



Høgskulen på Vestlandet

Bacheloroppgave Maskin

ING3039

Predefinert informasjon

Startdato:	30-04-2019 16:10	Termin:	2019 VÅR
Sluttdato:	08-05-2019 14:00	Vurderingsform:	Norsk 6-trinns skala (A-F)
Eksamensform:	Bacheloroppgave med muntlig presentasjon/eksaminasjon		
SIS-kode:	203 ING3039 1 PRO-1 2019 VÅR Haugesund		
Intern sensor:	(Anonymisert)		

Deltaker

Kandidatnr.: 107

Informasjon fra deltaker

Tittel *: Nedsenkning av basket fra overflatefartøy til havbunn og konstruksjon av denne

Engelsk tittel *: Construction and submerging of basket from vessel, into water and landing onto seabed

Egenerklæring *: Ja **Inneholder besvarelsen Nei**
konfidensiell materiale?:

Jeg bekrefter at jeg har Ja
registrert oppgavetittelen
på norsk og engelsk i
StudentWeb og vet at
denne vil stå på
vitnemålet mitt *:

Gruppe

Gruppenavn: (Anonymisert)

Gruppenummer: 5

Andre medlemmer i gruppen: 124, 101

Jeg godkjenner avtalen om publisering av bacheloroppgaven min *

Ja



Høgskulen
på Vestlandet

BACHELOROPPGAVE

Nedsenkning av basket fra overflatefartøy til havbunn og konstruksjon av denne

Construction and submerging of basket from vessel, into water and landing onto seabed.

**Gaute Kristiansen, Kristin Landråk Nes, Bjørn André
Hylland**

Marin konstruksjonsteknikk og Energi- og prosessteknikk

Høgskulen på Vestlandet/Maskiningeniør

Jorunn S. Nysted

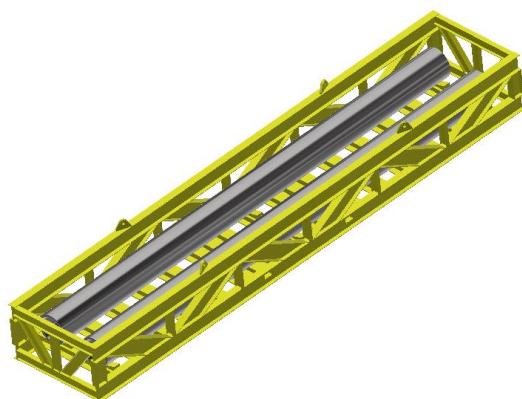
08.05.19

Jeg bekrefter at arbeidet er selvstendig utarbeidet, og at referanser/kildehenvisninger til alle kilder som er brukt i arbeidet er oppgitt, jf. Forskrift om studium og eksamen ved Høgskulen på Vestlandet, § 10.



Høgskulen
på Vestlandet

Nedsenkning av basket fra overflatefartøy til havbunn og konstruksjon av denne



Bacheloroppgave utført ved Høgskulen på Vestlandet – Studie for ingeniørfag

Maskin; Marin Konstruksjonsteknikk og Energi- og Prosessteknikk

Av:

Gaute Kristiansen

kand.nr: 101

Kristin Landråk Nes

kand.nr: 107

Bjørn André Hylland

kand.nr: 124

Bachelorprosjekt

Studentenes navn: Gaute Kristiansen, Kristin Landråk Nes, Bjørn André Hylland

Linje og studieretning

Maskiningeniør

- Marin konstruksjonsteknikk
- Prosess- og energiteknikk

Oppgavens tittel:

Nedsenkning av basket fra overflatefartøy til havbunn og konstruksjon av denne.

Oppgavetekst:

Oppgaven går ut på å se på forhold rundt løft av en basket som er lastet med rør. Basketen skal løftes fra kai, ombord på et fartøy, gjennom plaskesonen og ned til havbunnen.

Det skal hovedsakelig sees på forhold rundt løft gjennom plaskesonen og ned til havbunn. Det skal utføres forenklede beregninger på de dynamiske, hydrostatiske og hydrodynamiske krefter som oppstår. Dette skal utføres i henhold til relevante standarder, forskrifter og regelverk. Lasting fra kai, sikring av last og transport til operasjonsområde skal gjennomgås, på et overordnet nivå, for å få en helhetlig beskrivelse av operasjonen.

Ved konstruksjon av basket skal antagelser og manuelle overslagsberegninger anvendes, samt et aktuelt beregningsprogram, for eksempel SAP2000 eller ANSYS. Rapporten skal også inneholde 2D- og 3D tegninger.

Endelig oppgave gitt:	1. mars 2019
Innleveringsfrist:	Onsdag 8. mai 2019 kl. 12.00
Intern veileder:	Jorunn Stueland Nysted
Ekstern veileder:	Rolf Wiksnes
E-mail adresse ekstern veileder:	rolf.wiksnes@westcon.no

Godkjent av studieansvarlig:
Dato:

J. C. Landråk
30/4-19

<i>Oppgavens tittel</i>		
Nedsenkning av basket fra overflatefartøy til havbunn og konstruksjon av denne		
<i>Utført av</i>		
Bjørn André Hylland, Gaute Kristiansen, Kristin Landråk Nes		
<i>Linje</i>	<i>Studieretning</i>	
Maskin; Marin Konstruksjonsmetodikk og Energi- og Prosessteknikk	Ingeniør	
<i>Gradering</i>	<i>Innlevert dato</i>	<i>Veiledere</i>
Åpen	08.05.19	Jorunn Nysted - HVL Rolf Wiksnes – Westcon Løfteteknikk AS

Ekstrakt

Denne bacheloren tar for seg konstruering og dimensjonering av en løftebasket, som skal brukes til senkning gjennom plaskesonen. Videre skal det fokuseres på kreftene som oppstår ved et slikt løft.

Det ble utført forsøk for ulike typer design, og etter en analyse av disse ble det valgt en løsning som gav det mest optimale resultat for operasjonen som skal utføres.

Styrkeberegningene ble utført for å undersøke de mest kritiske punktene i designet, og kontrollere at designet var riktig dimensjonert. Manuelle beregninger ble utført for å bekrefte at den aktuelle belastningen kunne benyttes.

Hydrodynamiske- og hydrostatiske krefter ble analysert for å undersøke faren på rykk i kranvaier. Videre ble det utført kapasitetssjekk av kranen, for å bekrefte at den tåler belastningen den blir utsatt for.

Oppgaven ble utført i samarbeid med Westcon Løfteteknikk AS.

Forord

Denne bacheloroppgaven er knyttet til vårt studie innen Marin konstruksjonsmetodikk og Energi og Prosessteknikk ved Høgskulen på Vestlandet, våren 2019. Oppgaven har et omfang på 20 studiepoeng.

Oppgaven ble utført i samarbeid med Westcon Løfteteknikk AS, avd. Haugesund. Her ble det lagt frem muligheten til å spesialisere oss innen et felt som var av interesse for oss, og valget falt da på offshore-løft fra fartøy ned i sjø. Dette er også noe vi anser som relevant på Vestlandet, som bidro til stor interesse for temaet.

Starten av arbeidet gikk ut på å sette seg inn i aktuelle standarder fra hovedsakelig DNVGL, for å få et overblikk over hvordan operasjonen skulle utføres og hvilke designkrav som var aktuelle for vårt design.

Nye kunnskaper og opplysninger har gjort dette arbeidet veldig interessant og lærerikt for oss alle. Vi har fått større innblikk i hvilke faktorer som spiller inn for et typisk løft som denne oppgaven tar for seg, og hvor mye det avhenger av hvordan design av basket er utformet.

Til slutt vil vi benytte anledningen til å takke vår eksterne veileder, Rolf Wiksnes, som har bidratt med tips til aktuelt fagstoff og standarder, god veiledning og oppmuntring til selvstendig arbeid. En stor takk rettes også til vår interne veileder, Jorunn Stueland Nysted, som har bidratt med konstruktive tilbakemeldinger på oppsett av oppgaven, hyggelig akademisk atmosfære og godt samarbeid.

I tillegg vil vi rette en takk til:

- Jenc C. Lindaas, for bidrag til emnet som omhandler hydrodynamikk, Høgskulen på Vestlandet
- Runald Meyer, for bidrag til assistanse rundt design av basket, Høgskulen på Vestlandet
- Bjørn Jarle Nes, for bidrag med informasjon rundt fartøy og maritime element, Østensjø Rederi
- Deep Ocean, for bidrag med analyserapport til valgt fartøy og bruk av denne
- Grethe Høyvik Hansen, for hennes engasjement i å skaffe tilgang til aktuelle standarder, Høgskulen på Vestlandet Bibliotek



Gaute Kristiansen



Kristin Landråk Nes



Bjørn André Hylland

Figurliste

Figur 1 Westcon Løfteteknikk avd. Bakerøy [30]	1
Figur 2 Skisse av sinusformet bølge, tegnet av Kristin L. Nes	9
Figur 3 Bølgehøyder, tegnet av Kristin L. Nes med utgangspunkt i tegning fra referanse [40]	10
Figur 4 Illustrasjon av T_z og T_p , tegnet av Kristin L. Nes	11
Figur 5 "DP capability plot" [29]	15
Figur 6 "DP capability plot" Edda Fauna.....	16
Figur 7 Definisjon av fartøybevegelser, bølgeretning og koordinatsystem, tegnet av Kristin L. Nes, med utgangspunkt i tegning fra referanse [19].	17
Figur 8 Skisse av "heading" til fartøyet	19
Figur 9 Utdrag av RAO rapport hiv	20
Figur 10 Utdrag av RAO rapport stamp.....	20
Figur 11 Utdrag av "Main Data Crane"	21
Figur 12 "Constructor Work Class ROV" [33]	25
Figur 13 Skisse av TMS og ROV[22]	26
Figur 14 TMS ombord Edda Fauna	26
Figur 15 Vindhastighet fremstilt grafisk.....	28
Figur 16 Bølgehøyde fremstilt grafisk	28
Figur 17 Tilgjengelighet bølger vist grafisk.....	29
Figur 18 Tilgjengelighet vind vist grafisk	29
Figur 19 3D skisse av basket	30
Figur 20 Eksempel på POU-typer [5, 1.1.6]	31
Figur 21 Elastitetsmodul [42]	31
Figur 22 Første utkast.....	33
Figur 23 Andre utkast	34
Figur 24 Tredje utkast.....	35
Figur 25 4-punkts test på siste utkast	35
Figur 26 Skisse av bunnprofil.....	36
Figur 27 Fritt legeme diagram	36

Figur 28 Momentdiagram	37
Figur 29 Skjærkraftdiagram	37
Figur 30 Skisse av bjelke med tilhørende mål, tegnet av Bjørn André Hylland, med utgangspunkt i tegning fra kilde [41].	38
Figur 31 Utklipp fra referanse [43]	38
Figur 32 Løfteøre type 2	42
Figur 33 Aktuelle mål for beregning av løfteører	44
Figur 34 Illustrasjon av laterale krefter som virker på løfteøre	46
Figur 35 Skisse av vinkler til løftewire og mål til løftekurv	49
Figur 36 "Flowchart" for løfteoperasjoner [34]	51
Figur 37 Belastningsdiagram kran [Vedlegg 2]	56
Figur 38 Skisse av den hydrodynamiske massen av et rør	59
Figur 39 Illustrasjon av lastetilfelle 1	63
Figur 40 Illustrasjon av lastetilfelle 2	63

Tabelliste

Tabell 1 Ekvivalente DP-klasser [8].....	13
Tabell 2 Minimums krav for DP system [28]	14
Tabell 3 Fartøybevegelser	17
Tabell 4 Fartøyrespons	20
Tabell 5 Kranutlegg 14 m.....	22
Tabell 6 Dimensjoner og konstanter rør og basket.....	53
Tabell 7 Dynamisk faktor [2, 16.2.5.6]	55
Tabell 8 Beregnede konstanter	57
Tabell 9 Addert masse koeffisient [1, table A-2].....	60
Tabell 10 Resultat av krefter for de ulike lastetilfeller.....	67

Symboler og begrep

Symbol	Betydning	Enhet
$\bar{\lambda}_{c0}$	Relativ grenseslankhet	-
$\bar{\lambda}_f$	Påvisning av vipping	-
$\bar{\lambda}_{LT}$	Relativ slankhet	-
ρ	Tetthet	kg/m ³
σ	Jevnføringsspenning	MPa
τ	Skjærspenning	MPa
η_1	Jag	m/m
λ_1	Kritisk slankhet	-
η_2	Svai	m/m
η_3	Hiv	m/m
η_4	Rull	°/° (grader per grad)
η_5	Stamp	°/° (grader per grad)
η_6	Gir	°/° (grader per grad)
ζ_a	Bølgeamplitude	m
η_{ct}	Karakteristisk vertikal amplitude bevegelse av krantipp	m
λ_f	Flensens slankhet	-
$\gamma_{RM, løfteøre}$	Materialfaktor løfteøre	-
$\gamma_{RM, sveis}$	Materialfaktor sveis	-
λ_w	Stegets slankhet	mm
ε_y	Flyttøyning	-
A_{33}	Addert masse til objektet	kg
a_{ct}	Karakteristisk vertikal amplitude akselerasjon av krantipp	m/s ²
A_{flens}	Areal flens	mm ²

A_p	Horisontalt projisert areal	m^2
A_{sh}	Areal på flate mellom sjakkelbolke og bolthull	m^2
$A_{t,e}$	Effektivt tverrsnittareal	m^2
A_w	Vannplanområde	m^2
a_w	Vertikal akselerasjon sjøvann	m/s^2
C	Korreksjonsfaktor	-
C_a	Addert masse koeffisient	-
C_A		
C_D	Drag koeffisient	-
c_f	Utstikkende flensbredde	mm
C_s	Slagkoeffisient	-
c_w	Steghøyde	mm
D	Diameter	m
d	Avstand fra vannoverflaten til gravitasjonscenter til den senkende delen av objektet	m
d_h	Bolthulldiameter til løfteøre	mm
E	Elastitetsmodul	N/m^2
F	Kraft	N
F_{slag}	Slagkrefter	N
$F_{stasisk}$	Minimum og maksimum statisk vekt	N
f_y	Flytgrense	MPa
G	Gravitasjonsakselerasjon	m/s^2
h	Høyde	m
H_s	Signifikant bølgehøyde	m
I	arealmoment	mm^4
$I.D$	Indre diameter	m
\dot{I}_z	Treghetsradien	mm

K	Stivhet	N/m
k	Høyde fra bunn til innsnevring av løfteøre	mm
K_c	Korreksjonsfaktor	-
L	Lengde	m
l_a	Lengde til basket	m
l_b	Bredde til basket	m
L_c	Vippelengde	mm
M_A	Momentkraft	Nm
$M_{C,Rd}$	Momentkapasitet	Nm
M_{Ed}	Dimensjonerende moment	Nm
M_k	Konstruksjonslast	kg
M_{luft}	Total masse av basket og rør i luft	kg
$M_{luft,basket}$	Massen til basket i luft	kg
$M_{luft,rør}$	Massen til rørene i luft	kg
M_{maks}	Største moment	Nm
$M_{tot,dyn}$	Den totale dynamiske massen av objektet	kg
$M_{y,Ed}$	Største dimensjonerende bøyningsmoment mellom fastholdingene	Nm
$O.D$	Ytre diameter	m
P_L	Lateral belastning	T
P_{LP}	Belastning for løftevaier	T
P_P	Belastning på løftewire inkludert DF	T
R	Radius	mm
T	Tonn	1000 kg
t	Rørtykkelse	m
T_3	Naturlig hiv periode	s

T_4	Naturlig rull periode	s
T_5	Naturlig stamp periode	s
t_c	Tykkelse til kinnplater	mm
t_p	Tykkelse plate	mm
T_z	Bølgeperiode	s
V	Volum	m ³
V_c	Lårehastighet kran	m/s
V_{ct}	Karakteristisk vertikal hastighet til krantipp	m/s
V_{ff}	Hastighet i fritt fall	m/s
$V_{I.D}$	Volum målt til indre diameter av rør	m ³
$V_{O.D}$	Volum målt til ytre diameter av rør	m ³
V_r	Karakteristisk vertikal relativ hastighet mellom objekt og vannpartikler	m/s
V_s	Hastighet slagkraft	m/s
V_{snap}	Hastighet for karakteristisk rykk	m/s
V_w	Vertikal hastighet sjøvann	m/s
W	Estimert vekt av objekt	T
W_{cf}	Faktor mot feil i vektestimant	-
W_{COG}	Faktor mot feil i tyngdepunkt	-
W_y	Tilhørende motstandsmoment	mm ³
Y_{m0}	Materialfaktor	-

Begrep/forkortelser	Forklaring
ABS	American Bureau of Shipping (Amerikansk)
Babord	Venstre
DAF	Dynamic Amplification Factor / Dynamisk forsterkende faktor
DAF _{conv}	Konvertert DAF-faktor til den gyldig i luft
DF	Designfaktor
DHL	Dynamisk kroklast
DP	Dynamisk Posisjonering
Fetch	Avstanden vind avlegger over åpent hav for å oppnå en fullt utviklet sjøtilstand.
Heading	Båtens plassering i forhold til bølgeretning i grader
IMCA	International Marine Contractors Assosiation
IMO	International Maritime Organization
Inshore	Operasjoner som utføres i nærheten av land, som regel i grunt farvann
LRS	Lloyd's Registry of Shipping (Britisk)
MGW	Maksimal Gross Weight
Moonpool	Hull i skroget til fartøyet som benyttes til å senke ned diverse utstyr og mindre moduler. En vil her ha mindre påvirkning av ytre påkjenninger som vær og vind.
Offshore	Brukes om operasjoner som foregår til havs, enten på fartøy eller plattform/rigg
Onshore	Brukes om operasjoner som foregår på land
Plaskesone	Overgangen fra luft til vann når du senker et objekt ned til sjø

POU	Portable Offshore Unit
RAO	Response Amplitude Operator
Redundans	Reservesystem som står klar til å overta dersom en får svikt i primærsystemet.
ROV	Remote Operated Vehicle
SHL	Statisk last løftekrok
Skiddesystem	Skinnesystem på dekk for å flytte utstyr og diverse på tvers og langs av fartøyet
Styrbord	Høyre
Thrusterer	Propell på skip; del av fremdrifts- og styresystem
Transit	Uttrykk som brukes for reisen et fartøy er på fra det legger fra kai, til det ankommer det aktuelle feltet for operasjon.
Trenching	Graving av grøfter på havbunn utført av ROV. Brukes til å klargjøre for kabel-legging.
UD	Utnyttelsesfaktor
Umbilical	Navlestreng kabel som kan gå til ROV eller andre undervannsinstallasjoner. Disse kan blant annet forsyne de med hydraulikk, strøm, signaler for monitorering, injisere væsker for å optimalisere produksjon eller hindre pluggdannelse, drifte elektriske pumper for å øke utnyttelsesgraden [27]

Sammendrag

Denne bacheloroppgaven er utdelt av Westcon Løfteteknikk AS og tar for seg design av løftebasket samt beregning av krefter som virker på denne ved senkning gjennom plaskesonen og ned til havbunnen.

All beregning og modellering er blitt utført på bakgrunn av relevante standarder og faglig kompetanse fra bedrifter som blant annet Westcon Løfteteknikk AS, Østensjø Rederi AS og Deep Ocean AS. Da det er en omfattende mengde med standarder som omfatter emnet, gikk det i begynnelsen av oppgaven mye tid på å utføre litteraturstudier og innhente bakgrunnsstoff på området.

Til beregning av dynamiske, hydrostatiske og hydrodynamiske krefter som oppstår ved heising gjennom plaskesonen og ned til havbunnen har hovedsakelig DNVGL-RP-N103 Modelling and analysis of marine operations blitt brukt. I denne standarden og mange andre av DNVGL sine standarder brukes forenklet metode. Dette er en regnemetode som brukes til å utføre forenklete beregninger ved å bruke konservative antagelser. Det er denne metoden som er brukt som basis i denne oppgaven.

Løftebasketen ble hovedsakelig designet ut fra krav satt i standarden DNVGL-ST-E273 Portable offshore units og har en MGW på 25 T. Programmet som ble brukt til å modellere basketen var DAK-programmet Inventor.

Underveis i designfasen ble styrkeberegningsprogrammet ANSYS WORKBENCH benyttet for å teste styrken til strukturen. Som krav ble det satt at kurven skulle kunne bestå en 2- og 4-punktstest samtidig som den ble belastet med en masse på henholdsvis $1,5 \cdot \text{MGW}$ og $2,5 \cdot \text{MGW}$. Det ble også utført manuelle overslagsberegninger på de lastbærende hovedelementene for å bekrefte at løftekurven var riktig dimensjonert.

Abstract

This dissertation was assigned to us by Westcon Løfteteknikk AS. The main purpose is to look into aspects that involves the design of a lifting basket, in addition to the related forces acting on the basket when submerged through splash-zone and landed onto seabed.

All of the calculations and modelling is performed on the basis of relevant standards and the expertise from companies such as Westcon Løfteteknikk AS, Østensjø Rederi AS and Deep Ocean AS. At the beginning of the assignment, time was mostly spent on studying the literature and gather information regarding the subject, due to the comprehensive number of standards.

When performing calculations of the dynamic, hydrodynamic and hydrostatic forces that occur when lifting through the splash-zone and onto the seabed, the main standard used is DNVGL-RP-N103 Modelling and analysis of marine operations. In this, and many others of DNVGL's standards, the simplified method is applied. This is the basis of the calculations executed in this assignment.

The lifting basket was mainly designed based by the requirements from standard DNVGL-ST-E273 Portable offshore units, and has an MGW of 25 T. The computer program used for modelling the lifting basket is the DAK-program Inventor.

During the design phase, the strength calculation program ANSYS WORKBENCH was used to test the structural strength. It was set as a requirement that the basket should pass a 2- and 4-point test, whilst being loaded with a mass of respectively $1,5 \cdot \text{MGW}$ and $2,5 \cdot \text{MGW}$. Manual general calculations were performed on the load bearing main elements, to validate that the lifting basket was properly dimensioned.

Table of Contents

1	<i>Innledning</i>	1
1.1	Westcon Løfteteknikk AS	1
1.2	Bakgrunn for oppgaven	2
1.3	Målsetting	2
1.4	Avgrensninger	3
2	<i>Relevante standarder</i>	4
2.1	IMO	4
2.2	DNVGL	4
2.3	IMCA	6
2.4	NORSOK	6
3	<i>Bølgeteori</i>	8
3.1	Regulære bølger	8
3.2	Irregulære bølger	9
3.2.1	Bølgehøyde	10
3.2.2	Bølgeperioder	10
4	<i>Overflatefartøy</i>	12
4.1	Edda Fauna	12
4.2	Dynamisk posisjonering	12
4.2.1	"DP Capability Plot"	15
4.3	Begrunnelse for valg av fartøy	16
5	<i>Fartøy- og kranbevegelse</i>	17
5.1.1	Frihetsgrader	17
5.1.2	Transferfunksjonen	18
5.1.3	Krantipp-bevegelser	21
5.2	Hiv-kompensering	22

5.2.1	Aktiv hiv-kompensering.....	22
5.2.2	Passiv hiv-kompensering.....	23
5.2.3	"Constant tension".....	23
6	ROV – og bruksområder.....	24
6.1	Arbeids-ROV	25
6.2	Observasjons-ROV/Survey ROV	25
6.3	TMS	25
7	Værdata.....	27
7.1	EKlima.....	27
7.2	Værvarsel og Værvindu	29
8	Design.....	30
8.1	Valg av type design.....	30
8.2	Materialelegenskaper	31
8.3	Testkriterier	32
8.4	ANSYS WORKBENCH.....	32
8.4.1	2-punkts test	33
8.4.2	4-punkts test	35
8.5	Manuelle overslagsberegninger av basket.....	36
8.5.1	Beregning av HEB 240 bunnprofil	36
8.5.2	Påvisning av tverrsnittets momentkapasitet.....	40
8.5.3	Vipping	40
8.6	Løfteører.....	42
8.6.1	Last, lastefaktorer og designfaktor.....	43
8.6.2	DAF-faktor	43
8.6.3	Kalkulasjoner	44
8.6.4	Utrivning.....	45
8.6.5	Lagerkrefter på bolthullet	45
8.6.6	Laterale krefter.....	46
8.6.7	Jevnførende spenninger som oppstår i et plan gjennom bolthullet	47
8.6.8	Jevnførende spenninger som oppstår i bunn av løfteøret	48
8.6.9	Beregning av kilsveiser på kinnplater	48
8.6.10	Høyde til løftewire	49

9	Løft fra kai og transit til felt.....	51
9.1	Anti-Heeling system	52
9.2	Beregning av lastekapasitet til skipsdekk	52
9.3	Beregning av DAF-faktor/Kapasitetssjekk.....	54
10	Løft gjennom plaskesonen og ned til havbunn	57
10.1	Masse og oppdrift	57
10.2	Hydrodynamisk masse.....	58
10.2.1	Referansevolum.....	59
10.2.2	Massekoeffisient	60
10.2.3	Total hydrodynamisk masse i vertikal retning.....	61
10.3	Kran.....	61
10.3.1	Rykk-krefter og hydrodynamisk last	63
10.3.2	Slamming-kraft	64
10.3.3	Drag-kraft	65
10.3.4	Hydrodynamisk masse-kraft.....	65
10.3.5	Variierende oppdriftskraft.....	66
10.3.6	Total hydrodynamisk kraft.....	66
	67
10.3.7	Kapasitetssjekk mot rykk-krefter.....	67
10.3.8	Rykk-krefter	68
10.3.9	Kapasitetssjekk kran	69
11	Diskusjon og videre arbeid.....	71
12	Konklusjon	72
12.1	Konklusjon av design	72
12.2	Konklusjon av løft fra kai, transit og løft gjennom plaskesonen.....	72
	Referanser	74
	Vedlegg	I
	Vedlegg 1 Krandata Edda Fauna	II
	Vedlegg 2 Belastningsdiagram kran Edda Fauna	VI
	Vedlegg 3 RAO rapport	IX

Vedlegg 4 Edda Fauna Spesifikasjoner	XXVII
Vedlegg 5 EKlima Data	XXXI
Vedlegg 6 LashCon IMO	XXXIII
Vedlegg 7 Sjakkell	XXXIV
Vedlegg 8 Example of calculation for platform lift	XXXV
Vedlegg 9 Konseptskisser av basket og løfteøre.....	XLIII

1 Innledning

1.1 Westcon Løfteteknikk AS

Bedriften består generelt av fire forretningsområder:

- Westcon Yards
- Westcon Power & Automation
- Westcon Geo
- Westcon Løfteteknikk

Westcon Løfteteknikk AS tilbyr tjenester som salg og utleie av utstyr innen kran og løft, ingeniørtjenester, samt kursing og opplæring. Selskapet er en ledende leverandør av produkter og tjenester innenfor sitt felt. Westcon Løfteteknikk AS bidrar til klassifisering av utstyr og utfører testing av disse for å sørge for at de overholder kravene til lasten det skal tåle. Selskapet har omfattende kunnskaper om gjeldene reglement når det gjelder operasjoner som skal utføres ved hjelp av løfteutstyr som kraner på fartøy, i tillegg til på land. Selskapet har et moderne verksted med alt nødvendig kontrollutstyr. [31]

De har i dag ca. 130 ansatte, og omtrent 50 av disse arbeider på hovedkontoret på Bakerøya, Haugesund¹. Hovedkontoret er vist i Figur 1.



Figur 1 Westcon Løfteteknikk avd. Bakerøy [30]

¹ Rolf Wiksnes, Teknisk leder/faglig leder Westcon. Personlig kommunikasjon

1.2 Bakgrunn for oppgaven

Etter hvert som den norske offshoreindustrien har utviklet seg, har også teknologien utviklet seg med den. Reservoarer som før ikke var mulige å produsere fra er nå blitt tilgjengelige og utvinningsgrader har blitt stadig oppjustert.

Et godt eksempel på et felt hvor utvinningsgraden er blitt oppjustert er Ekofisk-feltet. Da dette feltet startet produksjonen i 1971 ble det beregnet at det ville være mulig å utvinne 17-18 % av hydrokarbonene i reservoaret. Dette tallet har derimot kontinuerlig blitt oppjustert og regnes i dag på å ligge på 52 % innen utgangen av 2028. Hovedsaken til denne oppjusteringen er bruk av vanninjisering i reservoarene. Ved å injisere vann i reservoar samtidig som gass og olje blir tatt ut sørger en for at reservoartrykket i høyere grad vedlikeholdes, noe som igjen resulterer i økt produksjon. Til sammen injiseres det ca. 500 000 fat vann per døgn på Ekofisk-feltet. Vanninjeksjonen skjer blant annet via injeksjonsbrønner som er installert på havbunnen. Injeksjonsvannet transporteres fra en vannbehandlingsplattform og til disse brønnene via et 24" transportrør. [38] [39]. Over tid blir rørene utsatt for slitasje, og det kan oppstå behov for utskiftning.

Denne oppgaven tar for seg en operasjon hvor hensikten er å bytte ut to lengder av disse transportrørene på 10 m hver.

1.3 Målsetting

Målet med denne oppgaven er ta hensyn til forhold og faktorer som påvirker operasjonen med å bytte ut transportrørene. Operasjonen skal følges fra lasting ved kai og helt frem til rørene lander på havbunnen. Transportrørene skal heises ned til havbunnen i en løftekurv, og en del av oppgaven er å designe denne.

Teoretiske beregninger og analyser skal utføres i henhold til relevante regelverk, standarder og forskrifter. I tillegg skal den ferdig konstruerte løftekurven testes ved bruk av beregningsprogram. Det skal også lages en animasjonsvideo for å illustrere operasjonen fra start til slutt.

1.4 Avgrensninger

- Ved løft fra kai, er det kun sett på overordnede faktorer når det gjelder løft og kranbelastninger.
- Kun utføre en global beregning av basket, dvs. beregninger på løfteører, beregninger på bunnprofil (vipping).
- Neglisjerer alle sveiseforbindelser. For denne oppgaven blir det antatt at sveisene blir utført til å tåle den aktuelle belastningen. High-Peak spenninger i sveis blir derfor også neglisjert.
- Se bort fra løfte-slings. Disse ville blitt bestilt fra leverandør med nødvendig kapasitet for den aktuelle lasten.
- Komplisert modelltesting av design må utføres for å kunne verifisere koeffisienter. Dette er det ikke mulighet til i denne oppgaven, og de er basert på erfaringsmessige tall.

2 Relevante standarder

I denne oppgaven er det brukt relevante standarder for å kartlegge retningslinjer og krav for denne type operasjon. Det finnes flere aktører som tilbyr standarder i ulike felt, men det er i denne oppgaven fokusert spesielt på retningslinjene til DNVGL. Det er også anvendt noen løfteprosedyrer basert på IMCA, og de er derfor nevnt med generell informasjon.

Som en overordnet organisasjon til disse aktørene, er det IMO som setter krav til godkjenning av disse retningslinjene.

2.1 IMO

Sjøfart er muligens den mest internasjonale industrien i verden, men også en av de farligste. Den beste måten å forbedre sikkerhet til sjøs er ved å utvikle internasjonale reguleringer som følges av skip fra alle nasjoner. Dette bidrar IMO med.

IMO er et spesialisert byrå under FN, med ansvar for sikkerheten til sjøfart, samt forebygging av marin og atmosfærisk forurensning fra skip. Den Maritime Sikkerhets-komiteé er et ledd av IMO som håndterer sikkerhetsrelaterte saker. Herunder er det under-komiteen SSE («Ship Systems and Equipment») som godkjenner nye retningslinjer for fartøy og enheter med dynamisk posisjonering. [21] [16] [12]

2.2 DNVGL

DNV GL er et konsern med virksomhet innen skipsklassifikasjon, sertifisering, rådgivning, inspeksjon og forskning. Virksomhetene Det Norske Veritas (DNV) og Germanischer Lloyd (GL) ble slått sammen i 2013, til det som nå heter DNV GL.

«Recommended Practice» (RP) er veiledende standarder, laget for å imøtekomme kravene til flere anerkjente standarder brukt globalt. RP tilbyr også veiledning og foreslår nye standarder for områder der det ikke eksisterer standarder.

Standarder basert på RP brukt i denne oppgaven:

- Modelling and analysis of marine operations (DNVGL-RP-N103)
 - Formålet med denne standarden er å kunne gi veiledning for modellering og analyser av marine operasjoner, spesielt med hensyn til løft gjennom plaskesonen, og senkning/landing av objekt ned til havbunn.

- Environmental Conditions and Environmental Loads (DNVGL-RP-C205)
 - Formålet med standarden er å gi rasjonelle design kriterier og veiledning til å vurdere hvilke belastninger et marint objekt blir utsatt for når det gjelder vind, bølger og strømning.

- Dynamic positioning systems – operation guidance (DNVGL-RP-E307)
 - Standarden er basert på Dynamisk Posisjonering veiledning fra MTS' teknisk komité. Formålet er å sørge for en trygg og effektiv oppførsel og håndtering av DP operasjoner.

- Portable offshore units (DNVGL-ST-E273)
 - Standarden tar for seg portable offshore enheters hovedstruktur. Intensjonen er at POU skal møte krav om trygg anvendelse som omhandler liv, miljø og skade på fartøy/installasjon. POU skal også være passende for et enkelt eller repeterende bruk for gjeldene operasjoner i form av materiale, beskyttelse av materiale og enkelhet av reparasjoner og vedlikehold.

- Marine operations and marine warranty (DNVGL-ST-N001)
 - Standarden tar for seg de ulike marine operasjonene som oppstår når en tar i bruk offshore ressurser eller når objekter blir flyttet via vann fra et område til et annet. Formålet er å sørge for at marine operasjoner blir designet og utført i henhold til kjente sikkerhetsnivå, og beskrive god praksis innen industrien slik den er i dag.

«The simplified method» er en beregningsmetode fra DNVGL, også kalt den forenklede metoden. Formålet med denne er å kunne utføre konservative antakelser for å enkelt kunne beregne verdiene av de hydrodynamiske kreftene som virker på designet.

Antakelser ved bruk av metoden:

- Den vertikale bevegelsen av fartøyet er lik den vertikale bevegelsen av krantipp
- Neglisjerer svingninger av last fra kran i andre retninger enn den vertikale

[36] [26] [23] [5] [2]

2.3 IMCA

IMCA er en ledende assosiasjon, som representerer størstedelen av entreprenører, og tilhørende forsyningskjeder innen offshore marin konstruksjons-industri verden over. Selskapet ble etablert i 1995, og målet er å forbedre prestasjon innen den marine industrien. Selskaper står fritt til å være medlem av IMCA. Men er man først medlem, pliktes man til å følge, og være tilgjengelig for revisjon for oppfølging.

- Guidelines for lifting operations (IMCA LR 006)
 - Denne veiledende standarden er utviklet til offshore industriens løfteoperasjoner. Intensjonen er å vise essensielle elementer som bør inkluderes i firmaets løfteprosedyrer som fremmer sikkerheten. Standarden antas å være i bruk av selskaper globalt innen offshore industrien. [10] [34]

2.4 NORSOK

Norsok er et prosjekt som er utviklet av den norske petroleumsindustrien for å sørge for tilstrekkelig sikkerhet, verdiøkning og kostnadseffektivitet for petroleumsindustriens utviklinger og operasjoner på norsk sokkel.

