

Andreas Juberg  
Adrian Reiersen Nilsen

## Design av låresystem for autonomt overflatefartøy

## Design of Launch and Recovery System for USV

Bacheloroppgave i Maskiningeniør  
Veileder: Sigmund Arntsønn Tronvoll  
Mai 2024



Andreas Juberg  
Adrian Reiersen Nilsen

# **Design av låresystem for autonomt overflatefartøy**

## **Design of Launch and Recovery System for USV**

Bacheloroppgave i Maskiningeniør  
Veileder: Sigmund Arntsønn Tronvoll  
Mai 2024

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Fakultet for ingeniørvitenskap  
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Kunnskap for en bedre verden



## RAPPORT BACHELOROPPGAVE

**Tittel**

Design av låresystem for autonomt overflatefartøy

**Title**

Design of Launch and Recovery System for USV

**Prosjektnr:** MTP-K-2024-18

**Forfattere**

Andreas Juberg

Adrian R. Nilsen

**Oppdragsgiver eksternt**

Maritime Robotics AS

**Veileder internt**

Sigmund Arntsønn Tronvoll

**Rapporten er** ~~ÅPEN~~/**LUKKET**

**Dato levert:** 20.05.2024

**Sammendrag**

Et låresystem for et autonomt overflatefartøy har blitt designet. Et slikt system effektiviserer og forenkler inn- og utsetting av fartøyet fra et moderskip.

**Abstract**

A launch and recovery system for an autonomous surface vessel has been designed. Such a system simplifies the entry and release of the vessel from a mothership.

**Stikkord**

Låresystem

Ubemannet overflatefartøy

Produktutvikling

**Keywords**

Launch and recovery system

Unmanned surface vehicle

Product development

---

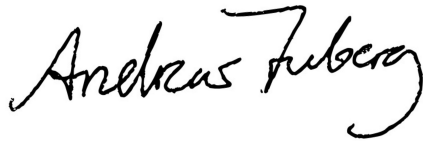
## Forord

Denne oppgaven markerer slutten på vår maskiningeniørutdanning ved NTNU i Trondheim. Oppgaven er skrevet våren 2024 og omfatter 20 studiepoeng.

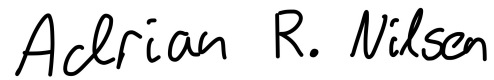
Oppgaven er skrevet i samarbeid med bedriften Maritime Robotics i Trondheim, og omhandler utvikling av et nytt system for inn- og utsetting av et autonomt overflatefartøy, fra et større motherskip. Arbeidet har vært både utfordrende og givende, og har bidratt til å gi oss økt ingeniørfaglig kompetanse.

Vi ønsker å takke Maritime Robotics for tilrettelegging av oppgaven og et godt samarbeid. Spesielt takk til Eirik Moholt, Erik Morset, Erlend Aasen og Hilde Leikarnes som har vært våre forbindelser og sparringspartnere i selskapet.

Vi ønsker også å rette en spesiell takk til vår veileder Sigmund Arntsønn Tronvoll ved NTNU, som har bidratt med gode innspill og råd underveis i arbeidet.



Andreas Juberg



Adrian R. Nilsen

Trondheim, 20 Mai 2024

---

## Sammendrag

En produktutviklingsprosess for utvikling av et nytt "launch and recovery"-system, også omtalt LARS-system, for et USV-fartøy er gjennomført i denne oppgaven. Et slikt system muliggjør inn- og utsetting av USV på havet fra et større moderskip på en sikker og elegant måte, og sørger for en effektiv, enkel og trygg "launch and recovery"-operasjon for involverte parter.

Basert på informasjon innhentet i innsiktsfasen ble det generert tre ulike konseptløsninger, der det valgte konseptet for videre utvikling ble navngitt STRAP-konseptløsning. Konseptet baserer seg på bruk av USV-fartøyets allerede eksisterende løfteører, og designendringer av USV-fartøyet er dermed ikke nødvendig.

En designprosess for valgt konsept bestående av to hovedrevideringer ble gjennomført i kombinasjon med kapasitetsberegninger av designets strukturelle medlemmer. Dette for å sannsynliggjøre en velfungerende løsning som sluttresultat. Resultatet av utviklingen er en ren mekanisk løsning, uten elektriske komponenter, der de fleste komponentene er designet i materialer med en høy motstandsdyktighet i møte med et maritimt miljø. Dette bidrar til en pålitelig løsning som kun vil kreve lettere vedlikehold. STRAP-konseptet har en lav vekt og er utviklet som et "single point" LARS-system, dermed kan det opereres ved hjelp av en standard skipskran, og gjør STRAP-konseptet til en fleksibel og anvendbar løsning.

Under produktutviklingsprosessen har det hele tiden vært fokus på å sannsynliggjøre STRAP-konseptets funksjonelle virkemåte som LARS-system i møte med virkelige "launch and recovery"-operasjoner av USV-fartøyet. Tiltross for dette identifiseres flere potensielle utfordringer med løsningen slik den står i dag. Videre arbeid er derfor nødvendig før en eventuell kommersialisering kan finne sted. Selv om løsningen krever videre arbeid konkluderes det allikevel med at STRAP-konseptet har et potensiale som fremtidig LARS-system. Videre arbeid vil blant annet inkludere produksjon av prototype og gjennomføring av reelle tester for å avdekke styrker og svakheter med konseptet. Dette vil legge et godt grunnlag for videre utvikling, slik at konseptets potensiale kan utnyttes maksimalt.

---

## Abstract

A product development process for the development of a new "launch and recovery" system, also referred to as a LARS-system, for a USV-vessel has been undertaken in this thesis. Such a system enables the entry and launch of USVs at sea from a larger mother ship in a safe and elegant manner, ensuring an efficient, simple and safe launch and recovery operation for the parties involved.

Based on information gathered in the insight phase, three different concept solutions were generated, where the chosen concept for further development was named STRAP-concept solution. The concept is based on the use of the USV's already existing lifting lugs, and design changes to the USV are therefore not necessary.

A design process for the chosen concept consisting of two main revisions was carried out in combination with strength calculations of the structural members of the design. This is to substantiate a well-functioning solution as end result. The result of the development is a purely mechanical solution, without electrical components, where most of the components are designed in materials with a high resistance in the face of a maritime environment. This contributes to a reliable solution that will only require lighter maintenance. The STRAP-concept has a low weight and has been developed as a "single point" LARS-system, thus it can be operated using a standard ship crane, making the STRAP-concept a flexible and usable solution.

During the product development process, there has been a focus on substantiating the operational function of the STRAP-concept as a LARS system in the face of real "launch and recovery" operations of the USV-vessel. Despite this, several potential challenges are identified with the solution as it stands today. Further work is therefore necessary before any commercialisation can take place. Although the solution requires further work, it is nevertheless concluded that the STRAP-concept has a potential as a future LARS-system. Further work will include production of a prototype and the implementation of real tests to uncover the strengths and weaknesses of the concept. This will lay a good foundation for further development, so that the concept's potential can be exploited to the maximum.



---

# Innholdsfortegnelse

<b>Forord</b>	<b>ii</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>iii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iv</b>
<b>Forkortelser</b>	<b>ix</b>
<b>1 Introduksjon</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn . . . . .	1
1.2 Problemstilling . . . . .	1
1.3 Prosjektets målsetting . . . . .	2
1.4 Omfang og avgrensning . . . . .	2
1.5 Standarder . . . . .	2
1.6 Rapportens oppbygning . . . . .	3
<b>2 Konseptutvikling</b>	<b>4</b>
2.1 Innsikt og informasjonsinnhenting . . . . .	5
2.1.1 Mariner X . . . . .	5
2.1.2 LARS-system . . . . .	5
2.1.3 Kommersialiserte LARS-system . . . . .	6
2.1.4 Startfasen . . . . .	8
2.2 Kriterier . . . . .	11
2.3 Konseptgenerering . . . . .	11
2.3.1 Konsept 1 . . . . .	12
2.3.2 Konsept 2 . . . . .	13
2.3.3 Konsept 3 . . . . .	14
2.3.4 Konseptevaluering og valg av konsept - STRAP-konseptløsning . . . . .	15
<b>3 Design av STRAP-konseptløsning</b>	<b>16</b>
3.1 STRAP-konseptløsning - Versjon 1 . . . . .	16
3.2 Øvre løfteåk . . . . .	19
3.2.1 Designprosessen . . . . .	19
3.2.2 Revidert design . . . . .	25
3.2.3 Material . . . . .	26
3.3 Teleskopmekanisme . . . . .	27

---

3.3.1	Designprosessen . . . . .	27
3.3.2	Revidert design . . . . .	33
3.4	Pongtong . . . . .	35
3.4.1	Designprosessen . . . . .	35
3.4.2	Revidert design . . . . .	37
3.5	Gigasense Automatic Hook . . . . .	37
3.6	Nedre løfteåk . . . . .	38
3.6.1	Designprosessen . . . . .	39
3.6.2	Revidert design . . . . .	42
3.6.3	Material . . . . .	43
3.7	Plattform med docking . . . . .	43
3.7.1	Designprosessen . . . . .	44
3.7.2	Revidert design . . . . .	46
3.8	STRAP-konseptløsning - Versjon 2 . . . . .	46
<b>4</b>	<b>Beregninger av STRAP-konseptløsning</b>	<b>52</b>
4.1	Lasttilfeller . . . . .	52
4.1.1	Lasttilfelle 1 . . . . .	52
4.1.2	Lasttilfelle 2 . . . . .	52
4.2	Avendte verdier og faktorer . . . . .	52
4.2.1	Masser . . . . .	52
4.2.2	Lastfaktorer . . . . .	54
4.2.3	Materialfaktorer . . . . .	56
4.2.4	Materialer . . . . .	56
4.2.5	Oppsummering . . . . .	56
4.3	Øvre løfteåk . . . . .	57
4.3.1	Virkende laster . . . . .	57
4.3.2	Nedbøying . . . . .	59
4.3.3	Hovedbjelke . . . . .	60
4.3.4	Løfteøre senter - Generell . . . . .	64
4.3.5	Løfteøre senter - Kilesveis . . . . .	68
4.3.6	Løfteøre senter - Levetid kilesveis . . . . .	72
4.3.7	Innfestningsører - Generell . . . . .	75
4.3.8	Innfestningsører - Kilesveis . . . . .	77
4.3.9	Innfestningsører - Levetid kilesveis . . . . .	81

---

4.4	Nedre løfteåk . . . . .	84
4.4.1	Virkende laster . . . . .	84
4.4.2	Løfteøre for stropper - Generell . . . . .	86
4.4.3	Løfteøre kranside - Generell . . . . .	91
4.4.4	Bjelke . . . . .	92
4.4.5	Løfteøre for stropper - Buttsveis . . . . .	97
4.4.6	Løfteøre for stropper - Levetid buttsveis . . . . .	101
4.5	Teleskopmekanisme . . . . .	105
4.5.1	Vannlinje - Pongtong . . . . .	105
4.5.2	Vannlinjer - Mariner X . . . . .	107
4.5.3	Slaglengdekapasitet for teleskopmekanisme . . . . .	111
<b>5</b>	<b>Oppsummering og evaluering</b>	<b>117</b>
5.1	LARS-systemets virkemåte . . . . .	117
5.2	STRAP-konseptløsning som LARS-system . . . . .	118
5.3	Strukturell styrke og levetid . . . . .	119
5.4	STRAP-konseptløsning i et bærekraftsperspektiv . . . . .	120
5.5	Evaluering og videre arbeid . . . . .	121
<b>6</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>123</b>
	<b>Referanser</b>	<b>124</b>
	<b>Vedlegg</b>	<b>I</b>
A	FEA: Øvre løfteåk . . . . .	I
A.1	3D modell . . . . .	I
A.2	Materialegenskaper . . . . .	I
A.3	Opplagring . . . . .	II
A.4	Belastninger . . . . .	II
A.5	Mesh . . . . .	III
A.6	Resultater . . . . .	IV
B	FEA: Nedre løfteåk . . . . .	VII
B.1	3D modell . . . . .	VII
B.2	Materialegenskaper . . . . .	VIII
B.3	Opplagring . . . . .	VIII
B.4	Belastninger . . . . .	VIII
B.5	Mesh . . . . .	IX

---

---

B.6	Resultater . . . . .	X
C	Datablad Gigasense Automatic Hook Type Big-C . . . . .	XII

---

## Forkortelser

<b>CAD</b>	Computer Aided Design
<b>COG</b>	Centre Of Gravity
<b>DAF</b>	Dynamic Amplification Factor
<b>DF</b>	Design Factor
<b>FEA</b>	Finite Element Analysis
<b>FLD</b>	Fritt Legeme Diagram
<b>LARS</b>	Launch and Recovery System
<b>MR</b>	Maritime Robotics
<b>ROV</b>	Remotely Operated Vehicle
<b>SKL</b>	Skew Load Factor
<b>USV</b>	Unmanned Surface Vehicle
<b>WLL</b>	Work Load Limit

---

# 1 Introduksjon

## 1.1 Bakgrunn

I en verden der automatisering og effektivisering står stadig mer sentralt, kreves innovative løsninger fra fremtidstenkende aktører. Denne oppgaven tar for seg produktutviklingsprosessen fra problemstilling, til konsept og design av et låresystem, på engelsk "launch and recovery"-system, også omtalt LARS-system, for det autonome overflatefartøyet Mariner X. Dette er et system som forenkler inn- og utsettelsesprosessen av et mindre fartøy på vann, fra et større moderskip. Mariner X er en USV (Unmanned Surface Vehicle) levert av den markedsledende bedriften Maritime Robotics. Samarbeidet med Maritime Robotics bidrar ikke bare til utvikling av et nytt "launch and recovery"-system, men også til å skape en løsning som kan bidra til innovasjon i bransjen.

Maritime Robotics designer og produserer autonome maritime løsninger som selges til kunder over hele verden (Morset 2023). Hovedsegmentet til Maritime Robotics er egenutviklede USV-fartøy. USV er en forkortelse for "Unmanned Surface Vehicle", og er et autonomt fartøy som kan operere på sjø og vann uten mannskap ombord. USV-fartøyenes størrelse varierer, der det minste fartøyet måler en lengde på to meter, mens det største, Mariner X, måler ni meter og kan på det meste veie over åtte tonn. Båtene har et bredt bruksområde, og benyttes av kunder blant annet til å ta vannprøver og kartlegge havbunn. Båtene er ubemannet, dette gir flere fordeler, blant annet redusert risiko for personell og mer økonomisk lønnsomme operasjoner til havs.

Mariner X er en USV spesielt utviklet for operasjoner på åpent hav der utfordrene og varierende vær forekommer. "Costumer payload", eller kundetilpasset last, kan plasseres som moduler på dekket til Mariner X. Dette kan være sensorer eller annet teknisk utstyr. Dekket har nyttelastkapasitet på opptil 1,2 tonn. I tillegg er Mariner X utstyrt med to dedikerte områder for plassering av sensorer, samt to "moonpools" på skrogets underside, der sensorer eller annet kan monteres. Herfra kan utstyret senkes ned under vannoverflaten. Dette gjør Mariner X modulær og gir USV-en et bredt bruksområde. Den store drivstofftanken, den robuste konstruksjonen og det autonome navigasjonssystemet gjør at Mariner X kan utføre langvarige oppdrag over hele kloden med varighet på opp til 25 dager.



Figur 2: Mariner X (M. Robotics 2024)

## 1.2 Problemstilling

For at Mariner X skal kunne gjøre oppdrag ute på havet, må den kunne sjøsettes fra et moderskip, og tas opp igjen etter endt oppdrag, også omtalt som en "launch and recovery"-operasjon. Mariner X kan operere i værharde forhold med røff sjø, noe som kompliserer "launch and recovery"-operasjoner. En av de største utfordringene i dag er at operasjonen krever manuell til- og frakobling av løftepunkter ombord på Mariner X. Ved "launch" kobles løftestropper til båtens fire løftepunkter,

---

før båten senkes fra moderskipet ned i vannet ved bruk av en standard skipskran. Når båten er på vannet går mannskap over i USV-en ved hjelp av en mindre bemannet båt, og løsner løftestroppene manuelt fra USV-en's løfteører. Ved "recovery" av Mariner X gjennomføres samme prosedyre som da den ble sjøsatt, men nå i motsatt rekkefølge. Dagens løsning er ikke bare tidkrevende, men kan også være en risikofylt oppgave som bør kunne gjennomføres uten at personell må forlate moderskipet. Det er derfor ønskelig å utvikle et system som muliggjør "launch and recovery"-operasjoner uten direkte interaksjon mellom USV og personell. Operasjonen skal være så enkel som mulig, og med lavest mulig risiko for skader på personell og materiell (Hilde Leikarnes 2024).

### 1.3 Prosjektets målsetting

For å svare på gitt problemstilling, er det utarbeidet resultat og effektmål for arbeidet.

#### Resultatmål:

- Utforske, utvikle og evaluere konseptløsning for en enklere og tryggere "launch and recovery"-operasjon av Mariner X

#### Effektmål:

- Forenkle "launch and recovery" av Mariner X slik at operasjonen kan gjøres raskt og effektivt
- Forbedre sikkerhet under "launch and recovery" av Mariner X ved at mannskap ikke trenger å forlate moderskip
- Bidra til innovasjon i bransjen samt å styrke Maritime Robotics konkurranseevne

### 1.4 Omfang og avgrensning

Opgaven tar for seg en produktutviklingsprosess av et "launch and recovery"-system for Mariner X, fra ide, til konsept og design. Det er fokus på hovedelementene; konseptutvikling, design og styrkeberegning. Omfanget er begrenset til disse tre aspektene fra produktutviklingsprosessen, og vil ikke dekke andre faser som for eksempel markedsanalyse og kostnadsanalyse. Rapporten dekker heller ikke produksjonsprosesser selv om dette til dels betraktes under designfasen. Konseptutviklingsfasen skal inkludere informasjonsinnhenting og innsikt, konseptgenerering, konseptevaluering og valg av konsept. Videre design av konseptet inkluderer CAD 3D-modell for de enkelte komponentene, og for designet som en helhet. Det gjøres kapasitetsberegninger for bevis av statisk styrke for strukturelle medlemmer, der det er funnet relevant.

