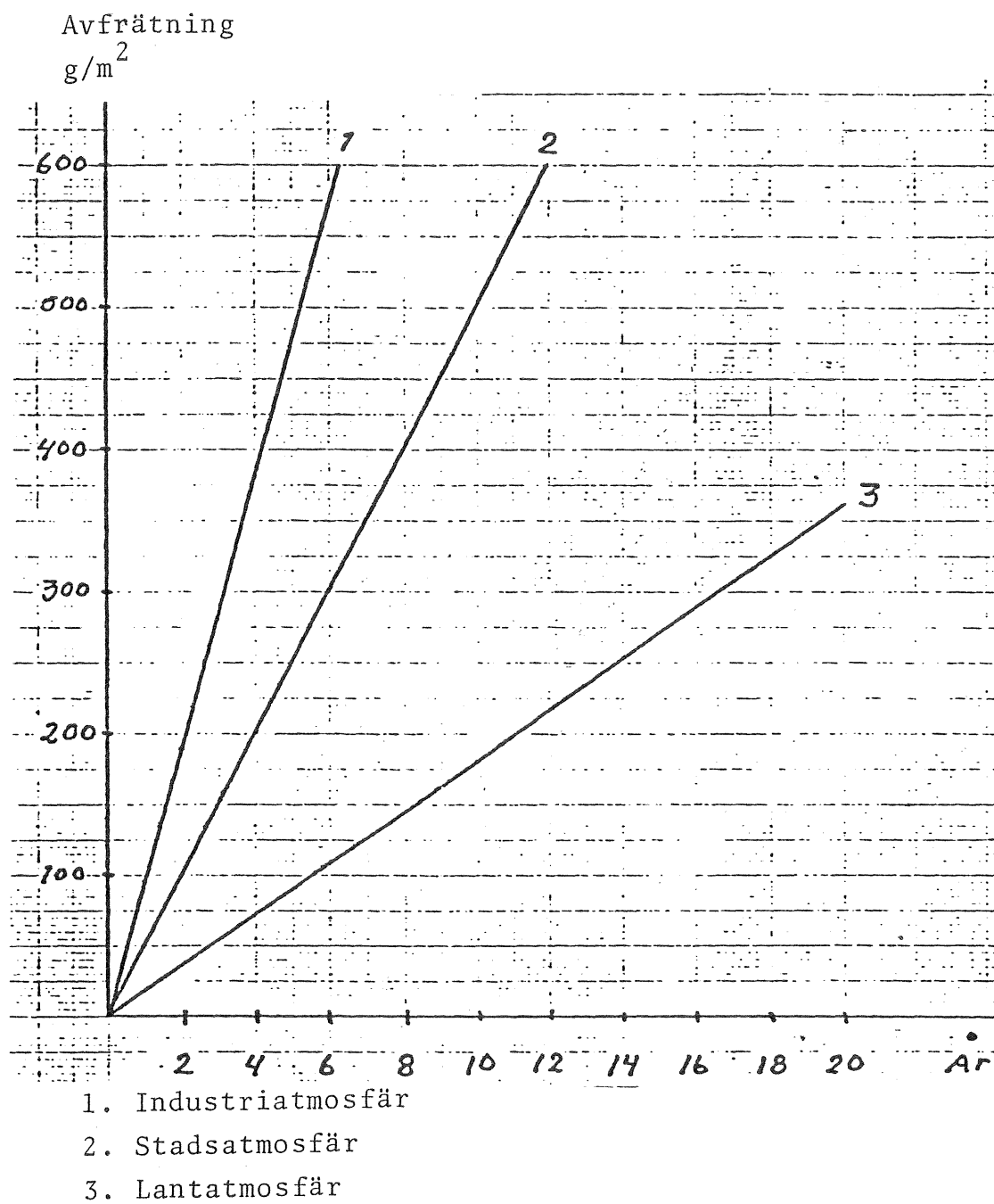
Avfrätning
 $\text{g/m}^2 \quad \mu/\text{år}$



1. Lätt svavelförorening	12 $\text{mg SO}_3/\text{m}^2/\text{dag}$
2. Moderat "	52 "
3. Hög "	201 "
4. Mycket hög "	402 "

Korrosionshastighet för galvaniserad tråd.
(Engelsk undersökning)

Diagram 3



9

Ur korrosionssympunkt är Zn bättre än Al i havsvatten.
Korrosionshastigheten minskar med en faktor 0,1-0,05
pga förzinkning.