Prosjektet er et samarbeid mellom aktørene i oljeindustrien, spesielt mellom Norsk olje og gass, Norsk Industri og myndighetene. Et resultat av dette prosjektet ble NORSOK-standardene, som var nye industristandarder. Disse erstattet interne standarder i ulike

oljeselskap som opererer på norsk sokkel, i tillegg til flere deler av Oljedirektoratets regelverk. [11]

NORSOK-standarder brukt i denne oppgaven:

- Lifting equipment (R-002)
 - Standarden går ut på å utvikle et høyt, teknisk sikkerhetsnivå for løfteutstyr brukt i petroleumsindustrien. Standarden er gyldig for løfteutstyr på alle faste og flytende installasjoner, andre mobile enheter, fartøy, i tillegg til landbaserte anlegg der petroleumsaktiviteter blir utført. [6]

3 Bølgeteori

Ved operasjoner offshore har vær- og bølgetilstander stor påvirkning for utførelsen. Ved analysing av marine operasjoner er det derfor viktig med forståelse av bølgeteori.

De deles inn i to hovedkategorier; regulære bølger og irregulære bølger. Havbølger er irregulære og tilfeldige i både form, høyde, lengde og forplantningshastighet. En virkelig sjøtilstand er best beskrevet ved hjelp av en tilfeldig bølgemodell.

Bølgetilstandene kan igjen deles inn i to klasser: Vindsjø ("wind seas") og dønninger ("swell"). Vindsjø genereres av lokal vind og kan være veldig uregelmessig, mens dønninger har ingen relasjon til lokal vind. Når bølgene beveger seg ut av vindens virkningsområde, går de over til mer regelmessige dønninger. Disse kan forplante seg over store avstander, og ha lang bølgelengde i forhold til høyden. Sjøtilstander på åpent hav er som regel en kombinasjon av disse to. [35] [4, 2.2]

3.1 Regulære bølger

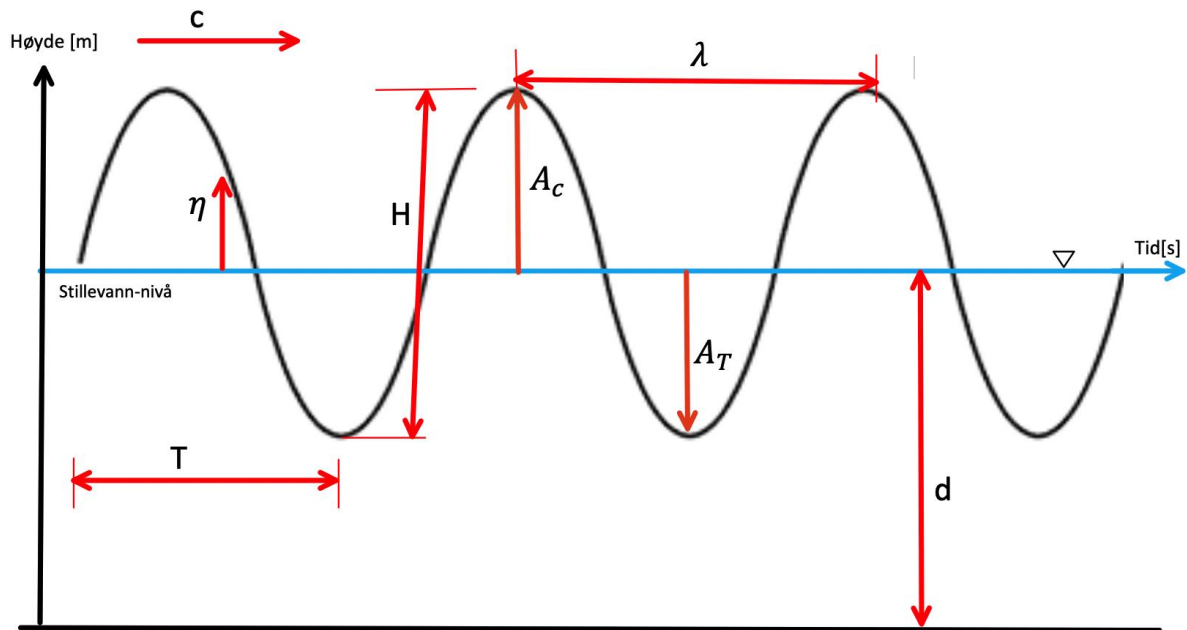
En regulær bølge forplanter seg med en permanent form. Den har en bestemt lengde, bølgeperiode og bølgehøyde.

En regulær bølge er beskrevet ved hjelp av følgende karakteristik, se Figur 2; [4, 2.2]

- Bølgelengde: Bølgelengden λ er avstanden mellom suksessive bølgetopper
- Bølgeperiode: Bølgeperioden T er det tidsintervallet mellom suksessive bølgetopper som passerer et gitt punkt
- Fasehastighet: Forplantnings-hastigheten av en bølgeform kalles fasehastighet eller bølgehastighet, og er definert av uttrykket $c = \frac{\lambda}{T} = \frac{\omega}{k}$
- Bølgefrequens er det inverse av bølgeperiode: $f = \frac{1}{T}$
- Bølgevinkelfrequens: $\omega = \frac{2\pi}{T}$
- Bølgenummer: $k = 2\pi/\lambda$
- Overflatehøyden $z = \eta(x, y, t)$ er avstanden mellom stille vann-nivået og bølgeoverflaten

- Bølgetopp høyden A_C er avstanden fra stille vann-nivået til bølgetoppen
- Bølgedal A_T er avstanden fra stille vann-nivået til bunn av bølgedal
- Bølgehøyden H er den vertikale avstanden fra bølgedal til bølgetopp. $H = A_C + A_T$
- Vanndybden: d

Figur 2 illustrerer en sinusformet bølge med tilhørende definisjoner



Figur 2 Skisse av sinusformet bølge, tegnet av Kristin L. Nes

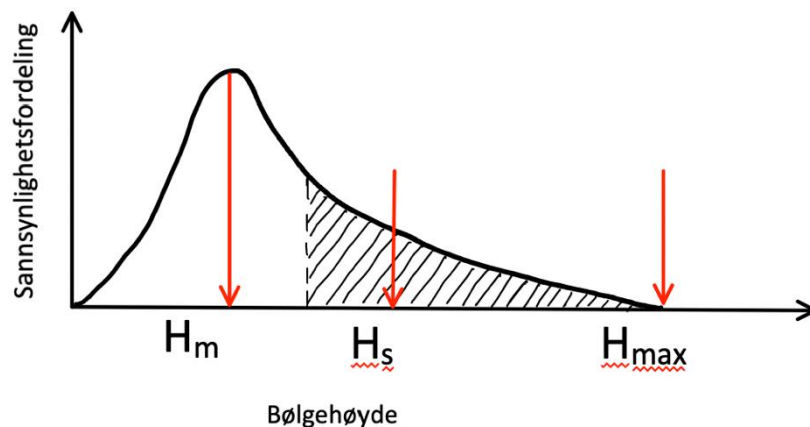
3.2 Irregulære bølger

Regulære bølger er ikke en realistisk tilstand. Bølgeperioder og bølgehøyder vil kunne variere i et irregulært bølgemønster. En lineær uregelmessig bølgemodell kan beskrives ved bruk av et bølgespektrum basert på signifikant bølgehøyde, H_s , og bølgeperiode, T_z . De to mest aktuelle spektra fra DNVGL er Pierson-Moskowitz (PM) spektrum og JONSWAP spektrum. PM er utviklet av offshore industrien som gjelder for fullt utviklede bølgetilstander i Nord Atlanteren som blir generert av lokal vind. Forutsetningene for å anvende dette spektrum er dypt vann, ingen forekomst av dønninger, ubegrenset "fetch", og ensrettet sjø. JONSWAP ("Joint North Sea Wave Project") er utviklet for begrenset "fetch" i Nordsjøen og blir omfattende brukt i analyser for bølgetilstander. [37]

Verdier brukt i denne oppgaven er basert på JONSWAP bølgespektrum som brukes for det aktuelle området for operasjon.

3.2.1 Bølgehøyde

Bølgehøyde er som navnet angir, høyden på bølgene. Det finnes ulike typer bølgehøyder, men den mest relevante for denne oppgaven er den signifikante bølgehøyden H_s . Den er definert som gjennomsnittshøyden av den høyeste tredjedel av bølgene. For denne oppgaven er H_s satt til 2 m, basert på erfaringsmessige kriterier for en slik type operasjon. I Figur 3 er det også vist H_m , som er den hyppigste forekommende bølgehøyde, og H_{max} som er den største sannsynlige bølgehøyde. [40]

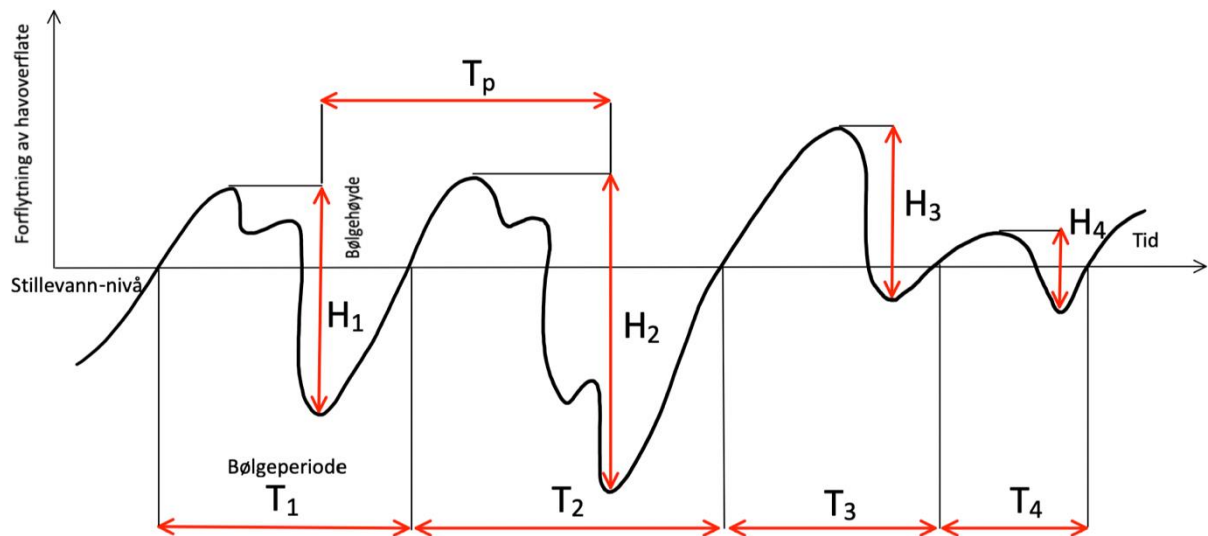


Figur 3 Bølgehøyder, tegnet av Kristin L. Nes med utgangspunkt i tegning fra referanse [40]

3.2.2 Bølgeperioder

De to bølgeverdiene som ofte blir referert til i standardene er T_P og T_Z . T_P ("spectral peak period") -brukes i forbindelse med beregninger utført ved hjelp av bølgespekter analyser, som er relativt kompliserte. Denne verdien blir ikke brukt videre i denne rapporten. T_Z ("zero-up-crossing period") er en verdi som blir brukt i den forenklete metoden til DNVGL. For å få en helhetlig forståelse av bølgeperioder, illustreres begge i Figur 4. T_Z blir referert til som bølgeperiode videre i rapporten.

T_Z er den gjennomsnittlige tiden mellom to suksessfulle krysninger av stille vann-nivået for en bølge i positiv retning. Som vist i Figur 4 er T_1 , T_2 , T_3 og T_4 ulike verdier for T_Z . T_P er tiden mellom hver suksessfull bølgetopp, og er vist som H_1 , H_2 , H_3 og H_4 .



Figur 4 Illustrasjon av T_z og T_p tegnet av Kristin L. Nes

Dette er for å illustrere grunnlaget for beregninger som brukes for å finne verdien T_z . I DNVGL's standard [4, 4.3.5] som definerer bølgeperiode er det gitt at T_z skal være innenfor gitt parametre; $8,9 \cdot \sqrt{\frac{H_s}{g}} \leq T_z \leq 13$ [s]. Denne verdien blir ofte oppgitt som operasjonelle krav fra klient, og verdien for T_z er derfor satt til å være 8 s, som er innenfor parameterne til DNVGL, og basert på erfaringsmessige verdier². [36]

² Eirik Halleland, kranfører Edda Fauna

4 Overflatefartøy

Overflatefartøy spiller en stor rolle i offshore industrien. Selv om offshore installasjoner som rigger og plattformer sørger for produksjon, er det flere deler av både installering og vedlikehold som ikke kan utføres direkte fra installasjoner. Traséer med rør strekker seg over store distanser, og andre undervannsmoduler er også gjerne plassert ute av rekkevidde for installasjonen den tilhører. Ved enten installering eller vedlikehold av disse, må en ha et overflatefartøy som kan utføre disse operasjonene.

4.1 Edda Fauna

Fartøyet er et såkalt IMR fartøy spesielt designet for maritime operasjoner i nordlige farvann, med stort fokus på særdeles god evne til manøvrering og stabilitet. IMR står for "Inspection, Maintenance & Repair", som direkte oversatt angir at fartøyet driver med ulike jobber knyttet til inspeksjon, vedlikehold og reparasjoner.

Fartøyet har generell stor kapasitet både når det gjelder innkvartering, og dekksplass. Edda Fauna er utstyrt med to klassifiserte arbeids-ROV'er, en klassifisert observasjons-ROV, et innendørs vertikalt modulhåndteringstårn for subsea-løfteoperasjoner, og en 100 tonns offshore hovedkran. Fartøyet har et innelukket dekkareal som utgjør en egen hangar, der det kan senkes ROV ned i sjø via luker i dekk. "Moonpool" er også plassert i hangaren, noe som gir ekstra beskyttelse for vær og vind. I tillegg har de et åpent dekkareal med et horisontalt modulhåndteringssystem, der en kan forflytte utstyr og diverse andre objekter via skinner på dekk. [18]

Spesifikasjoner til Edda Fauna ligger i vedlegg 4.

4.2 Dynamisk posisjonering

Dynamisk posisjonering er et system som automatisk holder et fartøy i samme posisjon ved hjelp av kompliserte computer- og referansesystem, som samspiller med aktive thrustere. Ytre påvirkninger på et fartøy som vind, bølger og strømning i sjø er med på å forhindre at fartøyet forflytter seg fra ønsket posisjon. DP-systemet er derfor en nødvendig funksjon for å kunne utføre stabil og sikker operasjon i ulike værforhold.

Ulike standarder refererer til DP-klasser med forskjellig notasjon. Under i Tabell 1 vises det hvilke de ulike standardene anvender. I denne oppgaven brukes det DNV-GL's notasjon.

Tabell 1 Ekvivalente DP-klasser [8]

IMO	Klasse 1	Klasse 2	Klasse 3
DNV-GL	DYNPOS-AUT DPS-1	DYNPOS-AUTR DPS-2	DYNPOS-AUTRO DPS-3
ABS	DPS-1	DPS-2	DPS-3
LRS	A	AA	AAA

DP-system kan deles inn i 4 utstyrs-klasser. Innunder disse, foreligger det ulike krav til redundans i systemene:

- Klasse 0: Tap av posisjon kan oppstå ved en enkelt feil i systemet. Manuell posisjons kontroll, kun "heading" er automatisk.
- Klasse 1: Tap av posisjon kan oppstå ved et enkelt feil i systemet, men redundans krav skal være i henhold til tabell "Minimum Requirements for DP Systems", vist i Tabell 2. Automatisk og manuell posisjon og kurs kontroll.
- Klasse 2: En enkel aktiv komponent- eller systemfeil skal ikke gi tap av posisjon. Under, eller etter et enkelt system feil, skal likevel posisjonen opprettholdes unntatt når en mister maskinrommet. Må ha to uavhengige computersystemer.
- Klasse 3: Ved feil i både aktiv- og passiv komponent eller system, skal ikke tap av posisjon oppstå. Under, eller etter et enkelt system feil skal likevel posisjonen opprettholdes selv om en mister maskinrom på grunn av oversvømmelse eller brann. Computer system skal adskilles med separate back-up systemer beskyttet av skott/rom deling.

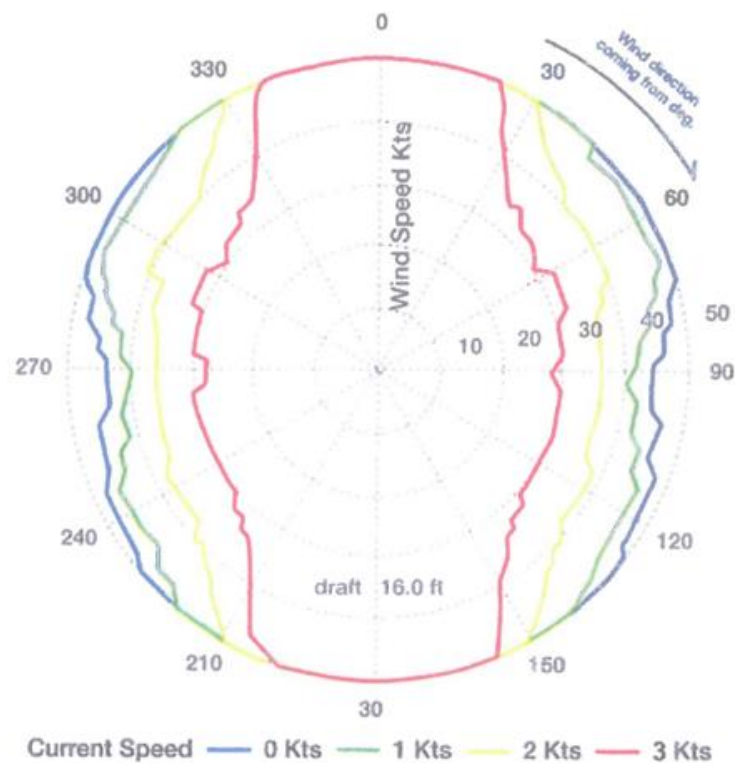
Tabell 2 Minimums krav for DP system [28]

Subsystem or component		Minimum requirements for Class Notation					
		DP 0	DP 1	DP 2	DP 3		
Power system	Generators and prime mover	–		Redundant	Redundant, separate compartments		
	Main switchboards	1		2	2 in separate compartments		
	Bus-tie breaker between busbar sections	–		2 NO ¹	2 NO		
	Distribution system	–		Redundant	Redundant, through separate compartments		
	Power management (see B.2.5)	–		Redundant	Redundant, separate compartments		
	UPS for DP control system	–	1	2	2+1 in separate compartments		
Thruster system	Arrangement of thruster	–		Redundant	Redundant, separate compartments		
DP-relevant Auxiliary Systems				Redundant ²	Redundant, separate compartments, provided WCF is not exceeded		
DP-Control system	No. of computer systems	1		2	2+1 in separate compartments		
	Independent joystick with auto heading	–	1	1	1		
Sensors	Position reference systems		1	2	3	3 whereof 1 connected to back-up control system	
	Vessel's sensors	Wind	1		2	2	One of each connected to back-up control system
		VRS	1		3	3	
		Gyro	1		3 ⁴	3	

Ulike typer operasjoner krever forskjellig anbefalt DP-klasse. For denne løfteoperasjonen kreves minimum DP-klasse 2 [9].

4.2.1 "DP Capability Plot"

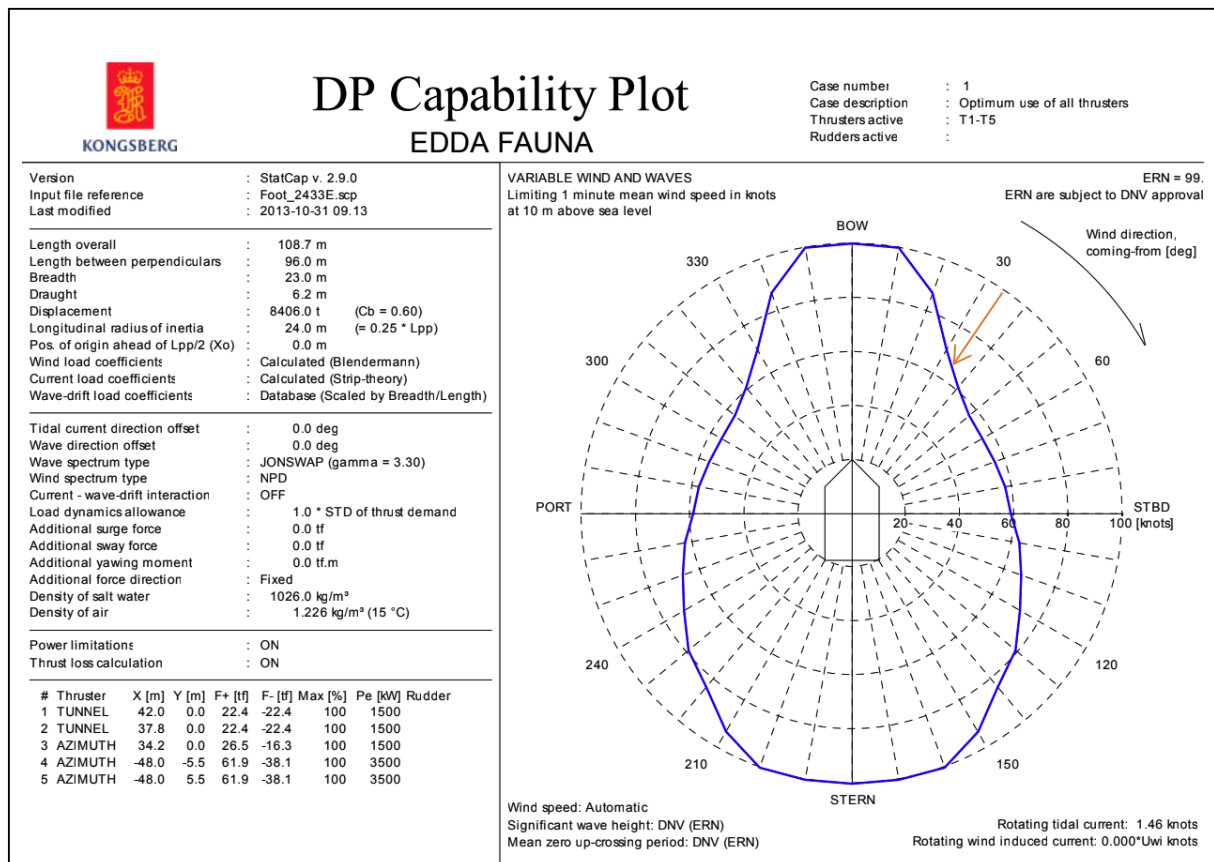
"DP Capability Plot" viser hvordan fartøyet er i stand til å holde posisjonen fra forskjellige ytre påvirkninger, i forhold til fartøyets lengderetning. I Figur 5, under forutsettes det at vind og strøm kommer inn fra samme retning, som gir et "Worst Case"-scenario. Det viser at fartøyet kun klarer 30 knops vind dersom vind og strøm kommer inn mot fartøyet med en vinkel på 60° , og strømningshastighet i sjø er på 3 knop (3Kts).



Figur 5 "DP capability plot" [29]

Her vises det ved hvilke maksimale vindhastigheter fartøyet fortsatt er i stand til å holde posisjonen når vind/strøm kommer inn fra forskjellige retninger. De ulike fargene angir ulike strømningshastigheter. [29]

Figur 6 viser et utsnitt av DP-plot³ for Edda Fauna (Hele dokumentet kan fremlegges på forespørsel). Her ser man at med en vindretning på ca 35°, kan båten holdes stabil ved hjelp av DP i opptil ca. 65 knops vind.



Figur 6 "DP capability plot" Edda Fauna

4.3 Begrunnelse for valg av fartøy

På bakgrunn av de spesifikasjonene tidligere nevnt om fartøyet, se avsnitt 4.1, er dette et godt utgangspunkt for å utføre et løft som i oppgaven. Fartøyet er dokumentert stabilt til sjøs, med god manøvreringsevne, tilstrekkelig dekkkapasitet og en hovedkran som er godt dimensjonert for vekten som skal løftes og senkes. I tillegg er båten utstyrt med ROV'er som er nødvendige for operasjonen etter at basketen er senket ned i sjø.

Edda Fauna har DP-klasse 2, og er dermed innunder rekommandert DP-klasse for operasjonen som skal utføres.

³ Bjørn Jarle Nes, kaptein/byggetilsyn Edda Fauna. Personlig kommunikasjon

5 Fartøy- og kranbevegelse

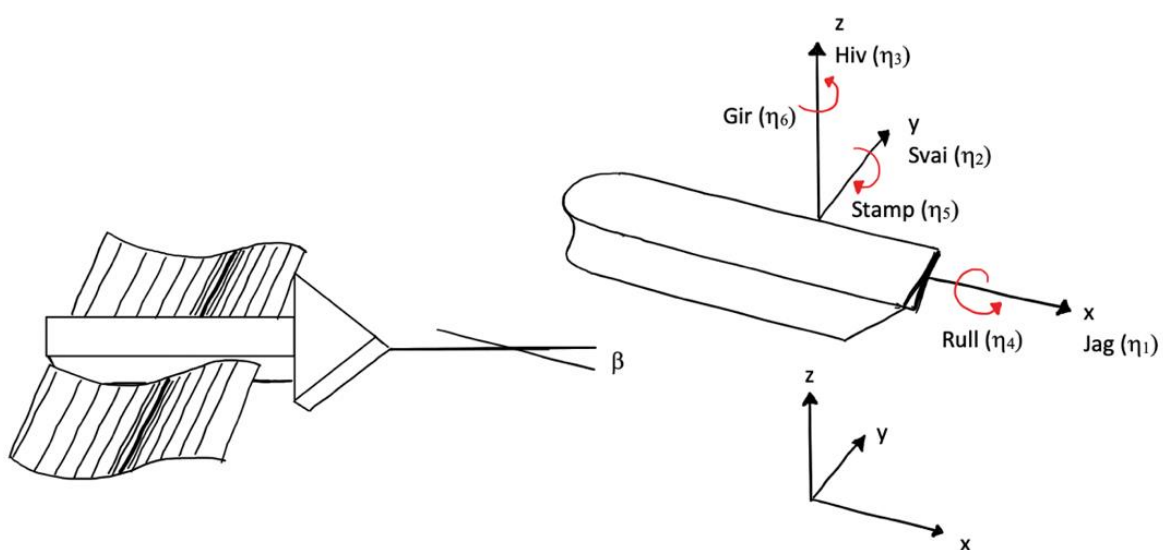
5.1.1 Frihetsgrader

Et fartøy utsatt for bølgekrefter beveger seg tilnærmet som et stivt legeme. Fartøyet beveger seg i 3 akseretninger og roterer om 3 akser. Dette kalles bevegelse i 6 frihetsgrader, som vist og beskrevet under i Tabell 3 og Figur 7:

[19]

Tabell 3 Fartøybevegelser

Bevegelse	Norsk betegnelse	Engelsk betegnelse
Langskips bevegelse (fremover eller bakover)	Jag	Surge
Tverrskips bevegelse (styrbord eller babord)	Svai	Sway
Vertikal bevegelse (fartøyet beveger seg opp og ned i dønninger)	Hiv	Heave
Rotasjon om langskips akse (krenkning)	Rull	Roll
Rotasjon rundt tverrskips akse (når baug og hekk beveger seg opp og ned i motsatt takt)	Stamp	Pitch
Rotasjon om vertikal akse (kursendring)	Gir	Yaw



Figur 7 Definisjon av fartøybevegelser, bølgeretning og koordinatsystem, tegnet av Kristin L. Nes, med utgangspunkt i tegning fra referanse [19].

5.1.2 Transferfunksjonen

I en regulær bølge vil et fartøy bevege seg med samme periode som bølgen. I en reell tilstand vil bølgene være irregulære, så det blir her gjort en forenkling. Transferfunksjonene brukes til å finne effekten sjøtilstanden har på skipsbevegelsene.

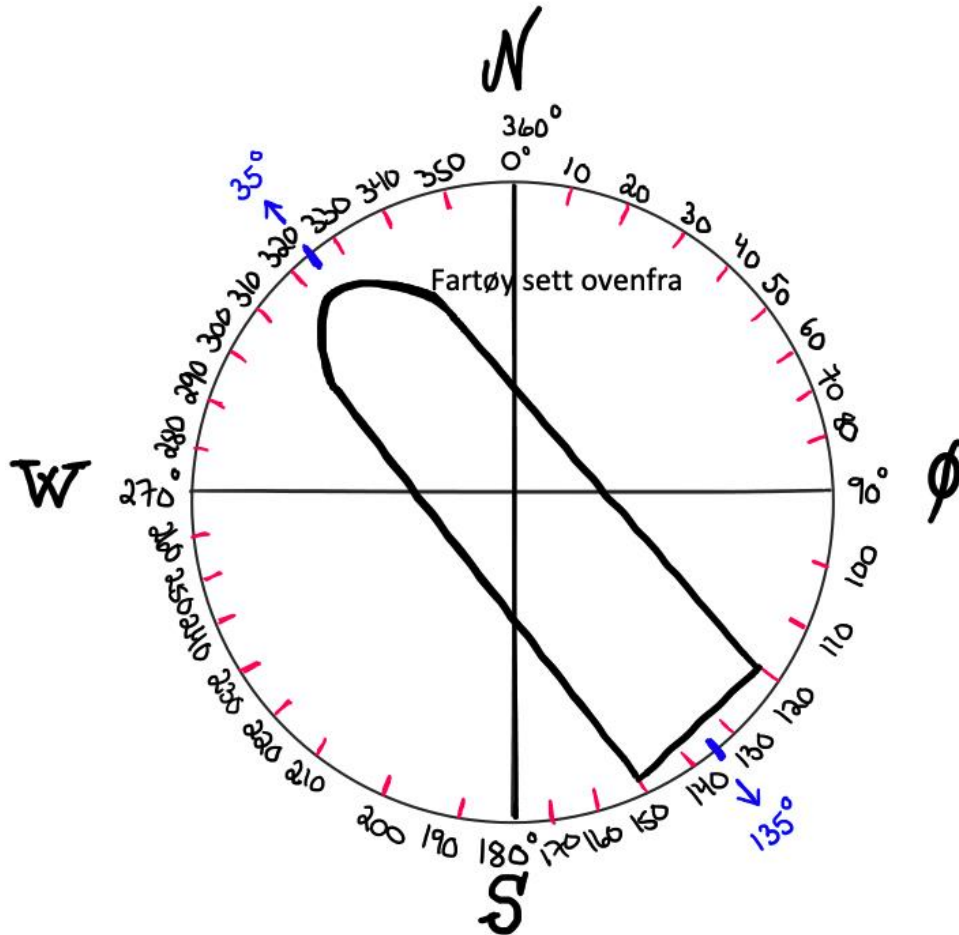
Denne overføringsfunksjonen er en funksjon av bølgefrekvens og bølgeamplitude. Da beregningene av disse er veldig komplekse, har vi i denne oppgaven tatt utgangspunkt i de allerede utregnede verdiene for Edda Fauna til videre kalkulasjoner. RAO (Response Amplitude Operations) er statistiske beregninger basert på transferfunksjonen gitt ved ulike bølgeperioder, som angis for de ulike frihetsgradene. Det gjøres kun beregninger basert på RAO statistikk for fartøy som ligger stille (0 knop) med bølger som kommer inn mot baug (0°), da det er dette som er tatt stilling til i RAO-rapport, basert på modell testing av Edda Fauna. Disse verdiene har Deep Ocean stått for. En vil i realiteten ikke operere under disse betingelsene, og kompliserte beregninger kan utføres for å ta høyde for dette. Det vurderes derimot ikke hensiktsmessig å ta med disse betraktningene i oppgaven. I dette tilfellet er det bevegelsene for hiv og stamp som er av betydning, en ser dermed bort fra de andre frihetsbevegelsene ⁴. [19] [4, 2.3.4]

Ved å plassere båten med en "heading" på mellom $35-45^\circ$ på, vil den ligge mest stabil i sjøen. Bruker derfor disse avleste verdier for utregning av fartøyresponsen. En vil anta at kranen følger fartøyets bevegelser, og kan med dette overføre fartøybevegelsene til krantippens bevegelse. Fartøyresponsen til båten må ikke overstige kranens kapasitet for maks hastighet for å kunne utføre løfteoperasjonen.

Figur 8 viser hvordan fartøyet ville vært plassert i forhold til gradene i et kompass. Bølgene vil komme inn ved 0° . Om fartøyet er plassert 35° mot babord eller styrbord side avhenger av vindretninger. Dette er for å gi le til der hvor kranen er plassert. På Edda Fauna er kranen plassert på styrbord side, og hvis vindretningen eksempelvis kommer fra nord-vest, så vil det

⁴ Dag Abel Sveen, Lead Engineer Deep Ocean. Personlig kommunikasjon

som vist i Figur 8, være mest gunstig å plassere baugen mot venstre. Det er på grunnlag av denne plasseringen det er utført kalkulasjoner for kranen senere i oppgaven.⁵



Figur 8 Skisse av "heading" til fartøyet

Fartøyresponsen er gitt ved:

$$\text{Fartøyrespons} = RAO * \xi_a \text{ [m]}^5$$

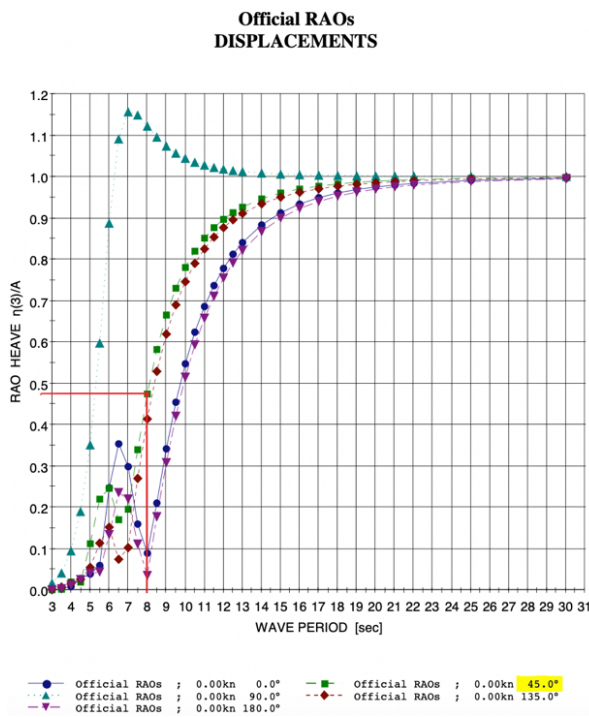
Hvor:

RAO – forskyvning av båten [-]

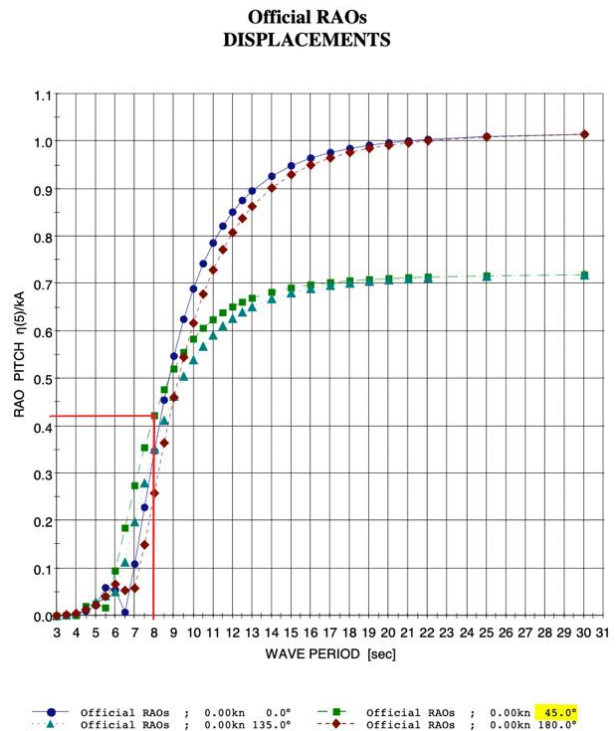
ξ_a - bølgeamplitude [m]

⁵ Bjørn Jarle Nes, kaptein/byggetilsyn Edda Fauna. Personlig kommunikasjon

Optimalt skulle det vært verdier fra 35°, da dette er valgt heading på fartøyet. Det vil derimot være små forskjeller på resultat for heading med 35° og 45°, og har derfor valgt å bruke verdiene for 45° fra RAO-rapport, som vist i Figur 9 og Figur 10:



Figur 9 Utdrag av RAO rapport hiv



Figur 10 Utdrag av RAO rapport stamp

Hele RAO-rapport ligger i Vedlegg 3.