### 1.5 Standarder

Følgende standarder er anvendt i arbeidet:

- NORSOK R-002:2017+AC (Lifting equipment)
- NS-EN 13001-1:2015 (Cranes-General design-Part 1: General principles and requirements)
- NS-EN 13001-2:2021 (Crane safety-General design-Part 2:Load actions)
- NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Cranes-General Design-Part 3-1: Limit States and proof competence of steel structure)
- NS-EN 12155:2020 (Crane-Safety-Non-fixed load lifting attachments)
- NS-EN 10025-2:2019 (Hot rolled products of structural steels-Part 2: Technical delivery conditions for non-alloy structural steels)

- 
- DNV-RP-C203 (Fatigue design of offshore steel structures)
  - NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009 (Eurocode 3: Design of steel structures-Part 1-8: Design of joints)
  - NS-EN 13889:2003+A1:2008 (Forged steel shackles for general lifting purposes—Dee shackles and bow shackles—Grade 6—Safety)

## 1.6 Rapportens oppbygning

Rapporten er strukturert i flere større kapitler, der hvert kapittel har sitt fokusområde og følger en rekkefølge som reflekterer konseptutviklingsprosessen. Dette er gjort med formål om å gjøre rapporten oversiktlig og forståelig. Rapporten legger vekt på løsningens design og den tilhørende designprosessen. Først blir bakgrunn og problemstilling presentert i introduksjonen, for å gi arbeidet kontekst og legge grunnlag for rapportens videre innhold. Videre følger et kapittel om konseptutvikling, der informasjonsinnsamling og innsikt, konseptgenerering, konseptvaluering og valg av konsept er inkludert. Deretter kommer et kapittel om design og designprosessen for valgt konsept. Oppfølgingsvis følger et kapittel for dimensjonering og styrkeberegning av strukturelle medlemmer. I den påfølgende delen, oppsummering og evaluering, der hovedresultatene fra prosjektet presenteres, blir det reflektert rundt prosjektresultatene. Resultatene blir satt opp mot gitt problemstilling og videre arbeid blir anbefalt. Avslutningsvis følger en konklusjon med oppsummering av de viktigste funnene.

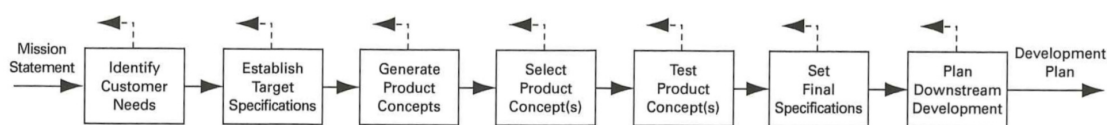


---

## 2 Konseptutvikling

Konseptutvikling er en tidlig fase i produktutviklingsprosessen der ideer utvikles til mer detaljerte design og/eller løsninger. Konseptutviklingsfasen er en essensiell del av produktutviklingen, og kan legge grunnlag for om en produktutviklingsprosess lykkes eller ikke. Konseptutviklingsprosessen kan variere fra prosjekt til prosjekt, og bør tilpasses det enkelte tilfellet. Det er likevel noen generelle punkter som kan følges for den tidlige konseptutviklingsfasen (Ulrich T. Karl, Eppinger D, Steven 2016a).

- Identifisere behov
- Bestemme krav og ønsker for produktet eller løsningen
- Generere konsepter
- Valg av konsept
- Testing av konsept
- Bestemme endelige krav og ønsker for produktet eller løsningen
- Detaljert prosjektplanlegging



Figur 3: Generell prosess for konseptutvikling (Ulrich T. Karl, Eppinger D, Steven 2016a)

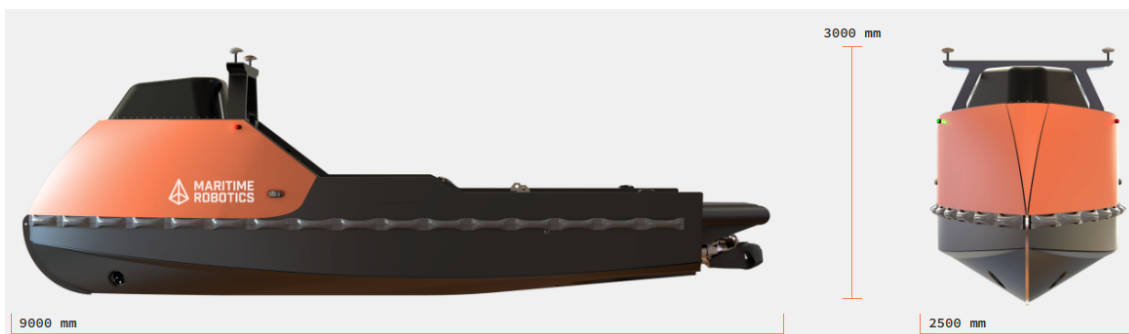
I dette arbeidet gjennomføres en konseptutviklingsprosess med ønske om å generere et innovativt design som kan løse gitt problemstilling og oppfylle de ønsker og krav som stilles til løsningen. Ved å identifisere og eliminere problemer og feil tidlig, reduseres risikoen for at arbeidet mislykkes. Konseptutviklingsfasen vil også bidra til å gi en bedre forståelse for problemstillingen, og vil være viktig for videre prosjektplanlegging, kommunikasjon og allokering av ressurser.

Konseptutviklingskapittelet utforsker konseptutviklingsprosessen for arbeidet. Kapittelet er strukturert på en måte som ligner prosessen selv, som beskrevet over og som vist i figur 3. Kapittelet gjennomgår først informasjonsinnhenting og innsikt, før ønskede krav og spesifikasjoner for konseptløsningen presenteres. Videre følger et avsnitt om konseptgenerering der ulike konsepter presenteres og diskuteres. Oppfølgingsvis kommer et kapittel om konseptevaluering og valg av konsept.

---

## 2.1 Innsikt og informasjonsinnhenting

### 2.1.1 Mariner X



Figur 4: Mariner X med dimensjoner(M. Robotics 2024)



Figur 5: Tre av fire løfteører ses på bakdekket til Mariner X (M. Robotics 2024)

### 2.1.2 LARS-system

For å kunne slippe tradisjonell manuell til- og frakobling mellom krankrok fra et moderskip og løftepunktene på et mindre fartøy som skal sjøsettes, og på et senere tidspunkt tas opp igjen, benyttes gjerne et "launch and recovery"-system, også omtalt som et LARS-system, tilpasset det aktuelle fartøyet. Et LARS-system er gjerne en konstruksjon eller innretning som interagerer mellom moderskip og aktuelt fartøy, og muliggjør inn- og utsetting av fartøyet på en sikker og elegant måte. Et slikt system spiller en svært viktig rolle mellom fartøyet og moderskipet, da det legger til rette for en effektiv, enkel og trygg "launch and recovery"-operasjon. Dessuten muliggjør et LARS-system generelt et større "operasjonsvindu" for det aktuelle fartøyet, da "launch and recovery"-operasjonen kan skje under mer krevende værforhold, som følge av økt sikkerhet ved bruk av LARS-system.

---

### 2.1.3 Kommersialiserte LARS-system

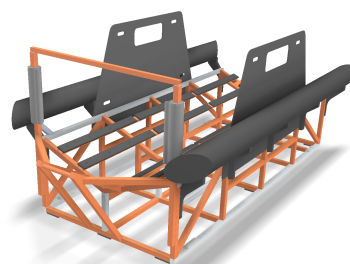
#### Krybbekonsept

Maritime Robotics leverer som kjent flere ulike USV'er som er mindre enn Mariner X i fysisk størrelse. LARS-system utviklet for disse fartøyene er i dag basert på "krybbe-konseptet" og "single point lift". En slik "krybbe-løsning" benytter seg av en enkelt kran, med en wire, til å senke en "krybbe-konstruksjon" delvis ned under havoverflaten, før USV'en som allerede er på sjøen, kjører inn i, og blir omfavnet av krybben. Deretter løftes krybbe med USV opp fra sjøen og plasseres på dekket til moderskipet. Operasjonen utføres på samme måte, men i motsatt rekkefølge ved utsetting av USV fra moderskip. Fartøyet ligger å "hviler" i krybben og det kreves ingen avansert interaksjon mellom LARS-system og fartøy, med andre ord, en enkel og pålitelig løsning.

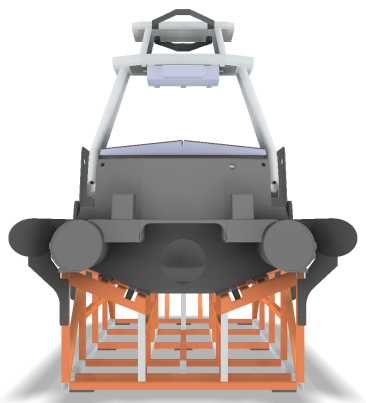
Mariner, et mindre USV fartøy enn Mariner X, fra Maritime Robotics's produktportefølje, har et tilhørende LARS-system som er basert på dette "krybbekonseptet". Figur 6 og 7 nedenfor viser LARS-system for Mariner, og gir en visuell forklaring av krybbekonseptet som LARS-system.



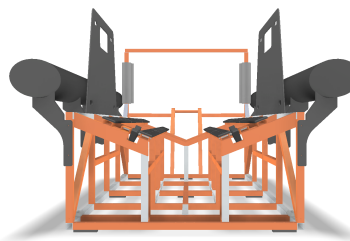
(a) Siden forfra med Mariner



(b) Siden forfra uten Mariner



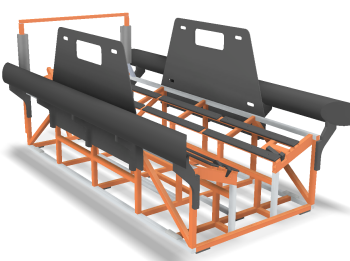
(c) Bakfra med Mariner



(d) Bakfra uten Mariner



(e) Siden bakfra med Mariner



(f) Siden bakfra uten Mariner

Figur 6: Mariner med tilhørende LARS-system basert på krybbekonseptet



Figur 7: Illustrasjon av Mariner med tilhørende LARS-system under "launch and recovery" fra moderskip (VESTDAVIT 2024)

#### **Andre LARS-system basert på krybbekonsept**

Figur 8 lenger nede viser et eksempel på en "recovery" operasjon av en USV fra et større moderskip. LARS-systemet som vises her baserer seg på krybbekonseptet, og er produsert av det belgiske selskapet Belgium Naval & Robotics. Legg merke til at dette er en krybbeløsning som benytter seg av et to punkts løftesystem, se figur 8a under.



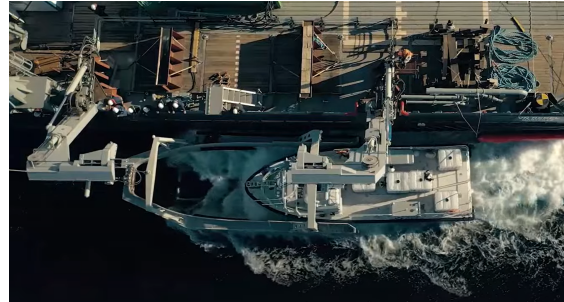
(a) LARS-krybbe senkes ned fra moderskip



(b) LARS-krybbe i vannet klar for entring av USV



(c) USV klar til å entre LARS-krybbe



(d) USV entrer LARS-krybbe



(e) USV entret i LARS-krybbe



(f) USV med LARS-krybbe heises opp til moderskip

Figur 8: Eksempel på ”recovery” operasjon av USV med krybbe-løsning (B. N. Robotics 2024)

”Recovery”-operasjonen vist i figur 8 gjennomføres ved at LARS-krybben senkes ned (figur 8a) og USV gjør seg klar til å entre krybbe. Moderskipet holder en fart på omtrent fem knop, og LARS-systemet dras igjennom vannet etter moderskipet, ved hjelp av en snorforbindelse mellom moderskip og LARS-krybbe. Snor kan skimtes festet i front av LARS-krybbe på flere av bildene i figur 8. Når USV har entret krybbe heises LARS-krybbe med USV opp til moderskip.

Det at moderskip holder en lav fart, istedenfor at det er stillestående, er fordelaktig under både ”launch”, og ”recovery”-operasjoner. Dette gjør at LARS-krybben holder en mer stabil posisjon og retning i vannet, og er ikke like lett-påvirkelig for dynamisk bevegelse, foreksempel fra bølger. Under ”recovery”-operasjoner er det også enklere for USV å ”reposisjonere” seg, under entringfasen av LARS-krybbe, hvis første entrings-forsøk ikke lykkes, eller entring midlertidig må avbrytes av andre årsaker. En lav fart på moderskip vil også være fordelaktig ved ”launching”-operasjoner av USV. Under ”launching” vil USV’en kunne ”slippe” seg bakover og forlate LARS-krybbe på en elegant måte, mens moderskip holder en høyere fart fremover. Totalt sett bedres forutsetningene ved at moderskip holder en lav masjart under ”launch and recovery”-operasjoner.

#### 2.1.4 Startfasen

Etter dialog med Maritime Robotics har punktene presentert under kommet frem som ønsker til LARS-systemet for Mariner X. Ut over disse punktene står oppgaven fritt til å utforske ulike konsepter (Hilde Leikarnes 2024).

- 
1. Single point lift, en enkelt skipskran med en wire skal kunne operere LARS-systemet
  2. Brukervennlig, enkelt, robust, og pålitelig design, som krever minimalt vedlikehold, og opprettholder funksjon selv i krevende miljøer og lave temperaturer

For eksisterende og potensielle kunder kan Mariner X for flere være en tung investering. For å unngå enda en dyr investering på toppen av dette, der LARS-systemet til Mariner X må spesialtilpasses og integreres i moderskipet, er et "single point" løftesystem fordelaktig. Dette da fleste større arbeids og forskningsskip er utstyrt med en typisk standard svingbar skipskran. Et "single point" løftesystem vil dermed på generelt grunnlag gjøre LARS-systemet til Mariner X mer anvendbart og fleksibelt. Dette resulterer også i at størrelsen på kundegruppen for Mariner X utvides, da LARS-system ikke må spesialtilpasses moderskipet.

Mariner X er designet og utviklet for å kunne operere i stor sjø og i alle typer klima, også arktisk med periodevis lave temperaturer. Erfaringene til Maritime Robotics er at "alt går i stykker på sjøen" (Moholt 2024c). Dette, kombinert med at tyngre vedlikehold ofte blir nedprioritert, og et ønske om et brukervennlig LARS-system, gjør at LARS-system med et enkelt, robust og pålitelig design er ønskelig fra Maritime Robotics.

Ved introduksjon av oppgave og problemstilling fra Maritime Robotics i prosjektets startfase, ble det diskutert rundt utvikling av LARS-system for Mariner X som kunne baseres på det kjente og utprøvde krybbe-konseptet. Samtidig ble det også diskutert muligheten for å se på utvikling av et nytt type LARS-konsept som kunne basere seg på Mariner X's fire løfteører på dekk. Disse benyttes ved dagens manuelle til- og frakobling-løsning ved "launch and recovery" av Mariner X. En utfordring med et system som baserer seg på disse er å få koblet en løftemekanisme mot løfteørene ute på åpen sjø med bølger, og relativ bevegelse mellom Mariner X og moderskip, på en enkel, trygg og sikker måte. Eventuell "costumer payload" montert på Mariner X's dekk kan også være til hinder for en slik løsning, da montert payload kan begrense eller hindre den fysiske tilgjengeligheten til løfteørene. Dette gjelder også motsatt, et slikt konsept kan være til hinder og begrense mulighetene for montering av kundetilpasset last. Stor kapasitet for "costumer payload" er en av Mariner X fordeler og styrker i USV-markedet. Da en slik løsning i stor grad vil begrense muligheten for montering av "costumer payload", ble det i tidlig fase valgt å gå bort fra en slik løsning og se videre på utvikling av LARS-system for Mariner X som baserer seg på det velkjente krybbe-konseptet.