300 g/m² Zn ~ 30 µ håller ca 3 år i besvärlig svavelhaltig
miljö.

Linans vridnings och böjningsegenskaper försämras vid stark-
förzinkning. Zinken verkar som ett smörjmedel mellan karde-
lerna.

Prisrelationer för tråd mht korrosionsangrepp

Tråd	Korrosionsangrepp börjar efter (tim)	Pris (kr/kg)
blank tråd	2	3
förzinkad tråd	400	3,5
förzinkad tråd med olja	2000 ^{x)}	4,1

x) accelererade prov

Rostfria linor kostar ca 10 kr/kg men klarar i längden inte
angrepp av NaCl.

A. Följande problemområden listades för diskussion

- | | |
|-----------------------|---------------------|
| 1. System som helhet | |
| 2. Ankare - geoteknik | |
| 3. Linor, wire | } |
| 4. Kjätting | |
| 5. Fiber | |
| 6. Infästning | |
| 7. Korrosion | |
| | Hållfasthetsproblem |
| | Livslängd |

B. Vilka forskningsprogram finns?

1. Inom A1 - A7
2. Vem forskar och vem betalar?
3. Vilka försöksanläggningar finns?

C. Hur skall gemensamma forskningsprogram konkretiseras?

Examensarbeten

Projektarbeten

Doktorsavhandlingar

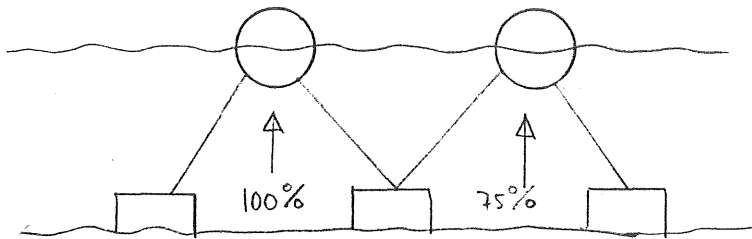
Mätningar

Datorprogram

Diskussion och summering

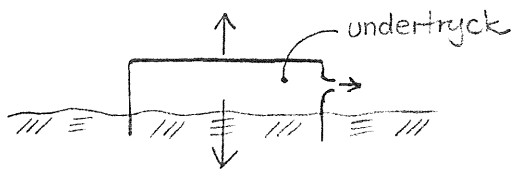
Gravitationsankare bör helst förläggas på djup större än 70 m. Ankaret bör vara statiskt utom för de allra största lasterna.

Närliggande konstruktioner skulle kunna ha sammanbundna ankare.

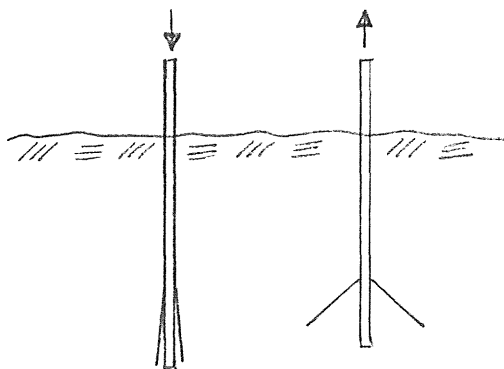


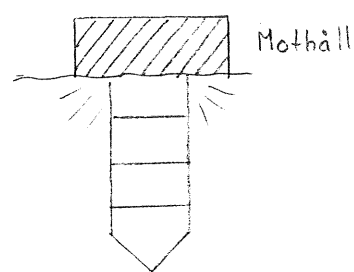
Det är osannolikt att maximal kraft uppträder samtidigt på båda bojarna.

Man kan tänka sig suga fast ankare i botten.

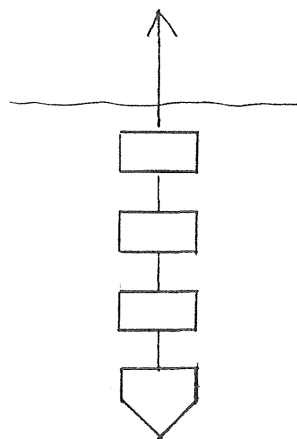


Paraplyankare skjuts ner hopfällt men vecklar ut sig vid belastning.