Ved valgte parameter for $H_s = 2\text{m}$, bølgeperiode $T_z = 8\text{ s}$, og heading på 45° får en følgende verdier for fartøyrespons som vist i

Tabell 4:

Bølgeamplitude:

$$\xi_a = H_s * 0,9 = 1,8\text{m} \quad [4, 4.3.4]$$

Tabell 4 Fartøyrespons

	Bølgeamplitude [m]	RAO [-]	Fartøyrespons [m]
Heave [m/m]	1.8	0.48	0.864
Pitch [°/°]	1.8	0.43	0.774

Leser av for spesifikasjoner til kran i Vedlegg 1 Krandata Edda Fauna, under "Performance case 1" og "Performance case 2" at maks forflytning ved gitte kriterier er $\pm 3.2\text{m}$ og 3.9m . Det vil da være innenfor kran spesifikasjonene å utføre operasjonen under disse betingelsene, da fartøyresponsen er på maks 0.864m . Utdrag av vedlegg er vist under, i Figur 11:

Main Hook Active Heave Compensation (AHC) capacity, 0-100 ton High performance	
AHC mode:	
Max top wire tension, single line during AHC:	1271 kN (127.1 ton single line)
(Nominal crane load when 100 tons load are lowered to 2000 meter depth)	
Performance case 1:	
Heave period:	10 sec
Nominal displacement:	+/- 3.2 m (6.4 m total motion)
Max acceleration:	1.8 m/s ²
Max compensation speed:	2.0 m/s
Performance case 2:	
Heave period:	12 sec
Nominal displacement:	+/- 3.9 m (7.8 m total motion)
Max acceleration:	1.8 m/s ²
Max compensation speed:	2.0 m/s

Figur 11 Utdrag av "Main Data Crane"

5.1.3 Krantipp-bevegelser

Krantipp bevegelsene representerer den mest sannsynlige maksverdi for forflytning, hastighet og akselerasjon. Disse verdiene varierer med krantipp-posisjon, og finnes ved hjelp av RAO-beregninger. Krantippens karakteristiske vertikale bevegelse ved en gitt bølgetilstand:

De naturlige periodene (egenperioder), er periodene systemet svinger i når det blir satt i bevegelse på stille vann. Dette gjelder for bevegelsene i vertikal retning (rull, hiv og stamp), som bidrar til resonans når båtens bevegelse blir forsterket av bølgenes bevegelse. Dette kommer frem som "topper" i RAO-grafene (Vedlegg 3). En kan lese av disse verdiene for å beregne den mest sannsynlige maksimale verdi for krantippens bevegelse, hastighet og akselerasjon. Eksempelvis i graf for rull og hiv, der en tydelig kan se toppene av målingene. For stamping er det ikke så enkelt å se en direkte "topp", og det er derfor tatt utgangspunkt i beregninger for Edda Fauna utført av Deep Ocean, som vist i Tabell 5: [24]

Tabell 5 Kranutlegg 14 m⁶

Kranutlegg 14 m, 135°, der 180° er akterut. Basert på Jonswap bølgespekter													
T_z [s]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Forflytning [m]	0.003	0.005	0.028	0.187	0.364	0.566	0.772	0.897	0.955	0.978	1.001	0.911	0.823
Hastighet [m/s]	0.015	0.014	0.040	0.210	0.313	0.399	0.482	0.512	0.510	0.493	0.478	0.417	0.354
Akselerasjon [m/s ²]	0.091	0.043	0.062	0.239	0.290	0.305	0.326	0.317	0.298	0.274	0.254	0.220	0.181

Vi ser at ved $T_z = 8s$, er forflytning 0.897m. Dette stemmer nokså bra overens med manuelle beregninger for fartøyrespons, men små forskjeller vil være naturlig da en vil kunne få mer nøyaktige verdier basert på analyseprogram.

5.2 Hiv-kompensering

Muligheten til å utføre løfte-operasjoner under særlige kompliserte værforhold har økt i stor grad etter at hiv-kompensering har blitt implementert. Det har også bidratt til økt sikkerhet og forutsigbarhet når det gjelder offshore løfte-operasjoner. Nå tas det i bruk både på kran, modulhåndteringssystem og håndteringssystem for ROV.

Hiv er bevegelsen fartøyet får når den beveger seg opp og ned med bevegelsene til bølgene. Hiv-kompensasjon skal dermed redusere eller oppheve virkningene av dette. Prinsippet går ut på at kranwiren kan innstilles til å trekke med en nærmest konstant kraft. På denne måten vil krankroken kunne bevege seg fritt opp og ned, mens wiren strammes med jevn kraft. [32]

5.2.1 Aktiv hiv-kompensering

Dette er det mest avanserte systemet som også gir mest nøyaktig kompensering. Det kan gi en kompensasjon på over 90%, dvs. at en hiv-bevegelse ved løftekrok kan reduseres fra f.eks. 2m til 20 cm.

⁶ Dag Abel Sveen, Lead Engineer Deep Ocean. Personlig kommunikasjon.

Via sensorer registreres bevegelsene og akselerasjonen til fartøyet, som regel ved bruk av MRU ("Motion Reference Unit"). MRU kan brukes til å måle båtens bevegelse i de ulike frihetsgradene. De registrerte målingene bearbeides i en datamaskin som gir pådrag til et hydraulisk system som aktivt motarbeider hiv-bevegelsene. [29]

5.2.2 Passiv hiv-kompensering

Her er også MRU anvendt for å registrere bevegelsene, men målingene gir pådrag til eksempelvis en hydraulisk sylinder som motarbeider hiv-bevegelsene. Dette systemet kan gi en kompensasjon på inntil 80%.⁷

5.2.3 "Constant tension"

Som navnet angir, så gir denne funksjonen konstant strekkraft på vaier, uavhengig av hiv-bevegelse. Dette er eksempelvis brukt når en skal hente opp utstyr som har stått lenge, og som gjerne har sunket litt ned i gjørme på havbunnen det har stått på. Kranfører kan da legge inn ønsket strekk-kraft for å trekke den opp. Blir kreftene større enn hva som er lagt inn i systemet, vil vaier løse ut.

Ombord Edda Fauna er det både aktiv hiv-kompensering og "constant tension" system. Dette vil bidra til et jevnt løft, med god kontroll til tross for bevegelsene en får i sjø.⁸

⁷ Bjørn Jarle Nes, kaptein/byggetilsyn Edda Fauna. Personlig kommunikasjon

⁸ Bjørn Jarle Nes, kaptein/byggetilsyn Edda Fauna. Personlig kommunikasjon

6 ROV – og bruksområder

ROV står for "Remotely Operated Vehicle", som på norsk kan oversettes til en fjernstyrt farkost. Siden de første ROV'ene ble utviklet på 50-tallet, har de vært et stort bidrag til offshoreindustrien. De har muliggjort det å utføre jobber på dypt vann, som ellers har vært begrenset for dykkere.

De kommer i ulike størrelser, og med forskjellig utstyr. Generelt drives de av thrustere, og er festet via en kabel til overflaten som overfører video signaler, elektrisk energi og styresignaler.

Typiske arbeidsoppgaver for undervannsfarkoster:

- Inspeksjon (både ved hjelp av videokamera, og "Non Destructive Testing")
- Survey (havbunnskartlegging)
- Rengjøring
- Kutting og skjæring
- Diverse assistanse ved installasjon og reparasjon/vedlikehold på undervannssystemer
- Observasjon av dykkere

[22]

For operasjonen som skal utføres i denne oppgaven, skal ROV brukes for assistanse ved nedsenkning av basket. Den vil gi visuell observasjon når basket skal landes på havbunn, i tillegg til avhuking av krankrok fra basket. Fartøyet for denne operasjonen er utstyrt med både en arbeids-ROV og en observasjons-ROV og det kunne da vært tenkelig å bruke begge for denne type operasjon. Reelt sett ville det kun blitt brukt en arbeids-ROV, da denne uansett må senkes ned til bunn, og kan samtidig utføre observasjon av basket.

Det finnes ulike kategorier av undervannsfartøy, ofte vil flere av oppgavene kunne utføres av en og samme type ROV. I denne rapporten tas det utgangspunkt i de vanligste typene for offshore operasjoner.

6.1 Arbeids-ROV

En arbeids-ROV er som regel kraftige og store farkoster, da de skal være i stand til å utføre arbeidsoppgaver som krever bruk av manipulatorer og/eller spesialiserte verktøy. Manipulatorer er en mekanisk arm, ofte bestående av 5 eller 7 ledd. Den 7-funksjons manipulatoren brukes for selve oppgaven som skal utføres, mens den 5-funksjons manipulatoren brukes for å holde ROV'en fast til strukturen det arbeides på. Denne typen fartøy er som regel veldig fleksibel når det gjelder arbeidsoppgaver, og det kan monteres på diverse verktøy etter behov [22]. I Figur 12 er det vist et eksempel på en typisk arbeids-ROV:



Figur 12 "Constructor Work Class ROV" [33]

6.2 Observasjons-ROV/Survey ROV

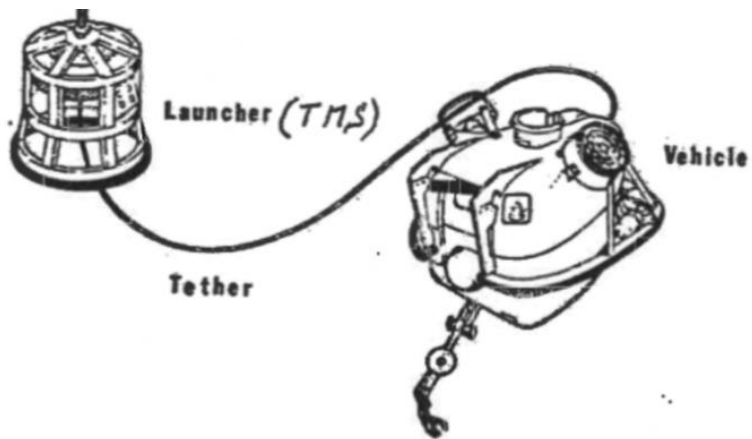
En observasjons ROV brukes til rene observasjonsoppgaver. De er utstyrt med kamera, lys, thrustere og nødvendig navigasjonssystem. I enkelte tilfeller kan de også være utstyr med sonar og enkle manipulatorarmer. De er som regel små farkoster som er relativt enkle å konstruere for større havdyp, da energibehovet er relativt lite, og har dermed ikke behov for tykk kabel. [22]

6.3 TMS

TMS står for "Tether Management System" og fungerer i korte trekk som ROV'ens "garasje". Denne gir beskyttelse til ROV'en ved sjøsetting, i tillegg til å redusere strømningskreftene sjøvannet har på umbilical-ledningen fra ROV til TMS'en.

TMS'en sjøsettes sammen med ROV, og senkes deretter ned til det aktuelle arbeiddyp. Her frigjøres farkosten fra TMS'en og drar med seg kabelen festet til den. [22]

Figur 13 viser en enkel skisse av en TMS og et undervannsfartøy (tether=umbilical), Figur 14 viser bilde av TMS tatt ombord på Edda Fauna.



Figur 13 Skisse av TMS og ROV[22]



Figur 14 TMS ombord Edda Fauna

7 Værdata

Innhenting av værdata, både for en lang returperiode og for kortsiktige perioder, er avhengig av om en operasjon til sjøs kan utføres. Ved å kartlegge hvilke værkriterier den aktuelle jobben krever, kan en bedre planlegge hvilke perioder man kan utføre jobben på mest effektiv måte.

7.1 EKlima

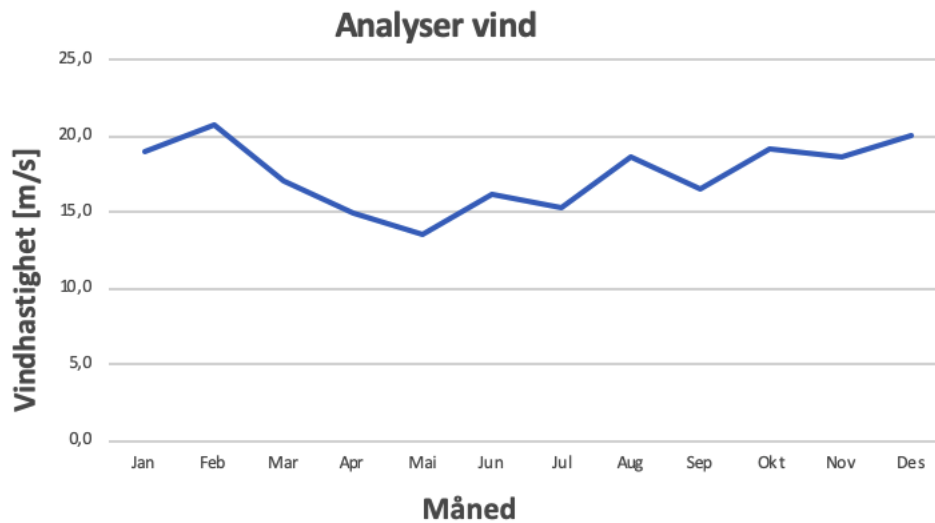
EKlima er en nettportal som gir fri aksess til en klimadatabase for det norske Meteorologisk Institutt. Databasen inneholder data fra alle tidligere og nåværende værstasjoner som tilhører instituttet, i tillegg til data fra andre aktører som tillater deling av informasjon. Ved bruk av denne søke-databasen kan en innhente statistiske analyser for utallige værtilstander, eksempelvis vind, bølger, temperatur, strømningshastighet med mer. Værstatistikk som er brukt i videre beregninger er hentet herfra. [3]

Innhentet data er fra Ekofisk feltet. I henhold til DNVGL-RP-C205 bør en innhente værdata som dekker en tilstrekkelig lang nok periode for å sikre nøyaktighet. For vind og bølger er det valgt å bruke innhentet data fra en 10-års returperiode [2, 3.4.3.7]. Data for bølger kunne vært innhentet for en kortere periode, men det er her valgt å bruke samme tidsperiode for begge tilfeller.

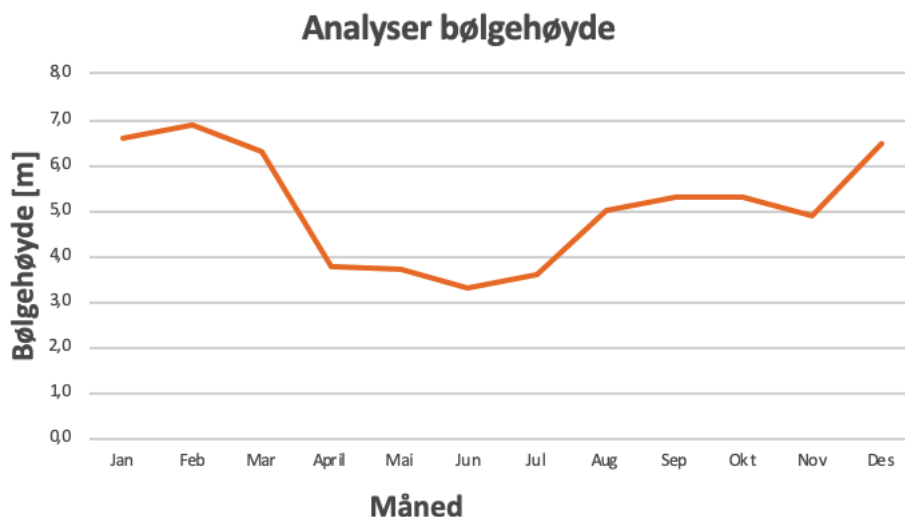
Det er også viktig at innhentet data er pålitelige innenfor visse krav. Petroleumstilsynet utførte tilsyn på Ekofisk feltet i 2007 sammen med Meteorologisk Institutt, for å undersøke at det var tilstrekkelig grad av nøyaktighet på målingene. Kravene sjekkes i henhold til NORSOK N-002, og det ble ikke påvist avvik fra regelverket. [15]

Ved å analysere disse, ble det anslått hvilke måneder det ville være optimalt å utføre operasjonen. En vil i disse månedene ha størst sannsynlighet for værtilstander som er innenfor de operasjonelle kriteriene. Innhentet data viser den høyest registrerte målingen for vind og bølger over en 10-års periode. Basert på disse målingene vil det være mest aktuelt å utføre jobben i perioden april-juli. I Figur 15 og Figur 16 er det vist ved hvilke måneder maks målte verdi for vind og bølger er på det laveste.

Data for disse utregningene ligger i Vedlegg 5 EKlima Data.



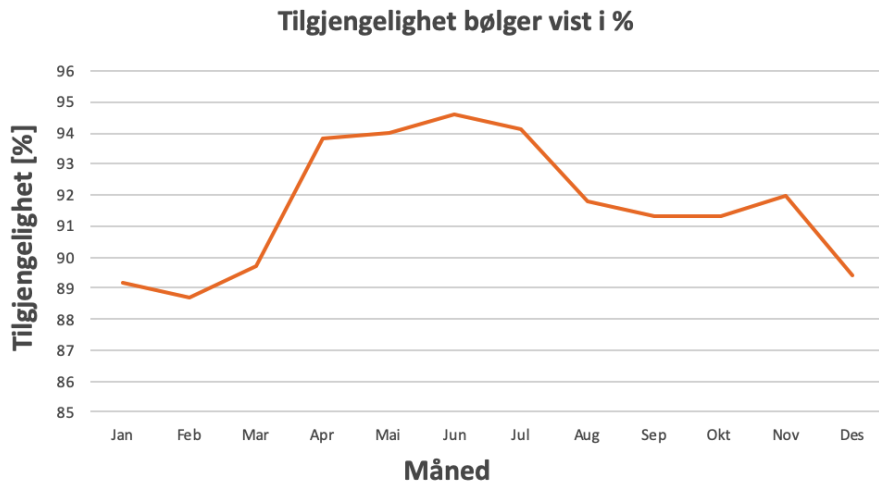
Figur 15 Vindhastighet fremstilt grafisk



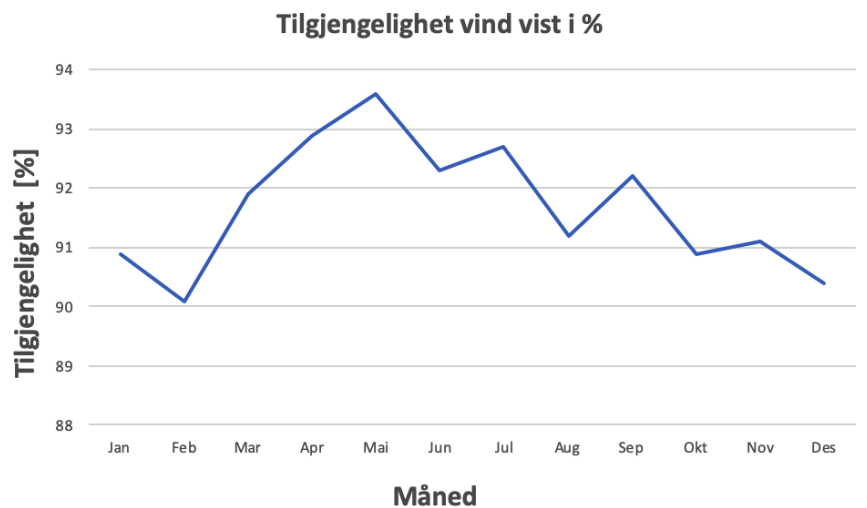
Figur 16 Bølgehøyde fremstilt grafisk

Ifølge kran-spesifikasjonene til Edda Fauna (ref. Vedlegg 1 Krandata Edda Fauna), kan de kun operere ved vindhastighet lavere enn 24m/s. Basert på målingene i graf, vil ikke vindhastigheten overskride dette, og det vil i teorien være mulig for kran å utføre denne operasjonen hele året. Da er det bølgehøyden som begrenser perioden operasjonen kan utføres i, må dette sjekkes opp mot kapasitet til fartøyet. Kranen ombord Edda Fauna har en begrensning på $H_s=4\text{m}$ (ref. lastediagram i Vedlegg 2 Belastningsdiagram kran Edda Fauna).

Figur 18 og Figur 17 viser hvor stor del av tiden vindhastighet og bølgehøyde er lavere enn maks målte verdier.



Figur 18 Tilgjengelighet vind vist grafisk



Figur 17 Tilgjengelighet bølger vist grafisk

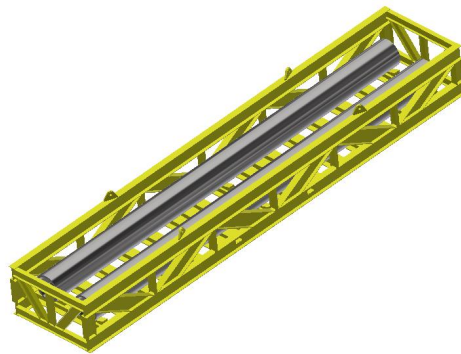
7.2 Værvarsel og Værvindu

Værvindu er et begrep som brukes offshore for å definere et tidsrom der værtilstanden er innenfor gitte krav for operasjon. Ved offshore-operasjoner er det nødvendig å innhente værmeldinger ofte for å sikre nøyaktighet. I tiden opp mot utførelsen av operasjonen, vil disse værmeldingene være med på å angi et aktuelt værvindu. En vil da legge opp til at en ankommer aktuelt felt innenfor dette "vinduet". Er det snakk om en type operasjon der en ikke kan avbryte hvis det blir dårlig vær, må man ha et værvindu som er tilstrekkelig til å kunne fullføre hele operasjonen. Kan operasjonen avbrytes, for så å startes opp igjen når været tillater det, vil et værvindu på kun et par timer også kunne anvendes.

8 Design

Før utformingen av strukturen på designet, er det viktig å sette seg inn i aktuelle standarder vedrørende design av basket. For denne oppgaven er det tatt utgangspunkt i DNVGL-ST-E273 [5]. Ved å gå ut fra denne har basketen blitt designet til å ha en MGW på 25 T. Underveis i designfasen ble styrkeberegningsprogrammet ANSYS WORKBENCH brukt for å evaluere styrken til strukturen. Til slutt ble det gjort manuelle overslagsberegninger på bunnbjelkene og løfteørene som utgjør en del av primærstrukturen og er lastbærende hovedelementer. Dette ble gjort for å bekrefte at dimensjonene var store nok til å tåle den aktuelle belastningen.

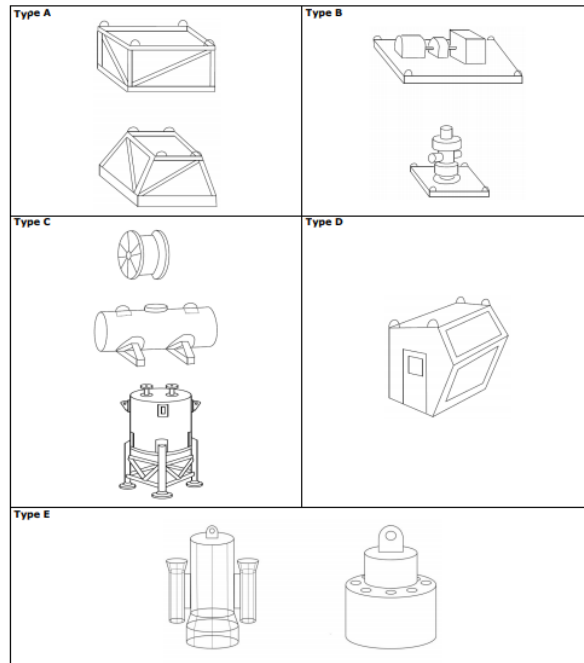
Endelig design er vist i Figur 19:



Figur 19 3D skisse av basket

8.1 Valg av type design

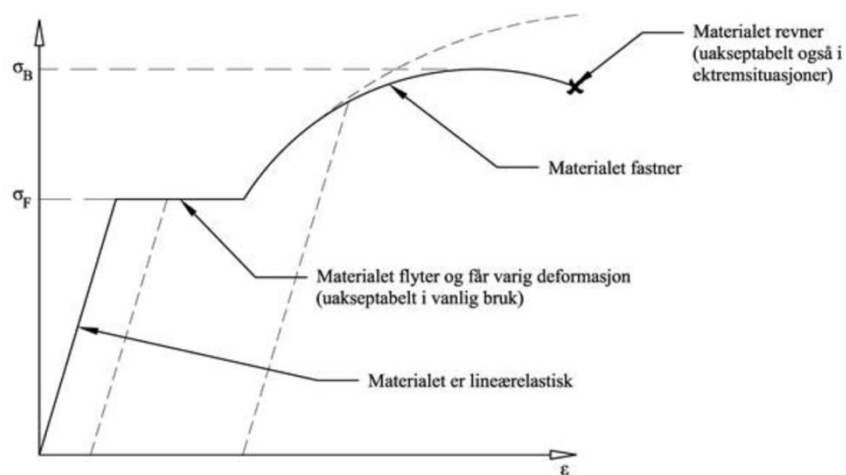
Basketen skal ha som egenskaper at den kan løfte 2 rør med lengde 10 meter og 14 T totalt. Videre ut ifra dette er det ingen spesifikasjoner eller begrensninger å forholde seg til. I følge DNVGL-ST E273 [5, 1.1.6] blir POU gruppert i 5 typer, der det ble valgt Type A som mest aktuell for denne operasjonen, som vist i Figur 20. Lommer til gaffeltruck er kun med for det visuelle, og burde designes ut fra DNVGL-ST E273 [5] standard hvis det er aktuelt.



Figur 20 Eksempel på POU-typer [5, 1.1.6]

8.2 Materialelegenskaper

For dette designet er det brukt konstruksjonsstål av typen S-355. Dette stålet har en flytegrense på 355 MPa. Figur 21 viser elastisitetmodulen til denne typen stål. Hvis basketen utsettes for en belastning så stor at spenningene som oppstår overstiger flytegrensen til stålet, vil det gå forbi den elastiske grensen og få en varig deformasjon. I verste fall vil dette kunne føre til brudd.



Figur 21 Elastisitetmodul [42]

For å unngå at dette skjer, settes det som krav at jevnføringsspenninger ikke overskrider spenningene nedenfor: [5, 3.4.3]

$$\sigma = 0,85 \cdot f_y = (0,85 \cdot 355) \text{MPa} = 301,75 \text{MPa}$$

Hvor:

$$f_y = \text{flytgrense [MPa]} \quad [43, \text{s. 127}]$$

$$\sigma = \text{jevnføringsspenning [MPa]}$$

8.3 Testkriterier

Testkriteriene for denne typen basket er at det skal gjennomføres en 2-punkts (diagonal-test) og en 4-punkts test. For en 2-punkts test skal basketen løftes fra to diagonale løfteører. Testlasten skal settes til minimum:

$$\text{Testlast} = 1,5 \cdot MGW \cdot g \quad [5, 5.2.4]$$

Hvor:

$$MGW = T + P$$

Hvor:

$$T = M_{\text{luft,basket}}$$

$$P = M_{\text{luft,rør}}$$

I tillegg til dette må det tas hensyn til lasten som ligger i basketen. Blir det for store vridninger, vil dette gi skader på rør eller annet materiell som ligger oppi.

For en 4-punkts test skal testlasten settes til minimum:

$$\text{Testlast} = 2,5 \cdot MGW \cdot g \quad [5, 5.2.3]$$

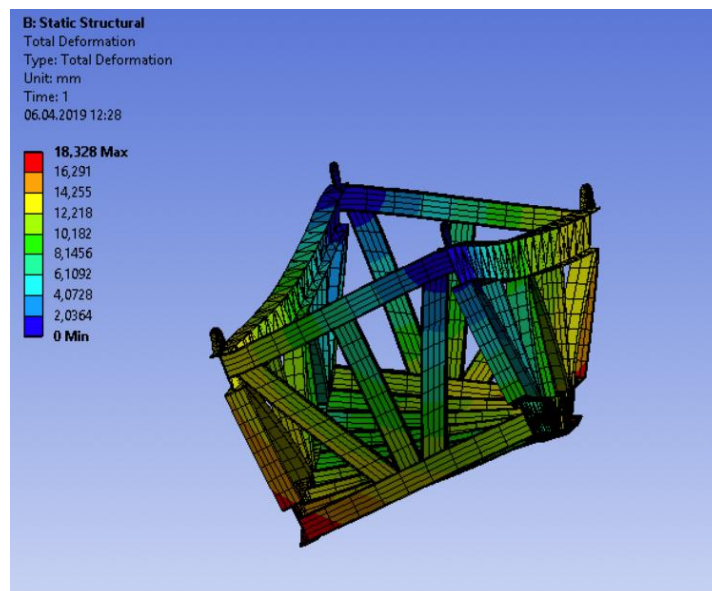
8.4 ANSYS WORKBENCH

For å finne ut av utformingen på designet ble det prøvd med forskjellige typer bjelker av HEB og IPE i Inventor, for så å teste strukturen med styrkeberegningsprogrammet ANSYS

WORKBENCH. Det ble prøvd med forskjellige oppsett der det ble lagt til, fjernet og endret dimensjoner for å se hvordan de forskjellige designene oppførte seg når det ble satt på krefter. For at oppgaven skulle bli ferdig i tide, var en nødt til å avslutte eksperimenteringen og fortsette slik designet så ut etter at kravene til 2-punkts og 4-punkts test ble oppfylt i ANSYS WORKBENCH.

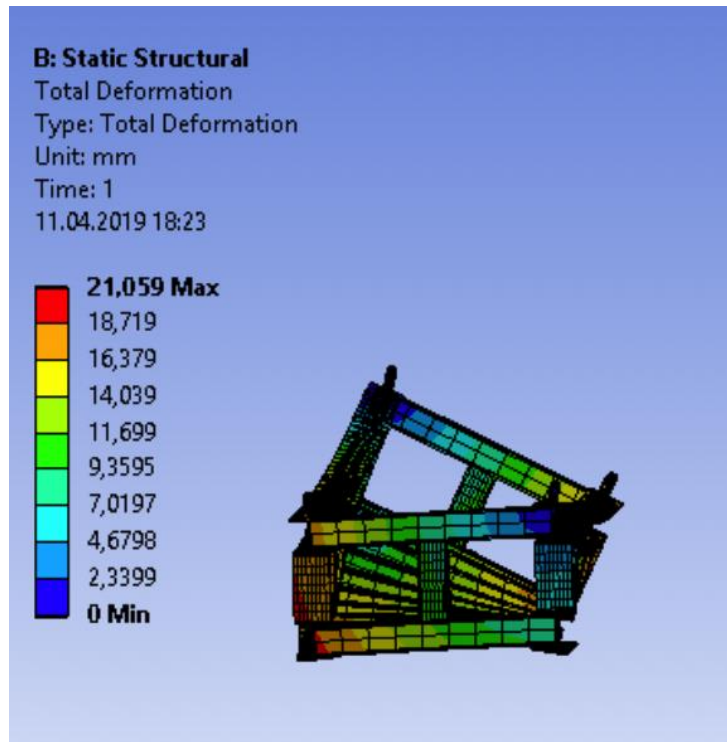
8.4.1 2-punkts test

Figur 22 er av en ramme med mindre dimensjoner på bjelkene og mer høyde. Denne ble testet før det ble funnet ut at lastfaktor skulle være på 1,5 og har allerede en forflytning på 18mm. Denne forflytningen vil bli mye større med innlagt lastfaktor, og vil derfor få uakseptabel vridning.



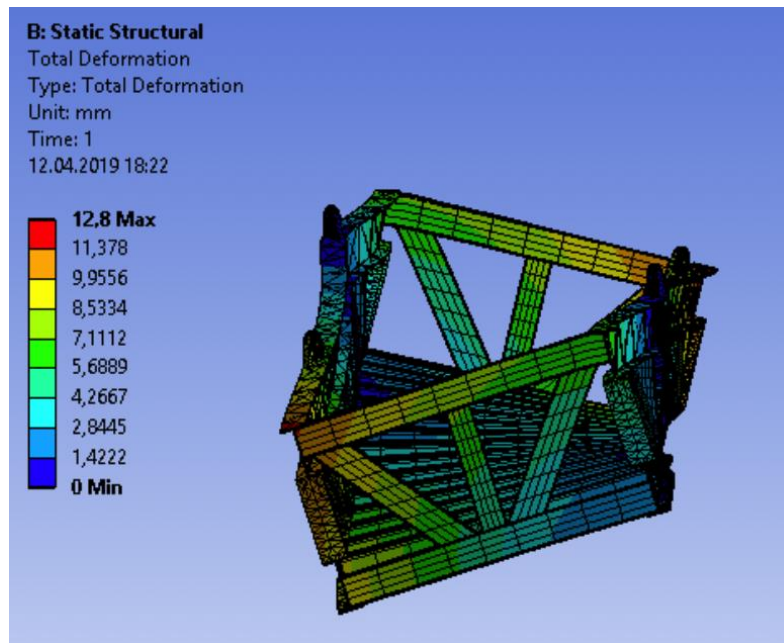
Figur 22 Første utkast

Figur 23 viser nytt design-utkast med litt større dimensjoner på bjelkene, lavere høyde og tettere bygd. Her med lastfaktor på 1,5. Ser at forflytningen er 21mm, denne verdien er nokså høy, men mye bedre enn forrige utkast.



Figur 23 Andre utkast

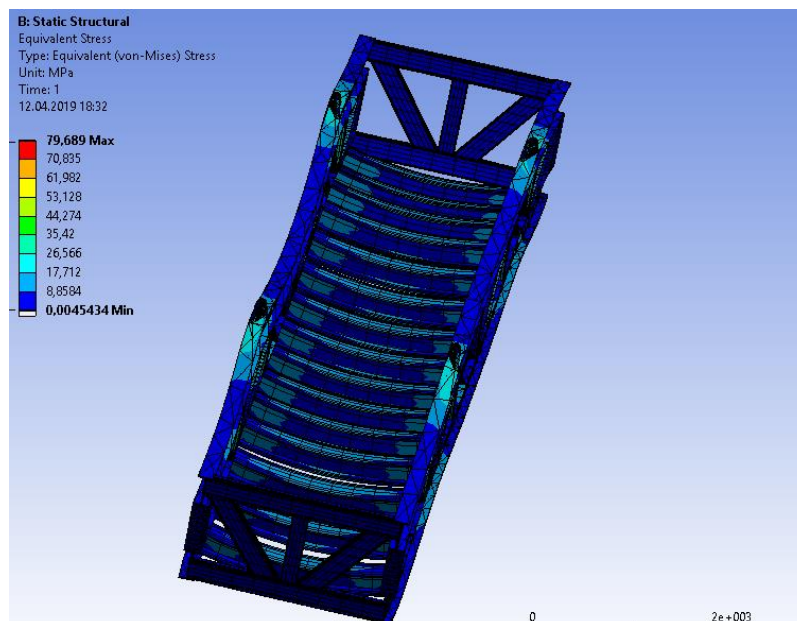
Figur 24 viser siste design som ble valgt for denne oppgaven. Har her flyttet løfteører lengre inn mot senter for å øke stabilitet og satt på kryssbjelker for bedre avstivning. Ser en maks forflytning på 12,8 mm ved 2 punkts test.



Figur 24 Tredje utkast

8.4.2 4-punkts test

I Figur 25 vises utførelsen en 4-punktstest som ble gjort på siste utkast for å sjekke at den tilfredsstillende krav mot flyt.