Krybbe-konseptet er en velutprøvd, enkel og pålitelig løsning som man vet fungerer. Mariner X er derimot et stort fartøy, med en lengde på 9, bredde på 2,5 og høyde på 3 meter. En krybbe-løsning for Mariner X antas derfor å bli en stor og tung konstruksjon. Det er flere ulemper med en krybbeløsning for Mariner X:

- Høye produksjonskostnader, stor struktur krever mye materiale, og sammenstilling er tidkrevende
- Utfordring med å frakte LARS-krybbe fra produksjonssted til kunde, en krybbe-løsning for Mariner X ville sannsynligvis ikke fått plass på en vanlig lastebil. En krybbe-løsning for Mariner X kan tenkes å bli lite fleksibel og håndterbar
- En krybbeløsning ville i sin helhet blitt definert som en strukturell konstruksjon. Kravene som stilles til en slik konstruksjon, samt tredjeparts verifisering og godkjenning for å få LARS-system godkjent for bruk, vil kreve mye tid og kapital i utviklingsfasen
- En større strukturell konstruksjon i maritimt miljø krever mye ettersyn og vedlikehold for å opprettholde sikkerhet og designet strukturell kapasitet
- På grunn av Mariner X's størrelse vil en krybbeløsning få veldig høy vekt. For å tilfredsstille MR's ønske om et "single point lift" LARS-system, som kan opereres av en enkel standard skipskran, vil dette kreve en størrelse og kapasitet på skipskran ut over normalen, og i så måte allikevel kunne begrense kundegruppen for Mariner X.
- En krybbeløsning vil kunne innebære større eller mindre designendringer av Mariner X, for å kunne tilpasses en krybbeløsning

---

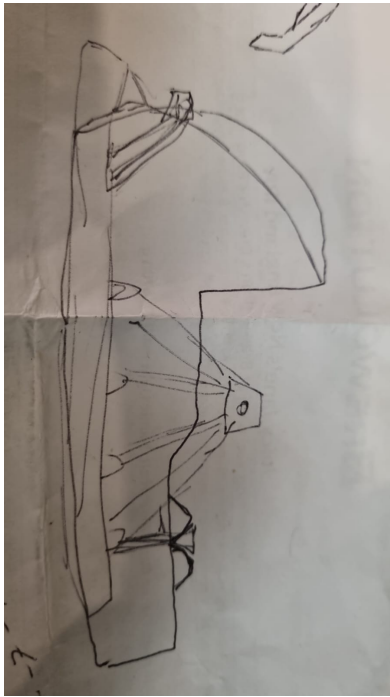
Etter ny innsikt om fordeler og ulemper rundt hva en krybbe-løsning som LARS-system for Mariner X vil innebære, ble igjen en løsning basert på Mariner X løftepunkter et tema i dialog med MR. Tiltross for at denne løsningen potensielt kan begrense Mariner X's kapasitet for kundetilpasset "payload", kan en slik løsning potensielt gi et enklere, mer fleksibel og lettere design og struktur som bedre tilfredsstillter Maritime Robotics ønsker for det nye LARS-systemet. Det ble derfor gjort en helomvending, og det ble besluttet å legge krybbe-løsning på is. Videre fokus på utvikling av "single point" LARS-system for Mariner X ble nå besluttet å være på en løsning som benytter seg av Mariner X's fire løftepunkter på dekk. Utviklingen i prosjektets tidlige fase er visualisert med et flytskjema i figur 9 under.



Figur 9: Prosjektets konseptutviklingsprosess i startfasen

### Forslag til LARS-konsept basert på Mariner X's løftepunkter

Skissene i figur 10 viser et LARS-konsept for Mariner X fra en ansatt i Maritime Robotics. Dette konseptet baserer seg på bruk av båtens fire faste løfteører på bakdekket til Mariner X, i kombinasjon med løftestropper, der stroppene allerede er festet til båtens løfteører. Ved "recovery" benyttes en enkel konstruksjon/innretning for å posisjonere Mariner X for sammenkobling mot moderskipets krankrok. En pongtong med L-form ligger delvis rundt og sørger for riktig posisjonering av Mariner X, slik at en eller annen innretning festet på pongtongen kan hekte tak i ett koblingspunkt på dekket til Mariner X, og på en eller annen måte koble krankrok og løftestroppene sammen slik at Mariner X kan heises opp. Innretningen som brukes for å posisjonere og koble sammen krankrok og løftestropper, er i hovedsak ikke tenkt å være en strukturell konstruksjon som skal overføre store krefter. Innretningen er kun ment for å sammenkoble krankrok mot løftestroppene, deretter er innretningen "overflødig" og blir i seg selv ett løfteobjekt som er festet i krankroken på lik linje med Mariner X. Samme prosedyre, bare reversert gjelder ved "launch", utsettelse av Mariner X fra moderskip.



(a) Fra siden



(b) Ovenfra

Figur 10: Skisse LARS-konsept Mariner X (Perkins udatert)

## 2.2 Kriterier

Basert på krav og ønsker fra Maritime Robotics, samt informasjon i innsiktfasen, er det under utarbeidet en liste med kriterier til Mariner X's nye LARS-system. Kriteriene legger grunnlaget for videre konseptgenerering og for senere valg i designprosessen av valgt konsept.

Kriterier til LARS-system for Mariner X:

1. Single point lift, en enkelt skipskran med en wire skal kunne operere LARS-systemet
2. Brukervennlig, enkelt, robust, og pålitelig design, som krever minimalt vedlikehold, og opprettholder funksjon selv i krevende miljøer og lave temperaturer
3. Et design som kan benyttes sammen med moderskip, når moderskip holder en lav marsj fart
4. Et LARS-system som baserer seg på Mariner X's fire løftepunkter

## 2.3 Konseptgenerering

Fra kriteriene basert på ønskede krav og spesifikasjoner oppsummert i avsnitt 2.2 utarbeides tre mulige konseptløsninger. Konseptløsningene er foruten MR's ønsker til LARS-system for Mariner X, inspirert av- og videreutviklet fra forslag til LARS-konsept beskrevet i delkapittel 2.1.4 samt andre eksisterende LARS-løsninger på markedet, beskrevet i delkapittel 2.1.3.

Tanken bak, og felles for alle konseptløsningene er at LARS-systemet skal senkes til vannoverflaten og trekkes av moderskipet gjennom vannet, langs moderskipets skrog, i en hastighet på omtrent fem knop. En pongtong holder konstruksjonen flytende og sørger for presis posisjonering av fartøyet slik at en festemekanisme på LARS-systemet kan huke tak i et koblingspunkt på Mariner X. Koblingspunktet stasjoneres på Mariner X, og det er til enhver tid forbundet stroppe mellom koblingspunktet og fartøyets løfteører. Når festemekanismen på LARS-systemet sammenkobles med koblingspunktet på Mariner X, og heves, strammes stroppene. Etter at stroppene er strammet,



---

løftes Mariner X med LARS-system videre opp på moderskipets dekk. Tilsvarende virkemåte er tenkt for "launch", men da i reversert rekkefølge.

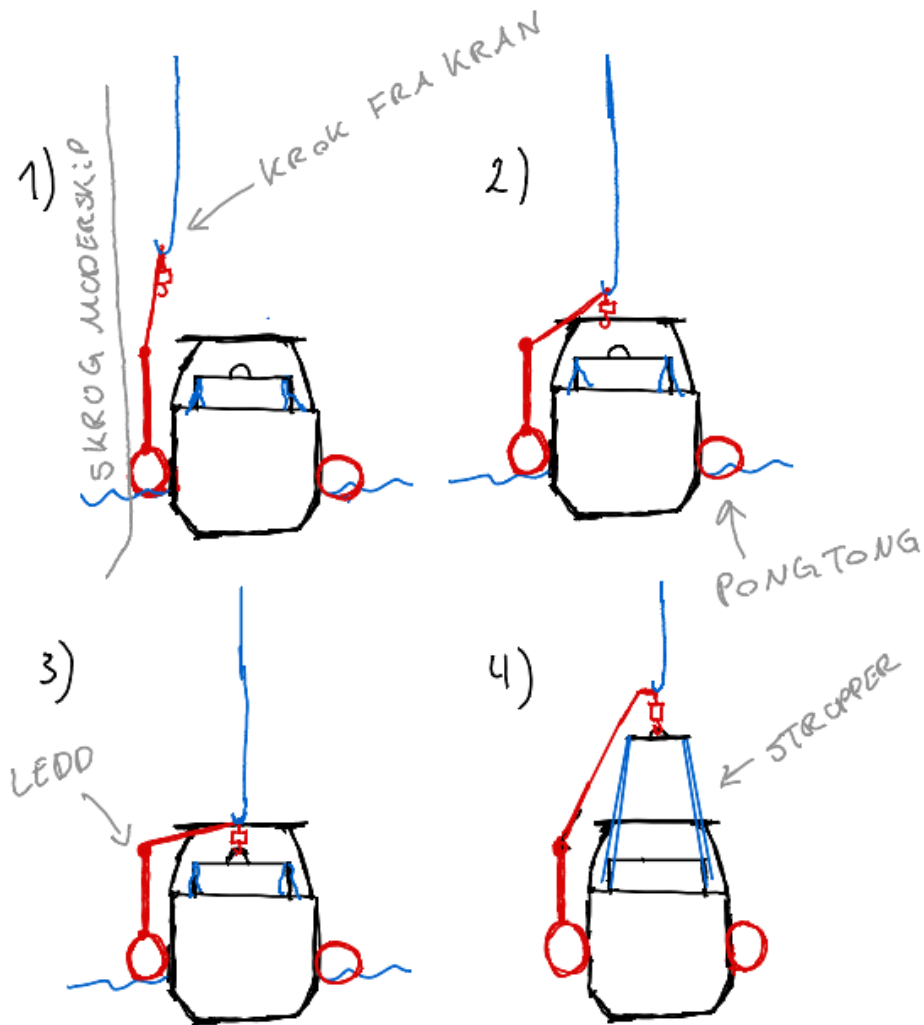
Konseptene utarbeidet i konseptgenereringsfasen presenteres nedenfor. Introduksjon til konseptene inkluderer en rask forklaring av konseptløsning, før det presenteres en liste med vurderte styrker og svakheter.

Kommentar:

-Konseptene som presenteres videre tar kun for seg hvordan en festemekanisme fra LARS-system best kan imøtekomme en annen koblingsmekanisme stasjonert på dekket til Mariner X, detaljer rundt type koblingsmekanisme mellom LARS-system og Mariner X er ikke inkludert eller diskutert. Utvikling og valg av koblingsmekanisme blir presentert i designkapitel senere i rapporten.

### **2.3.1 Konsept 1**

Konsept 1 fungerer ved at Mariner X entrer pongtongen og posisjoneres. Videre er kranen festet til en eller annen festemekanisme på en leddet arm slik som skisse 1 illustrerer. Når krankroken fra moderskipet senkes, beveger festemekanismen seg i en sirkulær bevegelse fra siden, ned mot Mariner X sitt festepunkt, ved hjelp av den leddete armen slik som skisse 2 og 3 viser. LARS-systemet og Mariner X sammenkobles ved hjelp av festemekanismen, og USV-en er klar for løfting etter sammenkobling. For at festemekanismen skal kunne bevege seg vertikalt oppover mens stroppene strammes, utstyres den leddete armen med teleskop slik at armen kan forlenges. Dette vises i skisse 4.



Figur 11: Konsept 1

#### Fordeler

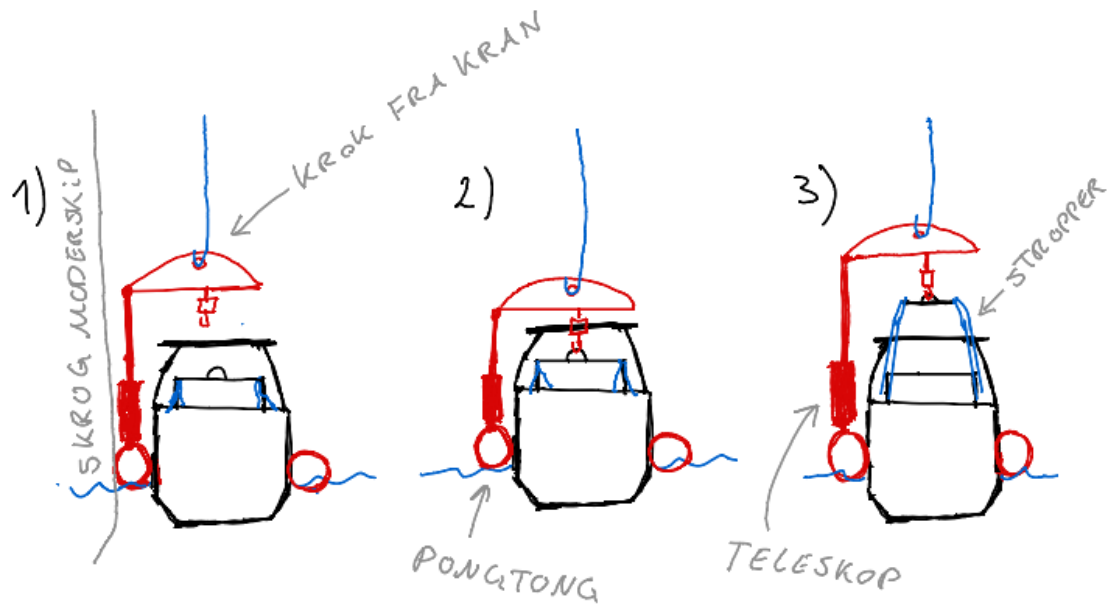
- Den enkle konstruksjonen gir lav vekt og produksjonskostnad
- Festemekanismen er ute av Mariner X sin bane når den entrer pongtongen. Det gir mindre sjanse for kollisjon mellom festemekanismen og Mariner X under entring av pongtongen
- Den enkle løsningen er robust

#### Ulemper

- Problematisk sammenkobling mellom Mariner X og LARS-system på grunn av festemekanismens sirkulære bevegelse
- Mesteparten av konstruksjonen plasseres på den ene siden av pongtongen. Dette kan gi ubalanse som må tas hensyn til
- Mangel av støtte for pongtongen når løft utføres. Uten en løsning på dette kan pongtongen bli hengende på skrå med den ene siden under Mariner X

#### 2.3.2 Konsept 2

Fstemekanismen som skal huke tak i et koblingspunkt på Mariner X monteres på en slags L-formet struktur. Den vertikale delen av L-formen utstyres med teleskop slik som skisse 3 illustrerer. L-formen som festemekanismen er festet i har fast innspenning på pongtongen, derfor beveger mestemekanismen seg kun i vertikal retning når kranen heves eller senkes.



Figur 12: Konsept 2

#### Fordeler

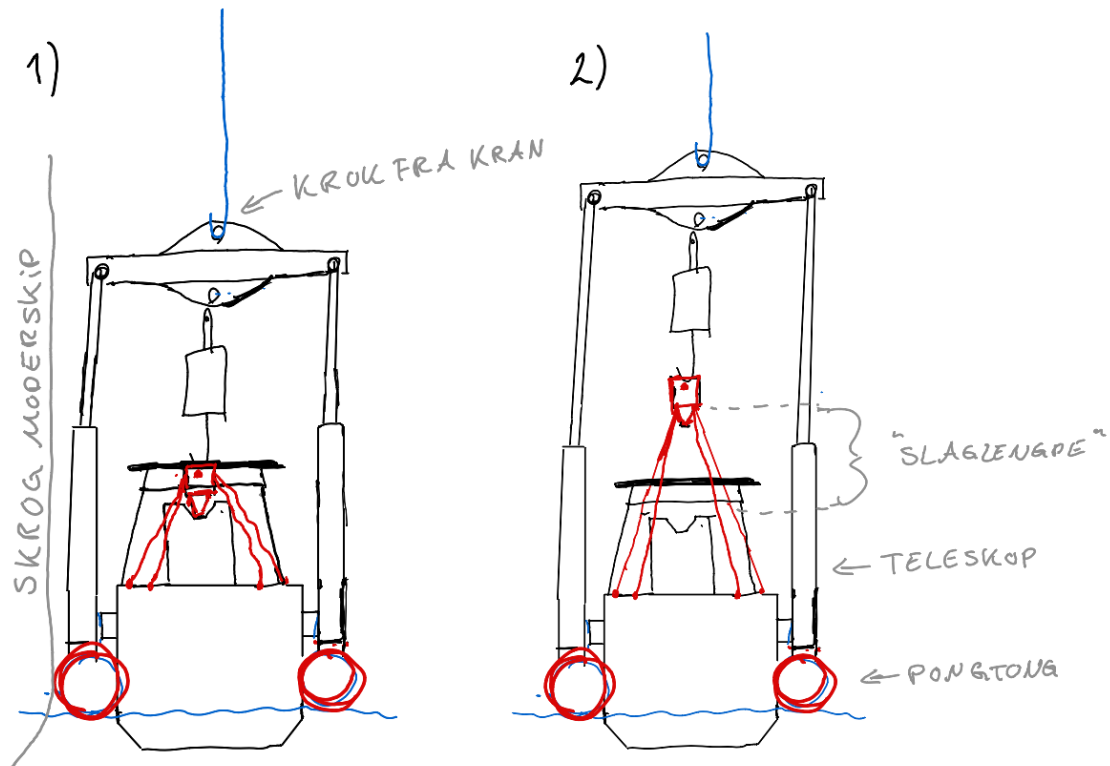
- Enklere sammenkobling på grunn av vertikal bevegelse av festemekanismen fremfor sirkulær bevegelse som i konsept 1
- Den enkle konstruksjonen gir lav vekt og produksjonskostnad
- Den enkle løsningen er robust

#### Ulemper

- Det oppstår stort moment i teleskopet og i opplagringen av teleskopet. Dette forutsetter et solid teleskop med en sterk opplagring
- Festemekanismen må kunne heves over Mariner X sitt høyeste punkt mens den entrer pongtongen. Dette for å unngå kollisjon
- Vanskelig dimensjonering av teleskopet, da testing vil være nødvendig

#### 2.3.3 Konsept 3

I konsept 3 er festemekanismen festet i en form for bjelke fremfor en L-formet struktur som i konsept 2. Bjelken er opplagret av teleskopstag på hver side av pongtongen. Teleskopstagene har fast opplagring ved pongtongen, og kan kun bevege seg vertikalt, på samme måte som i konsept 2.