"Pålen skjutes ned"



Pålar kan slås till djup på 300 m med rigg. Med undervattenshammare kan 2 000 m djup nås.

Det är väsentligt att utforma dimensioneringskriterier.

Konsekvenserna av ett haveri är i första hand ekonomiska.

Utbytesprocedurer av komponenter bör tas fram.

Förankringskrafter på Budal & Falnes boj

Medelvärde	140 ton
Dynamiskt maxvärde	340 ton
" minvärde	0 ton

Bojen hålls i läge med försträckta linor som ej får slacka eftersom ryck då kan uppträda.

Senast i augusti skall B & F åstadkomma en specifikation av ett fullskalekraftverk, för ekonomisk värdering, samt begära in anbud på en prototypboj. Existerande teknik måste således utnyttjas.

Mätningar av förankringskrafter har utförts på två semisubmersibles i Nordsjön varvid även vindhastighet, visuell vågriktning samt våghöjd noterades. Resultaten blev dock motsägelsefulla varför nya mätningar skall göras i sommar av sjöfartsdirektorater.

En plattform kostar ca 250 milj varav förankringssystemet ca 25 milj.

Om en wire fylls med plast ökar livslängden med 50%.

Katodiskt skydd av förankringar har inte studerats i större omfattning. DnV har dock projekterat en småbåtshamn där denna metod används.

CTH-KTH-Götaverken m fl samverkar i ett STU-finansierat förankringsprojekt.

Datorprogram för beräkning av förankringskrafter finns framtagna av bl a Faltinsen i Trondheim, NMI och Aaker Engineering.

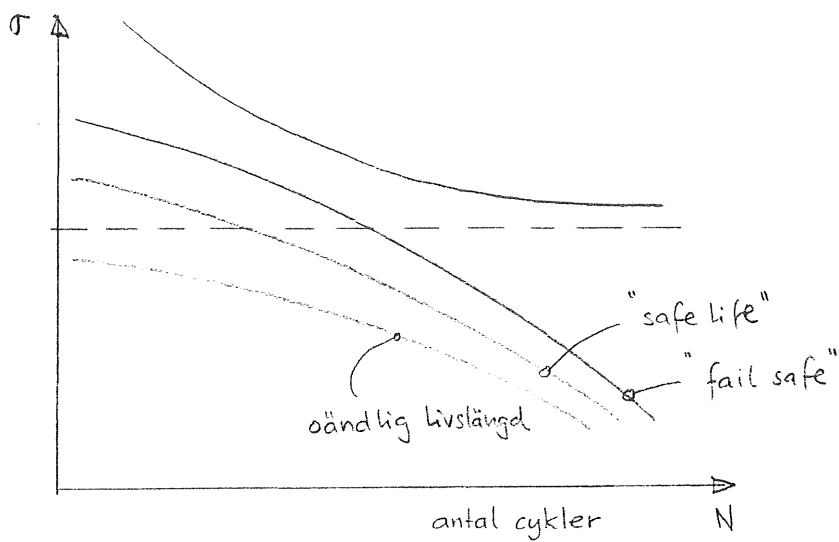
Skepphydromekanik kommer att placera ut en rigg i skala 1:5 i havet utanför Långedrag för försök.

På djupt vatten är de dynamiska belastningarna farligare än de statiska.

Vi vet i dag för lite för att ha olika säkerhetsfaktorer på kätting och wire. Säkerhetsfaktorn är i allmänhet 3 för operativt bruk och 2 med tanke på överlevnad. För vågkraftverk är kanske en något högre säkerhetsfaktor motiverad. Dess värde beror på vad man lägger i den och på vilken beskrivningsmetod som används.

Brott över ledhjul är vanligast när det gäller kätting. Utmattningsbrott är en annan vanlig brottorsak.

Försök med detta har gjorts för tråd



$$\frac{\Delta T}{T_B} = 0.5 \quad \text{för wire } 0.1$$

Korrosionsutmattning utgör det största problemet.