Figur 25 4-punkts test på siste utkast

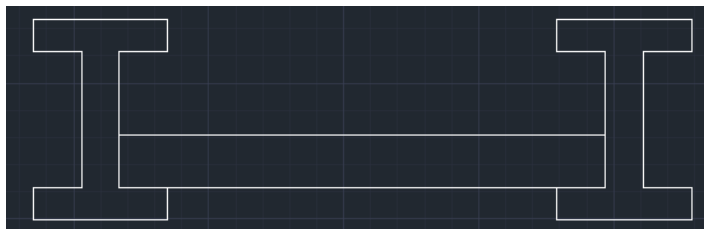
8.5 Manuelle overslagsberegninger av basket

I denne oppgaven er det kun sett på globale beregninger som omhandler vipping. Alle beregninger under er gjort på grunnlag av dette.

8.5.1 Beregning av HEB 240 bunnprofil

Designet er konstruert for å kunne tåle 25 T totalt, med last og egenvekt. Reelt sett ville en tatt med egenvekten i beregningene for punktlasten. Disse resultatene vil dermed gi nokså konservative krefter, og de vil aldri bli større enn det som blir regnet på her. Lasten blir fordelt på totalt 15 bjelker.

Figur 26 viser del av bunnprofilsystemet som skal ha rørene plassert oppå seg. Den er sveist med kilsveis i begge ender, men sveisen definerer kun posisjonen til bjelken. Lasten blir tatt opp i underflensen på bjelken som holder bunnprofilen oppe. Ser på systemet med en punktlast som angriper bjelken midt på, som vist i Figur 27 selv om det i virkeligheten er fordelt på 2 rør. Legger inn vekt på 2,5 multiplisert med total-last som brukes som testlast.



Figur 26 Skisse av bunnprofil

Kreftene som virker på bjelkene blir som følger:

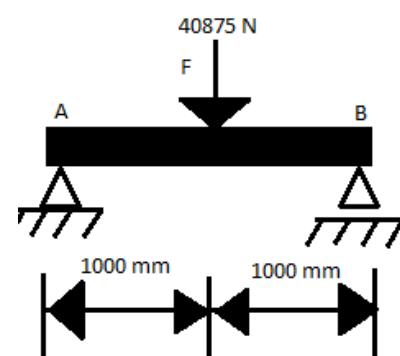
$$F = M_{luft} \cdot g = \left(\frac{25\,000 \cdot 2,5 \cdot 9,81}{15} \right) \text{ N} = 40\,875 \text{ N}$$

Hvor:

F = kraft [N]

g = gravitasjons akselerasjon, satt til $9,81 \text{ m/s}^2$

M_k = konstruksjonslast [kg]



Figur 27 Fritt legeme diagram

Siden kraften F er definert midt mellom lagrene, vil motkraften i A og B bli:

$$A_y = B_y$$

$$A_y = \frac{F}{2} = \left(\frac{40\,875}{2}\right) \text{ N} = 20\,437,5 \text{ N}$$

Momentkreftene blir da:

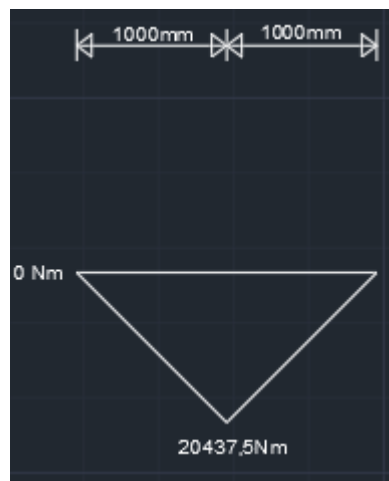
$$\Sigma M_A = F \cdot L = 0$$

$$\Sigma M_A = (40\,875 \cdot 1 - 20\,437,5 \cdot 2) \text{ Nm} = 0 \text{ Nm}$$

En får av disse beregningene følgende moment og skjærkraftdiagram:



Figur 28 Momentdiagram



Figur 29 Skjærkraftdiagram

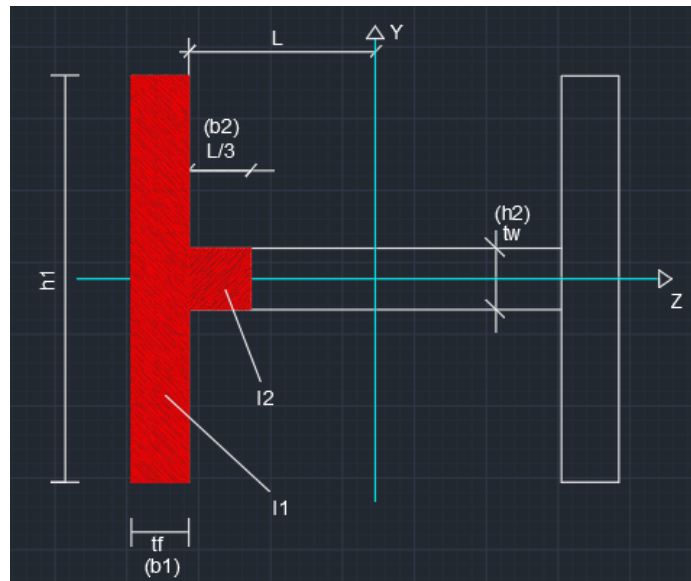
Kan se bort fra skjærkraft i denne modellen da den vil bli tilnærmet lik 0 i kritisk tverrsnitt.

Setter største moment fra Figur 28 som dimensjonerende moment:

$$M_{Ed} = M_{maks} = 20\,437 \text{ Nm} = 20,4 \text{ kNm}$$

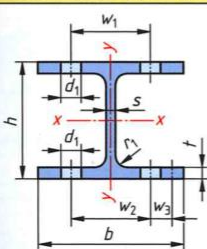
Denne verdien brukes videre når det skal sees på momentkapasitet. For å finne denne må det først regnes på andre verdier.

Figur 30 viser betegnelsene brukt i videre beregninger for å finne tverrsnittklasse for HEB-240:



Figur 30 Skisse av bjelke med tilhørende mål, tegnet av Bjørn André Hylland, med utgangspunkt i tegning fra kilde [41].

Dimensjonene som det er henvist til i Figur 30 er hentet fra tabellen i Figur 31. Tabellen er fra Mechanical and metal trades handbook [43]:

Wide I-beams														
Wide I-beams (IPB), hot-rolled (selection)											cf. DIN 1025-2 (1995-11)			
		S cross-sectional area		W axial selection modulus										
		I second moment of inertia		m' linear mass density										
Material: unalloyed structural steel DIN EN 10025-2, e.g. S235JR														
Delivery type: standard lengths, 8 m to 16 m ± 50 mm at h < 300 mm, 8 m to 18 m ± 50 mm at h ≥ 300 mm														
$r_1 \approx 2 \cdot s$														
Designation	Dimensions in mm				S cm ²	m' kg/m	For the bending axis				Tracing dimension according to DIN 997			
	h	b	s	t			x-x	y-y	w ₁	w ₂	w ₃	d ₁		
IPB						I _x cm ⁴	W _x cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³					
100	100	100	6	10	26.0	20.4	450	89.9	167	33.5	56	–	–	13
120	120	120	6.5	11	34.0	26.7	864	144	318	52.9	66	–	–	17
140	140	140	7	12	43.0	33.7	1510	216	550	78.5	76	–	–	21
160	160	160	8	13	54.3	42.6	2490	311	889	111	86	–	–	23
180	180	180	8.5	14	65.3	51.2	3830	426	1360	151	100	–	–	25
200	200	200	9	15	78.1	61.3	5700	570	2000	200	110	–	–	25
240	240	240	10	17	106	83.2	11260	938	3920	327	–	96	35	25
280	280	280	10.5	18	131	103	19270	1380	6590	471	–	110	45	28
320	320	300	11.5	20.5	161	127	30820	1930	9240	616	–	120	45	28
400	400	300	13.5	24	198	155	57680	2880	10820	721	–	120	45	28
500	500	300	14.5	28	239	187	107200	4290	12620	842	–	120	45	28
600	600	300	15.5	30	270	212	171000	5700	13530	902	–	120	45	28
800	800	300	17.5	33	334	262	359100	8980	14900	994	–	130	40	28

⇒ I-profile DIN 1025 – S235JR – IPB 240: Wide I-beam with parallel flange faces, h = 240 mm, made of S235JR, designation according to EURONORM 53-62: HE 240 B

Figur 31 Utklipp fra referanse [43]

For å finne tverrsnittsklasse til bjelken, må det regnes på flensens og stegets slankhet. En må da først finne utstikkende flensbredde og faktor for flyttøyningen:

Flyttøyning:

$$\varepsilon_y = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = \left(\sqrt{\frac{235}{355}} \right) = 0,814 \quad [41, s. 223]$$

Utsykkende flensbredde:

$$c_f = \frac{b - (T_w + 2 \times r)}{2} = \left(\frac{240 - (10 + 2 \times 20)}{2} \right) \text{ mm} = 95 \text{ mm} \quad [41, s. 223]$$

Flensens slankhet blir da:

$$\lambda_f = \frac{c_f}{t_f \times \varepsilon_y} = \left(\frac{95}{17 \times 0,814} \right) = 6,86$$

Hvor:

t_f = se Figur 30

I kilde [44] kan det leses av tverrsnittsklasse for bjelken:

$\lambda_f \leq 9$, som vil si tverrsnittsklasse 1.

Tverrsnittsklasse 1 omfatter tverrsnitt som opprettholder kapasiteten selv om de plastiske tøyningene blir store [44, 8.2.3].

Steghøyde:

$$c_w = h - 2 \times (t_f + r) = (240 - 2 \times (17 + 20)) \text{ mm} = 166 \text{ mm}$$

Stegets slankhet:

$$\lambda_w = \frac{c_w}{t_w \times \varepsilon_y} = \left(\frac{166}{10 \times 0,814} \right) = 20,4 \text{ mm}$$

$\lambda_w \leq 72$, som vil si at tverrsnittsklasse er 1.

8.5.2 Påvisning av tverrsnittets momentkapasitet

Bjelkens tilhørende motstandsmoment:

$$W_y = 938\,000 \text{ mm}^3 \quad [43, 4.4]$$

Bjelkens momentkapasitet blir da:

$$M_{c,Rd} = \frac{W_y \times f_y}{Y_{m0}} = \left(\frac{938\,000 \times 355}{1,05} \right) \text{ Nm} = 317 \text{ kNm} \quad [41, \text{s. 233}]$$

Hvor:

$$Y_{m0} = \text{Materialfaktor} \quad [44, \text{eksempel 8.5}]$$

Dimensjonerende moment skal i et hvert tverrsnitt oppfylle følgende krav:

$$\frac{M_{Ed}}{M_{c,Rd}} \leq 1 = \left(\frac{20\,400}{317\,000} \right) \text{ Nm} = (0,06 < 1) \text{ Nm} \quad [41, \text{s. 42}]$$

8.5.3 Vipping

Vipping er et stabilitetsproblem der en bjelke som er belastet om sin sterke akse, deformeres på grunn av kombinert bøyning om den svake aksen og rotasjon av tverrsnittene.

Tverrsnittsverdier:

$$I_z = I_1 + I_2 = \frac{b_1 \times h_1^3}{12} + \frac{b_2 \times h_2^3}{12} = \left(\frac{17 \times (240)^3}{12} + \frac{34,33 \times (10)^3}{12} \right) \text{ mm}^4 = 1,9 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad [41, \text{s. 107}]$$

Hvor:

$$I_z = \text{arealmoment om svak akse [mm}^4]$$

$$I_1/I_2 = \text{arealmoment av den røde skraverte delen i Figur 30 [mm}^4]$$

Arealet til flens:

$$A_{flens} = (17 \cdot 240) \text{ mm}^2 = 1\,080 \text{ mm}^2$$

$$A_{\frac{1}{3}flens} = A_{\frac{1}{3}steg} = \left(\frac{1}{3} \cdot 206 \cdot 10 \right) \text{ mm}^2 = 686,7 \text{ mm}^2$$

Treghetsradien for den trykkpåkjennte tverrsnittdelen er gitt ved:

$$i_{fz} = \sqrt{\frac{I_z}{A_{flens} + A_{\frac{1}{3}steg}}} = \left(\sqrt{\frac{1,9 \times 10^7}{4 \cdot 080 + 696,7}} \right) \text{ mm} = 63,1 \text{ mm} \quad [44, \text{ s. } 154]$$

Avstanden mellom trykkflensens fastholdingspunkter (vippelengde)

$$L_c = 2 \, 000 \text{ mm} \quad [44, \text{ s. } 154]$$

Korreksjonsfaktor som avhenger av momentfordeling mellom fastholdingene:

$$\text{Velger } K_c = 0,86 \quad [44, \text{ s. } 156]$$

Forenklet påvisning av vipping (kritisk slankhet):

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \varepsilon = \left(93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{355}} \right) = 76,4 \quad [44, \text{ 8.4.3}]$$

Relativ grenseslankhet for den trykkpåkjennte tverrsnittdelen:

$$\bar{\lambda}_{c0} = \bar{\lambda}_{LT} + 0,1 = 0,4 + 0,1 = 0,5$$

Hvor:

$$\bar{\lambda}_{LT} = 0,4 \quad [41, \text{ s. } 108]$$

Største dimensjonerende bøyingsmoment mellom fastholdingene:

$$M_{y,Ed} = 20 \, 400 \text{ Nm}$$

Ikke følsom for vipping hvis:

$$\bar{\lambda}_f = \frac{K_c \times L_c}{i_{f,z} \times \lambda_1} \leq \frac{\lambda_{c0} \times M_{cr}}{M_{y,Ed}}$$

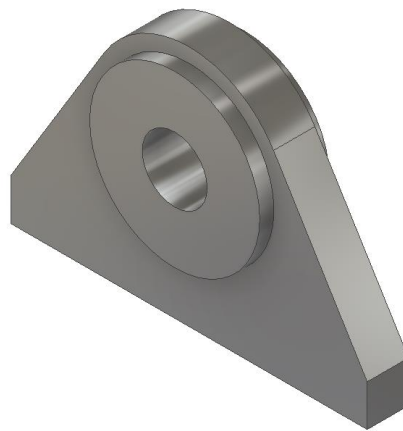
$$\frac{K_c \times L_c}{i_{f,z} \times \lambda_1} = \left(\frac{0,86 \times 2 \, 000}{63,1 \times 76,4} \right) = 0,36$$

$$\frac{\lambda_{c0} \times M_{cr}}{M_{y,Ed}} = \left(\frac{0,5 \times 317 \, 000}{20 \, 400} \right) = 7,8$$

$$\frac{K_c \times L_c}{i_{f,z} \times \lambda_1} \leq \frac{\lambda_{c0} \times M_{cr}}{M_{y,Ed}} = (0,36 \leq 7,8) \rightarrow \text{Vipping er ikke aktuelt for dette tilfellet}$$

8.6 Løfteører

Løfteørene er designet og verifisert etter NORSOK standard R-002 (2017). I denne standarden blir flere typer løfteører definert. Løfteøret som er valgt å bruke til denne løftebasketen er av Type 2, se Figur 32. Denne typen kan designes til å ha en SWL mellom 8,5-55 T og er forsterket med to kinnplater på hver side av bolthullet. [6, J.2.4]



Figur 32 Løfteøre type 2

Lastekapasiteten som løfteørene skal designes for er 25 T. Dette utgjør en belastning på 6,25 T på hvert løfteøre. Faktorer som vinkel på løftesling, uforutsigbare bevegelser mm. gjør derimot at denne belastningen vil bli vesentlig større. For å ta hensyn til dette ble det bestemt at det skulle brukes fire løfteører som tåler 25 T hver.

Løfteører som skal tåle 25 T må ifølge NORSOK standard R002 (2007) konstrueres etter følgende mål:

$$d_h = \text{bolthulldiameter} = 55 \text{ mm}$$

$$R = \text{radius} = 84 \text{ mm}$$

$$t_p = \text{tykkelse plate} = 35 \text{ mm}$$

$$L = \text{lengde} = 302 \text{ mm}$$

$$h = \text{høyde fra bunn til hull} = 121 \text{ mm}$$

$$t_c = \text{tykkelse til kinnplater} = 12 \text{ mm}$$

$$k = \text{høyde fra bunn til innsnevring} = 35 \text{ mm}$$

R_b = radius fra senter bolthull til kinnplater = 72 mm

8.6.1 Last, lastefaktorer og designfaktor

Designfaktorer som er med i de manuelle beregningene:

$$DF = \text{designfaktor} = 1,68 \quad [6, F.7.2.3.8]$$

$$\gamma_{Rm, \text{løfteøre}} = \text{materialfaktor løfteører} = 1,15 \quad [6, F.7.2.3.7]$$

$$\gamma_{Rm, \text{sveis}} = \text{materialfaktor sveis} = 1,3 \quad [6, F.7.2.3.7]$$

Lastefaktorer som er med i de manuelle beregningene:

$$W_{cf} = \text{faktor mot feil i vektestimat på en konstruksjon som er baserte på oppdaterte tegninger} = 1,1. \quad [6, F.7.2.3.2]$$

$$W_{COG} = \text{faktor mot feil i tyngdepunkt for objekter som er relativt symmetriske og hvor en kan forutse senter til tyngdepunktet} = 1,0. \quad [6, F.7.2.3.3]$$

$$SKL = \text{faktor for skjev belastning for et firepunktsløft} = 1,25 \quad [6, F.7.2.3.4]$$

Massene som brukes til de manuelle beregningene er:

$$M_{tot} = \text{total masse} = 25\,000 \text{ kg} = 25 \text{ T}$$

$$M_{0,5 \cdot tot} = \text{total masse fordelt på to løfteører} = \frac{25\,000 \text{ kg}}{2} = 12\,500 \text{ kg} = 12,5 \text{ T}$$

$$M = M_{0,5 \cdot tot} \cdot W_{cf} = \text{masse inkludert } W_{cf} = (12,5 \cdot 1,1) \text{ T} = 13,75 \text{ T}$$

8.6.2 DAF-faktor

DAF-faktor for offshoreløft skrives som:

$$DAF = 1,09 + 0,41 \cdot \sqrt{\frac{50}{WLL}} \text{ for } WLL \leq 50 \text{ tonn} \quad [6, F.7.2.3.5]$$

For å finne denne må "working load limit" (WLL) bestemmes. Denne skrives som:

$$WLL = W \cdot W_{cf} \quad [6, F.7.2.3.2]$$

Hvor:

$$W = \text{estimert vekt av objekt} = 25\,000 \text{ kg} = 25 \text{ T}$$

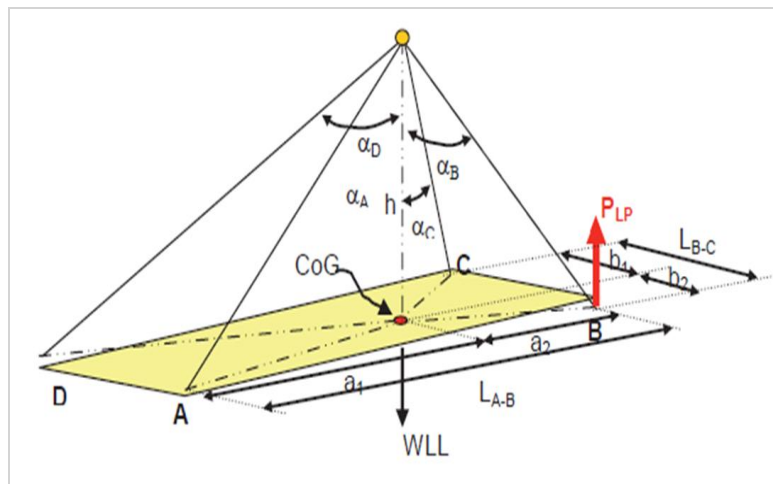
$$WLL = W \cdot W_{cf} = (25 \cdot 1,1) \text{ T} = 27,5 \text{ T}$$

DAF-faktor blir:

$$DAF = 1,09 + 0,41 \cdot \sqrt{\frac{50}{WLL}} = 1,09 + 0,41 \cdot \sqrt{\frac{50}{27,5}} = 1,64$$

8.6.3 Kalkulasjoner

Dette delkapittelet er basert på kilde [6, F.7.3.1]. Figur 33 viser hvilke mål som er aktuelle for å regne på et firepunktsløft. Avstandene måles mellom løfteørene.



Figur 33 Aktuelle mål for beregning av løfteører

Avstandene mellom løfteørene til løftekurven som blir brukt i denne oppgaven har følgende mål:

$$L_{A-B} = 5\,188 \text{ mm}$$

$$L_{B-C} = 2\,167 \text{ mm}$$

$$a_1 = 2\,594 \text{ mm}$$

$$b_1 = 1\,084 \text{ mm}$$

$$\alpha_A = \alpha_B = \alpha_C = \alpha_D = \text{vinkel mellom vertikal og løftewire} = 30^\circ$$

$$h_{\text{løftewire}} = \text{høyde til løftepunktet} = 4\,869 \text{ mm (for utregning se delkapittel 8.6.10)}$$

P_{LP} = belastning på løftewire

$$P_{LP} = \frac{a_1 \cdot b_1}{L_{A-B} \cdot L_{B-C}} \cdot \frac{M \cdot SKL \cdot DAF}{\cos \alpha} = \left(\frac{2\,594 \cdot 1\,084}{5\,188 \cdot 2\,167} \cdot \frac{13,75 \cdot 1,25 \cdot 1,64}{\cos 30} \right) T = 8,2 \text{ T}$$

P_P = last som løfteøret utsettes for når belastningen fra løftewire er 8,2 T

$$P_P = P_{LP} \cdot DF = (8,2 \cdot 1,68) T = 13,8 T$$

8.6.4 Utrivning

Dette delkapittelet er basert på kilde [6, J.2.5.3]. Kravet til hva løfteøret skal kunne tåle før utrivning oppstår defineres som:

$$\tau_{Ed} \leq \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rm, løfteøre}} = \left(\frac{355}{\sqrt{3} \cdot 1,15} \right) \text{MPa} = 178 \text{MPa}$$

Hvor:

$$f_y = \text{flytgrense til konstruksjonstål S} - 355 = 355 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{Ed} = \text{rivning som løfteøyet utsettes for} = \frac{P_P \cdot g}{2 \cdot A_{Sh}}$$

Areal på flate mellom sjakkbolt og bolthull A_{Sh} for Type 2 løfteører:

$$A_{Sh} = \left(R - \frac{d_h}{2} \right) \cdot t_p + 2 \cdot \left(R_b - \frac{d_h}{2} \right) \cdot t_c$$

$$A_{Sh} = \left(\left(84 - \frac{55}{2} \right) \cdot 35 + 2 \cdot \left(72 - \frac{55}{2} \right) \cdot 12 \right) \text{mm}^2 = 3\,046 \text{mm}^2$$

Rivning som løfteøyet utsettes for:

$$\tau_{Ed} = \frac{P_P \cdot g}{2 \cdot A_{Sh}} = \left(\frac{13,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{2 \cdot 3\,046} \right) \text{MPa} = 22,2 \text{MPa}$$

$$\tau_{Ed} \leq 178 \text{MPa} \rightarrow 22,2 \text{MPa} \leq 178 \text{MPa} \rightarrow \text{Utrivning OK}$$

8.6.5 Lagerkrefter på bolthullet

Dette delkapittelet er basert på kildene [6, J.2.5.4] og [20]. For å kunne regne på lagerkrefter som virker på bolthullet må diameter til sjakkbolt defineres. Sjakkelen som ble valgt til denne oppgaven er ferdig fabrikkert (Vedlegg 7 Sjakk) med sikkerhetsfaktor 6. Sjakkelen har følgende dimensjoner:

$$d_p = \text{boltdiameter} = 50 \text{ mm}$$

$$w_s = \text{bredde på innside} = 74 \text{ mm}$$

$$h_s = \text{innside lengde} = 178 \text{ mm}$$

$d_s =$ innside diamter = 127 mm

Grensen for lagerkrefter som virker på bolthullet σ_b defineres som:

$$\sigma_b \leq \frac{1,5 \cdot f_y}{\gamma_{Rm, løfteøre}} = \left(\frac{1,5 \cdot 355}{1,15} \right) \text{MPa} = 463 \text{ MPa}$$

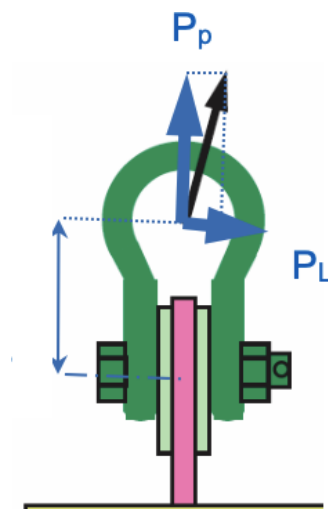
Hvor:

$$\sigma_b = \frac{P_P \cdot g}{t_{pl} \cdot d_p} = \left(\frac{13,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{35 \cdot 50} \right) \text{MPa} = 77,4 \text{ MPa} \quad [20]$$

$$\sigma_b \leq 463 \text{ MPa} \rightarrow 77,4 \leq 463 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$

8.6.6 Laterale krefter

Dette delkapittelet er basert på kilde [20]. Her skal de laterale kreftene (se Figur 34) som løfteøret utsettes for defineres. Disse brukes til regning av jevnførende spenninger i senere delkapitler.



Figur 34 Illustrasjon av laterale krefter som virker på løfteøre

$H_s =$ lengde fra midten av bolthull og til sentrum av sjakk

$$H_s = h_s - \frac{d_s}{2} + \frac{d_p}{2} = \left(178 - \frac{127}{2} + \frac{50}{2} \right) = 140 \text{ mm}$$

Lateral vinkel regnes som:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{L_{B-C}/2}{h_{løftewire}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2\,167/2}{4\,869} \right) = 12,6^\circ$$

Løfteører skal som minimum designes til å tåle en lateral last på 5% som virker i senter av sjakkellbuen: [6, F.7.5]

P_L = lateral belastning

$$P_L = (\sin \alpha + 5\%) \cdot P_p \cdot g = ((\sin 12,6^\circ + 0,05) \cdot 13\,800 \cdot 9,81) \text{N} = 36\,300 \text{N}$$

8.6.7 Jevnførende spenninger som oppstår i et plan gjennom bolthullet

Dette delkapittelet er basert på kilde [20] og tar for seg jevnførende spenninger som oppstår i et plan gjennom bolthullet.

Spenninger som oppstår pga. strekk:

$$\sigma_A = \frac{P_p \cdot g}{(2 \cdot R - d_h) \cdot t_p} = \left(\frac{13,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{(2 \cdot 84 - 55) \cdot 35} \right) \text{MPa} = 35 \text{MPa}$$

Spenning som oppstår pga. lateral bøying:

$$\sigma_{bL} = \frac{P_L \cdot H_s}{\frac{1}{6} \cdot t_p^2 \cdot (2 \cdot R - d_h)} = \left(\frac{36\,300 \cdot 140}{\left(\frac{1}{6} \cdot 35^2 \cdot (2 \cdot 84 - 55) \right)} \right) \text{MPa} = 221 \text{MPa}$$

Spenning som oppstår pga skjærkrefter:

$$\tau = \frac{P_L}{(2 \cdot R - d_h) \cdot t_p} = \left(\frac{36\,300}{(2 \cdot 84 - 55) \cdot 35} \right) \text{MPa} = 10 \text{MPa}$$

Jevnførende spenning:

$$\sigma_j = \sqrt{(\sigma_A + \sigma_{bL})^2 + 3 \cdot (\tau^2)} = \sqrt{(35 + 221)^2 + 3 \cdot (10^2)} \text{MPa} = 257 \text{MPa}$$

For at den jevnførende spenningen skal være innenfor konstruksjonskravene må en ha en utnyttelsesfaktor $UF \leq 1$:

$$UF = \frac{\sigma_j \cdot \gamma_{Rm, løfteøre}}{f_y} = \frac{257 \cdot 1,15}{355} = 0,83$$

$$UF \leq 1 \rightarrow 0,83 \leq 1 \rightarrow \text{OK}$$

8.6.8 Jevnførende spenninger som oppstår i bunn av løfteøret

Dette delkapittelet er basert på kilde [20] og tar for seg jevnførende spenninger som oppstår i bunn av løfteøret.

Spenninger som oppstår pga strekk:

$$\sigma_A = \frac{P_p \cdot g}{L \cdot t_p} = \left(\frac{13,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{302 \cdot 35} \right) \text{MPa} = 13 \text{ MPa}$$

Spenning som oppstår pga. lateral bøying:

$$\sigma_{bL} = \frac{P_L \cdot (H_s + h)}{\frac{1}{6} \cdot t_p^2 \cdot L} = \left(\frac{36\,300 \cdot (140 + 121)}{\left(\frac{1}{6} \cdot 35^2 \cdot 302\right)} \right) \text{MPa} = 154 \text{ MPa}$$

Spenning som oppstår pga. skjærkrefter:

$$\tau = \frac{P_L}{L \cdot t_p} = \left(\frac{36\,300}{302 \cdot 35} \right) \text{MPa} = 4 \text{ MPa}$$

Jevnførende spenning:

$$\sigma_j = \sqrt{(\sigma_A + \sigma_{bL})^2 + 3 \cdot (\tau^2)} = \sqrt{(13 + 154)^2 + 3 \cdot (4^2)} \text{ MPa} = 168 \text{ MPa}$$

I bunnen av løfteøret vil det være sveisen som tar opp jevnføringsspenningen.

Utnyttelsesfaktoren skrives derfor som:

$$UF = \frac{\sigma_j \cdot \gamma_{Rm,sveis}}{f_y} = \frac{168 \cdot 1,3}{355} = 0,62$$

$$UF \leq 1 \rightarrow 0,62 \leq 1 \rightarrow \text{OK}$$

8.6.9 Beregning av kilsveiser på kinnplater

Dette delkapittelet er basert på kilde [6, J.2.5.5] og tar for seg beregning av kilsveisene på kinnplatene. Kilsveisene til skal kunne tilfredsstillte følgende kriterier:

$$f_d = \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rm,sveis}} = \frac{355}{\sqrt{3} \cdot 1,3} \text{ MPa} = 158 \text{ MPa} \geq \tau_{Ed}$$

Effektiv sveiselengde $L_{sveis,eff}$ anslås å være 2/3 av kinnplatenes radius:

$$L_{sveis,eff} = \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_b = \left(\frac{2}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 72 \right) \text{ mm} = 302 \text{ mm}$$

Belastning som sveisene på hver av kinnplatene utsettes for:

$$P_{cp} = \frac{P_p \cdot t_c}{t_p + 2 \cdot t_c} = \left(\frac{13,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 12}{35 + 2 \cdot 12} \right) \text{ N} = 27\,535 \text{ N}$$

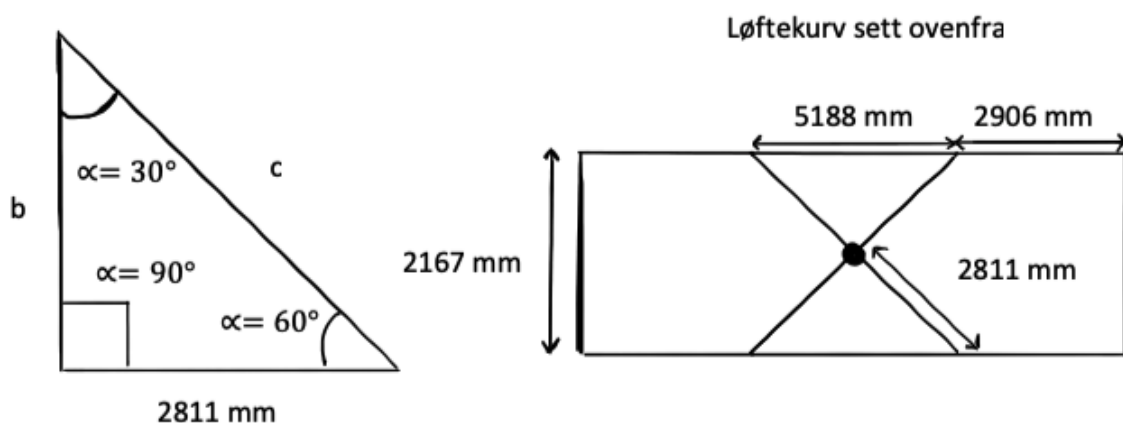
Skjærspenninger som kilsveisen utsettes for:

$$\tau_{Ed} = \frac{P_{cp}}{L_{sveis,eff} \cdot a} = \frac{27\,535}{302 \cdot 4} \text{ MPa} = 23 \text{ MPa}$$

$$f_d \geq \tau_{Ed} \rightarrow 158 \text{ MPa} \geq 23 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$

8.6.10 Høyde til løftewire

Høyden til løftepunktet finnes ved å bruke vinkelen mellom vertikal og løftewire som er 30° samt den horisontale lengden fra sentrum av løfteøyet og inn til løftepunktet. Denne ble lest av i Inventor til å være 2 811 mm. Regner ut ved bruk av sinus- og tangens-setninger.



Figur 35 Skisse av vinkler til løftewire og mål til løftekurv

$$\tan 60 = \frac{b}{2\,811 \text{ mm}} \rightarrow b = \tan 60 \cdot 2\,811 \text{ mm} = 4\,869 \text{ mm}$$

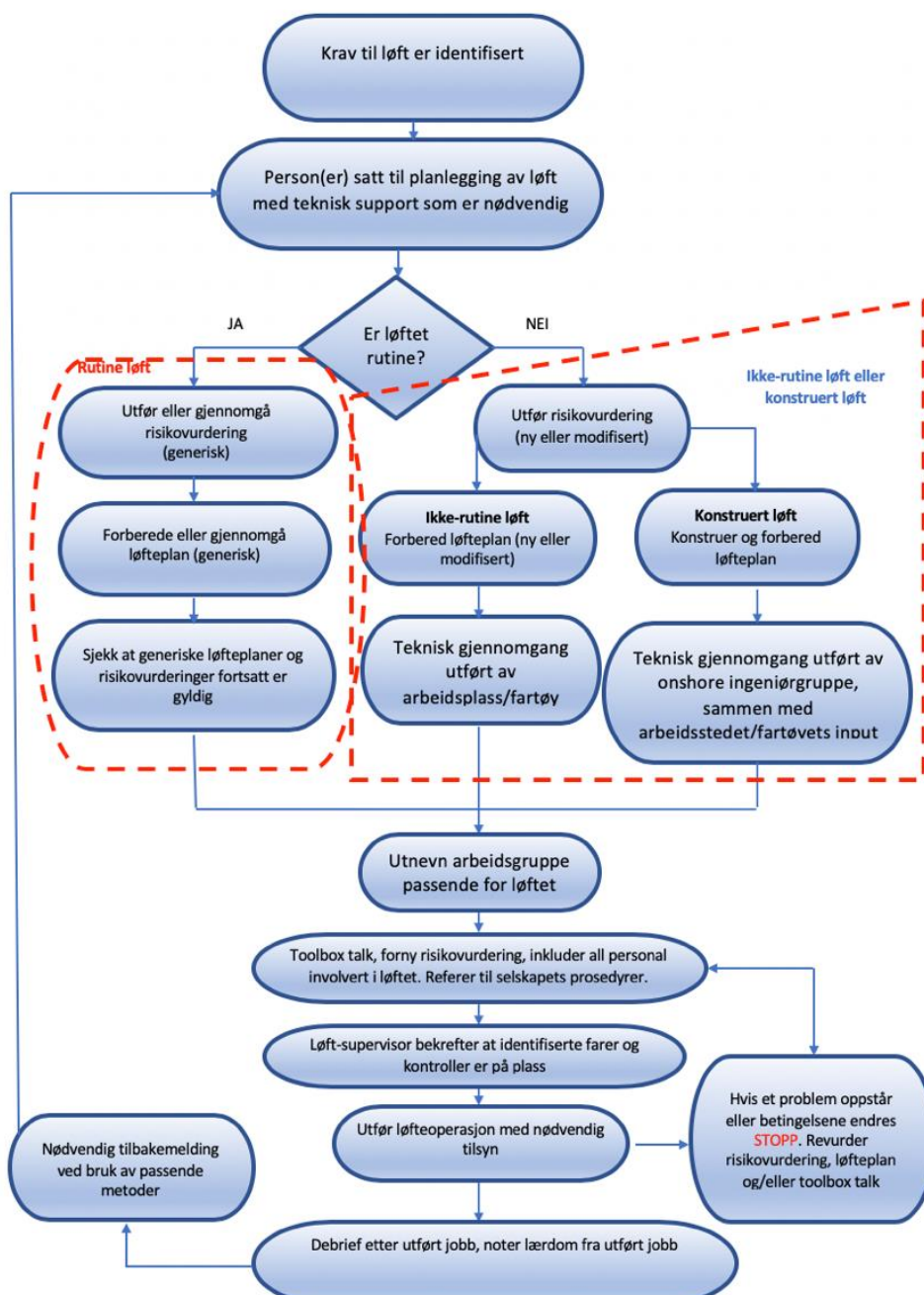
$$\sin 60 = \frac{b}{c} \rightarrow c = \frac{b}{\sin 60} = \frac{4\,869}{\sin 60} \text{ mm} = 5\,622 \text{ mm}$$

$$b = h_{\text{løftewire}} = 4\,869 \text{ mm}$$

$$c = \text{lengde til løftewire} = 5\,622 \text{ mm}$$

9 Løft fra kai og transit til felt

Generelt så er det en del planlegging rundt et løft, både fra kai og til sjøs. For å få frem elementer som ofte inngår i planlegging og utførelse av løft, er det vist i Figur 36 et "flowchart" for løft, basert på IMCA's retningslinjer:



Figur 36 "Flowchart" for løfteoperasjoner [34]

I denne oppgaven er det ikke fokusert i detaljene rundt dette, men er tatt med for å vise utgangspunktet i planleggingen.