Figur 13: Konsept 3

#### Fordeler

- Robust konstruksjon
- Enklere opplagring av teleskopene
- Pongtongen har god støtte under løft

#### Ulemper

- Stor og tung konstruksjon
- Høyere produksjonskostnader
- Festemekanismen må kunne heves over Mariner X sitt høyeste punkt mens den entrer pongtongen. Dette for å unngå kollisjon

#### 2.3.4 Konseptevaluering og valg av konsept - STRAP-konseptløsning

Konseptevaluering og valg av konsept er en viktig og avgjørende del av konseptutviklingsprosessen. Metodikk for konseptevaluering bør tilpasses hver enkelt konseptutviklingsprosess for å gi best mulig evalueringsgrunnlag. Valg av konsept kan gjøres av interne i utviklingsprosessen eller eksterne aktører som for eksempel en kunde eller en oppdragsgiver. Valget kan gjøres på bakgrunn av blant annet prototyping og testing, vurdering av fordeler og ulemper eller ved hjelp av valgmatriser (Ulrich T. Karl, Eppinger D, Steven 2016b).

Konseptevalueringen utført for LARS-system til Mariner X seg baserer seg på en vurdering der fordeler og ulemper vektet opp mot hverandre. Det er også gjort en vurdering av gjennomførbarhet samt en evaluering av hvor godt konseptene korresponderer med de ønsker og krav, gitt i kapittel 2.2, utarbeidet for nytt LARS-systemet til Mariner X .

Etter gjennomført konseptevaluering anses konsept 3 som best korresponderende med de ønsker og krav utarbeidet for det nye LARS-systemet. Konseptet vurderes som gjennomførbart og med sannsynlighet for suksess. Konsept 3 navngis, STRAP-konseptløsning, da konseptet baserer seg på bruk av løftstroppe sammen med Mariner X's løfteører.

---

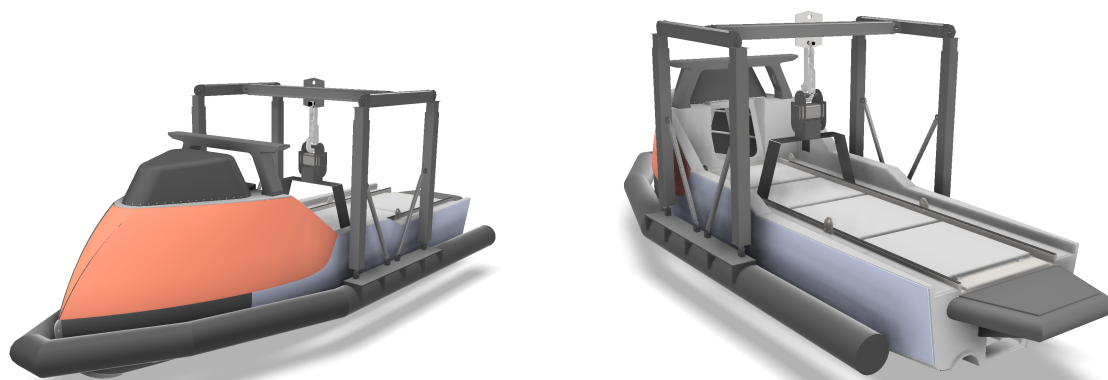
### 3 Design av STRAP-konseptløsning

Designkapittelet utforsker prosessen ved design og utvikling av valgt LARS-konsept for Mariner X, STRAP-konseptløsning. Prosessen foregår i steg, der revidering av konseptet er en iterativ prosess. Det er i hovedsak to hovedrevideringer, selv om det gjøres utallige revideringer innenfor hver hovedrevidering. Kapittelet tar for seg hver revisjon, der endringer, forbedringer og valg for de ulike komponentene presenteres på et overordnet nivå gjennom en designprosess. Videre diskuteres valg av materialer og andre relevante aspekter ved design av komponentene i de tilfellene der det er funnet hensiktsmessig. Med overordnet nivå menes at geometriske mål og lengder, samt annen info på detaljnivå, som hovedregel ikke er inkludert i rapporten. Årsaken er at denne type informasjon er funnet overflødig å presentere på dette stadiet i produktutviklingsprosessen. I slutten av kapittelet presenteres siste revidering av STRAP-konseptet.

#### 3.1 STRAP-konseptløsning - Versjon 1

I tidlig designfase ble det utformet en 3D-modell av STRAP-konseptet (figur 15 og 16), med utgangspunkt i konseptskissene og de krav og ønsker utarbeidet for nytt LARS-system til Mariner X i kapittel 2.2. Den første 3D-modellen er navngitt, "versjon 1". Det er flere fordeler med å utforme en 3D modell i tidlig designfase. En 3D-modell bidrar til effektiv visualisering av konseptet og gir mulighet for å utvikle en dypere forståelse av systemet i detalj. En effektiv visualisering av konseptet bidrar til å bestemme hvilken del av systemet som skal prioriteres i videreutviklingen. Dessuten legger visualiseringen til rette for effektiv kommunikasjon mellom interne og eksterne parter under designprosessen. Første versjon av STRAP-løsningen er preget av enkelt design der blant annet mere kompleks geometri og detaljer er unngått. Det enkle designet gjør revidering av designet til en enkel prosess.

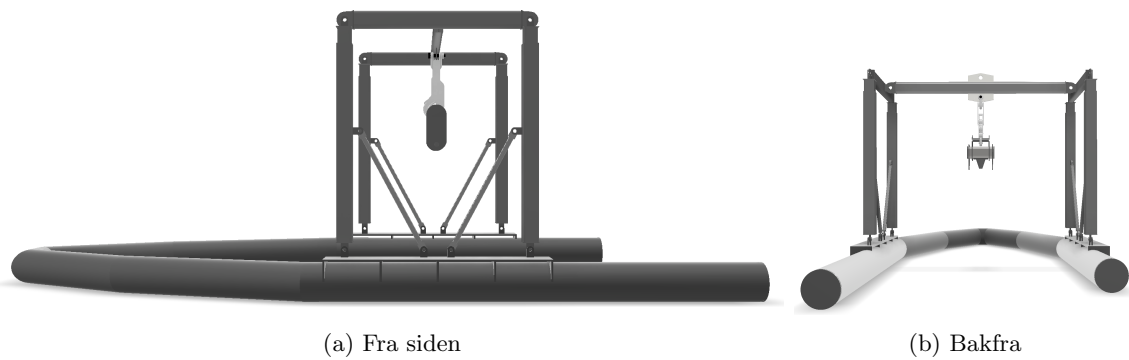
Versjon 1 består blant annet av fire vertikale teleskopmekanismer plassert oppå en pongtong. Pongtongen fungerer som et fundament, og holder resten av konstruksjonen flytende. Teleskopmekanismene har igjen innfesting mot et større "løfteåk" som kan ses gå på tvers over Mariner X's lengderetning i figur 14. Løfteåket har innfesting for krankrok fra moderskip på toppen og kan ved hjelp av teleskopmekanismene beveges "opp" og "ned" i vertikal retning. På undersiden for innfesting mot krankrok har det store løfteåket montert en krok. Denne kroken er tenkt å forbinde LARS-system mot Mariner X, via et mindre "løfteåk" stasjonert på dekket til Mariner X. Det mindre løfteåket har igjen forbindelse mot Mariner X's løfteører via permanent monterte løftestropper. På grunn av teleskopmekanismene kan det store løfteåket med krok løftes "opp" når Mariner X skal entre eller forlate LARS-systemet, samtidig kan det senkes "ned" når LARS-system og Mariner X enten skal sammenkobles, eller frikobles under "launch and recovery"-operasjoner.



Figur 14: STRAP-konseptløsning med Mariner X - Versjon 1



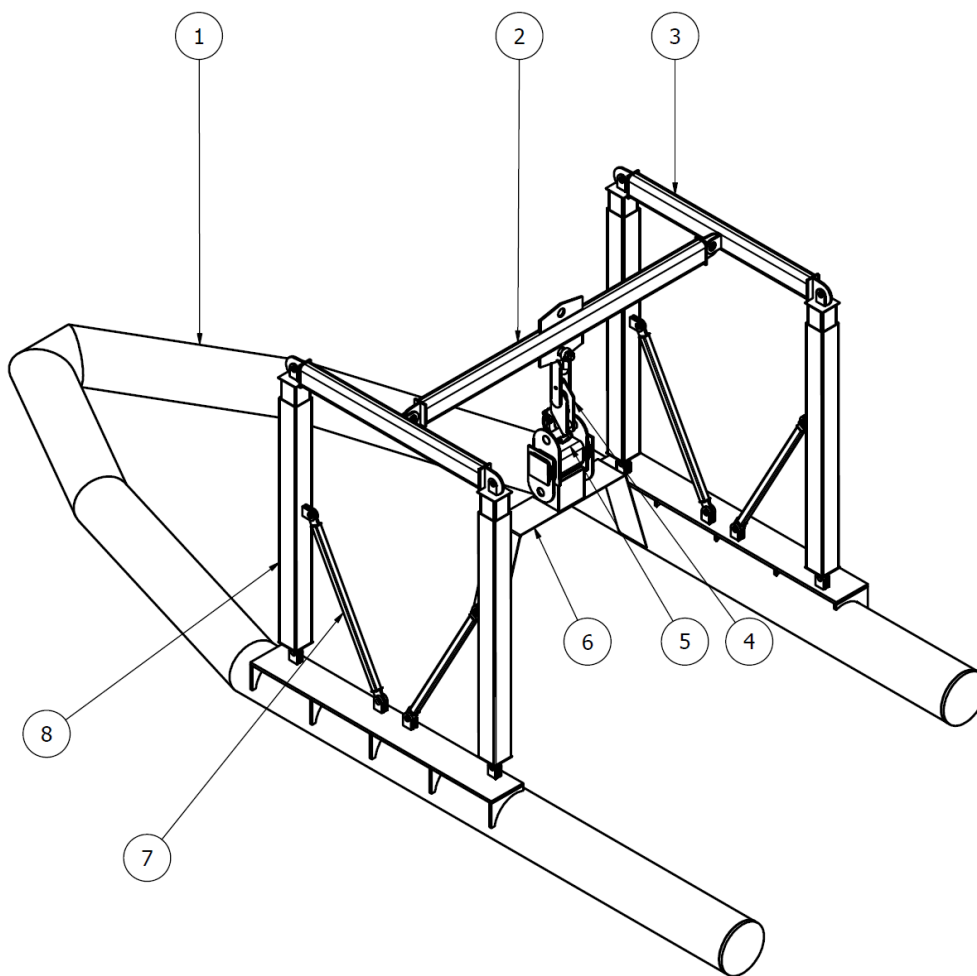
Figur 15: STRAP-konseptløsning uten Mariner X - Versjon 1



(a) Fra siden

(b) Bakfra

Figur 16: STRAP-konseptløsning fra siden og bakfra - Versjon 1



Figur 17: Illustrasjon av LARS-system med nummerering av hovedkomponenter - Versjon 1

Tabell 1: Hovedkomponenter LARS-system - Versjon 1

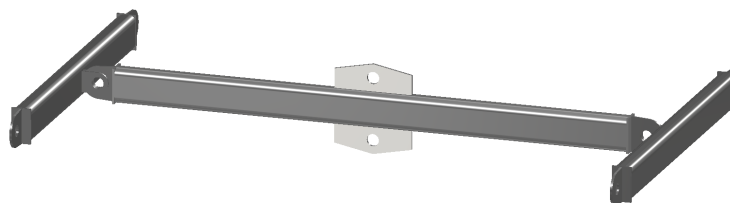
Delenummer	Antall	Komponent
1	1	Pongtong
2	1	Øvre løfteåk - Hovedbjelke
3	2	Øvre løfteåk - Tverrbjelke
4	1	GIGASENSE krok
5	1	Nedre løfteåk
6	1	Plattform med docking
7	4	Støttestag
8	4	Teleskopmekanisme

Figur 17 illustrerer LARS-systemets hovedkomponenter i versjon 1, og forstås best i sammenheng med tabell 1 som presenteres korresponderende komponentnavn til de ulike delenummerene. Kapitlet videre leses best ved å ha dette i mente, da man raskt og enkelt for oversikt over plasseringene til de ulike hovedkomponentene i LARS-sytemet.

---

## 3.2 Øvre løfteåk

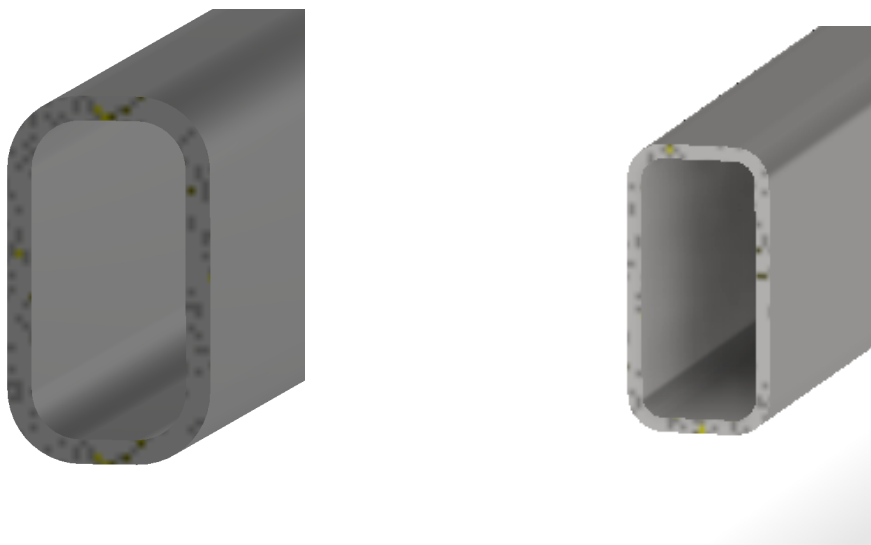
### 3.2.1 Designprosessen



Figur 18: Oversiktsbilde øvre løfteåk - Versjon 1

Øvre løfteåk er på generelt grunnlag designet med tanke på å kunne overføre kreftene som virker under "launch and recovery" - operasjoner av Mariner X, og samtidig bidra til stabilitet som en del av den helhetlige strukturen til LARS-systemet. Under presenteres utviklingsprosessen av de viktigste aspektene ved øvre løfteåk fra versjon 1 til 2. Designprosessen for øvre løfteåk tar utgangspunkt i standarden NORSOK R-002:2017+AC Annex C.

#### Hovedbjelke og tverrbjelker



(a) Versjon 1 - 180 x 100 x 12 [mm]

(b) Versjon 2 - 160 x 80 x 8 [mm]

Figur 19: Tverrsnittprofil hovedbjelke og tverrbjelker

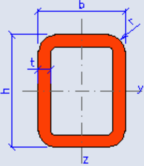
#### Versjon 1:

Øvre løfteåk er i første utgave designet med en profil for hovedbjelke og tverrbjelker i et rektangulært hult tverrsnitt i dimensjonen 180 x 100 x 12 [mm].

#### Versjon 2:

En grov kapasitetsberegning av tverrsnittprofilen valgt i versjon 1, viste tydelig at bjelkene i øvre løfteåk var overdimensjonert, og det ble valgt et nytt tverrsnitt som harmonerte bedre med nødvendig kapasitet. Dette gir også positiv utslag i vektreduksjon, da den nye tverrsnittprofilen er mindre i størrelse. Profiltverrsnittet i versjon 2 kan ses i figur 19b, og tverrsnittegenskaper i figur 20.

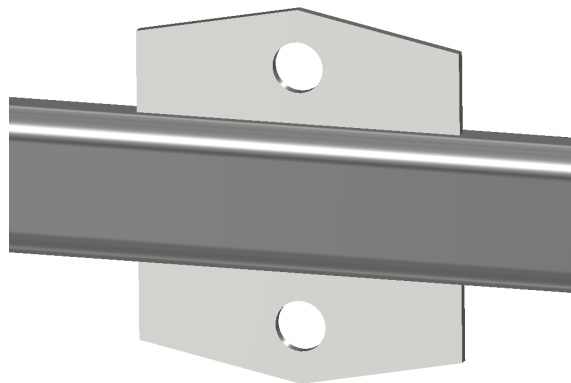


RHS 160x80x8			
Geometry		Section properties	
		Axis y	Axis z
h = 160 mm		$I_y = 1.09E+7 \text{ mm}^4$	$I_z = 3.56E+6 \text{ mm}^4$
b = 80 mm		$W_{y,el} = 1.36E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,el} = 8.90E+4 \text{ mm}^3$
t = 8 mm		$W_{y,pl} = 1.75E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 1.06E+5 \text{ mm}^3$
r = 12 mm		$i_y = 55.7 \text{ mm}$	$i_z = 31.8 \text{ mm}$
A = 3520 mm <sup>2</sup>		$S_y = 8.75E+4 \text{ mm}^3$	$S_z = 5.30E+4 \text{ mm}^3$
$A_L = 0.46 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		Warping and buckling	
G = 27.6 kg·m <sup>-1</sup>		$I_t = 8.83E+6 \text{ mm}^4$	$C_t = 1.51E+5 \text{ mm}^3$

Figur 20: Tverrsnittegenskaper RHS 180 x 80 x 8 (staticstools 2024a)

## Løfteøre senter

### Versjon 1:



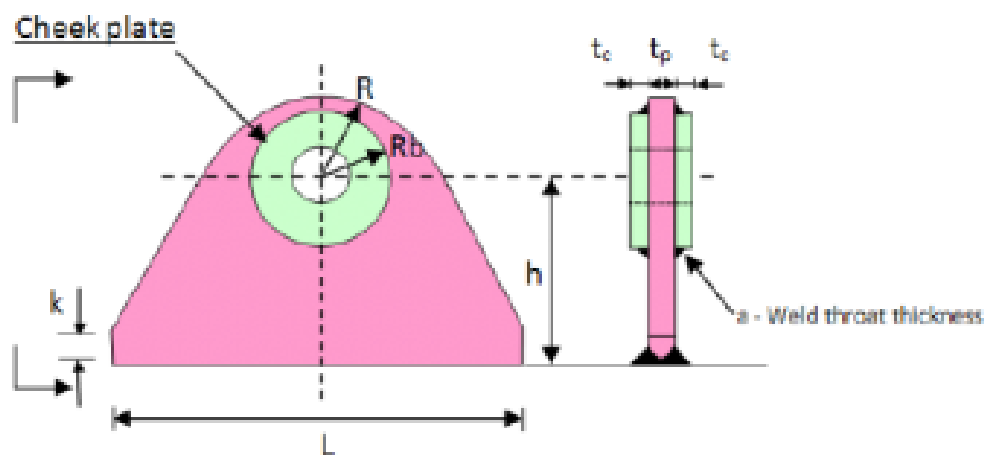
Figur 21: Løfteøre senter - Versjon 1

Løfteøre senter er en komponent, bestående av "to løfteører" (figur 24c), og går tvers gjennom hovedbjelken i øvre løfteåk. Under "launch and recovery" virker det store krefter fra Mariner X, det er derfor designet med tanke på optimal kraftoverføring av disse kreftene. Det har innfestning av sjakkell for krankrok på toppen, og innfestning av sjakkell for "Gigasense Automatic Hook", på undersiden. Kroken er hyllevare, og valgt modell for STRAP-konsept har WLL 15 tonn (se kapittel 3.5 for nærmere informasjon om valg av krok). Versjon 1 av løfteøre senter er ikke designet for strukturell kapasitet og brukes som utgangspunkt for utvikling av versjon 2.