Wire har elastisk flexibilitet, är ej frekvensavhängig och ger små dynamiska påkänningar.

Kätting har geometrisk flexibilitet.

Ref. KK/BKS	H. Berge				
Gjelder/Concerns	K. Budal				
Seminar om forankring av bølge- kraftverk, CTH, Göteborg 12.5-14.5.80	J. Falnes				
	T. Hals				
	A. Tørum				
	E. Huse				
	Sirk.: Gruppen for marine konstr., SHL				
Divisjon: Division: SHL					
Trondheim 1980-05-23					

Detakere i seminaret: I.J. Fylling, NSFI, avd. Skip
 K.A. Nyhus, SHL
 K. Karal, SHL

Seminaret var planlagt av en 5-manns komité:

Lars Bergdahl, Gr. för vågenergiforsk.
 Jan Lindahl, CTH
 Tomas Rindby, Gr. för vågenergiforsk.
 Svein Erik Jensen, BMV
 Ivar J. Fylling, NSFI

ORGANISERING

Med bare 2 måneders planleggingstid, ble det kanskje ikke gjort så grundig arbeide som en kunne ønske.

Komitéen valgte å sende ut individuelle invitasjoner. Det burde kanskje ha vært lagt ned mere arbeide i å plukke ut deltakere. Alternative invitasjonsformer bør vurderes for neste seminar.

Forutsetningene for invitasjonen var at hver deltaker skulle komme med innlegg. Det var satt av rikelig med tid til diskusjon. Invitasjon, program og deltakerliste er vedlagt.

GJENNOMFØRING

Seminaret ble gjennomført etter planen. Opplegget med korte "foredrag" og rikelig tid til uformell diskusjon fungerte relativt bra.

Vertskapet ved CTH tok seg godt av deltakerne, hjalp til med bilskyss etc.

FAGLIG UTBYTTE

Det direkte faglige utbytte kan det nok være delte meninger om. Det var lite nytt som ble lagt fram, men kontakten mellom de forskjellige "disiplinene" innenfor forankringsproblemet var positiv.

Det kunne ha vært ønskelig å ha med folk med mer erfaring fra marine operasjoner og med teft for økonomiske problemstillinger.

Det var ikke laget noen skriftlige foredrag, men transparenter og relevante notat ble kopiert opp og delt ut. CTH vil senere få utarbeidet en rapport fra seminaret.

Det ble beskrevet en del kvasistatiske metoder for beregning av kjedeline. Det kom fram at dynamisk analyse blir betraktet å høre fremtiden til, selv om det ble vist en dynamisk analyse som gir vesentlige forbedringer i forhold til statisk.

Mye av diskusjonen dreide seg om innfestningsdetaljer og utmatning av ståltau, fibertau og kjetting.

Det ble vist et fullskalaforøk som måler dragkoeffisienter på kabel i horisontalplanet. Resultat: $C_D = 2.7$. Dette inkluderer effekt av strumming.

Gruppen for bølgenergiforskning i Sverige skal sette ut ei bøye i liten målestokk i sommer der det blir registrert krefter og bevegelse.

Det ble etterlyst forslag til samarbeidsprosjekter evt. diplomoppgaver som CTH kunne delta på.

Når det gjelder selve forankringen i bunnen, er det forbausende lite som er gjort både i Sverige og Norge. Tradisjonelle forankringer utviklet for andre formål (skipsankere, gravitasjonsankere) synes å være de eneste løsninger som man har vurdert hittil. Skipsankere tar ikke vertikale krefter. Dimensjoneringsgrunnlaget er usikkert, noe som fører til grov overdimensjonering. Gravitasjonsankere har lav virkningsgrad, særlig i grunt vann. Det er ingen tvil om at dette er et tilbakestående fagområde som krever sterk innsats.

Skipsavdelingen ved CTH planlegger bygging av en semi-submersible rigg i skala 1:5 og stasjonere den nær kysten ved Göteborg (ca. 2 m bølgehøyde).

Detta var
vårlatt
til i/ste

Inst. for vannbygging sammen med Skipsavd. ved CTH setter opp en 5-års forskningsplan for forankringsproblematikken.

Karl Koral

Kjell Hånes Nylund

Tran F. Fylling