Når basketen og rørene ankommer havnen hvor de skal lastes, er rørene allerede plassert og sikret oppi løftebasketen. Til lasting brukes fartøyets offshorekran. På lastedekket plasseres løftebasketen langsips, slik at den er lettest tilgjengelig for offshorekranen. Dette for å sikre raskest mulig løft fra fartøy til sjø. Etter lasting sikres løftebasketen med stropper til dekket. Sjøsikringen sjekkes deretter ved bruk av et sjøsikringsprogram kalt LashCon IMO, utviklet av DNV. Her legges det inn masse til objektet som skal sikres, og kapasitet til stroppene det festes med til dekk. Hvis stroppene er riktig dimensjonert til å holde lasten, vil programmet vise at sjøsikring er OK. Utklipp av LashCon IMO for denne operasjonen er vist i Vedlegg 6 LashCon IMO.

9.1 Anti-Heeling system

Da offshorekranen er plassert på styrbord side av fartøyet kan det ved løft av tung last oppstå krenkning. Denne krenningen kan kompenseres for ved å bruke fartøyets anti-heeling system. Anti-heeling systemet kompenserer for krenningen ved å pumpe vann mellom to tanker som ligger på fartøyets barbord og styrbord side⁹.

9.2 Beregning av lastekapasitet til skipsdekk

For å sikre at løftebasketens vekt ikke overstiger skipsdekkets lastekapasitet, må masse per kvadratmeter estimeres. Ifølge Vedlegg 4 Edda Fauna Spesifikasjoner, har lastedekket en kapasitet på 10 000 kg/m².

For å kunne utføre videre utregninger, må massen til rørene beregnes. Noen konstanter er vist i Tabell 6:

⁹ Eirik Halleland, kranfører Edda Fauna. Personlig kommunikasjon

Tabell 6 Dimensjoner og konstanter rør og basket

Konstanter	Rør
$I.D [m]$	0,54
$O.D [m]$	0,63
$L_a [m]$	10,00
$\rho_{stål,rør} [kg/m^3]$	7 840,00
$t [m]$	0,05
Konstanter	Basket
$\rho_{stål,basket} [kg/m^3]$	7 850,00
$M_{basket} [kg]$	5 849,00
$l_a [m]$	11,00
$l_b [m]$	2,17

For å finne massen til rørene, trenger man volumet rørene består av. Siden rørene er hule, må det ytre volumet trekkes fra det indre:

$$V_{stål,rør} = V_{O.D.} - V_{I.D.}$$

Hvor:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \ell$$

Det totale samlede volumet for begge rør bli da:

$$V_{stål,rør} = \left(\left(\frac{\pi \cdot (0,63)^2}{4} - \frac{\pi \cdot (0,54)^2}{4} \right) \cdot 10 \cdot 2 \right) m^3 \approx 1,65 m^3$$

Dette volumet brukes så til og finne massen til rørene:

$$M_{luft,rør} = \rho_{stål,rør} \cdot V_{stål,rør} = (7\,840 \cdot 1,65) kg \approx 12\,936 kg$$

Løftebasketen og rør har en samlet masse på:

$$M_{luft} = M_{luft,rør} + M_{luft,basket} = (12\,936 + 5\,849)\text{kg} = 18\,785\text{ kg}$$

Denne massen er fordelt på arealet:

$$A = \ell_a * \ell_b * C_A = (11 \cdot 2,17 \cdot 0,5)\text{m}^2 \approx 12\text{ m}^2$$

Hvor:

A = prosjisert areal til løftebasket

ℓ_a = lengden til løftebasket

ℓ_b = bredden til løftebasket

C_A = koeffisient til areal. Denne settes til 0,5 da ca. halvparten av bunnen til løftebasketen er perforert.

Masse per kvadratmeter løftebasket blir da:

$$\frac{M_{luft}}{A} = \left(\frac{18\,785}{12}\right)\text{kg/m}^2 \approx 1\,565\text{ kg/m}^2$$

Kapasiteten til lastedekket er gitt ved følgende formel:

$$\frac{M_{luft}}{A} < 10\,000\text{ kg/m}^2$$

Kapasiteten til lastedekket er ikke overskredet, og en kan plassere objektet på dekk uten at det blir overbelastet.

9.3 Beregning av DAF-faktor/Kapasitetssjekk

Kapasitet til kran, basket og løfteutstyr skal sjekkes i henhold til DNVGL-ST-N001. Dette er utført basert på den statiske vekten av objektet i luft. For å sikre at belastningen på kranen ikke blir for høy i forhold til kranens kapasitet, regnes DHL for denne type lastesituasjon.

$$DHL = SHL \cdot DAF \quad [2, 16.3.2]$$

Hvor:

DHL = Dynamisk kroklast [kg]

SHL = statisk kroklast (for denne oppgaven gjelder det kun egenvekt av basket i tillegg til last)

DAF = dynamisk forsterkende faktor

I standard DNVGL-ST-N001 er det beskrevet hvordan DAF-faktor ved onshore, inshore og offshore løfteoperasjoner estimeres, som vist i Tabell 7. Denne sees på som en minimumsfaktor da tabellen ikke tar hensyn til ugunstige forhold.

Tabell 7 Dynamisk faktor [2, 16.2.5.6]

Static Hook Load (SHL) (tonnes)			DAF		
			Onshore ^{2), 3)}	Inshore ^{4), 6)}	Offshore ^{5), 6)}
3 ¹⁾	< SHL ≤	100	1.10	$1.07+0.05\sqrt{100/SHL}$	$1+0.25\sqrt{100/SHL}$
100	< SHL ≤	300	1.05	1.12	1.25
300	< SHL ≤	1000	1.05	1.10	1.20
1000	< SHL ≤	2500	1.03	1.08	1.15
SHL > 2500			1.03	1.05	1.10

For å kunne estimere DAF-faktoren, må SHL regnes ut. For dette løftet blir den som følger:

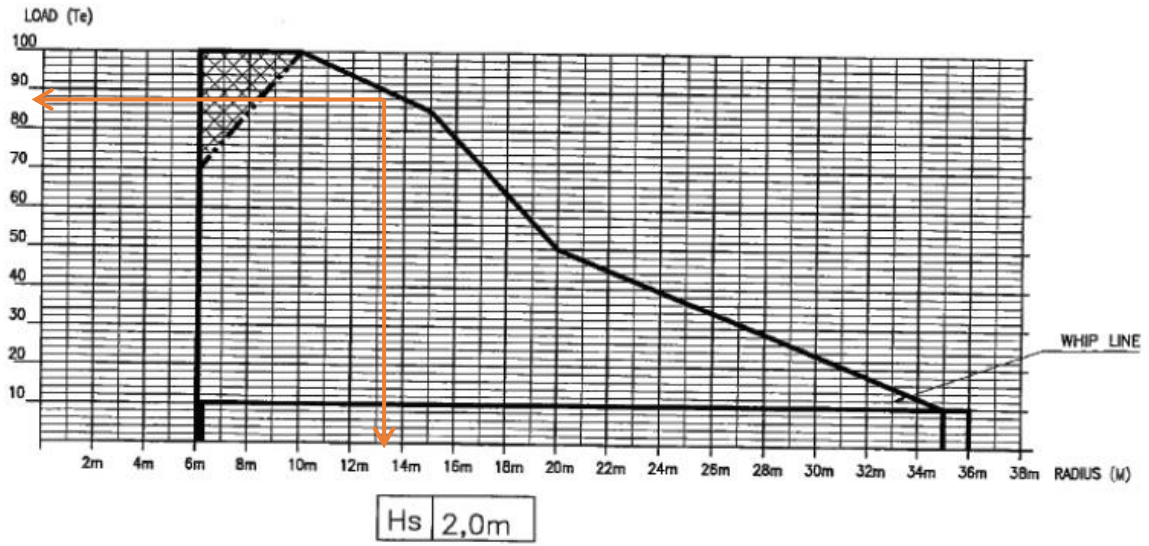
$$SHL = M_{luft,rør} + M_{luft,basket} = (12\,936 + 5\,849)\text{kg} = 18\,785\text{ kg}$$

En kan så lese av fra tabell at SHL for denne løfteoperasjonen ligger mellom 3²⁾ – 100t. Ved onshore løfteoperasjoner viser tabellen at DAF-faktoren ved denne massen kan estimeres til 1.1.

Satt inn i formel for dynamisk kroklast, får en følgende verdi:

$$DHL = 1,1 \cdot 18\,785\text{ kg} \approx 20\,664\text{ kg} \approx 21\text{ T}$$

Et utklipp fra Vedlegg 2 Belastningsdiagram kran Edda Fauna, viser at DHL ikke overstiger kranens kapasitet, som er 88 T ved utlegg av kran på 14 m, og løftet er dermed innenfor kriteriene:



Figur 37 Belastningsdiagram kran [Vedlegg 2]

10 Løft gjennom plaskesonen og ned til havbunn

Når et objekt skal løftes og senkes ned i vann, kan det oppstå store krefter på grunn av bølger og bevegelse av fartøyet. Det skal ved ulike beregninger sjekkes at belastningene ved valgte parameter ikke blir for store i forhold til kapasitet til kran.

Beregningene for massen og volum til rør er utført i del 9.2, de resterende beregninger utføres videre i dette kapittelet. Massen til basket er lest av i Inventor.

Volumet til basket finner man ved å se på forholdet mellom massen og tettheten til stålet:

$$V_{basket} = \frac{M_{basket}}{\rho_{basket}} = \left(\frac{5\,849}{7\,850} \right) m^3 = 0,75 m^3$$

Tverrsnittarealet til basket kan ha forskjellige verdier, avhengig om man ser på objektet fra horisontal eller vertikal retning. Videre beregninger blir kun utført i vertikal retning, og alle tverrsnittareal blir av samme verdi. Basketen med rør oppi blir regnet som en hel plate.

$$A_p = l_a \cdot l_b = (11 \cdot 2,17)m^2 \approx 24 m^2$$

Samlet resultat av beregningene er lagt frem i Tabell 8:

Tabell 8 Beregnede konstanter

Beregnete konstanter	Verdi
$A_p [m^2]$	24,00
$V_{basket} [m^3]$	0,75
$V_{stålrør} [m^3]$	1,65
$V_{basket+stålrør} [m^3]$	2,40
$M_{luft,basket} [kg]$	5 849,00
$M_{luft,rør} [kg]$	12 936,00
$M_{luft} [kg]$	18 785,00

10.1 Masse og oppdrift

Ved beregning av masse, geometri og de hydrodynamiske egenskapene til objektet som skal løftes, må disse først regnes ut hver for seg.

Når rørene er neddykket vil massen av de bli mindre på grunn av oppdriften som oppstår.

Denne oppdriften vil være tilsvarende væskevolum som røret har fortrenget: [7]

$$M_{neddykket,rør} = M_{luft,rør} - \rho_{sjø vann} \cdot V_{stål,rør}$$

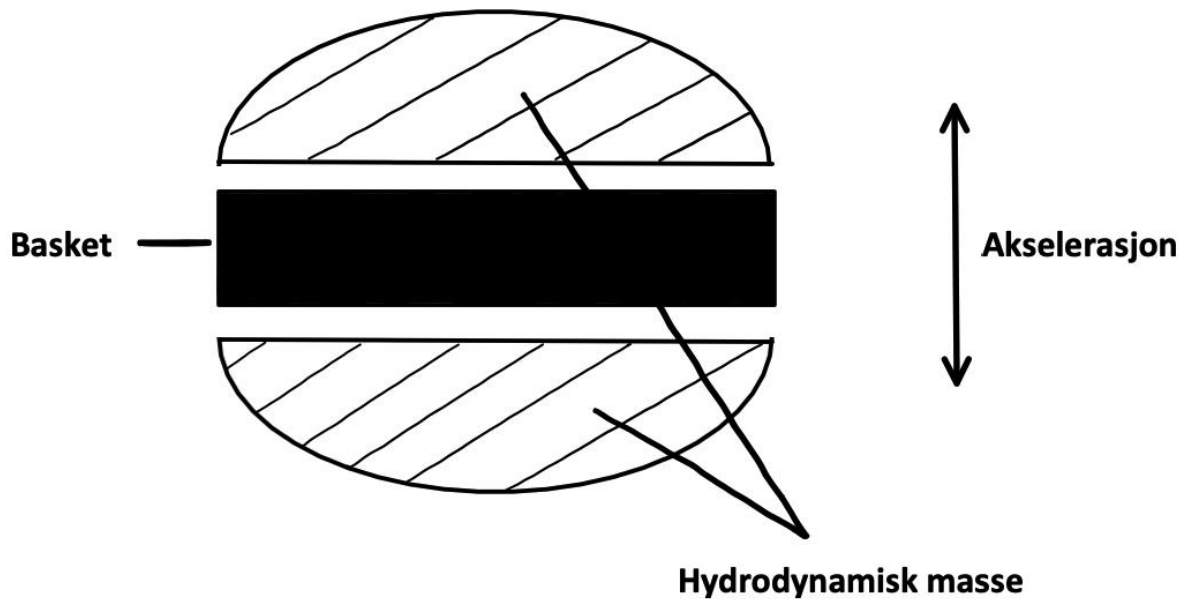
$$M_{neddykket,basket} = M_{luft,basket} - \rho_{sjø vann} \cdot V_{stål,basket}$$

Når en videre i dette kapittelet skal undersøke den maksimale og minimale statiske kraften ved nedsenkning, vil dette prinsippet anvendes.

10.2 Hydrodynamisk masse

Når objektet er neddykket vil det kreve mer krefter å akselerere det enn det vil når det henger i luften. Grunnen til dette er at væsken som omgir røret og basketen også må akselereres. Denne hydrodynamiske massen skrives som addert masse.

Den hydrodynamiske massen vil variere etter hvilken geometri lasteobjektet har og kan derfor også variere etter hvilken retning objektet akselereres i. Objektet som skal senkes ned skal derimot kun akselereres i vertikal retning. Figur 38 gir en illustrasjon på hvor stor den hydrodynamiske massen på oversiden og undersiden av basket. [7]



Figur 38 Skisse av den hydrodynamiske massen av et rør

I denne oppgaven vil objektet sees på som en rektangulær plate. Da basketen inneholder 2 rør som står tett ved siden av hverandre, vil det gi større masse og drag enn om hver av de sto alene. Dette er fordi smale mellomrom blokkerer for vannstrømmen [7]. Det vil derfor gi et konservativt resultat å se på objektet som en rektangulær plate. Ved å gjøre disse antakelsene, vil kreftene aldri bli større enn dette, og dermed gi et «worst case».

Siden rørene er hule, må det også tas hensyn til vekten av vannet som er inni rørene.

10.2.1 Referansevolum

Dette refererer til hvor stort volum væske rørene fortrenger ved akselerasjon. Siden objektet ses på som et kompakt rektangel, blir det som følger:

$$V_R = \frac{\pi}{4} \cdot l_b^2 \cdot l_a \quad [7]$$

Hvor:

l_a = den lengste siden av rektangelet (fra Tabell 9: b)


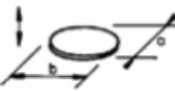


l_b = den korte siden av rektangelet (fra Tabell 9: a)

$$V_R = \left(\frac{\pi}{4} \cdot 2,17^2 \cdot 11 \right) \text{m}^3 \approx 41 \text{m}^3$$

10.2.2 Massekoeffisient

Ved utregning av addert masse til et objekt, brukes addert massekoeffisient. Denne tar hensyn til objektets form og vil være uavhengig av størrelsen til objektet. Koeffisienten, C_a , leses av i Tabell 9:

Tabell 9 Addert masse koeffisient [1, table A-2]

Body shape		Direction of motion	C_A				V_R
Flat plates	Circular disc 	Vertical	$2/\pi$				$\frac{4}{3} \pi a^3$
	Elliptical disc 	Vertical	b/a	C_A	b/a	C_A	$\frac{\pi}{6} a^2 b$
			∞	1.000	5.0	0.952	
			14.3	0.991	4.0	0.933	
			12.8	0.989	3.0	0.900	
10.0			0.984	2.0	0.826		
7.0	0.972	1.5	0.758				
6.0	0.964	1.0	0.637				
Rectangular plates 	Vertical	b/a	C_A	b/a	C_A	$\frac{\pi}{4} a^2 b$	
		1.00	0.579	3.17	0.840		
		1.25	0.642	4.00	0.872		
		1.50	0.690	5.00	0.897		
		1.59	0.704	6.25	0.917		
		2.00	0.757	8.0010.00	0.934		
		2.50	0.801	∞	0.947		
3.00	0.830		1.000				
Triangular plates 	Vertical	$\frac{1}{\pi} (\tan \theta)^{3/2}$				$\frac{a^3}{3}$	

Forholdstallene mellom lengden og bredden av basketen $\frac{b}{a} = 5,075$. Denne verdien ligger midt mellom to koeffisienter, bruker lineær interpolering for å finne eksakt verdi av C_a :

$$C_a = \frac{C_{a2} - C_{a1}}{\left(\frac{b}{a}\right)_2 - \left(\frac{b}{a}\right)_1} \left(\left(\frac{b}{a}\right) - \left(\frac{b}{a}\right)_1 \right) + C_{a1} = \frac{0,917 - 0,897}{6,25 - 5} (5,075 - 5) + 0,897 = 0,8982$$

Addert masse for basket med rør blir da:

$$A_{33,1} = \rho_{\text{sjø vann}} \cdot C_a \cdot V_R = (1\,025 \cdot 0,8982 \cdot 41) \text{ kg} \approx 37\,747 \text{ kg} \quad [1, \text{table A-2}]$$

I tillegg må massen av væsken som fyller rørene legges til:

$$A_{33,2} = \rho_{sjø vann} \cdot \frac{\pi \cdot I \cdot D^2}{4} \cdot L_a = \left(1\,025 \cdot \frac{\pi \cdot (0,54)^2}{4} \cdot 10 \cdot 2 \right) \text{kg} = 4\,695 \text{ kg}$$

Totalt addert masse i vertikal retning for objektet blir da:

$$A_{33} = A_{33,1} + A_{33,2} = (37\,747 + 4\,695) \text{ kg} = 42\,442 \text{ kg}$$

10.2.3 Totale hydrodynamisk masse i vertikal retning

Summen av addert masse og vekt av objektet i luft, blir den totale hydrodynamiske massen:

$$M_{tot, dyn} = M_{luft} + A_{33} = (18\,785 + 42\,442) \text{ kg} \approx 61\,227 \text{ kg}$$

10.3 Kran

Ved løft gjennom plaskesonen, er det flere krefter som virker på kran og basket enn ved kai. I denne delen av oppgaven skal det ses på DAF-faktor, og kreftene som påvirker denne. I DNVGL-RP N001 [2] blir DAF-faktor relatert til massen av objektet i luft. Det må derfor anvendes en konvertert DAF-verdi som er ekvivalent til en gyldig i luft. Her tas det med hydrodynamiske krefter, masse-krefter, drag-krefter og slammingskrefter. Det må tas høyde for både fartøybevegelse, i tillegg til lårehastighet til kran og slagkrefter som kan oppstå fra bølger. DAF-kreftene vil gi en indikasjon på hvorvidt kreftene som påvirker basketen ved nedsenkning blir større enn kapasiteten til kranen.

For å kunne beregne DAF-faktor i sjø, brukes følgende formel:

$$DAF_{conv} = \frac{F_{total}}{M_{luft} \cdot g} \quad [2, 4.4.4]$$

Hvor:

F_{total} = den største verdien av enten:

$$F_{statisk} + F_{hyd} \quad \text{eller} \quad F_{statisk} + F_{snap} \quad [4, 4.4.4]$$

Hvor:

F_{hyd} = Hydrodynamiske krefter

$$F_{snap} = \text{Rykk-krefter}$$

Den statiske vekten av det neddykkede objektet er gitt ved:

$$F_{statisk} = Mg - \rho_{sjø}Vg \text{ [N]} \quad [4, 4.2.1]$$

Hvor:

M = objektets masse i luft [kg]

g = gravitasjonsakselerasjon [m/s^2]

ρ = tetthet sjøvann [kg/m^3]

V = volumet av fortrenget vann i ulike stadier når objektet passerer vannoverflaten [m^3]

Minimum og maksimum statisk vekt for objektet som blir neddykket blir som følger:

$$F_{statisk-min} = M_{min}g - \cancel{\rho_{sjø}Vg} \text{ [N]} \quad [4, 4.2.2]$$

$$F_{statisk-maks} = M_{maks}g - \rho_{sjø}Vg \text{ [N]} \quad [4, 4.2.2]$$

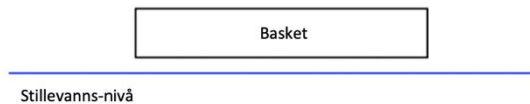
Hvor:

M_{min} = minimum masse tilsvarer massen av objektet i luft, dvs. at strukturen er senket til vannet, men flomming av vann gjennom strukturen er enda ikke startet. [kg]

M_{maks} = maksimum masse tilsvarer massen av objektet i luft, i tillegg til vekten av vannet som fyller strukturen, dvs at strukturen er fullt nedsenket. [kg]

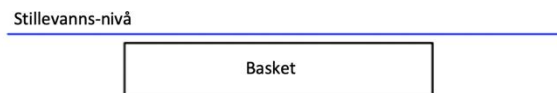
På grunn av designet på basket, som er nokså perforert, i tillegg til rørene som er hule, vil objektet bli senket ned i løpet av få sekunder. Det vil da kun sees på to ulike stadier av løftet:

1. Figur 39 viser når objektet henger rett over stillevannsnivået



Figur 39 Illustrasjon av lastetilfelle 1

2. Figur 40 viser når objektet er helt nedsenket i vann og ligger rett under stillevannsnivået



Figur 40 Illustrasjon av lastetilfelle 2

Lastetilfelle 1:

$$F_{statisk-min} = (18\,785 \cdot 9,81) \text{ kN} = 184 \text{ kN}$$

Lastetilfelle 2:

$$F_{statisk-maks} = ((18\,785 + 4\,695) \cdot 9,81 - (1\,025 \cdot 2,4 \cdot 9,81)) \text{ N} \approx 206 \text{ kN}$$

10.3.1 Rykk-krefter og hydrodynamisk last

For videre beregning trengs det også verdier for rykk-krefter, F_{snap} og hydrodynamisk last F_{hyd} . Rykk-krefter skal hovedsakelig unngås, og værmessige krav bør settes for å unngå dette. De kan derimot oppstå hvis de hydrodynamiske lastene overgår den statiske vekten av objektet. Følgende kriterier skal være oppfylt for å unngå rykk i vaier:

$$F_{hyd} \leq 0,9 \cdot F_{statisk,min} \quad [4, 4.4.3]$$

$$F_{hyd} = \sqrt{(F_D + F_{slam})^2 + (F_M - F_p)^2} \quad [4, 4.3.9]$$

Hvor:

F_D = hydrodynamisk drag-krefter [N]

F_{slam} = slamming krefter [N]

F_M = hydrodynamisk masse-kraft [N]

F_p = varierende oppdriftskraft [N]

10.3.2 Slamming-kraft

Slamming-krefter er krefter som slår oppunder objektet når det senkes ned i sjø. Kraftene blir beregnet ved bruk av følgende formel:

$$F_{slam} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{sjø} \cdot C_s \cdot A_s \cdot v_s^2 \text{ [N]} \quad [4, 4.3.5]$$

Hvor:

$\rho_{sjø} =$ tetthet sjøvann [kg/m³]

C_s = slamming koeffisient. Denne kan bestemmes teoretisk og/eller eksperimentelt. For jevne sirkulære sylindrer bør denne ikke være mindre enn 3,0. Eller bør den ikke være mindre enn 5. For denne oppgaven er det brukt en verdi for $C_s = 5$ [-]

A_s = Slamming areal, del av struktur på et horisontalt plan som vil bli utsatt for slamming-krefter ved senkning gjennom vannoverflaten. I dette tilfellet er $A_s = A_p$ [m²]

v_s = slamming hastighet [m/s]

Slammin- hastigheten er gitt ved:

$$v_s = v_c + \sqrt{v_{ct}^2 + v_w^2} \quad [4, 4.3.5]$$

Hvor:

v_c = lårehastighet kran, settes typisk til 0,50 m/s

$v_{ct} [H_s = 2m, T_z = 8s]$ = vertikal enkel amplitude-hastighet på krantipp, verdi lest av fra

Tabell 5 Tabell 5 [m/s]

v_w = vertikal vannpartikkel-hastighet, der avstand d settes lik null [m/s]:

$$v_w = \xi_a \cdot \left(\frac{2\pi}{T_z}\right) \cdot e^{-\frac{4\pi^2 \cdot d}{T_z^2 \cdot g}} = \left(1,8 \cdot \left(\frac{2\pi}{8}\right) \cdot e^{-\frac{4\pi^2 \cdot 0}{8 \cdot 9,81}}\right) \text{ m/s} = 1,414 \text{ m/s}$$

Slamming-hastigheten blir da:

$$v_s = \left(0,50 + \sqrt{0,512^2 + 1,414^2}\right) \text{ m/s} \approx 2,0 \text{ m/s}$$

Slamming-kreftene kan så regnes ut:

$$F_{slam} = \left(\frac{1}{2} \cdot 1\,025 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 2^2\right) \text{ N} \approx 246 \text{ kN}$$

10.3.3 Drag-kraft

Da objektet kun skal akselereres i vertikal retning, neglisjeres drag-kreftene i horisontal retning. Drag-kreftene er krefter relative til hastigheten:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A_p \cdot v_r^2$$

Hvor:

A_p = Areal av nedsunken del av objekt projisert på et horisontalt plan [m^2]

C_D = drag-koeffisient i oscillerende strømning av nedsunken del av objektet. Denne er satt til 3 basert på erfaringsmessige vurderinger¹⁰ [-]

$v_r = v_s$ = relativ hastighet mellom objekt og vannpartikler, som ifølge DNVGL-RP-N103 [1] er den samme som slamming-hastigheten. [m/s]

Drag-kreftene blir da:

$$F_D = \left(\frac{1}{2} \cdot 1\,025 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 2^2\right) \text{ N} = 246 \text{ kN}$$

10.3.4 Hydrodynamisk masse-kraft

De hydrodynamiske kreftene er krefter relative til akselerasjon:

$$F_M = \sqrt{[(M + A_{33}) \cdot a_{ct}]^2 + [(\rho \cdot V_i + A_{33}) \cdot a_w]^2}$$

Hvor:

¹⁰ Frøydis Solaas, Sintef, personlig kommunikasjon

M = Masse til objekt fra luft [kg]

A_{33} =Tilleggs masse til objekt [kg]

$a_{ct}[H_s = 2m, T_z = 8s]$ = enkel vertikal amplitude-akselerasjon av krantipp, verdi lest av fra

Tabell 5 [m/s²]

$V_i = V_{basket+stålror}$ = volum av fortrenget vann [m³]

a_w = vertikal vannpartikkel-akselerasjon [m/s²]:

$$a_w = \xi_a \cdot \left(\frac{2\pi}{T_z}\right)^2 \cdot e^{-\frac{4\pi^2 \cdot d}{T_z^2 \cdot g}} = \left(1,8 \cdot \left(\frac{2\pi}{8}\right)^2 \cdot e^{-\frac{4\pi^2 \cdot 0}{8 \cdot 9,81}}\right) = 1,11 \text{ m/s}^2$$

De hydrodynamiske masse-kreftene blir da:

$$F_M = \left(\sqrt{[(18\,785 + 42\,442) \cdot 0,317]^2 + [(1\,025 \cdot 2,4 + 42\,442) \cdot 1,11]^2}\right) \text{ N} \approx 53 \text{ kN}$$

10.3.5 Varierende oppdriftskraft

Den varierende oppdriftskraften vil kun oppstå i det tidsrommet der objektet er delvis senket gjennom stillevanns-nivået. Da det kun sees på tilstander rett før senkning og rett etter total nedsenkning, vil denne kraften neglisjeres for videre beregninger.

10.3.6 Total hydrodynamisk kraft

Summen av drag-, masse-, oppdrift- og slammingskrefter utgjør de totale hydrodynamiske kreftene. Disse kreftene vil gi en indikasjon på hvorvidt rykk i vaier vil kunne oppstå.

For lastetilfelle 1:

Her er det kun slammingskrefter som oppstår.

$$F_{hyd} = \sqrt{(\cancel{F_D} + F_{slam})^2 + (F_M - \cancel{F_p})^2} = 246 \text{ kN}$$

For lastetilfelle 2:

Her er det både drag- og masse-krefter som oppstår.

$$F_{hyd} = \sqrt{(F_D + F_{slam})^2 + (F_M - F_p)^2} = 252 \text{ kN}$$

10.3.7 Kapasitetssjekk mot rykk-krefter

Kriteriet for å unngå rykkklaster, som vist tidligere, er:

$$F_{hyd} \leq 0,9 \cdot F_{statisk,min}$$

Dette er regnet ut og plassert i Tabell 10. For en bølgeperiode på 8 s og bølgehøyde på 2 m får en følgende verdier:

Tabell 10 Resultat av krefter for de ulike lastetilfeller

	Lastetilfelle 1	Lastetilfelle 2
$F_{statisk, min}$ [kN]	184,0	-
$F_{statisk, maks}$ [kN]	-	206,0
$0,9 \cdot F_{statisk,min/maks}$ [kN]	165,6	185,0
F_{hyd} [kN]	246,0	252,0

Som vist i Tabell 10, ser vi at de hydrodynamiske kreftene er høyere enn rykk-kriteriet for begge lastetilfellene. Faren for rykk i vaier er tilstede ved oppgitte parameter når basket er i posisjon både rett over og rett under vannflaten. Det må derfor utføres beregninger på rykk-krefter for å finne DAF-faktor, og sjekke om denne er innenfor kriteriene til krankapasiteten.

10.3.8 Rykk-krefter

For lastetilfelle 1:

Ifølge DNV-GL skal to ulike verdier for hiv-/lårehastighet (v_c) brukes, for så å velge den som resulterer i størst snap-hastighet (v_{snap}). I denne oppgaven testes det kun for låringshastighet ved 2 m/s, da det er denne som vil gi høyest rykk-hastighet, og dermed også størst rykk-krefter. På grunnlag av dette settes $v_s = v_{snap}$.

$$F_{snap} = v_{snap} \cdot \sqrt{K \cdot (M_{luft} + A_{33})} \text{ [N]} \quad [4, 4.7]$$

Hvor:

v_{snap} = rykk-hastighet [m/s]

K = stivhet til løftevaier, gitt ved [N/m]:

$$K = \frac{E \cdot A_{t,e}}{L} = \left(\frac{130000 \cdot 67}{50} \right) \text{ N/m} = 174\,200 \text{ N/m}$$

Hvor:

E = elastitetsmodul, (130 000 N/mm)¹¹

$A_{t,e}$ = effektivt tverrsnittareal, hentet fra Vedlegg 1 Kradata Edda Fauna [mm]

L = lengde mellom trommel og krok, settes typisk til 50 m¹²

Rykk-kreftene blir da:

$$F_{snap} = (2,0 \cdot \sqrt{174\,200 \cdot (18\,785 + 42\,442)}) \text{ N} \approx 207 \text{ kN}$$

DAF-faktor blir da:

$$DAF_{conv} = \frac{F_{statisk} + F_{hyd}}{M_{luft} \cdot g} = \left(\frac{(206 + 246) \cdot 10^3}{18\,785 \cdot 9,81} \right) \approx 2,5$$

¹¹ McGregor Norway AS (Tidligere Hydramarine). Personlig kommunikasjon

¹² Dag Abel Sveen, Lead Engineer Deep Ocean. Personlig kommunikasjon

For lastetilfelle 2:

Her må rykk-hastighet regnes ut:

$$v_{snap} = v_{ff} + C \cdot v_r$$

Hvor:

v_{ff} = fritt fall hastighet, gitt ved;

$$v_{ff} = \sqrt{\frac{2F_{static}}{\rho_{sjø vann} A_p C_D}} = \left(\sqrt{\frac{2 \cdot 206\,000}{1\,025 \cdot 24 \cdot 3}} \right) \text{m/s} = 2,36 \text{ m/s} \quad [4,4.7]$$

$$C = 1 \text{ for } v_{ff} < 0,2 \cdot v_r$$

$$C = 0 \text{ for } v_{ff} > 0,7 \cdot v_r$$

$$C = \cos\left[\pi \left(\frac{v_{ff}}{v_r} - 0,2\right)\right] \text{ for } 0,2 \cdot v_r < v_{ff} < 0,7 \cdot v_r$$

Resultat av dette er at $C = 0$. Rykk-hastighet blir da den samme som fritt fall hastighet, altså 2,36 m/s.

Rykk-kreftene for dette lastetilfellet:

$$F_{snap} = v_{snap} \cdot \sqrt{K \cdot (M_{luft} + A_{33})} = \left(2,36 \cdot \sqrt{174\,200 \cdot (18\,785 + 42\,442)} \right) \text{N} \approx 244 \text{ kN}$$

DAF-faktor blir da:

$$DAF_{conv} = \frac{F_{statisk} + F_{snap}}{M_{luft} \cdot g} = \frac{((206 + 244) \cdot 10^3)}{18\,785 \cdot 9,81} \approx 2,4$$

10.3.9 Kapasitetssjekk kran

Ut fra beregningene av slag-krefter og dynamiske krefter, viser det at DAF-faktoren er 2,5 og 2,4 for henholdsvis lastetilfelle 1 og 2. For slike type offshoreløft vil DAF-faktor erfaringsmessig ligge innenfor 2-2.5¹³. Ved å beregne dynamisk kroklast med denne

¹³ Rolf Wiksnes, Teknisk leder/faglig leder Westcon. Personlig kommunikasjon

faktoren, som vist i del 9.3, kan en sjekke om kreftene som oppstår ved rykk i vaier overstiger kapasiteten til kranen.