### Versjon 2:

Versjon 2 av løfteøre senter (figur 24a) designes slik at det har nødvendig kapasitet under løfteoperasjonene. Ved dimensjonering er det tatt utgangspunkt i standarden NORSOK R-002:2017+AC:2019 Annex J (Standards Norway 2019e) for løfteører. Fra tidligere vet vi at Mariner X har en antatt maksimalvekt på 8,2 tonn. Basert på 3D-modell av versjon 1 av STRAP-konseptløsning gjøres det i

tillegg en antagelse om at STRAP-konseptets konstruksjon i versjon 2 vil ende på rundt 1,3 tonn totalvekt ferdig sammenstilt. Dette gjør at løfteørene må ha en kapasitet på minimum 9,5 tonn. "Gigasense Automatic Hook" har WLL 15 tonn, og har en geometrisk utforming som passer til standard sjakkell med WLL 17 tonn. Løfteøre senter designes derfor etter anbefalte geometriske mål fra anvendt standard som passer sjakler med denne kapasiteten, tross for at virkende last under løfteoperasjonene tilsvarer en WLL nærmere 9,5 tonn. Basert på dette får de to løfteørene i løfteøre senter etter anvendt standard en "type 2 geometri" med "cheek plates" på hver side (figur 22).



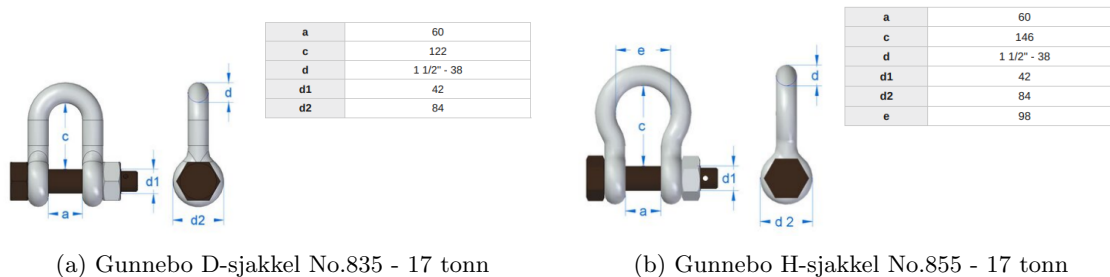
Figur 22: Løfteøre Type 2 geometri - med "Cheek plates" på sidene (Standards Norway 2019j)

Tabell 2: Geometriske verdier for løfteøre senter - Versjon 2 (Standards Norway 2019m)

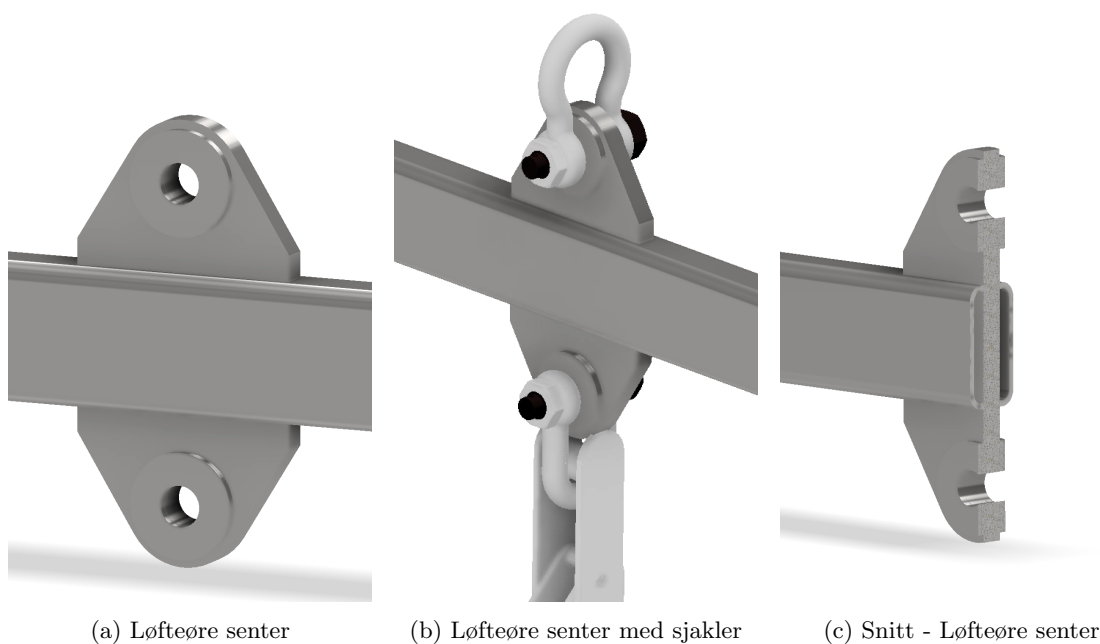
Størrelse	$t_p$	$d_h$	R	h	L	k	$R_b$	$t_c$	a
Verdi	30	47	71	103	258	30	61	10	7
Enhet	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm

Figur 22 og tabell 2 illustrerer plassering av geometriske størrelser og verdier for løfteøre senter versjon 2. Merk at den geometriske størrelsen  $d_h$ , ikke er vist i figur 22, denne størrelsen er diameteren for sjakkellhull i løfteøre. Geometriske verdier for løfteøre korresponderer til anbefalte verdier tilpasset sjakel med WLL 17 tonn fra NORSOK R-002:2017+AC:2019 Annex J (Standards Norway 2019m).

Basert på tidligere informasjon, velges sjakler med WLL 17 tonn for både underside og toppside av løfteøre senter. For underside mot kran er "Gunnebo D-sjakkel No.835" valgt, mens for toppside er "Gunnebo H-sjakkel No.855" valgt (figur 23)(certex.no 2024). H-sjakkel er valgt ovenfor D-sjakkel for toppside da denne typen har en geometri som enklere tillater innfestning for krankrok (figur 23b og 24b).



Figur 23: Gunnebo sjakkler for innfesting i løfteøre senter - Geometriske mål i mm (certex.no 2024)



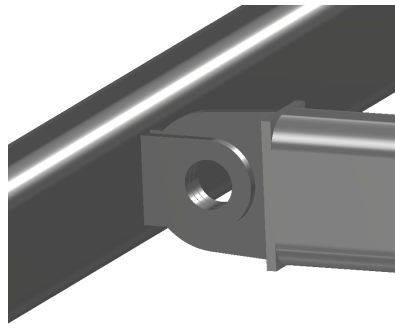
Figur 24: Løfteøre senter - Versjon 2

Kommentar:

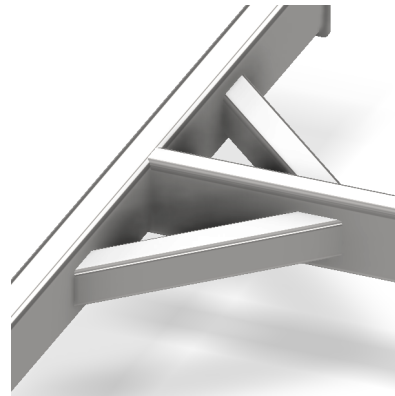
-NORSOK R-002:2017+AC:2019, Annex J, stiller krav til at løfteører skal designes slik at de passer til korresponderende sjakkel-dimensjon. Med det menes at hvis en sjakkel med WLL 17 tonn passer inn i et tilfeldig løfteøre, skal løfteøret ha en kapasitet som også tilsvarer minimum WLL 17 tonn. STRAP-konseptet er spesielt designet for bruk sammen med utvalgte komponenter, og er ikke utviklet for alternativt bruk. Som det kommer frem i designprosessen ovenfor, er ikke dette kravet oppfylt for det aktuelle tilfellet. Løfteøre senter har derfor ikke kapasitet for en last på 17 tonn, selv om løfteørens geometri passer tilsvarende sjakkelstørrelse. Kapasitetsberegninger er utført med faktisk virkende last, se kapittel 4.3.4, for generelle kapasitetsberegninger av løfteøre senter.

-Merk at geometri presentert i figur 22 korresponderer til geometri for enten toppside eller underside, og ikke til løfteøre senter i sin helhet.

**Overgang mellom hovedbjelke og tverrbjelker**



(a) Versjon 1



(b) Versjon 2

Figur 25: Overgang hovedbjelke og tverrbjelke

#### Versjon 1:

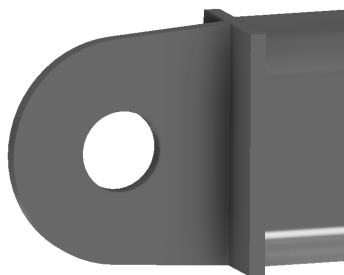
Innfesting mellom hovedbjelke og tverrbjelker er i versjon 1 (figur 25a) designet som en leddet bolteforbindelse. Ideen bak dette designet er ønsket om en fleksibel forbindelse som muliggjør bevegelse mellom komponentene uten at det oppstår store spenninger eller deformasjoner. Spesielt med tanke på mulige bevegelser fra bølger som treffer LARS-systemet under "launch and recovery" operasjoner.

#### Versjon 2:

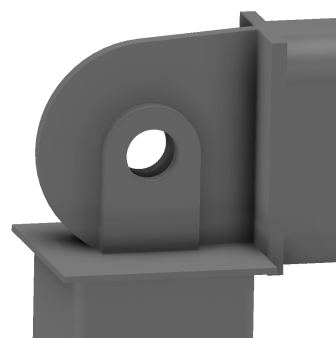
Det er videre gjort en vurdering med antagelse om at den leddete bolteforbindelsen mellom innfestningsørene på øvre løfteåk og festeørene på teleskopstengene (se figur 15) i seg selv er tilstrekkelig for å ta opp de dynamiske bevegelsene nevnt i versjon 1. Forbindelsen mellom hovedbjelke og tverrbjelker er derfor endret til en fast innfestning der de to komponentene sveises sammen, i tillegg støttes forbindelsen av to støttetag som vil virke stabiliserende og hindre at det oppstår høye spenninger på grunn av vridning i forbindelsen (25b). Videre antas det at den faste forbindelsen vil bidra til bedre avstiving og stabilitet av LARS-konstruksjonen som helhet og redusere faren for at teleskopstengene kiler seg fast under "launch and recovery" operasjoner.

### **Innfestningsøre mot teleskopstang**

#### Versjon 1:



(a) Innfestningsøre



(b) Innfestningsøre mot teleskopstang

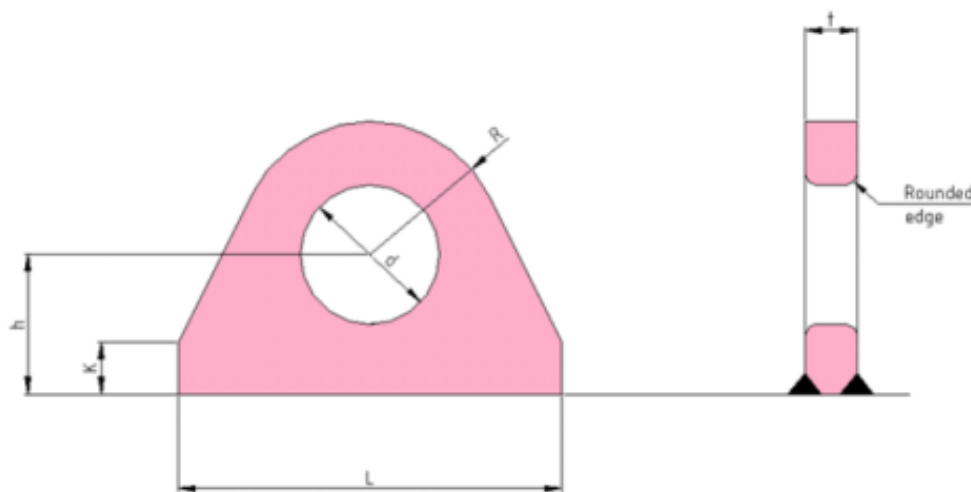
Figur 26: Innfestningsøre - Versjon 1

Øvre løfteåk's innfestningsører mot festeørene på toppen av teleskopstengene er designet som ledde-

te bolteforbindelser som muliggjør fleksibilitet og bevegelse. Forbindelsen kan dermed kompensere for mindre relative bevegelser forårsaket av for eksempel bølger, som også er nevnt tidligere i designprosessen av øvre løfteåk.

Versjon 2:

Versjon 2 er en videreutvikling og forbindelsen baserer seg på samme prinsipp som i versjon 1. Innfestingørene må tåle belastningen fra LARS-systemet når konstruksjonen ”henger” i øvre løfteåk under ”launch and recovery” operasjoner av Mariner X. For å sannsynliggjøre kapasitet anvendes NORSOK R-002:2017+AC:2019 Annex J for løfteører (Standards Norway 2019e) ved dimensjonering og utforming av versjon 2. Det ble tidligere i designprosessen av øvre løfteåk gjort en antagelse om at totalvekt på STRAP-konseptets konstruksjon ender på rundt 1,3 tonn ferdig sammenstilt. Tar man utgangspunkt i denne antagelsen vil det ved et grovt overslag gi en belastning på i overkant av 300 kg per innfestingsøre. Den forholdsvis lave belastningen gjør at innfestingsørene designes med en ”type 0 geometri” (figur 27) etter anvendt standard, og enkelte geometriske mål for versjon 2 er inspirert av anbefalte verdier for løfteører med WLL under 1 tonn (Standards Norway 2019k).

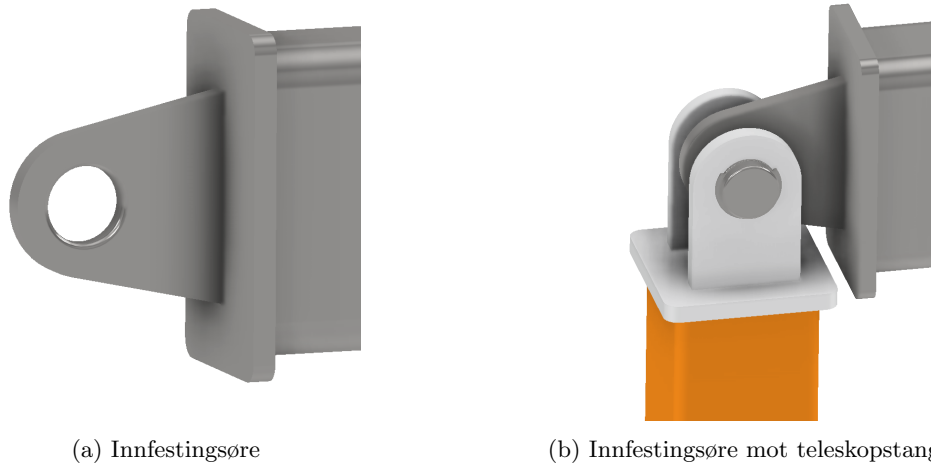


Figur 27: Løfteøre Type 0 geometri (Standards Norway 2019g)

Tabell 3: Geometriske verdier for innfestingsøre - Versjon 2 (Standards Norway 2019k)

Størrelse	t	d	R	h	L	K
Verdi	12	40	37,5	75	110	0
Enhet	mm	mm	mm	mm	mm	mm

Figur 27 og tabell 3 viser generell plassering av geometriske størrelser og verdier som innfestingørene er designet etter i versjon 2.

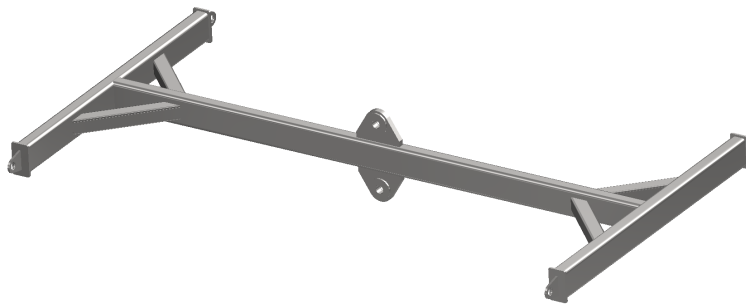


Figur 28: Innfestingsøre - Versjon 2

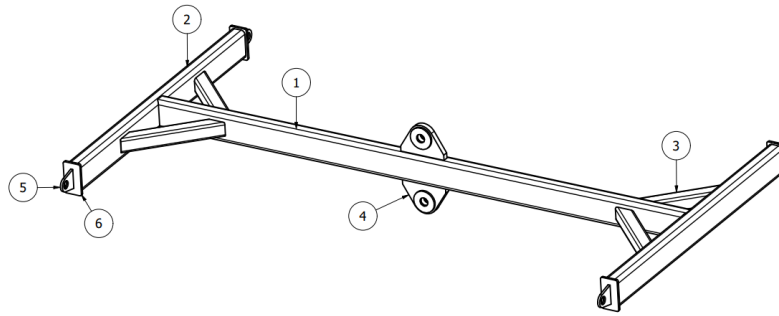
Kommentar:

-Legg merke til at versjon 2 også har fått optimalisert designet med tanke på å redusere muligheten for kontakt mellom "end caps" på tverrbjelke og endeplate på teleskopstang, se figur 28 ovenfor. Årsaken til dette er at kontakt mellom disse komponentene er uønsket da leddforbindelsen mister sin bevegelige funksjon, samt at det vil oppstå store krefter og spenninger som kan føre til uønsket deformasjon.

**3.2.2 Revidert design**



Figur 29: Oversiktbilde øvre løfteåk - Versjon 2



Figur 30: Øvre løfteåk med delenummer - Versjon 2

Tabell 4: Deleliste øvre løfteåk - Versjon 2

Delenummer	Antall	Komponent
1	1	Hovedbjelke - ISO 10799-2 - 160x80x8 - 3158,19 mm
2	2	Tverrbjelke - ISO 10799-2 - 160x80x8 - 1706 mm
3	4	Støttetag - ISO 10799-2 - 80x80x6 - 557,2 mm
4	1	Løfteøre senter
5	4	Innfestningsøre
6	4	End-cap 100x180x12 mm

### 3.2.3 Material

#### Stål - S355J2

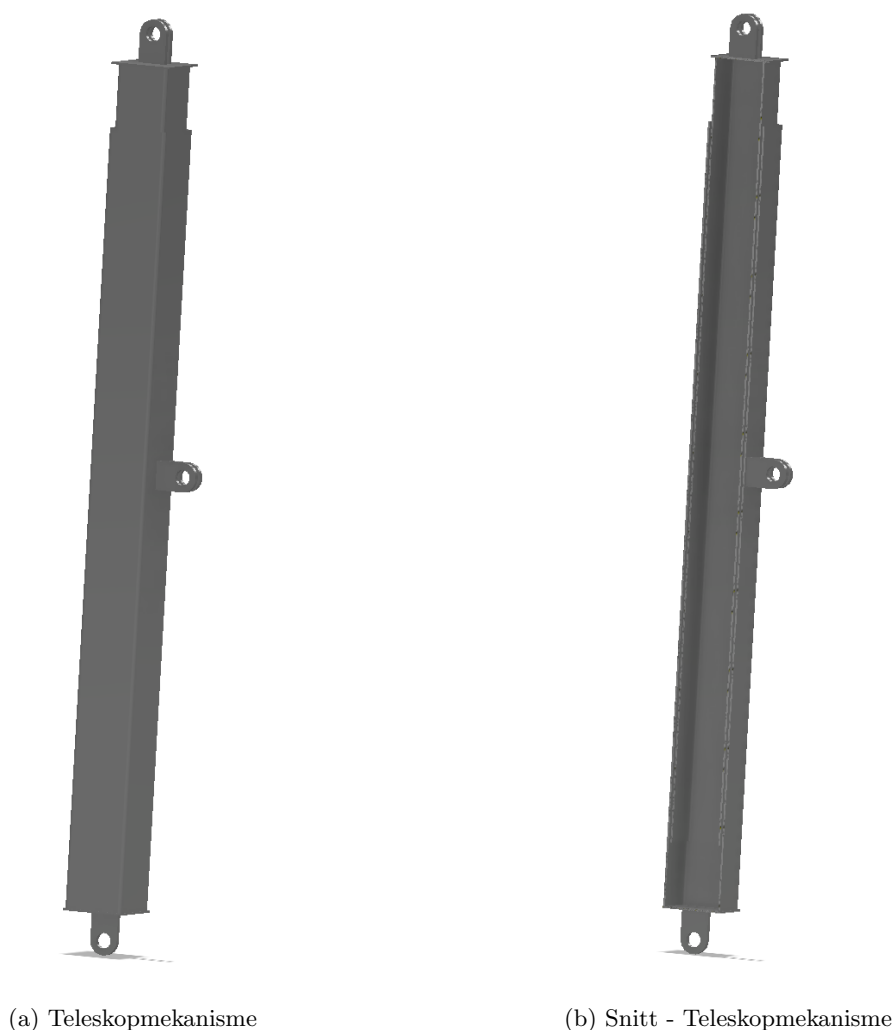
Øvre løfteåk er designet i stålqualiteten S355J2. Qualiteten er valgt etter NS-EN 13001-3-1:2012+A2 og EN 10025-2, dette er også i henhold til materialkrav gitt i punkt C.12 for løfteinnretninger i NORSOK R-002:2017+AC:2019 Annex C (Standards Norway 2019a). S355J2 har en maksimal flytegrense på 355 MPa. Qualiteten er mye brukt i konstruksjoner, og har egenskaper som gjør det anvendbart i temperaturer helt ned til  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Stålqualiteten har egenskaper som gir høy styrke, duktilitet og god sveisbarhet. Dette gjør S355J2 til et ideelt materiale for bruk i broer, industriutstyr og offshorekonstruksjoner (Kumar 2024). Se også kapittel 4.2.4 om materialer for mer informasjon.

---

### 3.3 Teleskopmekanisme

#### 3.3.1 Designprosessen



Figur 31: Oversiktbilder av teleskopmekanisme - Versjon 1

STRAP-konseptet har fire teleskopmekanismer (figur 31), der stangørene på toppen av hver teleskopstang har innfestning mot hvert sitt innfestingsøre på øvre løfteåk (figur 28b). Teleskopene har som hovedfunksjon å muliggjøre vertikal bevegelse og relativ posisjonsendring av øvre løfteåk i forhold til pongtong. I designet må det inngås kompromiss med andre komponenter i STRAP-konseptet, slik at det totale LARS-systemet tillater en øvre og nedre utslagsposisjon til teleskopstang som muliggjør innfesting av "Gigasence krok" mot nedre løfteåk uavhengig av vekt og dypgang i vannet til Mariner X. Samtidig som teleskopstang ikke ønskes å ha nådd maks utslangslengde før løftestroppene festet til løfteørene på dekket til Mariner X har "strammet seg opp" ved en løfteoperasjon. Se kapittel 4.5.3 for beregninger knyttet til dette.

På samme måte som innfestningørene på øvre løfteåk må tåle belastningen fra LARS-systemet når konstruksjonen "henger" i øvre løfteåk, under "launch and recovery", må teleskopmekanismen tåle lasten fra pongtong i den samme situasjonen. Teleskopmekanismen må i tillegg designes slik at den tåler mindre latente laster uten at deformasjoner oppstår eller at mekanismen mister sin tiltenkte funksjon. Teleskopmekanismen hovedkomponenter er teleskoprøret og teleskopstangen, der førstnevnte omfavner sistnevnte. Komponentene som utgjør teleskopmekanismen er i hovedsak

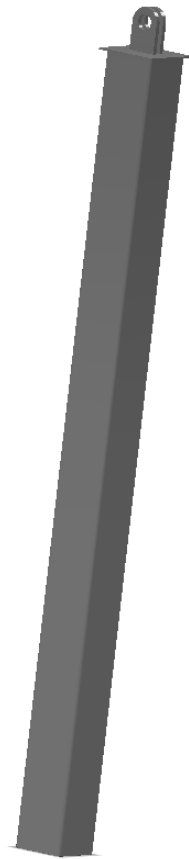


---

laget av aluminium, da dette reduserer vekt og er et korrosjonsbestandig materiale i møte med sjøvann.

## Teleskopstang

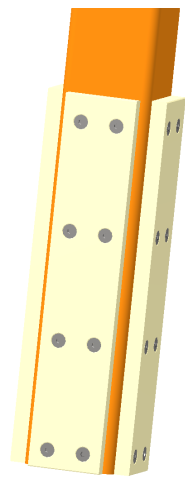
Versjon 1:



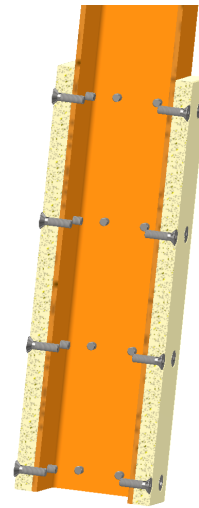
Figur 32: Teleskopstang - Versjon 1

Teleskopstangen beveger seg i en lineær bevegelse, inn og ut av "teleskoprøret", som har fast innfesting mot pongtong. Versjon 1 har en enkel utforming, og legger grobunn for videre utvikling av versjon 2.

Versjon 2:

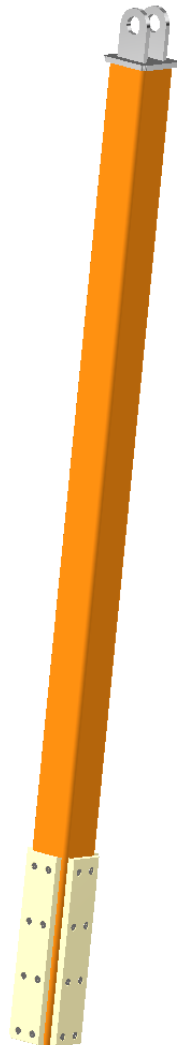


(a) Glideforing



(b) Snitt - Glideforing

Figur 33: Glideforing



Figur 34: Teleskopstang - Versjon 2

---

Versjon 2 har fått flere endringer, der den mest signifikante er glideforinger av nylon (figur 33). Disse er festet med skruer nederst på teleskopstangen, dette sikrer en lineær bevegelse med lav motstand og friksjon mot innsiden av teleskoprøret. Tilstrekkelig lengde på foringene gir god kontaktflate mot innsiden av rør, noe som reduserer faren for "utbuling" og deformasjon av teleskoprør hvis det skulle oppstå ulike latente laster. God kontaktflate er også spesielt viktig for god stabilitet av teleskopstang ved maks utslagslengde. Foringene er designet slik at de har en liten klaring til innsiden av teleskoprøret, dette gir et lite bevegelsesrom som skal forhindre fastkiling. Glideforingene har også en annen viktig funksjon. Når teleskopstang har nådd maks utslagslengde, skal disse fungere som en fysisk "stopper" mot en annen kant i flensen på toppen av teleskoprøret. Glideforingene er derfor festet med et fornuftig antall skruer for å ha tilstrekkelig kapasitet til å overføre kreftene som virker når LARS-konstruksjonen henger fritt i krana. Mere info om dette senere i rapporten.

Legg merke til at det er to stangører på toppen av teleskopstangen, mens motparten, som er innfestingsøre på øvre løfteåk bare har ett (figur 28b). Årsaken til dette er at innfestingsøret er laget i stål, mens stangørene er laget i aluminium. Aluminium har lavest strukturell styrke av de to materialene, og dette kompenseres derfor med to stangører.

## Teleskoprør

### Versjon 1:



Figur 35: Teleskoprør - Versjon 1

Teleskoprøret har en leddet fast innfesting mot pongtong i bunn, og fungerer som en "slire" for teleskopstangen, som kan bevege seg i en lineær bevegelse inn og ut av røret avhengig av nødvendig slaglengde for det aktuelle øyeblikket.

### Versjon 2:



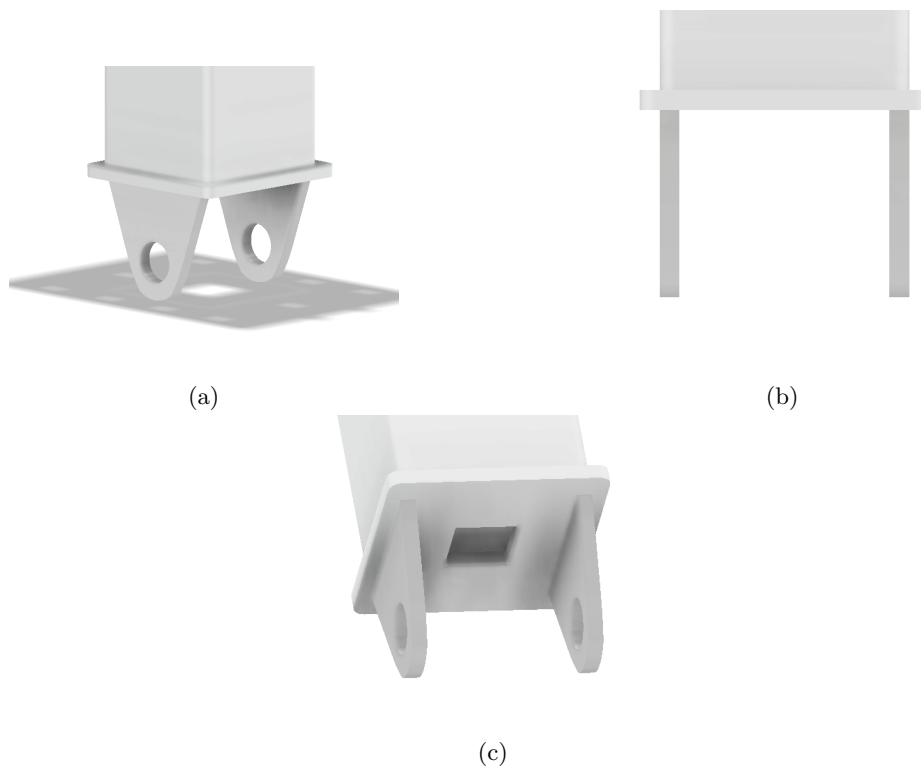
(a) Teleskoprør



(b) Innfestingører for stabiliseringsstag

Figur 36: Teleskoprør - Versjon 2

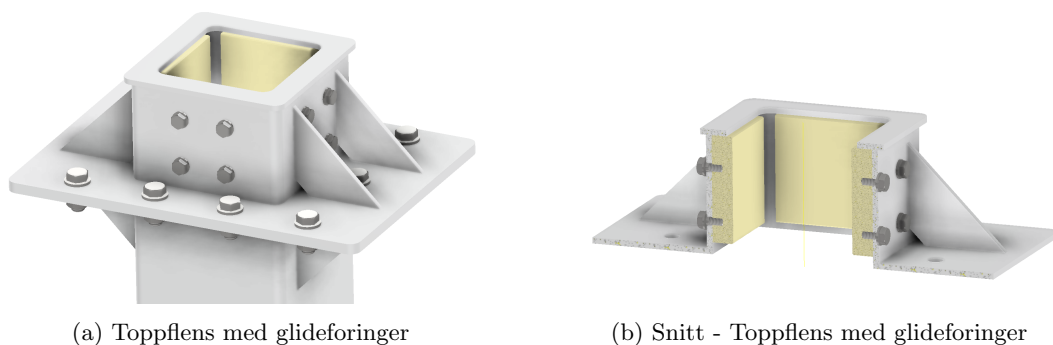
I versjon 2 har teleskoprøret fått ett nytt sett festeører (figur 36b) for stabiliseringsstag. Bunnøre har fått et ekstra innfestingsøre, og det har blitt lagt til en toppflens øverst på røret. Mer info om toppflensen senere i rapporten.



Figur 37: Bunnøre teleskoprør - Versjon 2

Når teleskopstang beveger seg inn og ut av teleskoprøret vil det bli endring i luftvolum på innsiden mellom nederste del av røret og bunnen på teleskopstang. Teleskopstangen kan ses på som et stempel som beveger seg i røret. For å hindre trykkoppbygging og ”vakum”, og sikre at teleskopmekanismens tiltenkte funksjon opprettholdes på en god måte, er det laget ett hull i platen til bunnøret, se figur 37c. Hullet sikrer at luft kan strømme fritt inn og ut i bunnen av røret med minimal motstand. Hullet sørger også for drenering av sjøvann som eventuelt måtte finne veien ned i teleskoprøret.

Innfestingørene i bunnøret (figur 37b) er plassert i en avstand som flukter med bredden på teleskoprøret. Dette bidrar til en bedre kraftoverføring, og reduserer påkjenningene i bunnplaten.



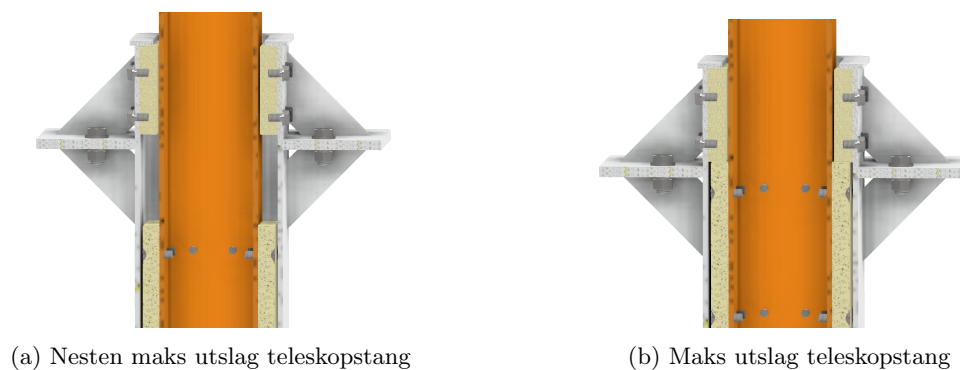
Figur 38: Toppflens teleskoprør - Versjon 2

Toppflensen er festet med skruer til teleskoprørets flens på toppen (figur 36a). Det er implisert nylon glideforinger, som gir opplagring og støtte for teleskopstang, samtidig som det sikrer bevegelse med lav friksjon. Foringene er designet slik at de har en liten klaring til teleskopstang, dette gir et lite bevegelsesrom som blant annet skal forhindre fastkiling.