For lastetilfelle 1:

$$DHL = 2,5 \cdot 18\,785 \text{ kg} \approx 46\,963 \text{ kg} \approx 47 \text{ T}$$

For lastetilfelle 2:

$$DHL = (2.4 \cdot 18\,785) \text{ kg} \approx 45\,084 \text{ kg} \approx 45 \text{ T}$$

Som vist i Figur 37, s 56 har kranen en kapasitet på 88 T. Selv om rykk oppstår, vil kranen tåle belastningen. Da disse beregningene er relativt konservative, vil det være lite sannsynlighet for at rykk i vaier vil oppstå, da kreftene gir et «worst case» utfall. Skulle det derimot oppstå, viser dette at kranen uansett vil tåle kreftene.

11 Diskusjon og videre arbeid

Når det gjelder design av basket ble det tegnet forskjellige løsninger i Inventor. Deretter ble det utført analyser i beregningsprogrammet ANSYS WORKBENCH og manuelle overslagsberegninger for å sjekke løfteører og bunnprofilsystem.

Basketen er designet med avstivende bjelker på sidene for å videreføre krefter og tåle større belastninger, selv om dette gjør produksjonen mer komplisert med dyrere kostnader.

For videre arbeid på basketen kan det være aktuelt å se på andre typer profiler til strukturen eller endre designet for å sammenligne kostnader og styrkeegenskaper. I tillegg må stålet overflatebehandles mot korrosjon.

Sveiseberegninger og aktuelle knekkberegninger burde gjennomføres videre for sjekk av knutepunkter og aktuelle utmattingsegenskaper. Det kan også være aktuelt å sjekke opp i om det er behov for beskyttelsesgitter rundt strukturen for ekstra sikring av innholdet som ligger i basketen.

Når det kommer til løfteørene, kan det være aktuelt å se på om det skal sveises plater oppå bjelkene først, slik at løfteørene ikke sveises direkte til strukturen. Dette kan være sikrere og vil ikke svekke strukturen på samme måte, da platene kan sammenføres med kilsveis og løfteørene kan da sammenføres med full gjennomsvising oppå platene igjen.

For selve løfteoperasjon til sjø så gir kombinasjonen av korte bølgeperioder og stor bølgehøyde de største hydrodynamiske kreftene. Dette er fordi fartøyets bevegelser blir forsterket av bølgebevegelsene.

Ved å utføre modelltesting av basket med rør, ville en kunne få et mye mer realistisk bilde av kreftene som virker på den. Dette har det ikke vært mulighet til i denne oppgaven.

I utgangspunktet vil kreftene kunne reduseres ved å velge en lavere bølgehøyde enn kriteriet satt for denne oppgaven, samt øke bølgeperioden. Parameterne for denne oppgaven er ofte

brukt i slike operasjoner, men skulle en gjort forsøk på ny, ville det vært aktuelt å endre bølgehøyde for å kunne redusere kreftene.

12 Konklusjon

12.1 Konklusjon av design

Ifølge ANSYS WORKBENCH skal designet på basketen tåle de belastningene den blir utsatt for. Både 2- og 4-punktstest viser tilfredsstillende resultater. På 2-punkts testen er det en forflytning på 12,8 mm, som viser at basketen ikke vil få varig deformasjon. Det samme gjelder for 4-punkts testen, der fargekoden vist i Figur 25 viser en belastning på 25-35 MPa. Dette er innenfor kriteriet på $\sigma = 0,85 \cdot f_y = 312,75$ MPa.

Det ble utført manuelle beregninger både på bunnprofilsystemet og løfteørene. Beregningene på bunnprofilsystemet viser at bjelkene ikke blir utsatt for vipping. Det kan med det konkluderes at det ikke vil være fare for stabilitetsproblem i dette området med den aktuelle lasten.

Ved manuelle beregninger av løfteørene ble det tatt hensyn til utrivning, lagerkrefter som virker på bolthull, jevnførende spenninger samt kilsveisene som ble brukt på kinnplatene. Beregningene viste at også løfteørene var godt nok dimensjonert for den aktuelle lasten.

12.2 Konklusjon av løft fra kai, transit og løft gjennom plaskesonen

Når det gjelder løft fra kai er det benyttet en DAF-faktor på 1,1 fra Tabell 7. Denne viser en belastning på tilnærmet 23 T, som er godt innenfor kranens kapasitet på 88 T med utlegg på 14 m.

Når basketen skal plasseres på dekk, må det sjekkes at dekkkapasiteten tåler belastningen av den. Kriteriene for dekk er at massen per kvadratmeter ikke skal overstige 10 T. Kalkulasjoner viser at basket utgjør ca. 1,7 T per kvadratmeter, og det vil ikke være fare for at lastedekket ikke tåler belastningen.

Ved sjøsikring før transit, benyttes sjøsikringsprogram fra DNVGL. Ved å legge inn mål og vekt til basket, samt vinkel på stropper, viser programmet at sjøsikring er OK.

Beregningene på kreftene som oppstår viser at basketen ved begge lastetilfeller er utsatt for krefter større enn kravet som er satt. Dette fordi bølgene kan slå innunder basket, løfte denne opp, og skape store krefter når den «slippes» ned igjen av bølgene, også kalt rykk-krefter. Disse kreftene skal hovedsakelig unngås, men i denne oppgaven er kreftene så store, at faren for rykk er tilstede. Det er derimot antatt som forsvarlig å gjennomføre operasjonen til tross for dette, da beregningene er utført på en konservativ måte, både når det gjelder DNVGL's forenklete metoder, og ved å anse basket med rør som et rektangel uten perforeringer. Dette vil igjen medføre at kreftene blir høyere enn de realistisk sett ville vært. Perforeringen i basket vil kunne gi mye mindre slamming-krefter, og dermed redusere faren for rykk.

Kranens kapasitet har også stor innvirkning på utførelse av operasjonen. Denne er på 88 T, når kranbommen har et utlegg på 14 m. Ved en DAF-faktor på mellom 2-2.5, blir den dynamiske kroklasten på mellom 45-47 T, og er godt innenfor kapasiteten til kranen.

Referanser

- [1] DNVGL-RP-C205 (2016). Environmental Conditions and Environmental Loads
- [2] DNVGL-ST-N001 (2018). Marine Operations and Marine Warranty
- [3] Norwegian Meteorological Institute (28.01.19), eKlima. Hentet fra www.eklima.met.no
- [4] DNVGL-RP-N103 (2017). Modelling and analysis of marine operations
- [5] DNVGL-ST-E273 (2016). Portable offshore units
- [6] NORSOK Standard R-002 (2017). Lifting equipment
- [7] Sandvik, Peter C. (1997). Hydrodynamikk. Marintek/PCS
- [8] DNVGL-RP-E306 (2015). Dynamic Positioning vessel design philosophy guidelines
- [9] DNVGL-RP-E307. (2015). Dynamic positioning systems – operation guidance
- [10] IMCA. Hentet fra <https://www.imca-int.com/about-imca/>
- [11] Nils Gundersen (2018). Norsok. Det Store Norske Leksikon. Hentet fra <https://snl.no/Norsok>
- [12] International Maritime Organization (2019). Sub-committee on Ship Systems and Equipment (SSE). Hentet fra <http://www.imo.org/en/MediaCentre/MeetingSummaries/SSE/Pages/SSE-4th-session.aspx>
- [13] Forskrift om kraner i åpent farvann. (1986). Forskrift om kraner som brukes til lasting og lossing på skip i åpent farvann (FOR-2017-12-20-2379). Hentet fra <https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/1986-01-13-31?q=forskrift%20om%20kraner%20som%20brukes>
- [14] Pedersen, S.E., Gustavsen, J., Kaasa, S. & Olsen, O.(2010). *Teknisk formelsamling med tabeller.*(7.utg.). Oslo: Gyldendal Undervisning.
- [15] Petroleumstilsynet. (2007, 20.12). Tilsyn med naturdatainnsamling på Ekofisk Senter. Hentet fra <http://www.ptil.no/nyheter/tilsyn-med-naturdatainnsamling-pa-ekofisk-senter-article3624-702.html>
- [16] International Maritime Organization (2019). Maritime Safety. Hentet fra <http://www.imo.org/en/OurWork/Safety/Pages/Default.aspx>

- [17] Maritimt forum. (2019, 06.01). Navneskifte med historisk klangbunn. Hentet 15 februar 2019 fra <https://www.maritimt-forum.no/haugalandet-og-sunnhordland/nyheter/2019/navneskifte-med-historisk-klangbunn>
- [18] Østensjø Rederi. Hentet fra <https://ostensjo.no>
- [19] Lie, Halvor. (1997). Bevegelse av fartøy og kran. Marintek
- [20] Westcon Løfteteknikk AS. (2019). Example of calculation for platform lift.
- [21] International Maritime Organization (2019). Introduction to IMO. Hentet fra <http://www.imo.org/en/About/Pages/Default.aspx>
- [22] Jens Christian Lindaas (2013). Kompendium Undervannsteknologi (Del 3)
- [23] Gard Paulsen (2017). Det Norske Veritas. Det Store Norske Leksikon. Hentet fra https://snl.no/Det_Norske_Veritas
- [24] Dag Abel Sveen, lead engineer Deep Ocean, personlig kommunikasjon, (12. Feb 2019)
- [25] Østensjø Rederi. (2019). Edda Fauna. Hentet fra https://ostensjo.no/fleet/eddafauna/?fbclid=IwAR1Bf5UwAKsvJgSqRjBlgoCSI_e7UPj1l-rRvcdwR6dW4kRsQsQepZ6SUy8
- [26] DNVGL. Hentet fra <https://www.dnvgl.no/om/oversikt/vaar-organisasjon.html>
- [27] Nexans. (2019). Umbilical. Hentet fra http://www.nexans.no/eservice/Norway-no_NO/navigate_331790/Umbilical.html
- [28] GL. (2013). Rules for Classification and Construction- Ship Technology. CH 15: Dynamic Positioning
- [29] Jens Christian Lindaas. (2013). Kompendium Undervannsteknologi (Del 5)
- [30] Ådne Bratthammer. (2015, desember). Løftenytt. Hentet fra <http://westcon.no/wp-content/uploads/Løftenytt-2015.pdf>
- [31] Westcon Group. (2019, 12 mars). Forretningsområder. Hentet fra <https://westcon.no/om-oss/forretningsomrader/>
- [32] Jan Hagland (2018). Hiv-kompensasjon. Det Store Norske Leksikon. Hentet fra <https://snl.no/hiv-kompensasjon>
- [33] Kystdesign (2015). Constructor Work Class ROV. Hentet fra <https://kystdesign.no/rovs/constructor-work-class-rov/>
- [34] IMCA LR 006 (2018). Guidelines for lifting operations.
- [35] Odd Henrik Sælen (2018). Havbølger. Det Store Norske Leksikon. Hentet fra <https://snl.no/havbølger>

- [36] DNVGL. Hentet fra <https://www.dnvgl.com/oilgas/download/dnvgl-rp-e401-e402-e403-b201-standardization.html>
- [37] MIT (2005). Open waves. Hentet fra https://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-22-design-principles-for-ocean-vehicles-13-42-spring-2005/readings/lec6_wavespectra.pdf
- [38] ConocoPhillips (2018). Forskning og utvikling. Hentet fra <http://www.conocophillips.no/nn/vare-norske-operasjoner/forskning-og-utvikling/>
- [39] ConocoPhillips (2018). Ekofisk-området. Hentet fra <http://www.conocophillips.no/nn/vare-norske-operasjoner/ekofisk-området/>
- [40] Retningslinjer for laster og dimensjonering (2003). Norges vassdrags- og energidirektorat. Hentet fra <https://www.nve.no/Media/7091/retningslinjer-for-laster-og-dimensjonering-med-tillegg-juli-2018.pdf>
- [41] Runald Meyer (2017). Kompendium Maskinkonstruksjon 2
- [42] Mekanikka, Material egenskaper. Hentet fra <http://meccanica.no/fasthet/materialer.htm>
- [43] Mechanical and metal trades handbook (2012). Ulrich Fischer.
- [44] Dr. ing Bjørn Aasen (2010). Stålhåndbok Del 3. Norsk stålforbund.

Vedlegg



USER MANUAL FOR CRANE

2 MAIN DATA

2.1 Operation Environment:

Area classification:	Safe zone
Description:	Offshore/Marine environment, open deck
Operation temperature range:	-20 - + 45 degrees C
Max. Operational wind speed:	24 m/s
Max list/trim conditions:	5+2 degrees
Offlead angles:	Acc to DNV lifting appliances

2.2 Design Regulations

Design standard:	Det Norske Veritas, Lifting appliances 1994, and crane regulations "1986-01-13 no 31 NS3472 Stålstrukturer EN 13852-1 – General purpose offshore crane (partly)
------------------	---

Dynamic factor: 1.4 on crane and 2.0 on pedestal/slew arrangement:

The crane is designed with a general crane dynamic factor of 1.4 and a pedestal/slew ring and king dynamic factor of 2.0 according to DNV requirement for offshore crane.

De-rating tables for other operation conditions will be provided with crane

2.3 Main Performance Data

2.3.1 Crane

- Lifting range (max radius)
 - 12,5 m radius = 127,5 ton
 - 15 m radius = 100 ton
 - 20 m radius = 75 ton
 - 35 m radius = 25 ton
 - 36 m radius = 10 ton (Whipline winch)
- Luffing speed (0 -max. angle)
 - Main jib = 100 sec.
 - Knuckle jib = 80 sec.
- Slew
 - Ring diameter =3568 mm
 - Slewing range, unlimited =360 deg
 - Slewing speed (-17 m) =0-1.0 rpm
 - Slewing speed (15 -35 m) =0.1.0-0.5 rpm
 - Max list/trim combined 5+2 degrees
- Wire
 - Diameter = 67 mm
 - Hook travel length = 2000 m
 - Wire length =2100 m
 - Weight = Approx. 18,5 kg/m submerged
- Drum (lebus)



HYDRAMARINE

USER MANUAL FOR CRANE

Diameter = Ø 1787 mm
Width = 1310 mm
– Hook (Single)
Weight = 2000 kg

– Motor/gear
Number = 14

Main Hook Active Heave Compensation (AHC) capacity, 0-100 ton High performance AHC mode:

Max top wire tension, single line during AHC: 1271 kN (127.1 ton single line)
(Nominal crane load when 100 tons load are lowered to 2000 meter depth)

Performance case 1:

Heave period: 10 sec
Nominal displacement: +/- 3.2 m (6.4 m total motion)
Max acceleration: 1.8 m/s²
Max compensation speed: 2.0 m/s

Performance case 2:

Heave period: 12 sec
Nominal displacement: +/- 3.9 m (7.8 m total motion)
Max acceleration: 1.8 m/s²
Max compensation speed: 2.0 m/s

3.3. Auxiliary Winch Active Heave Compensation (AHC) capacity, 0-10 ton High performance AHC mode:

Dynamic factor $\psi = 1.4$ (2.0 on pedestal/slew system)

Hook travel length: 1000 meters
Total wire length included: 1100 meters
Max single line lift capacity: SWL 100 kN (10 metric tons) on outer lay (full drum)
Lifting capacity, single line arr. SWL 100 kN (10 metric tons) at 36 meter outreach
Hoisting speed: 0-120 m/min
Min working radius: Approx 6 meters
Aux wire diameter: Ø 26 mm
Aux wire type: Non rotating, galvanized type

Auxiliary Winch Active Heave Compensation (AHC) capacity, 0-10 ton High performance AHC mode:

Performance case 1:

Heave period: 10 sec
Nominal displacement: +/- 3.2 m (6.4 m total motion)
Max acceleration: 1.8 m/s²
Max compensation speed: 2.0 m/s

Performance case 2:

Heave period: 12 sec
Nominal displacement: +/- 3.9 m (7.8 m total motion)
Max acceleration: 1.8 m/s²
Max compensation speed: 2.0 m/s

USER MANUAL FOR CRANE

2.3.4 Boom system performance

Inner boom topping speed:	Approx. 100 sec (stepless variable speed)
Outer boom topping speed:	Approx. 80 sec (stepless variable speed)
Cylinder bearings:	Fork eye on all cylinder ends, Steel spherical bearing

2.3.5 Required electric power supply

El. motor power, main	3 x 690V / 60 Hz
Main motor enclosure:	IP 56
El. motor power consumption, max	2 x ~870 kW (Max consumption)
Vessel supply circuits: (Power boards)	2 separate inputs
El. motor power rating:	S6 40%
Motor starting method:	Star / Delta start, (Starter included in crane system)
Auxiliary power supply:	1ph/230VAC / 15kW (To slip ring for transfer to crane) (For aux. functions when main power is off)

2.3.6 Operation of crane

Type of control system:	Electronic servo operated control valve system
Operation location:	Electronic joy stick levers fitted at operators chair in cabin
Control and monitoring functions:	Siemens PLC based system with graphic user interface

2.3.7 Hydraulic luffing/knuckle jib cylinders:

Number of main jib cylinders:	2
Number of knuckle jib cylinders:	2
Type of cylinders:	Double acting marine type
Bearings:	Spherical bearings with sealing system
Cylinder rod:	High grade steel material + hard chrome plated

2.3.8 Tugger winches 2 off

Single line SWL:	40kN (4 tons) at outer layer w 60m on drum
Winch drum capacity:	60m
Wire length included in delivery:	60m
Constant tension:	0-4 ton stepless variable
Hoisting speed, single line:	0-60 m/min
Wire rope:	Ø 16mm
Wire output angle:	Adjustable from crane cabin (+/- 30 deg.)

2.3.9 HPU data

– Dimensions	
Reservoir volume =	6200 liters
– Power consumption	
2 x	870 kW (S6-40%)
1 x	63 kW (S1-100%)
1 x	61 kW (S6-40%)
1 x	50 kW (S1-100%) –Emergency power



HYDRAMARINE

USER MANUAL FOR CRANE

4 x 2,2 kW (S1-100%)
1 x 0,5 kW (S1-100%)
= 1924 kW

2.3.10 HP/LP accumulator and N₂ bottles

- Dimensions
 - Piston diameter = 500 mm
 - Rod diameter = 260 mm
 - Stroke = 3150 mm
- Volume
 - Nitrogen (N₂) = 620 liters
 - Oil = 450 liters
- Nitrogen bottles
 - 4 x 1000 liters = 4000 liters

2.4 Weight of Main Elements and Total Complete Crane (dry weight)

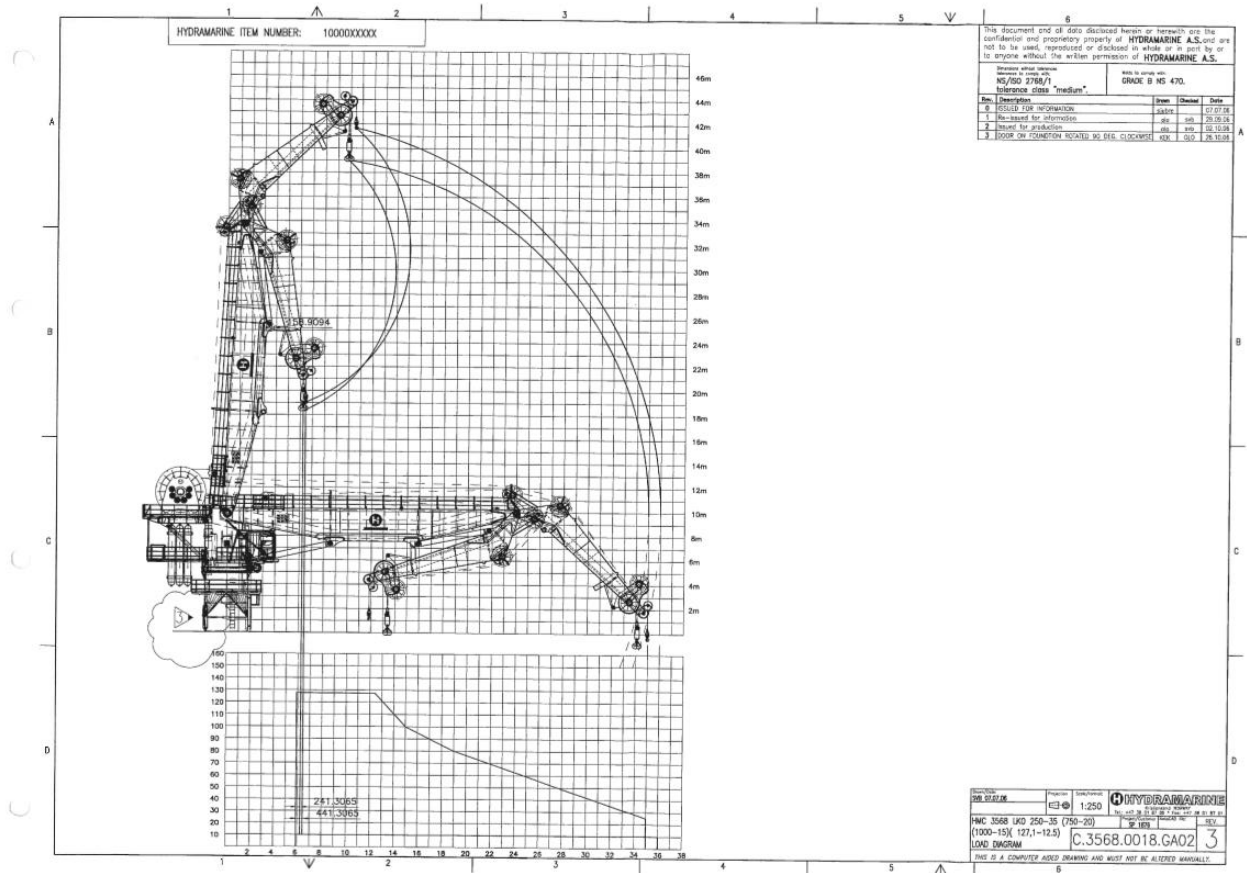
Approx: 300T.

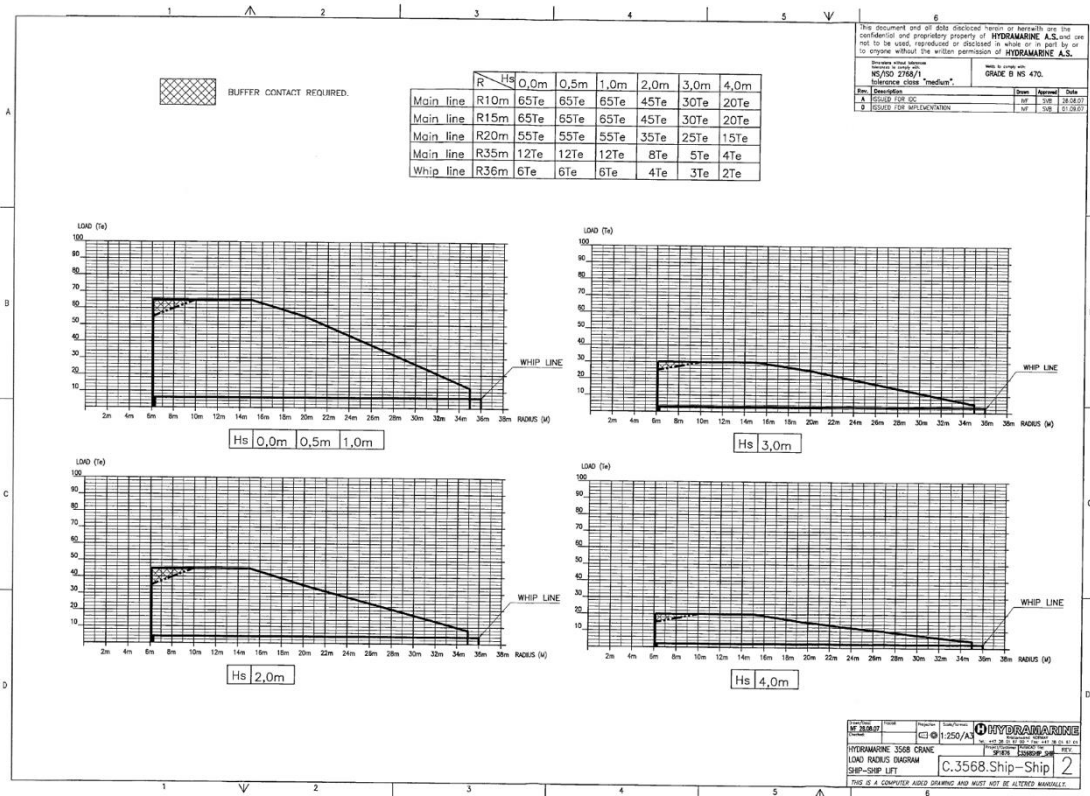
2.5 Dimensions and layout plan

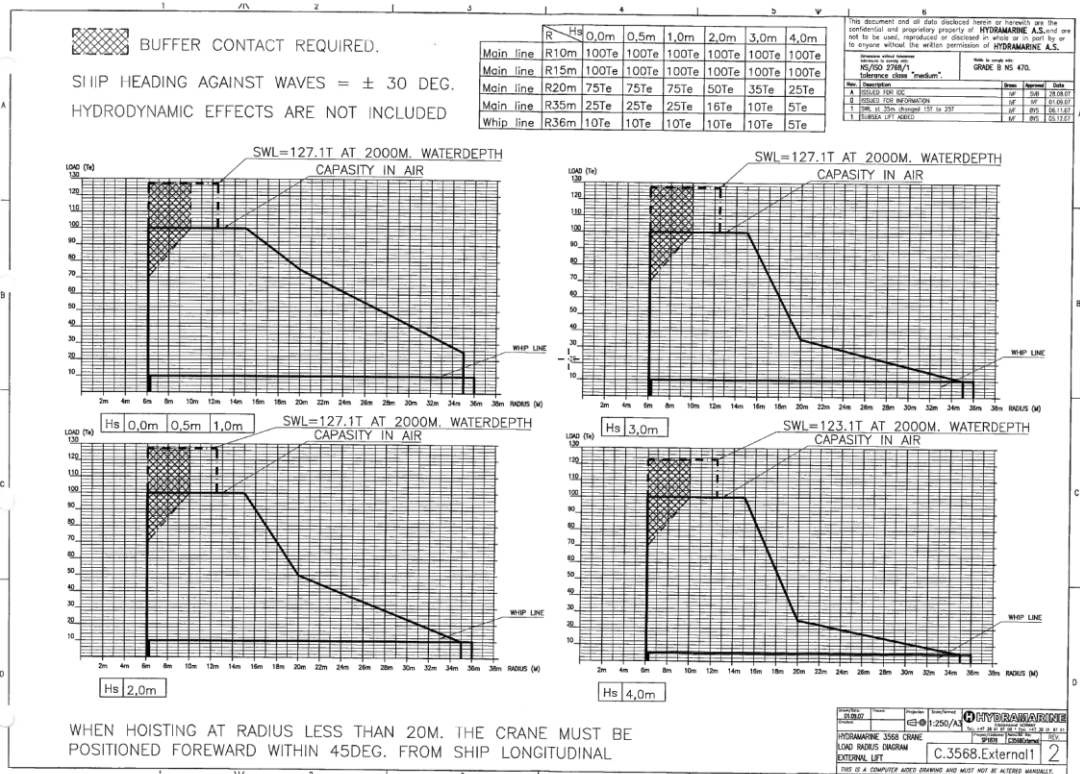
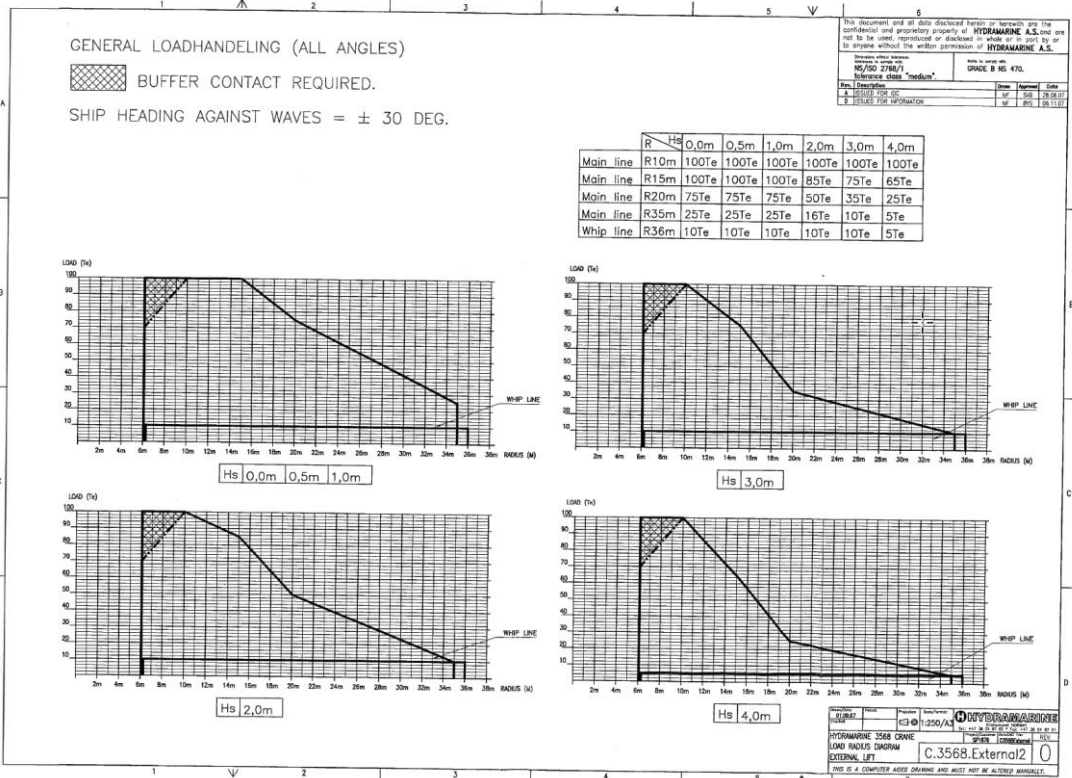
See general arrangement drawing:

Drawing no: C.3568.0018.GA01 General Arrangement.

Vedlegg 2 Belastningsdiagram kran Edda Fauna







Response Amplitude Operators

ST-255L "Edda Fauna"



Haavard Vollset Lien, 2nd of April 2009

Skipsteknisk 

Sea keeping calculations

When utilizing results from these sea keeping calculations it should always be kept in mind that they are computed from statistical values. In real life, higher values may occur. In addition, the variables in the calculations are numerous, such as radii of gyration, metacentric height, displacement, trim, speed, wave heading, type of wave spectrum, ocean area with its various combinations of swell and wave patterns, etc. Only one set of all these variables can be used in each calculation, and many of them are uncertain and will have to be assumed.

With regards to roll motion especially, the viscous damping calculations has clear limitations. State-of-the-art mathematical models for calculating viscous effects have considerable uncertainties.

Therefore seakeeping results, and particularly figures for displacements and consequently velocities and accelerations in roll, must be utilized with great care.

Contents

1	Introduction	2
2	Reference system	3
3	Calculation Program	4
4	Loading Condition calculated	5
5	Response Amplitude Operator curves	10

1 Introduction

RAOs have been calculated for the ST-255L "Edda Fauna".

Calculations are done under the following conditions:

Loading condition:

- Lightship 5996.5 tonnes, as finally inclined at yard prior to delivery
- 785 tonnes of fuel oil
- 520 tonnes of fresh water
- 875 tonnes of ballast water, including anti-rolling tanks, anti-heeling tanks and trim tanks.
- 67 tonnes deck equipment and cargo
- 233 tonnes of miscellaneous tanks, crew and stores

Two anti-rolling tanks are active (see loading condition later in the report).

<u>Headings:</u>	0°	head seas
	45°	bow quartering seas
	90°	beam seas
	135°	stern quartering seas
	180°	stern seas

Speeds: 0 knots

2 Reference system

- Origo is placed at baseline, in centreline, at AP.
- $L_{pp} = 96.00$ m, $B = 23.000$ m
- COG for the given condition is at 44.316 m in front of AP, 0.00 m from centerline, 8.856 m above keel
- RAOs are presented for COG position

Data in VERES format conventions:

- SURGE is aft
- SWAY is to starboard
- HEAVE is up
- ROLL is port down
- PITCH is bow up
- YAW is bow to port

- PHASE ANGLES are positive in degrees lead to wave crest.
- ROTATIONS are divided by wave amplitude (rad/m).

3 Calculation Program

The analysis was done in the computer program ShipX developed by the Norwegian Marine Technology Research Institute. The program calculates:

- Motion transfer functions in six degrees of freedom
- Relative motion transfer functions
- Motion transfer functions at specified points
- Short term statistics of the above mentioned
- Long term statistics of the above mentioned
- Postprocessing of slamming pressures
- Operability (operability limiting boundaries, operability diagrams for a given seastate and percentage operability)

This software is today one of the best tools to predict motions for a vessel in a seaway.

4 Loading Condition calculated

KSU - AAsgard

FLOATING CONDITION DATA

Mean Draught (moulded) : 6.206 m
 Trim over Lpp (aft +) : 0.237 m
 List (starboard +) ... : -0.135 °

Draft references:
 - Draft at AP : 6.337 m
 - Draft Amidship : 6.224 m
 - Draft at FP : 6.100 m

Freeboard references:
 - Load Line Mark : 1.592 m

Displacement : 8477.189 MT
 Immersion : 18.779 MT/cm
 Trim Moment : 151.781 MT*m/cm
 KMT (metacentr. height): 12.401 m

GM (incl. correction) : 2.400 m
 Free Surface Correction: 1.145 m
 VCG, incl. correction : 10.001 m

STABILITY CONTROL

VCGmax, interpolated, tables: 10.736 m
 Stability Margin : 0.735 m

Stability Conclusion : OK

VCGmax tables includes damage stab. calc.

WEIGHT SUMMARY

Water Ballast : 875.2 MT
 Fuel Oil : 785.0 MT
 Fresh Water : 520.2 MT
 Lubrication Oil : 43.8 MT
 Hydraulic Oil : 25.4 MT
 Miscellaneous Tanks : 12.6 MT
 Cargo Tanks : 26.4 MT
 Deck Cargo (table) : 67.1 MT
 Provision & Stores : 35.0 MT
 Crew & Effects : 15.0 MT
 Miscellaneous Loads : 75.0 MT
 Total DEADWEIGHT : 2480.7 MT

LONGITUDINAL STRENGTH SUMMARY/CONTROL

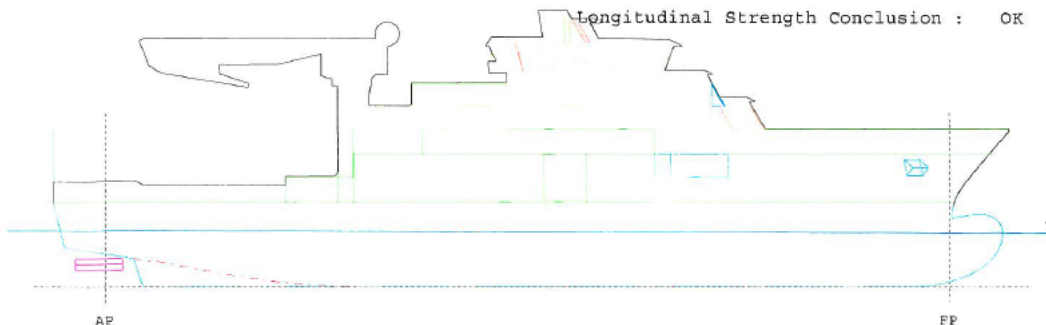
Shear Force, absolute :
 Max. : 402.82 MT , @ 4.500 m
 Min. : -476.21 MT , @ 77.996 m

Shear Force, related to class limits :
 Maximum : 38.15 % , @ 8.180 m

Bending moment, absolute :
 Max. : 8727.2 MT*m , @ 25.686 m
 Min. : 0.0 MT*m , @ -6.606 m

Bending Moment, related to class limits :
 Maximum : 65.11 % , @ 8.180 m

Longitudinal Strength Conclusion : OK



Water Density = 1.025 t/m³

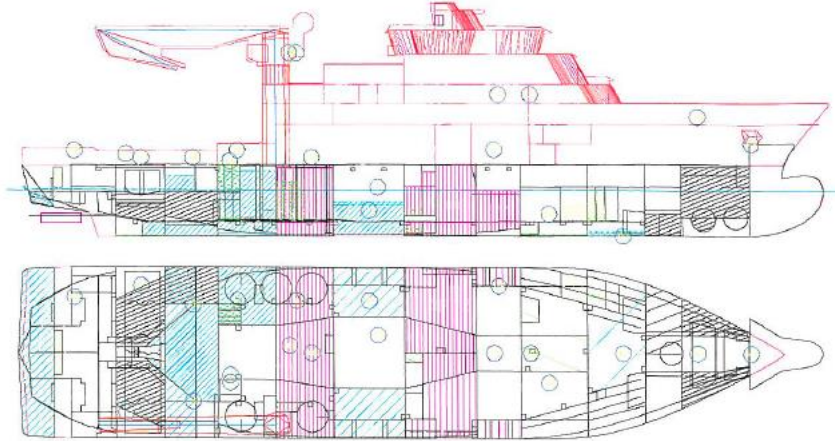
Figure note 1
 Floating data are based on hydrostatic (or upright vessel) (zero heel). List is found by use of GM.

ShipLoad - VERSION 5.23.0002
Date : 2009-02-27
Time : 13:29

Vessel : MV Edda Fauna
Status : Normal Operation
Mode : Planning

Page
2

Current Condition : KSU - AAsgard



WEIGHT LOADS

Part no.	Id.text	Weight (MT)	Load (%)	Density (MT/m3)	Distribution			TCG (m)	VCG (m)	FSCT Moment (MT*m)
					Aft (m)	Fore (m)	LCG (m)			
1 Water Ballast										
-	Tk 300 c WB	13.508	11.3	1.0200	70.20	78.00	73.843	0.007	0.182	313.84
-	Tk 301 sb WB	4.808	3.2	1.0200	70.20	78.00	72.882	5.292	0.989	4.29
-	Tk 301 ps WB	0.649	0.7	1.0200	70.20	78.00	72.606	-5.020	0.628	
-	Tk 501 sb WB Anti Heeling	128.903	47.2	1.0200	30.00	45.60	40.768	8.370	1.662	12.75
-	Tk 501 ps WB Anti Heeling	117.248	43.0	1.0200	30.00	45.60	40.782	-8.213	1.506	12.72
-	Tk 603 sb WB	1.686	1.2	1.0200	20.40	28.20	26.525	4.402	0.574	
-	Tk 603 ps WB	141.256	90.9	1.0200	20.40	28.20	23.914	-8.700	4.065	27.56
-	Tk 700 c WB	66.987	97.5	1.0200	10.20	20.40	17.497	-0.028	1.372	341.75
-	Tk 707 WB Anti Roll Tk	206.739	60.0	1.0200	13.20	17.40	15.300	0.000	7.071	4343.46
-	Tk 801 c WB Anti Roll Tk	193.385	70.0	1.0200	-6.60	-1.80	-3.639	0.000	7.407	3500.07
		875.169					21.123	-1.240	4.525	8556.45
2 Fuel Oil										
-	Tk 401 sb FO Settling Tk	55.680	56.9	0.8600	54.60	61.20	58.066	10.089	4.000	6.67
-	Tk 401 ps FO Settling Tk	60.612	62.0	0.8600	54.60	61.20	58.077	-10.102	4.206	6.74
-	Tk 402 c FO	91.283	95.9	0.8600	45.60	55.20	50.463	-0.403	0.991	213.61
-	Tk 403 sb FO	62.726	69.0	0.8600	45.60	55.20	51.888	6.559	1.109	103.73
-	Tk 403 ps FO	83.507	89.8	0.8600	45.60	55.20	51.005	-6.599	1.178	0.07
-	Tk 405 sb FO Day Tk	25.752	99.6	0.8500	49.80	55.20	52.410	10.939	5.813	
-	Tk 405 ps FO Day Tk	25.846	100.0	0.8500	49.80	55.20	52.409	-10.939	5.827	
-	Tk 411 sb FO Drain	0.318	10.0	0.8500	45.60	48.00	46.950	4.906	0.320	0.15
-	Tk 600 c FO	97.467	95.4	0.8600	28.20	36.00	32.174	0.042	0.988	333.16

.... to be continued on next page

ShipLoad - VERSION 5.23.0002
Date : 2009-02-27
Time : 13:29

Vessel : MV Edda Fauna
Status : Normal Operation
Mode : Planning

Page
3

Part no.	Id.text	Weight (MT)	Load (%)	Density (MT/m3)	Distribution			TCG (m)	VCG (m)	FSCT Moment (MT*m)
					Aft (m)	Fore (m)	LCG (m)			
-	Tk 601 sb FO	133.060	95.8	0.8600	28.20	36.00	32.175	8.913	3.559	7.56
-	Tk 601 ps FO	147.831	96.6	0.8400	28.20	36.00	32.059	-8.794	3.777	24.86
-	Tk 710 FO Day Tk Em Gen	0.891	94.9	0.8500	49.88	51.00	50.440	-0.370	28.855	0.03
		784.973					43.051	-0.429	2.790	696.60
3 Fresh Water										
-	Tk 200 sb FW	107.506	96.0	1.0000	82.80	91.80	86.202	3.718	6.368	29.65
-	Tk 200 ps FW	93.644	83.6	1.0000	82.80	91.80	86.201	-3.647	5.971	23.81
-	Tk 201 sb FW	0.969	0.5	1.0000	78.00	82.80	79.447	1.138	0.118	
-	Tk 201 ps FW	57.680	30.5	1.0000	78.00	82.80	80.036	-2.729	1.983	42.05
-	Tk 607 sb Tech FW	21.563	69.0	1.0000	28.20	31.96	29.837	7.214	4.653	0.59
-	Tk 701 sb FW	63.713	95.3	1.0000	6.60	13.20	10.300	4.490	3.640	213.13
-	Tk 701 ps FW	66.881	100.0	1.0000	6.60	13.20	10.287	-4.516	3.679	
-	Tk 706 sb FW	0.170	0.2	1.0000	13.20	20.40	19.165	7.572	1.747	
-	Tk 706 ps FW	107.130	100.0	1.0000	13.20	20.40	17.067	-8.733	4.333	
-	Tk 800 sb FW	0.173	0.1	1.0000	-5.14	6.60	6.022	1.982	3.097	
-	Tk 800 ps FW	0.738	0.5	1.0000	-5.14	6.60	5.082	-1.326	3.247	
		520.167					49.709	-1.718	4.622	309.23
4 Lubrication Oil										
-	Tk 306 ps LO	16.361	46.8	0.8800	66.60	70.20	68.410	-8.117	3.501	5.72
-	Tk 307 sb LO	5.504	95.0	0.9000	70.20	71.40	70.800	5.834	4.185	0.16
-	Tk 308 sb LO	5.509	95.0	0.9000	71.40	72.60	72.000	5.512	4.185	0.16
-	Tk 802 sb LO	8.205	95.0	0.9000	-1.80	-0.60	-1.200	1.500	7.892	2.43
-	Tk 802 ps LO	8.205	95.0	0.9000	-1.80	-0.60	-1.200	-1.500	7.892	2.43
		43.784					43.073	-1.606	5.319	10.91
5 Hydraulic Oil										
-	Tk 412 sb Used Hydr Oil	0.584	5.0	0.8800	45.60	48.00	46.800	6.460	0.378	4.93
-	Tk 609 ps Hydr Oil	7.983	95.0	0.8800	20.40	23.40	21.890	-6.153	7.710	0.17
-	Tk 610 ps Hydr Oil	7.964	95.0	0.8800	20.40	23.40	21.900	-5.250	7.710	0.16
-	Tk 611 ps Hydr Oil	7.964	95.0	0.8800	20.40	23.40	21.900	-4.350	7.710	0.16
-	Tk 701 c Used Hydr Oil	0.915	5.0	0.8800	6.60	13.20	9.939	0.000	0.055	1.50
		25.410					22.038	-4.793	7.266	6.91
6 Miscellaneous Tanks										
-	Tk 302 ps Sludge	1.309	10.0	1.0000	61.20	63.60	62.368	-5.419	0.369	6.06
-	Tk 304 ps Gray Water	0.532	2.4	1.0000	72.60	74.40	73.494	-6.394	2.113	0.55
-	Tk 305 ps Black Water	2.492	8.4	1.0000	70.20	72.60	71.394	-7.080	2.348	1.45
-	Tk 406 ps Bilge Water	1.708	11.7	1.0000	45.60	48.00	46.800	10.968	3.411	0.17
-	Tk 408 sb Waste Oil	2.816	50.0	1.0000	45.60	48.00	46.800	0.598	0.504	0.35
-	Tk 410 sb Waste Oil	1.242	10.0	0.8500	45.60	48.00	46.781	2.578	0.204	6.21
-	Tk 608 sb Slop Tk	0.335	1.2	1.0000	20.64	23.40	22.049	4.670	2.189	
-	Tk 608 ps Slop Tk	2.190	9.5	1.0000	20.40	23.40	21.878	-5.317	2.357	3.28
		12.624					49.412	-1.156	1.652	18.07
7 Cargo Tanks										
-	Tk 302 c Urea	12.217	13.4	1.1000	61.20	70.20	65.700	0.000	0.161	91.23
-	Tk 604 sb Brine	0.550	0.6	1.0000	30.90	35.10	32.908	7.243	2.005	
-	Tk 604 ps Brine	11.189	11.5	1.0000	30.90	35.10	32.996	-8.495	2.520	15.13
-	Tk 605 ps Brine	0.634	0.6	1.0000	26.10	30.30	28.112	-7.285	2.001	
-	Tk 606 sb Brine	0.865	0.9	1.0000	21.30	25.50	23.335	7.360	2.044	
-	Tk 606 ps Brine	0.994	1.0	1.0000	21.30	25.50	23.344	-7.400	2.063	
		26.449					47.305	-3.655	1.374	106.36

.... to be continued on next page

ShipLoad - VERSION 5.23.0002
Date : 2009-02-27
Time : 13:29

Vessel : MV Edda Fauna
Status : Normal Operation
Mode : Planning

Page
4

Part no.	Id.text	Weight (MT)	Load (%)	Density (MT/m3)	Distribution			TCG (m)	VCG (m)	FSCT Moment (MT*m)
					Aft (m)	Fore (m)	LCG (m)			
10 Deck Cargo (table)										
- 1	HPU	1.000			30.50	31.50	31.000	-7.000	24.600	
- 2	SCM 3 stk	6.000			21.50	22.50	22.000	4.000	10.100	
- 3	6L Reel	4.100			29.50	30.50	30.000	-1.000	24.600	
- 4	FCMRT Transport skid	18.700			32.50	33.50	33.000	0.000	10.600	
- 5	FCM transport skid	1.500			16.50	17.50	17.000	-6.500	10.600	
- 6	Modified FCM skid	9.500			16.50	17.50	17.000	6.500	10.600	
- 7	SCM transport skid	1.200			21.50	22.50	22.000	3.000	10.100	
- 8	20' control container	7.500			22.50	23.50	23.000	-7.000	11.600	
- 9	10' control container	6.000			0.50	1.50	1.000	-7.500	11.600	
- 10	CIT skid	6.600			9.50	10.50	10.000	-9.000	10.600	
- 11	MIT	5.000			7.50	8.50	8.000	8.000	11.100	
		67.100			20.879			-0.721	11.849	
11 Provision & Stores										
-	Provision	15.000			84.50	85.50	85.000	0.000	16.000	
-	Spares (maskin)	10.000			64.50	65.50	65.000	4.000	3.000	
-	Store (Main-,A- og B-Deck	10.000			91.50	92.50	92.000	0.000	12.400	
		35.000			81.286			1.143	11.257	
12 Crew & Effects										
-	Crews & Effects	15.000			74.50	75.50	75.000	0.000	0.000	
13 Miscellaneous Loads										
-	Wire on Moonpool Winch	25.000			40.30	41.30	40.800	-7.000	3.500	
-	Wire on Guide Winches	10.500			41.50	42.50	42.000	-2.400	6.600	
-	Wire on WROV Winch	18.000			62.00	63.00	62.500	0.000	19.000	
-	Wire on OBSROV Winch	3.500			57.70	58.70	58.200	-9.000	19.000	
-	ROV + utstyr	18.000			57.10	58.10	57.600	0.000	11.600	
		75.000			51.020			-3.089	10.321	
DEAD WEIGHT		2480.676			36.948			-1.152	4.431	9704.53
LIGHT SHIP WEIGHT		5996.484			47.364			0.430	10.687	
DISPLACEMENT		8477.160			44.316			-0.033	8.856	9704.53

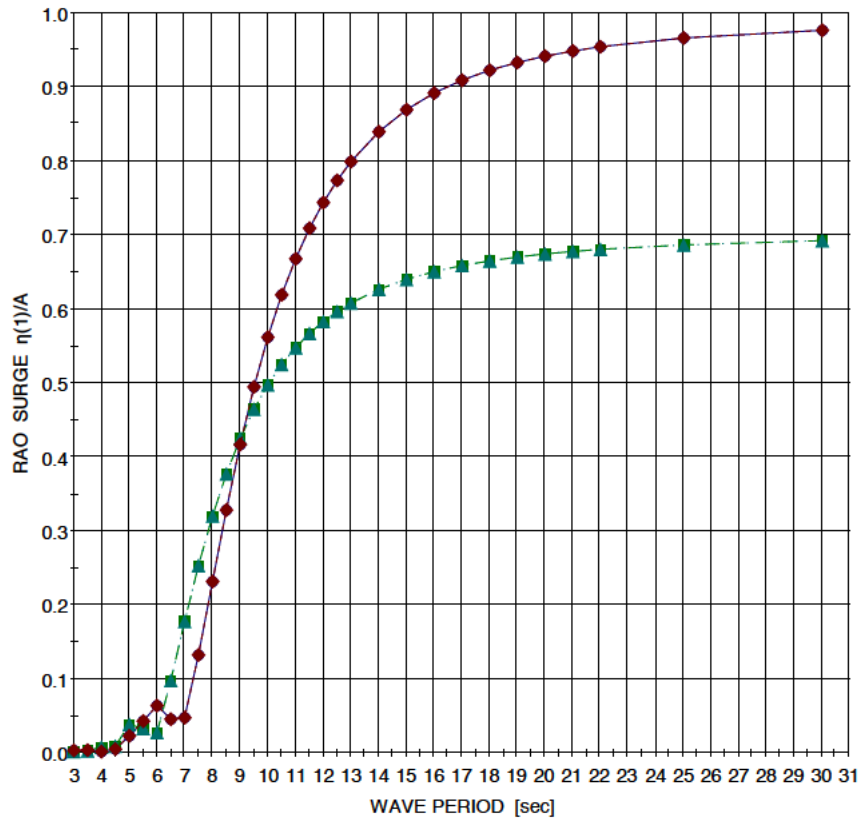
5 Response Amplitude Operator curves

ShipX

RESPONSE AMPLITUDE OPERATORS

ENCL.	1
REPORT	
DATE	02.04.09
REF.	Edda Fauna

Official RAOs DISPLACEMENTS



● Official RAOs ; 0.00kn 0.0° ■ Official RAOs ; 0.00kn 45.0°
▲ Official RAOs ; 0.00kn 135.0° ◆ Official RAOs ; 0.00kn 180.0°

Project: Official RAOs "Edda Fauna"

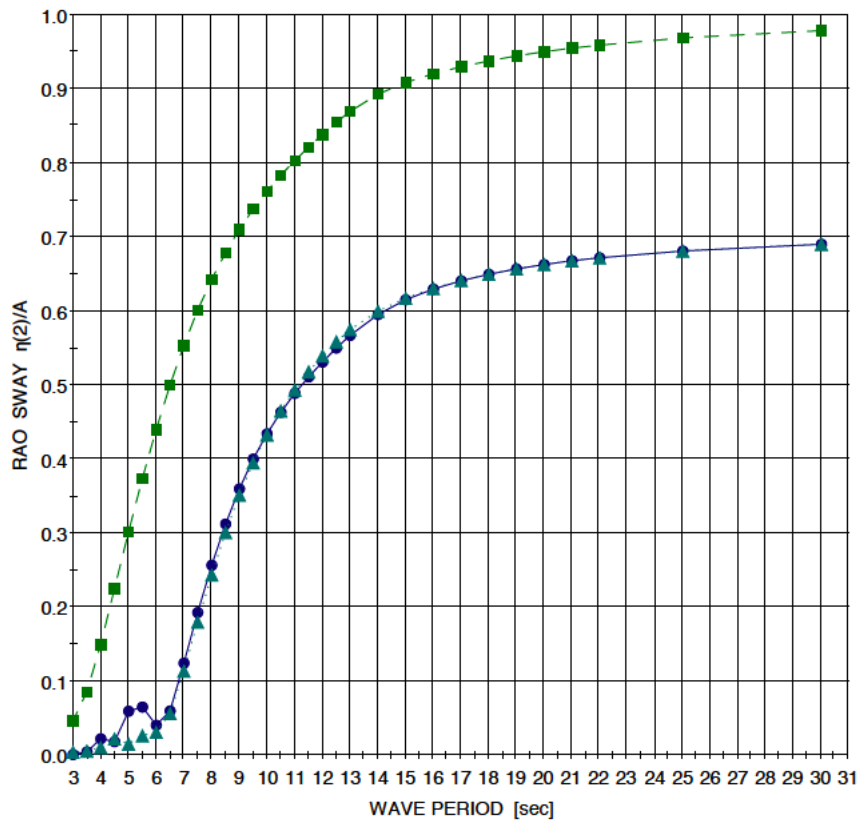
ShipX - 02.04.09 - 09:12:26 - Licensed to: Skipsteknisk AS (Aalesund)

ShipX

RESPONSE AMPLITUDE OPERATORS

ENCL	2
REPORT	
DATE	02.04.09
REF.	Edda Fauna

Official RAOs DISPLACEMENTS

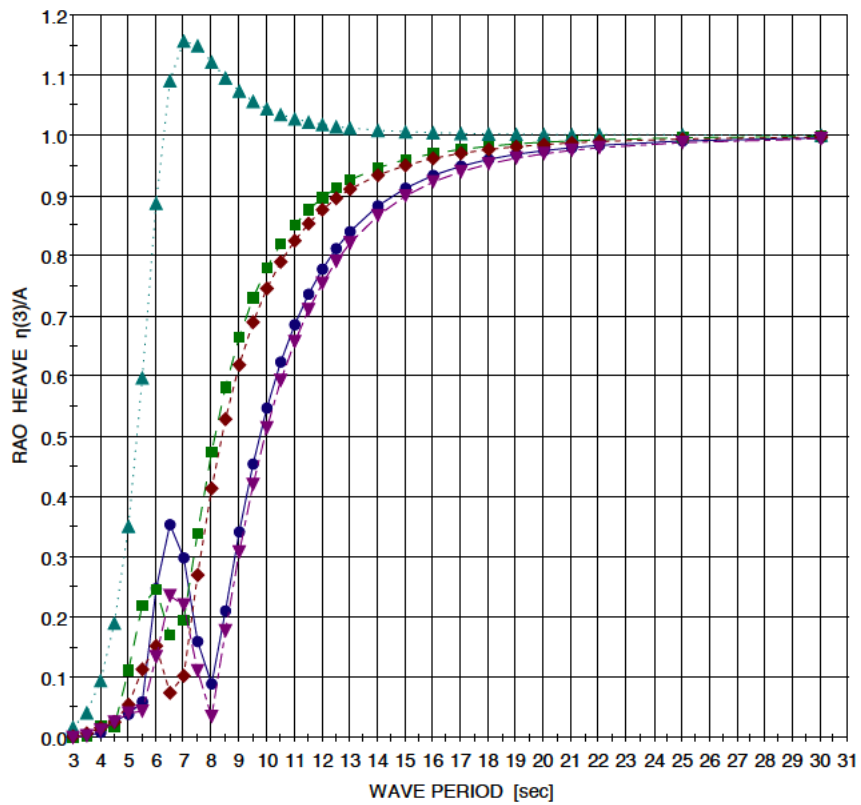


● Official RAOs ; 0.00kn 45.0°
 ■ Official RAOs ; 0.00kn 90.0°
▲ Official RAOs ; 0.00kn 135.0°

Project: Official RAOs "Edda Fauna"

<h1>ShipX</h1> <h2>RESPONSE AMPLITUDE OPERATORS</h2>	ENCL	3
	REPORT	
	DATE	02.04.09
	REF.	Edda Fauna

Official RAOs DISPLACEMENTS



● Official RAOs ; 0.00kn 0.0° ■ Official RAOs ; 0.00kn 45.0°
▲ Official RAOs ; 0.00kn 90.0° ◆ Official RAOs ; 0.00kn 135.0°
▼ Official RAOs ; 0.00kn 180.0°

Project: Official RAOs "Edda Fauna"

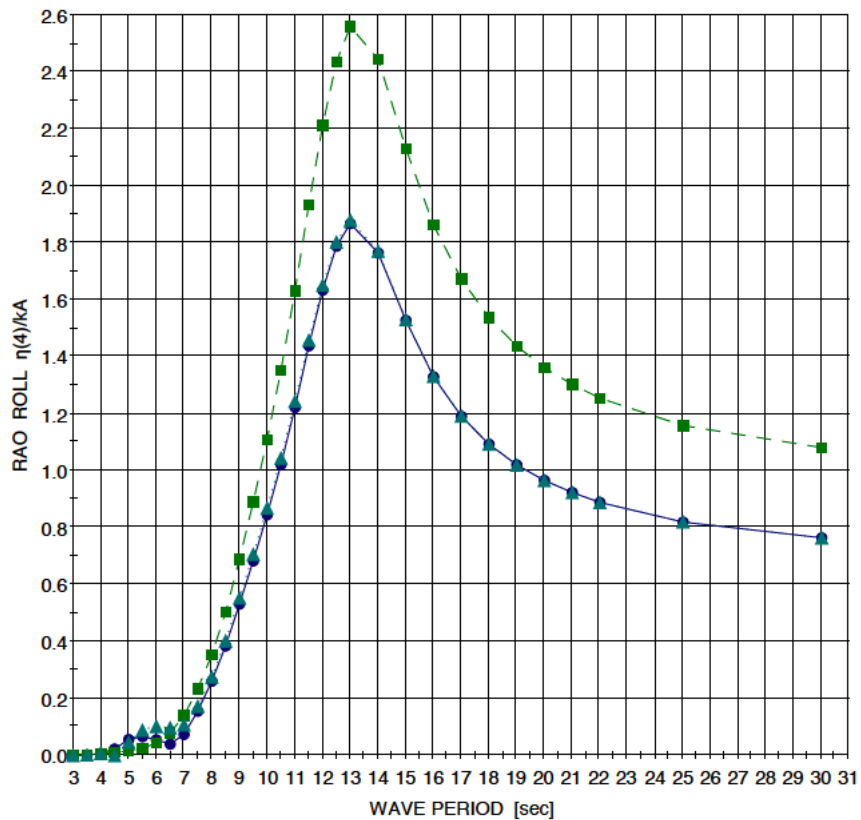
ShipX - 02.04.09 - 09:12:42 - Licensed to: Skipsteknisk AS (Aalesund)

ShipX

RESPONSE AMPLITUDE OPERATORS

ENCL.	4
REPORT	
DATE	02.04.09
REF.	Edda Fauna

Official RAOs DISPLACEMENTS



● Official RAOs ; 0.00kn 45.0°
 ■ Official RAOs ; 0.00kn 90.0°
▲ Official RAOs ; 0.00kn 135.0°

Project: Official RAOs "Edda Fauna"

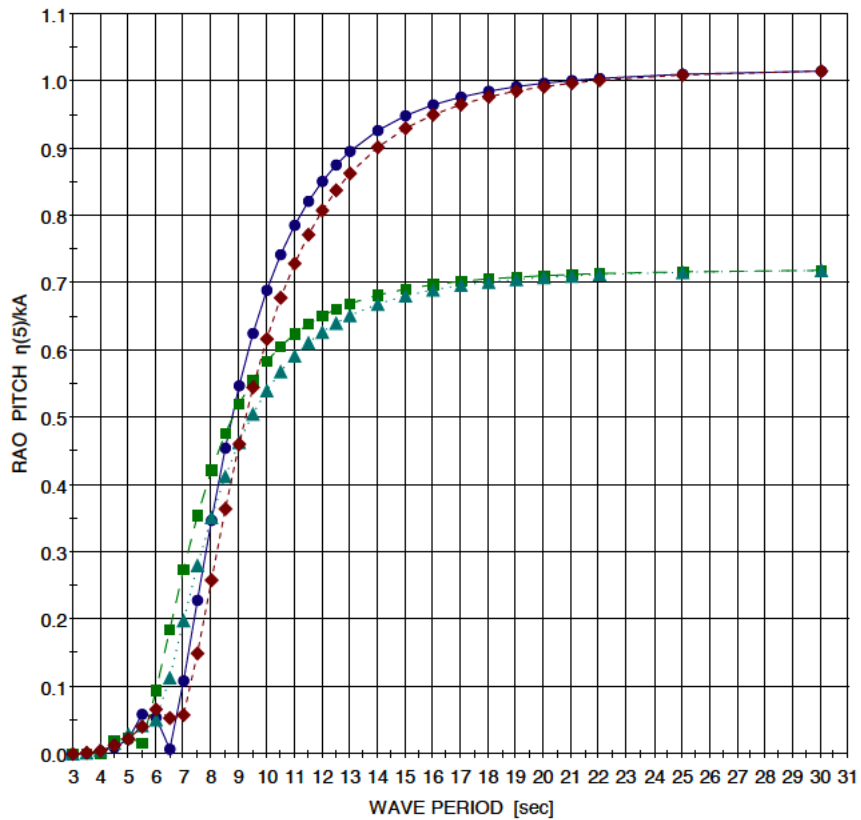
ShipX - 02.04.09 - 09:12:51 - Licensed to: Skipsteknisk AS (Aalesund)

ShipX

RESPONSE AMPLITUDE OPERATORS

ENCL.	5
REPORT	
DATE	02.04.09
REF.	Edda Fauna

Official RAOs DISPLACEMENTS



—●— Official RAOs ; 0.00kn 0.0° —■— Official RAOs ; 0.00kn 45.0°
—▲— Official RAOs ; 0.00kn 135.0° —◆— Official RAOs ; 0.00kn 180.0°

Project: Official RAOs "Edda Fauna"

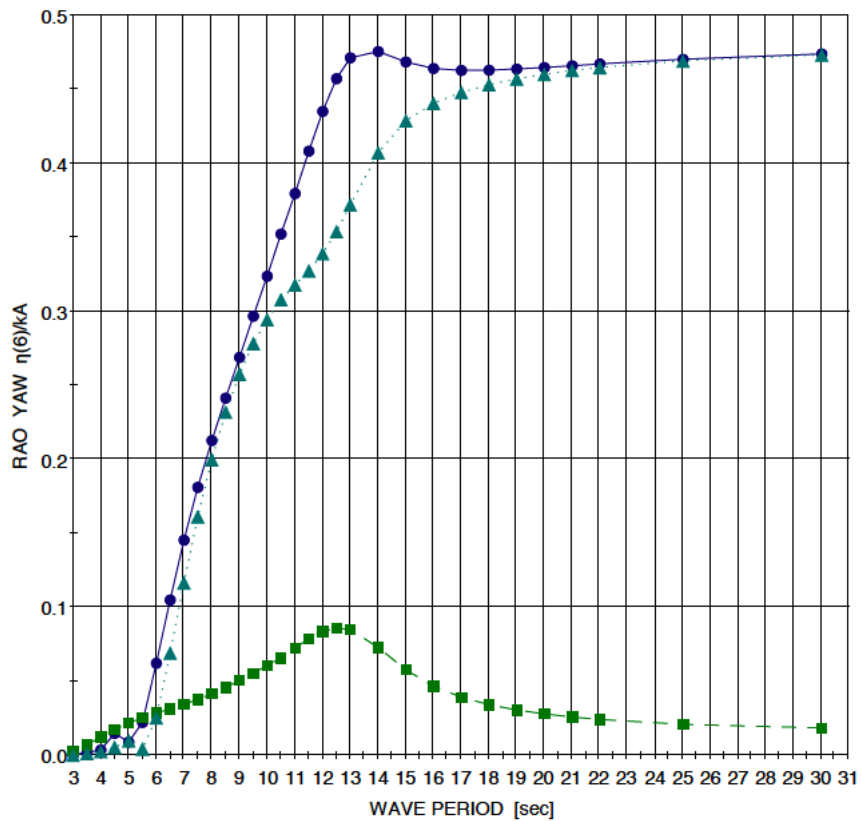
ShipX - 02.04.09 - 09:13:01 - Licensed to: Skipsteknisk AS (Aalesund)

ShipX

RESPONSE AMPLITUDE OPERATORS

ENCL.	6
REPORT	
DATE	02.04.09
REF.	Edda Fauna

Official RAOs DISPLACEMENTS



● Official RAOs ; 0.00kn 45.0°
 ■ Official RAOs ; 0.00kn 90.0°
▲ Official RAOs ; 0.00kn 135.0°

Project: Official RAOs "Edda Fauna"

ShipX - 02.04.09 - 09:13:27 - Licensed to: Skipsteknisk AS (Aalesund)

EDDA FAUNA

VESSEL SPECIFICATION SHEET



SUBSEA IMR AND ROV SUPPORT VESSEL

KEY VESSEL FEATURES

The State-of-the-Art IMR vessel Edda Fauna came into operation in 2008 as the flagship in the IMR fleet. Edda Fauna was designed with special emphasize on providing excellent safety and work conditions on deck with a closed deck hangar. Edda Fauna accommodation and office facilities are of very high standards, creating a good working environment for offshore crew and clients.

- SUBSEA IMR AND ROV SUPPORT VESSEL.
- DE-ICE NOTATION, WITH COVERED LIFEBOATS, MOB BOATS, BOW AREA AND HANGAR AREA.
- 60 TE MODULE HANDLING SYSTEM (MHS)
- MHS OPERATIONS IN ENCLOSED HANGAR AREAS
- SKIDDING SYSTEM FOR 60 TE MODULES ON MAIN DECK
- 1 OBS-ROV & 2 WORK-ROV'S
- LARS HANDLING SYSTEM FOR OBS-ROV AND WORK-ROV
- THREE MOONPOOLS FOR MHS AND ROV OPERATIONS
- 100 TE AHC OFFSHORE CRANE
- FIXED INSTALLED SCALE SQUEEZE SYSTEM ONBOARD
- SCR CATALYTIC REACTORS FOR REDUCED NOX EMISSION TO AIR
- OUTSIDE DECKAREA 610M², INSIDE DECK AREA (HANGAR) 650M²
- ACCOMODATION FOR 90 PERSONS TOTAL
- CLASSIFICATION: DNV+ 1A1,SF,EQ,ICE-C,DYNPOS ATR (ERN 99/98/97) CLEAN,DK(+),
- HL(2,8)LF,*COMF-C(3)-V(3)NAUT OSV(A),HELDK-SH,PMS,ISM
- HELIDECK FOR SIKORSKY S-92



GENERAL	
SHIP NAME	Edda Fauna
DESIGN	Subsea RIM vessel 572504
OWNER	Østensjø Reide AS
OPERATOR	Østensjø Reide AS
CHARTERER	Desphrean AS
BUILT	2008
BUILDER	Aker Yards Breivikøya
CLASSIFICATION	DNV + 1ALS FEOJCE-C DYNPOS AUTR (ERN 99/98/97) ICL 4N, Dk(+) HL 2,34FL COMF C3(+), 31NAUT DSV(A), HELDR-SH, PMS 15M
DNV ID NO	28834
ERN	99,98,97

MAIN CHARACTERISTICS	
LENGTH O.A	108,70 m
LENGTH B.P	96,00 m
BREADTH MLD	23,00 m
DRAFT, MAX	7,80 m
AIR DRAFT	42,00 m from base line
DEPTH MLD TO MAIN DECK	9,60 m
DRAFT, MIN	3,3 m
DRAFT DESIGN	6,50 m
SERVICE SPEED	Approx. 15 knots
MAX SPEED	Approx. 16,5 knots

FUEL CONSUMPTIONS	
MAX SPEED	Approx. 40 m ³ /day
SERVICE SPEED	Approx. 30 m ³ /day
DP MODE	Approx. 10 m ³ /day
HARBOUR MODE	Approx. 4 m ³ /day

MAIN EQUIPMENT	
MAIN ENGINES	Caterpillar 3516 C
NUMBER & POWER	6 x 2230 kW @ 1800 rpm Total 13380 kW
MAIN PROPELLERS	2 x Rolls Royce, dia 3200 mm
DRIVE TYPE SHAFT/DIESEL-ELECTRIC	Diesel - Electric
AUXILIARIES	1 x Aux Gen Caterpillar 3508 1 x 968kW @ 1800rpm
EMERGENCY GENERATOR	1 x Harlow/Amerig. Gen. Caterpillar C9
EMERGENCY GENERATOR CAP	1 x 189 kW @ 1800rpm
BOW THRUSTERS	2 x 1500 kW Rolls Royce TT2400
TYPE	Super silent frequency driven, Alconza et Motors.
AZIMUT	1 x 1500 kW Rolls Royce UL 2001 FP
TYPE	UL 2001 FP Retractable
STERN THRUSTER	Rolls Royce
TYPE	AziPulit AZPI20

CARGO CAPABILITIES (DECK)	
MAIN DECK	Outside deck area 610m ² , inside deck area (hangar) 650m ²
DECK SPACE (WOODEN)	610m ²
CARGO DECK STRENGTH	10T/m ²
DECK CARGO CAP. (TONNES)	2200

DECK CRANES	
OFFSHORE CRANE	Max single lift: 100 T @ 15m on single part / max 25 T @ 35 m Wire Max hook travel : 2000 m Active Heave Compensated Aux hook : 10 T @ 37 m, depth Aux hook: 1000 m Active Heave Compensated
DECK CRANES	4 x 1Te - 15m 2 x 1Te - 10m 1 x 3Te - 10m

DECK EQUIPMENT	
MOONPOOL	1 x Moonpool 7,2 x 7,2 m with removable bottom hatch 2 x WORK-ROV moonpools 4,8 x 4,8 m
CAPSTANS	2 x 10 Te, AB-winch
TUGGER WINCH	1 x 15 Te AB-winch
HELIDECK	Helicopter deck designed for Sikorsky S-52 (3 tons) D-value 21 Helideck designed and equipped in accordance with relevant authorities Helicopter mooring system