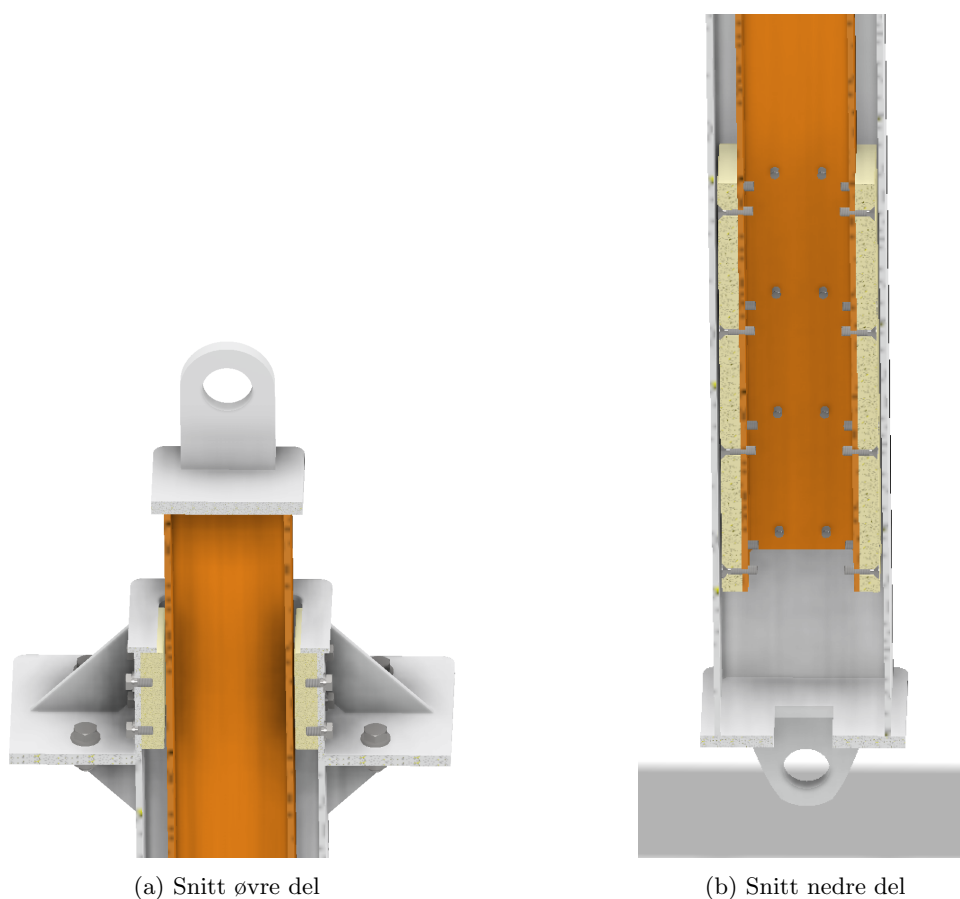
---

Når teleskopstang er nådd maksimal utslangslengde (figur 41b) stopper glideforingene på teleskopstang mot foringene i toppflensen. Kraftene som virker på grunn av egenvekt når LARS-konstruksjon henger fritt i krana vil da overføres via glideforingene og toppflens. Toppflens har totalt fire avstivere (figur 38) som bidrar til bedre kraftoverføring og økt robusthet i møte med latente laster som oppstår under "launch and recovery" - operasjoner av Mariner X.

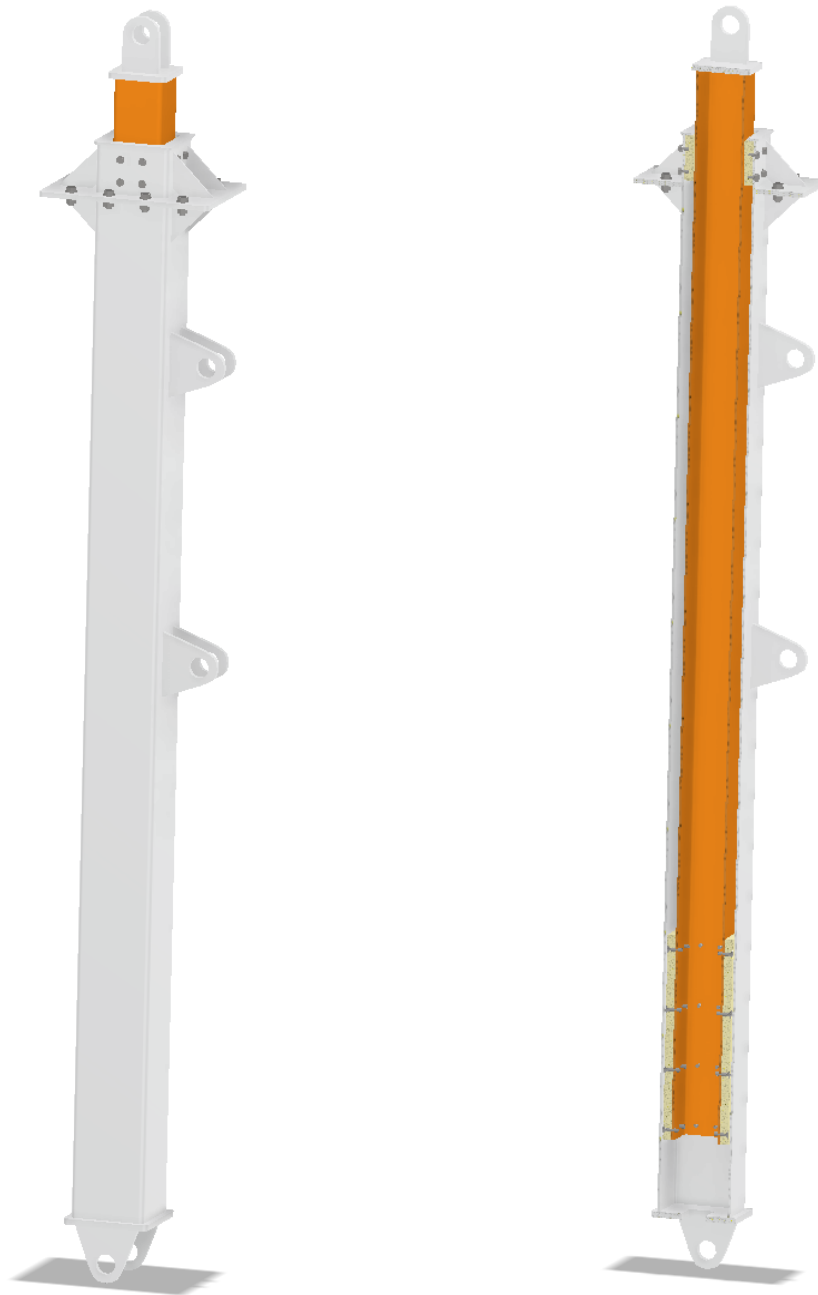
### 3.3.2 Revidert design



Figur 39: Nærbilde snitt øvre del av teleskopmekanisme - Versjon 2



Figur 40: Nærbilde snitt teleskopmekanisme - Versjon 2



(a) Teleskopmekanisme

(b) Snitt teleskopmekanisme

Figur 41: Oversiktsbilder av teleskopmekanisme - Versjon 2

Kommentar:

-Teleskopmekanismen er designet for å kunne gi teleskopstang tilstrekkelig slaglengde, tilpasset løftestropper med nominell lengde 2.5 meter, mellom nedre løfteåk og Mariner X's innfestingsører. Med dette menes at løftestroppene strammes opp under løfteoperasjon, før teleskopstang når sin maksimale slaglengde. Samtidig må teleskopstang ha tilstrekkelig slaglengde "nedover", får å kunne koble "Gigansese krok" og nedre løfteåk sammen, selv når Mariner X ligger på sitt dypeste i vannet. Mer om dette i kapittel 4.5.3, der slaglengdekapasitet for teleskopmekanisme beregnes.

---

### 3.4 Pongtong

Pongtongen designes for at pongtongens oppdrift skal holde hele LARS-systemet flytende uten hjelp fra krana. Pongtongen skal også fungere som docking, der Mariner X føres inn i rett posisjon slik at kroken kan entre løfteåket og løftet kan utføres. Dessuten fungerer pongtongen som opplagring av LARS-systemets komponenter.



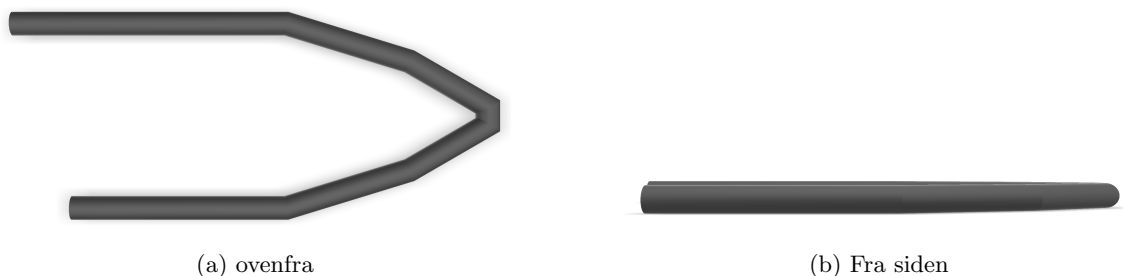
Figur 42: Pongtong - Versjon 1

#### 3.4.1 Designprosessen

##### Pongtong

###### Versjon 1:

I tidlig designfase ble pongtongens geometri bestemt. Pongtongen er designet ved hjelp av geometriske mål fra Mariner X, og tilpasset dens form. Når Mariner X entrer pongtongen, ønskes det stort mellomrom mellom fartøyet og pongtongen slik at entringen kan foregå så enkelt som mulig. Samtidig er det viktig at Mariner X har god støtte etter entring, slik at LARS-systemets krok kan ta tak i løfteåket større uten problemer. For å gjøre entringen enklere, designes pongtongen kortere på den ene siden enn den andre (figur 43a). Pongtongen lages av solide plastrør, og bygges opp av seksjoner med bestemte lengder og vinkler. Seksjonene sveises sammen ved hjelp av plastsveising. Det benyttes 400mm x 25mm rør for pongtongen.



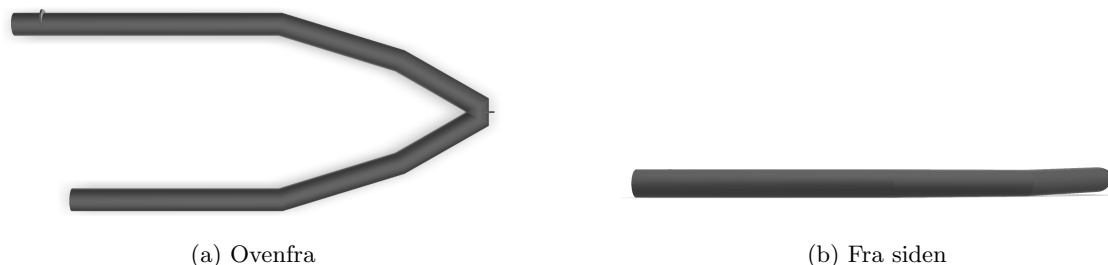
Figur 43: Pongtong ovenfra og fra siden - Versjon 1

###### Versjon 2:

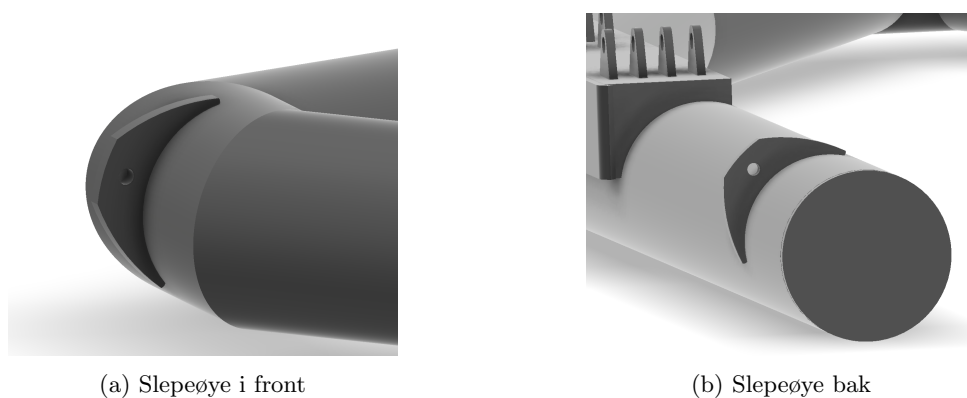
Versjon 2 av pongtongen videreutvikles med versjon 1 som utgangspunkt. Ved "recovery" av Mariner X skal LARS-systemet trekkes gjennom vannet i omtrent fem knop. Derfor designes versjon 2 av pongtongen med en liten vinkel i front, slik at pongtongens front ligger litt høyere enn resten.



Formålet med dette er at pongtongen skal ligge mer stabilt og for å redusere nødvendig trekkraft. For å trekke pongtongen gjennom vannet, designes det et slepeøye (figur 45) i pongtongens front. Et tilsvarende slepeøye plasseres også ved pongtongens bakende som kan brukes for festing av styretau og aktertau. Styretauet benyttes under løfteoperasjonen for å holde kontroll på LARS-systemet og Mariner X. Aktertauets benyttes under "recovery" av Mariner X for å sikre at pongtongen ligger stabilt inntill moderskipets bord.



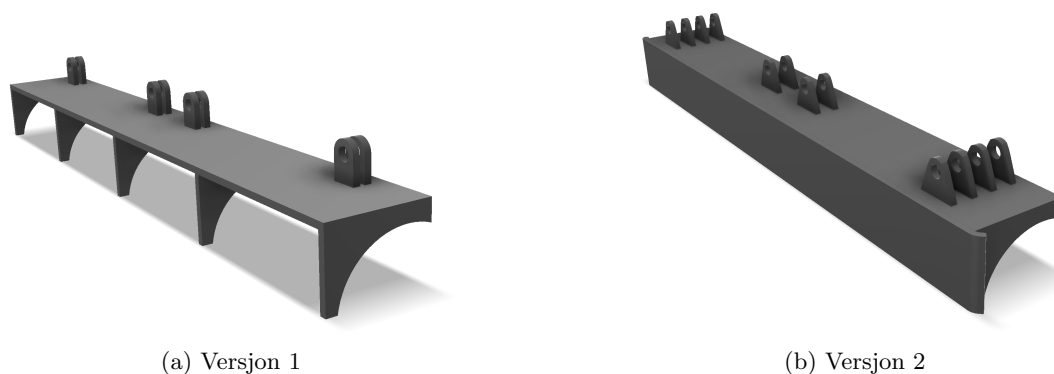
Figur 44: Pongtong - Versjon 2



Figur 45: Slepeøyer pongtong - Versjon 2

### Plattform

Det monteres en plattform på hver side av pongtongen. Denne har som hovedformål å binde resten av LARS-systemet til pongtongen. Den skal også fungere som kontaktflate mellom LARS-systemet og moderskipet under "launch and recovery"-operasjoner. Plattformen består av plastplater som sammenføres til en plattform ved hjelp av plastsveising. Festepunkter for teleskopene sveises til plattformen. Versjon 2 av designet inkluderer oppdaterte festepunkter for teleskopene for å sikre statisk styrke og stabilitet. Versjon 1 og 2 av plattformen vises i figur 46:



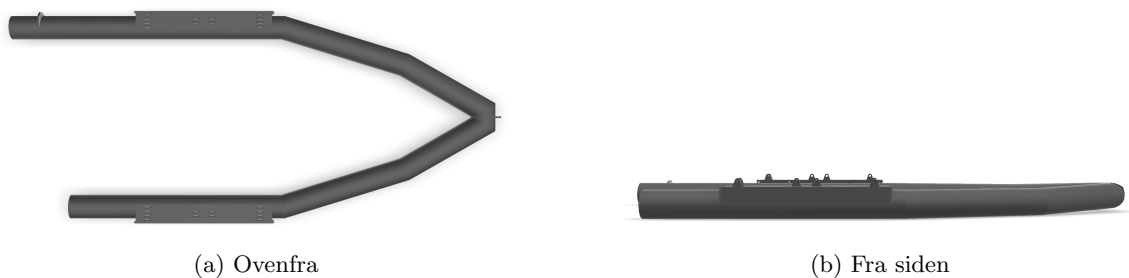
Figur 46: Plattform på pongtong

---

### 3.4.2 Revidert design



Figur 47: Pongtong - Versjon 2



Figur 48: Pongtong med plattform ovenfra og fra siden - Versjon 2

### 3.5 Gigasense Automatic Hook

Kroken er en sentral del i STRAP-løsningen, og brukes som forbindelse mellom LARS-systemet og det nedre løfteåket på Mariner X. Siden løfteoperasjonen skal utføres uten at mannskap må forlate moderskipet, er det essensielt at kroken kan åpnes og lukkes automatisk. Samtidig opererer LARS-systemet i et krevende miljø med sjøvann og lite beskyttelse. Derfor foretrekkes en enkel mekanisme uten for mye elektronikk. Gigasense Automatic Hook Type Big-C 15 tonn (figur 49) fra den svenske bedriften Gigasense velges for dette formålet. Kroken lukkes automatisk når løftet starter ved hjelp av løfteobjektets masse. Når løfteobjektet plasseres på bakken og tiltes til en gitt vinkel, åpnes kroken automatisk. Åpning av kroken skjer ved hjelp av tyngdekraft og en intern fjær.