EDDA FAUNA

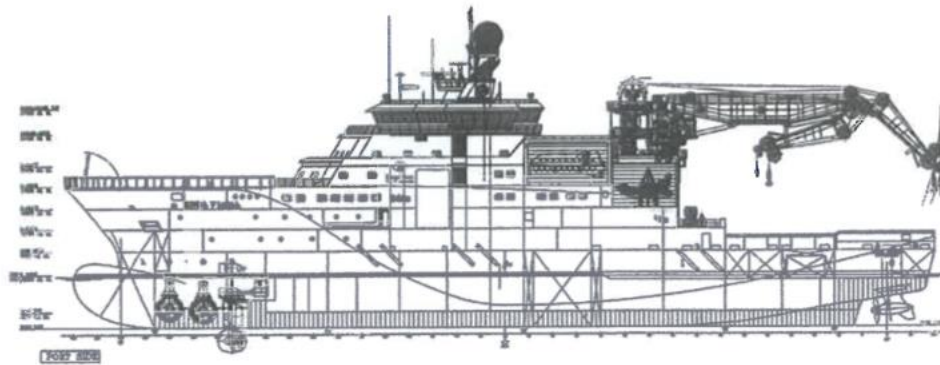
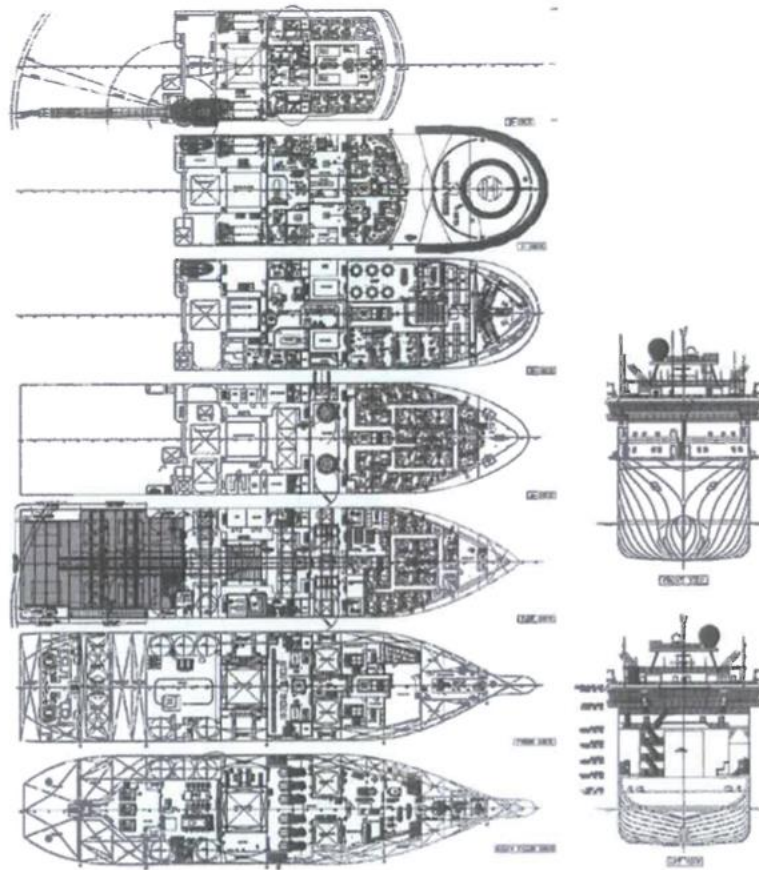
TANK CAPACITIES	
FUEL OIL	1640m ³
WATER BALLAST / DRILL WATER	2820m ³
FRESH WATER	1252m ³
LIQUID MUD	N/A
BASE OIL	N/A
BRINE	483m ³
OIL RECOVERY	N/A
SLOP	2 TANKER: 27 m ³ x 27 m ³ x 50m
MISC. TANKS	250m ³
SPECIAL CARGO	305m ³
SPECIAL CARGO/METHANOL	305m ³
MINERAL OIL/SPECIAL PROD.	305m ³

NAVIGATIONAL EQUIPMENT	
RADAR 1	SAM Electronics Chart radar 1000 with ARPA 10 cm
RADAR 2	SAM Electronics Chart radar 1000 with ARPA 3 cm
AUTO PILOT	1 x SAM Electronics track pilot controlling 1100 1 x SAM Electronics Anschutz pilot with D
GPS	2 x Saab R4
LOG	1 x SAM Electronics SATLOG 4300
AIS	1 x SAM Debeg 3400
ECHOSOUNDER	1 x SAM Electronics Debeg 4630
GYRO	3 x Anschutz SDT 72
ST.COMPASS	N/A
RADIO INSTALLATION	GMDSS A3 area
INMARSAT B	N/A
INMARSAT C	2 x Sailor IT 3606 E
VHF DSC	3 x Sailor / Thrane & Thrane RT5022

DYNAMIC POSITIONING SYSTEM	
DP SYSTEM	Kongsberg K-Pos, SPD21, C-Joy, (DNV " DYNPOS AUTRO " (DP2))
HPR	Kongsberg Simrad, HiPap 500 SSBL
DGPS	Seapath 200, DPS 200
FANBEAM	MDL Mk 4 2
TAUT WIRE	N/A
GYRO COMPASSES	3 x Anschutz STD 22
MOTION REFERENCE UNITS	Seatec MPU-M-MB3; 2 x MPU5 1 x MRU2
WIND SENSORS	2 x Kongsberg WindObserver II

ACCOMMODATION	
MESS ROOM	46 seats
RECREATION ROOM	Cinema 30 seats, 1 smokers lounge 75 seats, 1 TV lounge 15 seats, 1 library lounge 15 seats, Mess room, internet cafe, telephonic booth
CONFERENCE ROOM	3 conferencing rooms, 18 deck, (Clerk and D-berk)
RECEPTION ROOMS	4 deck
CLIENT OFFICE	2 x client offices, 14, Port Side 2 pers, 1 x Starboard side, C-Deck
OFFICES	Client Office and OM Office located at C-deck, 3rd party office, project office and control room located at B-deck
WORKSHOP	ROV workshop SB side Maindeck, workshop PS Maindeck, engine workshop below tweendeck
FITNESS AREA	Approx. 31 m ²
POWER SUPPLY	230 v, 60 Hz
TOTAL NUMBER OF BUNKS	90
TOTAL NUMBER OF CABINS	65
SINGLE CABINS	33
2-MAN CABINS	26
MESSROOM / REC.ROOM	7
HOSPITAL	1, C-deck

VARIOUS SYSTEMS/EQUIPMENT	
REVERSE OSMOSE	Enwa MT10-25T
CAPACITY	2 x approx. 30m ³ /day
ANTI HEELING SYSTEM	1 x Fraino E300 RBP400-1 Reversible propeller
ANTI ROLL SYSTEM	3 x passive anti roll tanks: #707: 137m ³ #708: 241m ³ #801: 270m ³
INCINERATOR	TeamTec, GS500C
ROV SYSTEM	2 x Supporter 125 HP W-ROV with TMS system, rated to operate to 2.000 mtr. Located (Stored) in WRGV hangar, 1 x v8 Sil OBS-ROV with TMS system, stored in OBS-ROV hangar
MODULE HANDLING SYSTEM	60 Te SWL, max hook travel 2000 m Active Heave Compensation Three (3) Guide Wires, 5 Te SWL Active Heave Compensation



Revision Date: 30.04.2017

DeepOcean accepts no responsibility for, and disclaims all rights in, any errors and/or omissions in this production.

SPECIFICATION SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE

www.deepocean.com

Vedlegg 5 EKlima Data

Daily extremes - year by year (selected months)



Stations

Stnr	Name	Operates from	Operates until	Altitude	Latitude	Longitude	Municipality	County	Region/Country
76920	EKOFISK	Jan 1980		50	56,5423	3,2235		NORTH SEA	NORWAY

Elements

Code	Name	Unit
FFM	Average wind speed (main observations)	m/s
HWAM	Mean wave height - instrumentally	meters

*** NOTE ***

Datavalue marked **x** means not access or that the quality is 'Very uncertain, modeldata' (Level 6 or more). More on quality information.

76920 EKOFISK

Highest FFM values

Year	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
2009	16,3	14,1	15,9	13,0	13,0	11,1	12,2	13,6	12,6	19,0	16,7	14,5
2010	14,8	11,8	12,2	11,9	10,7	16,2	12,2	10,2	14,7	12,6	13,6	14,4
2011	13,8	14,9	14,6	13,0	13,5	9,1	15,4	14,9	16,5	16,1	18,7	20,0
2012	19,1	14,6	11,7	10,9	12,6	12,3	11,0	10,2	13,6	13,3	13,8	14,6
2013	16,5	14,4	12,8	15,0	12,0	12,3	10,4	10,0	11,9	14,5	15,6	20,1
2014	16,7	17,9	14,2	13,8	9,5	11,5	8,9	18,6	14,9	19,2	13,6	16,8
2015	19,0	12,8	14,3	14,1	11,8	12,5	12,0	11,3	12,7	13,3	14,7	18,7
2016	18,4	20,8	13,0	11,8	13,0	11,3	10,5	15,6	15,6	13,6	14,0	19,4
2017	18,6	16,2	13,9	11,9	11,2	12,3	9,7	11,2	11,7	15,6	14,6	17,6
2018	15,0	15,8	17,1	13,5	12,1	13,0	11,2	10,6	15,0	15,8	15,7	14,7
Max	19,1	20,8	17,1	15,0	13,5	16,2	15,4	18,6	16,5	19,2	18,7	20,1
Year	2012	2016	2018	2013	2011	2010	2011	2014	2011	2014	2011	2013

76920 EKOFISK

Highest HWAM values


Year	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
2009	2,3	2,8	4,5	0,8	1,8	0,3	0,4	1,0	3,1	2,4	4,1	3,2
2010	2,1	2,7	2,5	0,9	2,3	0,6	1,2	1,0	1,6	4,1	4,6	4,9
2011	1,2	1,6	2,0	2,5	2,1	0,3	0,1	0,2	5,3	5,2	4,6	6,0
2012	5,5	5,1	3,5	2,9	3,2	3,1	1,9	2,8	4,7	4,4	3,5	5,5
2013	5,5	4,7	3,2	2,2	1,7	1,9	2,0			2,7		1,6
2014	5,9	4,4	2,2	2,7		1,4	1,9	5,0	2,4	5,2	3,9	5,5
2015	5,5	4,2	4,3	3,8	2,4	3,3	3,6	2,6	4,1	3,3	4,7	5,9
2016	6,6	6,9	3,5	3,3	3,7	2,5	2,0	4,3	4,1	4,6	4,9	5,7
2017	6,5	4,3	3,6	3,4	3,2	2,7	1,8	2,2	2,7	5,3	4,5	6,5
2018	3,7	4,3	6,3	3,5	2,7	3,3	2,5	2,6	4,3	4,4	4,6	4,9
Max	6,6	6,9	6,3	3,8	3,7	3,3	3,6	5,0	5,3	5,3	4,9	6,5
Year	2016	2016	2018	2015	2016	2015	2015	2014	2011	2017	2016	2017

Data valid for 11.02.2019 (CC BY 3.0), Norwegian Meteorological Institute
eKlima@met.no

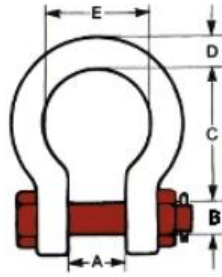
FFM - Average wind speed (main observations) [m/s]		
Mnd	Maks vindhastighet i en 10-års returperio	Tilgjengelighet i prosent av tid
Jan	19,1	✗ 90,9
Feb	20,8	✗ 90,1
Mar	17,1	! 91,9
Apr	15,0	✓ 92,9
Mai	13,5	✓ 93,6
Jun	16,2	! 92,3
Jul	15,4	✓ 92,7
Aug	18,6	✗ 91,2
Sep	16,5	! 92,2
Okt	19,2	✗ 90,9
Nov	18,7	✗ 91,1
Des	20,1	✗ 90,4

HWAM - mean significant wave height - instrumentally measured [m]		
Mnd	Maks bølgehøyde i en 10-års returperiode	Tilgjengelighet i prosent av tid
Jan	6,6	✗ 89,2
Feb	6,9	✗ 88,7
Mar	6,3	✗ 89,7
April	3,8	✓ 93,8
Mai	3,7	✓ 94,0
Jun	3,3	✓ 94,6
Jul	3,6	✓ 94,1
Aug	5,0	! 91,8
Sep	5,3	! 91,3
Okt	5,3	! 91,3
Nov	4,9	! 92,0
Des	6,5	✗ 89,4

Vedlegg 6 LashCon IMO

	Code of Safe Practice for Cargo Stowage and Securing 2003 Edition, Annex 13	LASHCON IMO Version 9.10.0 Oct 2004	Sign: Time: 12:31 Date: #####								
Input of cargo unit data		Give cargo unit stowage position									
Cargo unit specification:		Vertical: Deck, hig ?									
Mass of cargo unit:	Container	Longitudinal: AP									
Coefficient of friction:	m 20,00 ton	Calculation method:									
	μ 0,30 (-) ?	<input checked="" type="radio"/> Alternative calculation ? Recommended.									
Wind exposed area:	Transv. Long.	<input type="radio"/> Advanced calculation ?									
Sea exposed area:	Aw 0,00 0,00 m2 ?										
Lever arm of tipping:	As 0,00 0,00 m2 ?										
Lever arm of stability:	a 0,50 m ?										
	b 1,25 m ?										
Input of lashing data											
Max securing load [kN]:	MSL	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Transverse lashing direction		SB	SB	PS	PS						
Longitudinal lashing direction		Fwd	Aft	Fwd	Aft						
Vertical securing angle [degr]:	α	45	45								
Horizontal securing angle [degr]:	β			45	45						
Horizontal securing distance:	d [m]	2,5	2,5	13,0	13,0						
RESULTS: Show Graph >>											
Actual forces		Securing capacity [kN / kNm]				Accelerations				Override	Reset
Transverse sliding force [kN]:	206,1	Transv. capacity:	PS [kN]	268	OK	Transverse:	a _t =	10,31	m/s ²		
			SB [kN]	331	OK	Vertical:	a _v =	8,72	m/s ²		
Longitudinal sliding force [kN]:	72,0	Long. capacity:	Fwd [kN]	143	OK	Longitudinal:	a _l =	3,60	m/s ²		
			Aft [kN]	143	OK						
Cargo tipping moment [kNm]	103,1	Tipping capacity:	PS [kNm]	245	OK						
			SB [kNm]	717	OK						
<<< Main Data Print Save to stack Clear last Clear stack Show stack >>											
Main Vessel Data:											
Vessel Name:	Ship Id:	Lpp [m]:	B [m]:	V [kn]:	GM [m]:						
Edda Fauna	D26839	108,70	23,00	15,00	3,04						

Vedlegg 7 Sjakkell



H-sjakkell Gunnebo med mutterbolt nr 855. Overflatebehandlet med varmgalvanisering

Standard: DNV 2.7-1 / NS-EN 13889 og US.Fed.Spec RR-C-271

Materiell: Seigherdet smidd stål. Grade 60

Sikkerhetsfaktor 6:1

Test og materialsertifikat på forespørsel iht NS-EN-10204 / WLL fra 2-85 Tonn kan leveres med DNV 2.7-1 Typegodkjenningssertifikat

Bruksområde: Industri og Offshore. Andre størrelser på forespørsel

	14539-0803	14539-0902	14539-1009	14539-1108	14539-1207	14539-1306	14539-1405
Dimensjon bolt D1	25 mm	28 mm	30 mm	35 mm	38 mm	42 mm	50 mm
Dimensjon bøyle D	22 mm	25 mm	28 mm	32 mm	35 mm	38 mm	45 mm
A	37 mm	43 mm	46 mm	52 mm	57 mm	60 mm	74 mm
C	84 mm	95 mm	108 mm	119 mm	132 mm	146 mm	178 mm
E	58 mm	68 mm	74 mm	83 mm	89 mm	98 mm	127 mm
Utside øye D2	50 mm	58 mm	64 mm	72 mm	74 mm	84 mm	105 mm
Maks. last	6,5 tonn	8,5 tonn	9,5 tonn	12 tonn	13,5 tonn	17 tonn	25 tonn
Vekt med mutter/100 stk	170 kg	250 kg	340 kg	480 kg	700 kg	900 kg	1500 kg
Vekt uten mutter/100 stk	150 kg	220 kg	310 kg	420 kg	600 kg	800 kg	1350 kg

Vedlegg 8 Example of calculation for platform lift

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

1 DESIGN BASIS

1.1 Regulations, Design codes and standards

/1/ NORSOK Standard: R-002:2017 – “Lifting equipment”

1.2 Drawings

The following drawing is included in attachment A:

Drawing No.:	Revision	Title:

Table 1-1 Drawings

1.3 Material Properties

All structural steel is equivalent to S355. Table 1-2 shows the applied steel properties.

Description	Value	Unit
Yield stress, steel	$f_y = 355$	N/mm ²
Ultimate stress	$f_u = 490$	N/mm ²
Modulus of elasticity	$E = 210000$	N/mm ²
Poisson's ratio	$\nu = 0.3$	-
Self-weight	$\rho = 7850$	Kg/m ³

Table 1-2 Material properties

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

1.4 Load factors

Determination of weight contingency factor (Ref /1/, F.7.2.3.1)	$W_{cf} = 1.1$
Centre of gravity (COG) envelope factor (Ref /1/, F.7.2.3.3)	$W_{COG} = 1.1$
Skew Load Factor (Ref /1/, F.7.2.3.4)	$SKL = 1.25$

Mass of total reel (from drawing):	$M_{tot\ from\ dwg} = 4832\text{kg}$
Mass of half reel:	$M_{from\ dwg} = \frac{M_{tot\ from\ dwg}}{2} = 2416\text{kg}$
Mass including contingency:	$M = M_{from\ dwg} * W_{cf} = 2.42T * 1.1 = 2.66T$

Acceleration of gravity: $g = 9.81\ \text{m/s}^2$

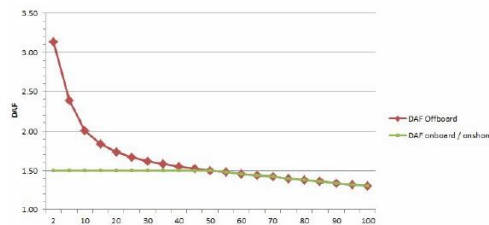


Figure 1-1 DAF

Dynamic amplification factor for platform lift REF/1/ Paragraph F.7.2.3.5

DAF = 1.5

ELEMENT CATEGORY	γ_p	γ_c	DF ($\gamma_p * \gamma_c$)
Lifting points including attachments to object	1,34	1,25	1,68
Single critical elements supporting the lifting point			
Lifting equipment (spreader bar, shackles, slings etc.)	1,34	1,25	1,68
Main elements of the suspension or foundation	1,34	1,10	1,48
Other structural elements of the suspension or foundation	1,34	1,0	1,34

Table 1-3 Design factors (Ref/1/ Paragraph F.7.2.3.8)

APPLICATION	TO FIND	Load factors				Resistance factor	
		W_{COG}	SKL	DAF	DF=($\gamma_p * \gamma_c$)	$1/\gamma_e$	γ_{Rm}
					γ_p	γ_c	

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

Lifting accessories								
Sling design	MBL	X	X	X	X	X	X	X
Shackle selection	MBL	X	X	X	X	X		X
Master link/ Forerunner	MBL			X	X	X	X	X
Check of structural capacity during lifting								
Check of structure capacity	Design capacity	X	X	X	X	X		X
Lifting lug design	Design capacity	X	X	X	X	X		X

Table 1-4 Factors relevant for lifting design (Ref/1/ Paragraph F.7.2.3.1)

2 CALCULATIONS

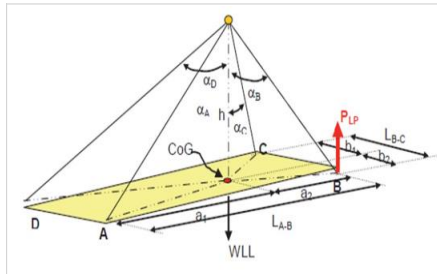


Figure 2-1 Typical lifting configuration

$$L_{A-B} = 1470\text{mm}$$

$$a_1 = 735\text{mm}$$

$$L_{B-C} = 1450\text{mm}$$

$$b_1 = 725\text{mm}$$

Height of lifting point:

$$H_{sling} = 1788\text{mm}$$

Sling angles from vertical: $\angle 1 = \angle 2 = 31^\circ$, $\angle 3 = \angle 4 = 30^\circ$

Sling load:

$$P_{LP} = \frac{a_1 \cdot b_1}{L_{A-B} \cdot L_{B-C}} \cdot \frac{M \cdot SKL \cdot DAF}{\cos(\alpha)} = \frac{735\text{mm} \cdot 725\text{mm}}{1470\text{mm} \cdot 1450\text{mm}} \cdot \frac{2.42T \cdot 1.25 \cdot 1.5}{\cos(30^\circ)} = 1.31T$$

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

2.1 Required shackle

Design factor Shackle (Ref /1/, F.7.2.3.8): $DF = 1.68$

Material factor, Shackle (Ref /1/, F.7.2.3.7): $\gamma_{Rm} = 1.8$

Required MBL shackle (standard safety factor for chosen shackle factor 6)

$$MBL = P_{LP} * DF * \gamma_{Rm} = 1.31T * 1.68 * 1.8 = 3.96T$$

The rated WLL for the shackle will then be:

$$WLL \geq \frac{MBL}{SF_m} = \frac{3.96T}{6} = 0.66T$$

Choose 3.5T shackle with safety factor 6

Pad eye geometry on top of frame is made for shackle 2T WLL.

Key parameters for shackle:

Pin diameter, $d_p = b = 19\text{mm}$

Inside width, $w_s = e = 27\text{mm}$

Inside length, $h_s = f = 64\text{mm}$

Inside diameter, $d_s = g = 43\text{mm}$

Fig 2-1 3.5T SWL shackle

2.2 Required sling

Design factor Sling (Ref /1/, F.7.2.3.8): $DF = 1.68$

Material factor, Sling (Ref /1/, F.7.2.3.7): $\gamma_{Rm} = 2.0$

End termination factor (Ref /1/, F.7.2.3.6): $\gamma_e = 0.9$

Required MBL sling (assume ferrule termination)

$$MBL = \frac{P_{LP} * DF * \gamma_{Rm}}{\gamma_e} = \frac{1.31T * 1.68 * 2.0}{0.9} = 4.89T$$

Choose minimum 13mm 6x36-IWRC wire sling with 1960MPa with MBL 12.03T

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

2.3 Pad eye

Figure 2-2 Pad eye

Bolt hole diameter,	$d_h = 22 \text{ mm}$
Radius,	$R = 30 \text{ mm}$
Thickness plate,	$t_{pl} = 20 \text{ mm}$
Length,	$L = 125 \text{ mm}$
Height to hole,	$H = 50 \text{ mm}$

Design factor pad eye (Ref /1/, F.7.2.3.8):	$DF = 1.68$
Material factor, Pad eye (Ref /1/, F.7.2.3.7):	$\gamma_{Rm} = 1.3$
Required MBL,	

Design load pad eye:

$$P_p = P_{LP} * DF = 1.31T * 1.68 = 2.2T$$

Tear out stress (Ref/4/ Paragraph J.2.5.3):

Limit design shear stress should be assessed to satisfy the following condition:

$$\tau_{Ed} \leq \frac{f_y}{(\sqrt{3} * \gamma_{Rm})} = \frac{355 \text{ MPa}}{(\sqrt{3} * 1.15)} = 178 \text{ MPa}$$

Where:

$$\tau_{Ed} = \frac{P_p * g}{(2 * R - d_h) * t_{pl}} = \frac{2.2 * 10^3 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2}{(2 * 30 \text{ mm} - 22 \text{ mm}) * 20 \text{ mm}} = 28.4 \text{ MPa}$$

$$28.4 \text{ MPa} \leq 178 \text{ MPa} \quad \text{OK!}$$

Load bearing limit design stress at pinhole edge (Ref/1/ Paragraph J.2.5.3)

Bearing stress criteria:

$$\sigma_b \leq 1.5 * \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = 1.5 * \frac{355 \text{ MPa}}{1.15} = 463 \text{ MPa}$$

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

56.8 63 OK!

Where:

$$b = \frac{P_p * g}{t_{pl} * d_p} = \frac{2.2 * 10^3 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2}{20 \text{ mm} * 19 \text{ mm}} = 56.8$$

P_p

$H_s = 166$

P_L

Figure 2-3 Load components on Lifting lugs

Distance from centre of shackle to centre pin:

$$s = h_s - s/2 + d_p/2 = 64 - 43/2 + 19/2 = 52$$

Lateral angle:

$$= \tan^{-1} \left(\frac{L_B - C/2}{H_{sling}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{1450 \text{ mm}/2}{1788 \text{ mm}} \right) = 22^\circ$$

5% Lateral load (Ref/1/ Paragraph F.7.5)

$$L = (\sin(\theta) + 5\%) * P_p * s = (\sin(22^\circ) + 0.05) * 2.2 * 9.81 / 2 = 9.2$$

Check stress at plane through pin hole:

Stress due to tension:

$$A = \frac{P_p * g}{(z * t_{pl}) * d_p} = \frac{2.2 * 10^3 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2}{(2 * 30 - 22) * 20} = 28.4$$

Stress due to lateral bending:

$$bL = \frac{P_L * H_s}{\frac{1}{6} * t_{pl}^2 * (2R - d_h)} = \frac{9.2 * 10^3 \text{ N} * 52 \text{ mm}}{\left(\frac{1}{6} * 20^2 * (2 * 30 - 22) \right)} = 189$$

Stress due to shear:

$$= \frac{P_L}{(z * t_{pl}) * d_p} = \frac{9.2 * 10^3 \text{ N}}{(2 * 30 - 22) * 20} = 12$$

Combined Stress:

$$j = \sqrt{(A + bL)^2 + 3 * (\tau)^2} = \sqrt{(28.4 + 189)^2 + 3 * (12^2)} / 2 = 218 / 2$$

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

Utilization factor:

$$UF = \frac{\sigma_j * Y_{Rm}}{f_y} = \frac{218 \text{MPa} * 1.15}{355 \text{MPa}} = 0,71 \leq 1 \quad \text{OK!}$$

Stress at cross section at root of pad eye:

Stress due to tension:

$$\sigma_A = \frac{P_P * g}{L * t_{pl}} = \frac{2,2 * 10^3 \text{kg} * 9,81 \text{m/s}^2}{125 \text{mm} * 20 \text{mm}} = 8,63 \text{MPa}$$

Stress due to lateral bending:

$$\sigma_{bL} = \frac{P_L * (H_S + H)}{\frac{1}{6} t_{pl}^2 * L} = \frac{9,2 * 10^3 \text{N} * (52 \text{mm} + 50 \text{mm})}{\left(\frac{1}{6} * 20^2 * 125\right) \text{mm}^3} = 113 \text{MPa}$$

Stress due to shear:

$$\tau = \frac{P_L}{L * t_{pl}} = \frac{9,2 * 10^3 \text{N}}{125 \text{mm} * 20 \text{mm}} = 3,68 \text{MPa}$$

Combined Stress:

$$\sigma_j = \sqrt{(\sigma_A + \sigma_{bL})^2 + 3 * (\tau^2)} = \sqrt{(8,63 + 113)^2 + 3 * (3,68^2)} \text{N/mm}^2 = 122 \text{N/mm}^2$$

Utilization factor:

$$UF = \frac{\sigma_j * Y_{Rm2}}{f_y} = \frac{122 \text{MPa} * 1,3}{355 \text{MPa}} = 0,45 \leq 1 \quad \text{OK!}$$

EXAMPLE OF CALCULATION FOR PLATFORM LIFT:

Check welds for pad eye:

Pad eyes are welded with fillet weld. Assume conservatively that the vertical fillet welds will take the vertical component of the load and that the horizontal loads will be taken by the horizontal components. As the horizontal loads are less than the vertical loads, while the horizontal welds will be longer than the vertical welds, only the vertical welds will be checked.

Needed weld length:

$$L = \frac{P_P * g * \gamma_{Rm2} * \sqrt{3}}{f_y * a * 2} = \frac{2.2 * 10^3 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 * 1.3 * \sqrt{3}}{355 \text{ MPa} * 4 \text{ mm} * 2} = 17.1 \text{ mm} \quad \text{OK!}$$

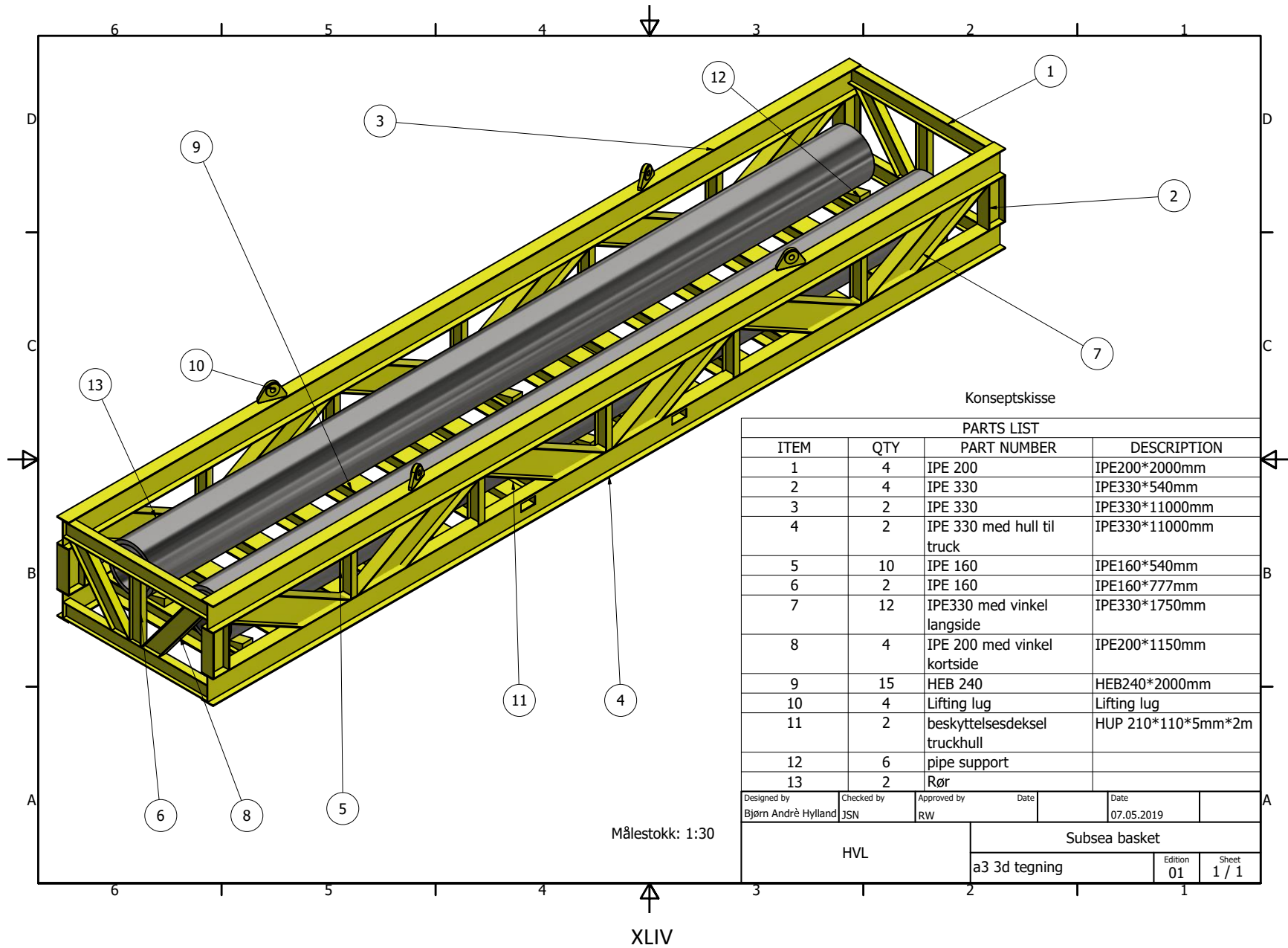
Check structure:

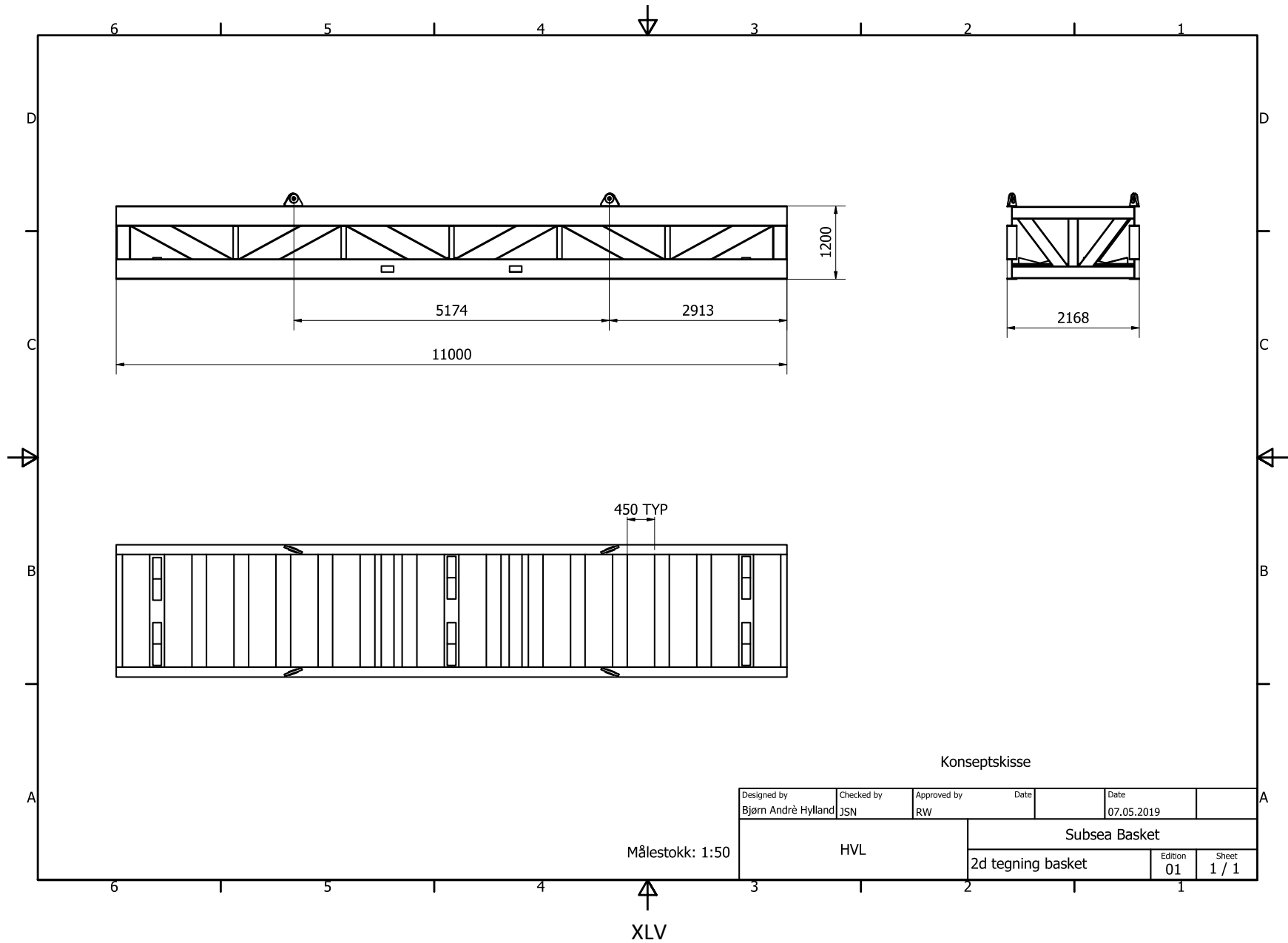
Factor for structure:

$$P_{LP} = W_{CoG} * SKL * DAF * DF = 1.1 * 1.25 * 1.5 * 1.34 = 1.31T$$

Factor will be used in STAAD calculations

Vedlegg 9 Konseptskisser av basket og løfteøre





Konseptskisse

Designed by Bjørn André Hylland	Checked by JSN	Approved by RW	Date	Date 07.05.2019
HVL		Subsea Basket		
2d tegning basket			Edition 01	Sheet 1 / 1