Figur 49: Gigasense Automatic Hook Type Big-C 15 tonn (GIGASENSE - Crane safety 2024)

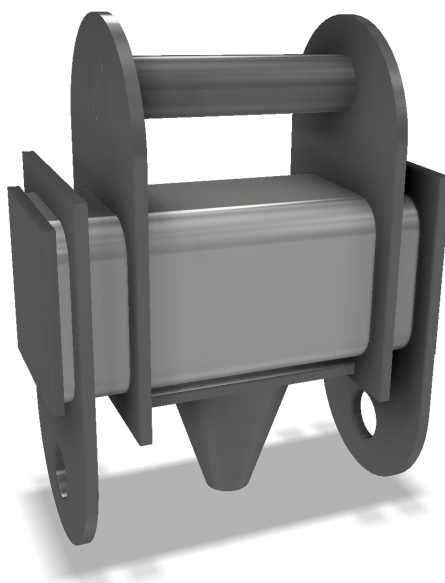
Kommentar:

-For mer informasjon om Gigasense Automatic Hook Type Big-C 15 tonn, se vedlegg C.

-Gigasense Automatic Hook Type Big-C 15 tonn velges blant annet på grunn av dens store c-mål, altså målet på krokens åpning. Til dette formålet ønskes et stort c-mål slik at kranoperatør enklere skal kunne sikte seg inn på løfteobjektet.

### 3.6 Nedre løfteåk

Det nedre løfteåket fungerer som et bindeledd mellom LARS-systemet og Mariner X. Under normal drift er dette løfteåket stasjonert på en plattform på dekket til Mariner X, der en kon "kjegle" (del 6 figur 56) sørger for nøyaktig plassering av løfteåket. Stropper er alltid festet mellom Mariner X og løfteåket, men stroppene er ikke strammet når nedre løfteåk er stasjonert på plattformen. Ved løfteoperasjon tar kroken i LARS-systemet tak i cylinderen øverst på løfteåket (del 4 i figur 56), og når krankrok fra moderskipet heves, strammes stroppene.



Figur 50: Versjon 1 av nedre løfteåk

### 3.6.1 Designprosessen

Løfteåket designes for å tåle vekten fra Mariner X under løfteoperasjon med de dynamiske effektene som oppstår, samt å være motstandsdyktig mot det harde miljøet løfteåket vil operere i. Designprosessen tar utgangspunkt i standarden NORSOK R-002:2017+AC Annex C.

#### Hovedbjelke

Hovedbjelken (del 2 figur 56) fungerer som det nedre løfteåkets kjerne ved at det er et bindeledd mellom løfteåkets komponenter. Det velges en standard bjelke med dimensjoner 180x180x12.5 [mm]. I overgang fra versjon 1 til 2 forlenges bjelken. Forelengelse av bjelken gir lavere angrepsvinkel fra løftestroppene, og spenningene i løfteåket reduseres. Dessuten gir forlengelse av bjelken mer plass for sveising mellom løfteørene, som vil være essensielt for å oppnå ønsket sveisekvalitet.

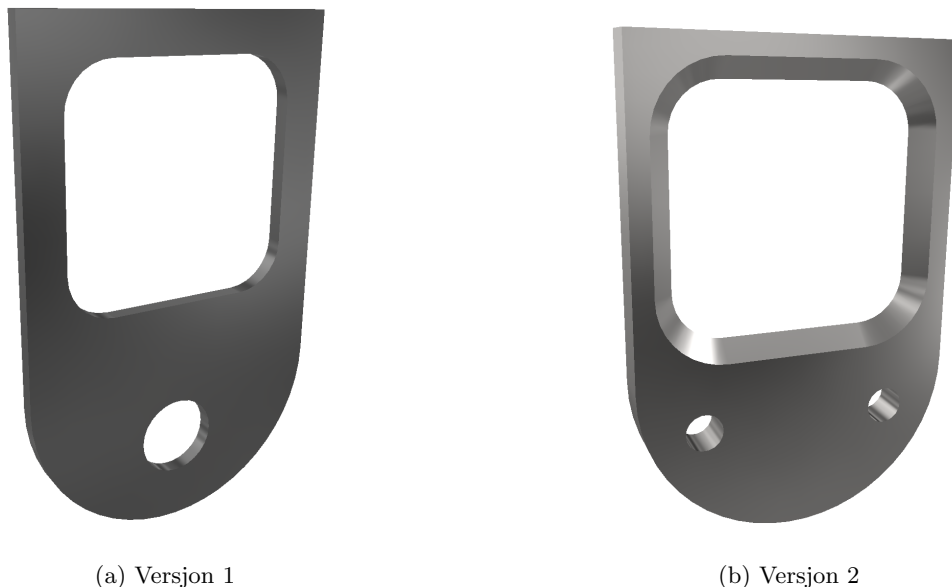
SHS 180x12.5		
Geometry		Section properties
a = 180 mm		$I_y = I_z = 3.79E+7 \text{ mm}^4$
t = 12.5 mm		$W_{y,el} = W_{z,el} = 4.21E+5 \text{ mm}^3$
r = 18.75 mm		$W_{y,pl} = W_{z,pl} = 5.11E+5 \text{ mm}^3$
A = 8210 mm <sup>2</sup>		$i_y = i_z = 68 \text{ mm}$
$A_L = 0.688 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		$S_y = S_z = 2.56E+5 \text{ mm}^3$
G = 64.4 kg·m <sup>-1</sup>		$I_t = 6.07E+7 \text{ mm}^4$
		$C_t = 6.13E+5 \text{ mm}^3$

Figur 51: Tverrsnittegenskaper SHS 180 x 180 x 12.5 (staticstools 2024b)

#### Løfteører ved stropper

Versjon 1:

Det nedre løfteåket blir designet med to løfteører som stroppene skal festes til. Stroppene er forbundet mellom nedre løfteåk og løftepunktene til Mariner X. Det er festet to stropper i hvert av de to løfteørene ved hjelp av sjakler. Løfteørene designes for at de kan tres på bjelken slik at løfteørene blir "hengende" på bjelken. Selv om løfteøret sveises fast i bjelken med en sveis dimensjonert for å ta opp alle belastningene, er tverrsnittet til det hengende løfteøret en sikkerhet dersom det skulle oppstå svikt i sveisen.



Figur 52: Løfteøre ved stropper versjon 1 og 2

#### Versjon 2:

Det gjøres flere endringer av løfteøret fra versjon 1 til versjon 2, i hovedsak for å oppfylle anbefalinger gitt i standard NORSOK R-002:2017+AC Annex J for løfteører. Siden løfteørene i det nedre løfteåket skiller seg fra løfteørene beskrevet i standarden, blir ikke designmetode i standarden fulgt til punkt og prikke, men den blir i stor grad brukt som inspirasjon. Versjon 2 har et hull for hver sjakkel, i motsetning til versjon 1 der begge sjaklene er festet i et og samme hull. Denne endringen er gjort for å kunne bruke kriterier for kapasitetsgodkjenning fra standard. Versjon 2 designes med frest kant, for å kunne sveise en T-buttskjøt mot bjelke. I tillegg blir det geometriske designet endret og tilpasset sjakkel. Standarden anbefaler at løfteørene designes etter korresponderende sjakkelstørrelse definert i standard NS-EN 13889:2003+A1:2008. I dette tilfellet får løfteøret en "type 1 geometri" (figur 53) etter anvendt standard. For hver sjakkelstørrelse finnes det korresponderende anbefalte dimensjoner for løfteøret definert i NORSOK R-002:2017+AC Annex J (Standards Norway 2019).

Sjakkelstørrelse velges i henhold til NS-EN 13889:2003+A1:200, og er oppgitt som en WLL-verdi. WLL-verdien inneholder allerede sikkerhetsfaktor, derfor skal ikke ytterlige lastfaktorer brukes i beregning av nødvendig sjakkelstørrelse. Sjakkelen blir belastet av stroppen, i stroppens retning. Beregning av minste sjakkelstørrelse gjøres ved hjelp av ligning (1):

$$WLL_{sjakkel,min} = \frac{WLL_1}{4 \cdot \cos(\alpha_R)} \quad (1)$$

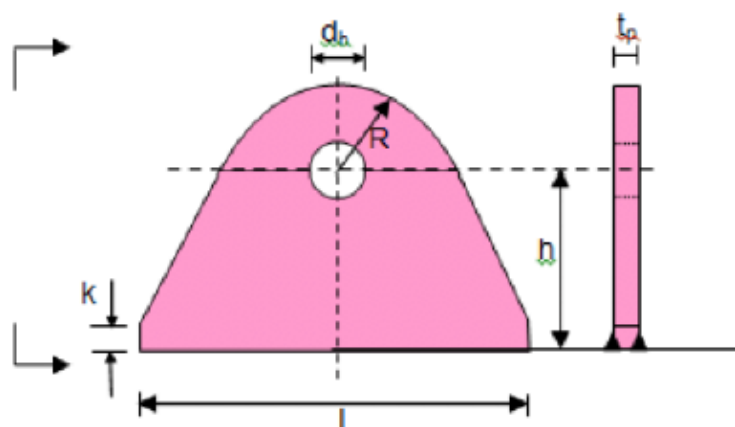
Der:

$WLL_1 = 9,020$  tonn, og blir beskrevet i kapittel 4.2.2

$\alpha_R = 35,53^\circ$ , og er vinkel mellom stroppen og vertikalen i et plan definert av stroppen og vertikalen, se også kapittel 4.5.3

$$\Rightarrow WLL_{sjakkel,min} = 2,77\text{tonn}$$

Basert på denne beregningen velges sjakler med WLL 3,25 tonn. I dette tilfellet skal løfteøret holde lasten fra to sjakler. Av den grunn designes løfteøret med inspirasjon fra anbefalte dimensjoner for sjakkelstørrelse 6,5 tonn. Løfteøret for stropper designes ikke med de nøyaktige dimensjonene anbefalt fra standard, fordi disse dimensjonene kommer i konflikt med andre krav. Dimensjonenes avvik fra standarden er konservative, og går ikke utover løfteørets kapasitet og stabilitet. Tabell 5 inneholder noen karakteristiske dimensjoner for versjon 2 av løfteøret for stropper.



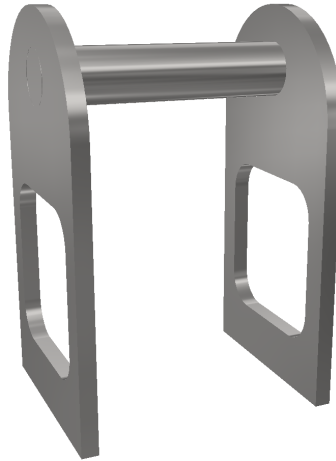
Figur 53: Løfteøre type 1 geometri – Enkel plate (Standards Norway 2019h)

Tabell 5: Geometriske verdier for løfteøre for stropper - Versjon 2

Størrelse	$t_p$	$d_h$	R	h	L	k
Verdi	30	28	40	65	240	30
Enhet	mm	mm	mm	mm	mm	mm

### Løfteører for kranside og sylinder

Ved løfteoperasjon skal krok i LARS-systemet hukes på sylindren (del 4 figur 56) som er opplagret ved hjelp av løfteørene på kransiden (del 7 figur 56) av løfteåket. På grunn av relativ bevegelse mellom LARS-systemet og Mariner X forårsaket av blant annet bølger og vind, designes det et stort mellomrom mellom løfteørene. Dette gir mer plass for kroken til å entre sylindren, slik at løfteoperasjonen kan utføres enklere for en kranoperatør. Sylinder og løfteører på kransiden designes for å tåle belastningene som forventes ved løfteoperasjon. I dette tilfellet får løfteøret en "type 1 geometri" (figur 53) etter anvendt standard. Figur 54 nedenfor viser løfteørene og sylindren sammen, og tabell 6 viser noen karakteristiske verdier for versjon 2 av løfteøre kranside.



Figur 54: Løfteører kranside og sylinder

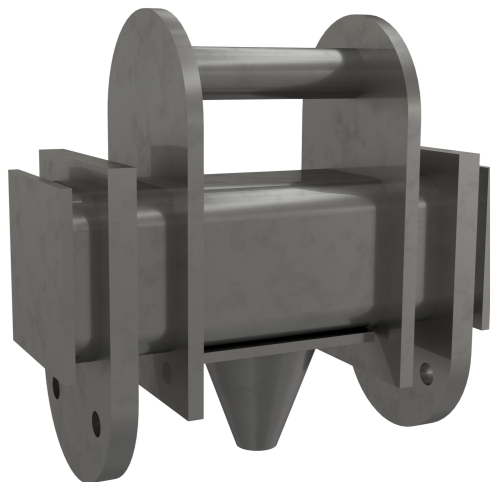
Tabell 6: Geometriske verdier for løfteøre kranside - Versjon 2

Størrelse	$t_p$	$d_h$	R	h	L	k
Verdi	18	60	70	120	240	70
Enhet	mm	mm	mm	mm	mm	mm

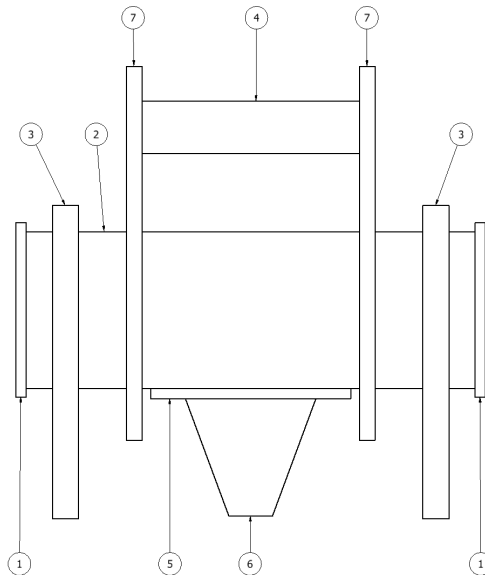
kommentar:

-Benevningene brukt i tabellen vises i figur 53

### 3.6.2 Revidert design



Figur 55: Nedre løfteåk - Versjon 2



Figur 56: Illustrasjon av komponenter i nedre løfteåk - Versjon 2

Tabell 7: Deleliste nedre løfteåk - Versjon 2

Delenummer	Antall	Komponent
1	2	Plate Sharp Corners (mm) 200 x 200 x 12
2	1	Hovedbjelke ISO 10799-2 - 180x180x12 - 516mm
3	2	Løfteøre for stropp
4	1	Sylinder 286x60
5	1	Plate for kon 160x160x12.5
6	1	Kon for plassering av løfteåk
7	2	Løfteøre kranside

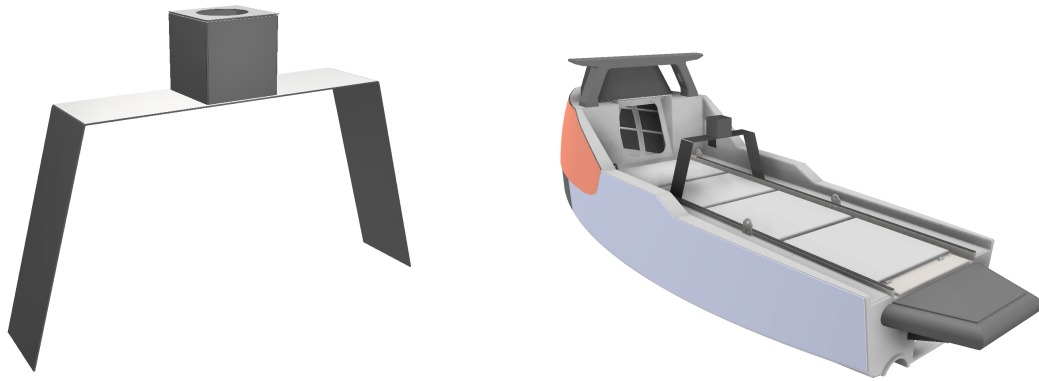
### 3.6.3 Material

Nedre løfteåk er designt i stålqualiteten S355J2, se kapittel 3.2.3, og 4.2.4 om materialer for mer informasjon.

## 3.7 Plattform med docking

Det nedre løfteåket er til enhver tid, utenom løfteoperasjon, stasjonert på Mariner X. En plattform med dockinginnretning brukes for stasjonering av det nedre løfteåket. Plattformen med dockinginnretningen er fastmontert på Mariner X sitt dekk ved hjelp av monteringskinnene på dekket.





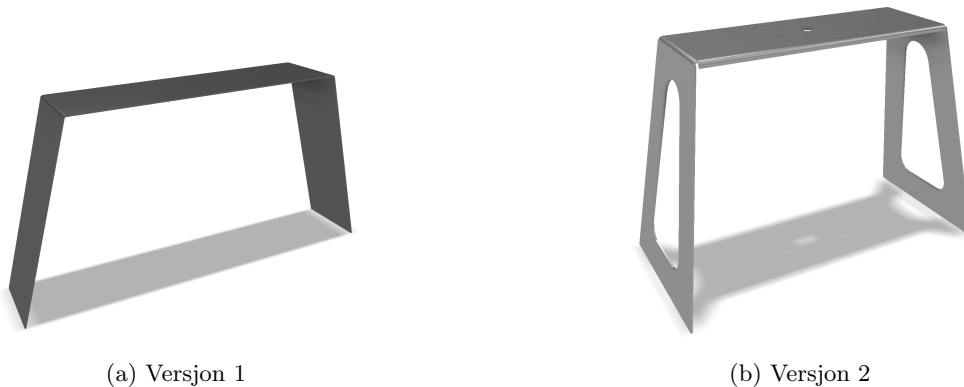
Figur 57: Plattform og dockingstasjon - Versjon 1

### 3.7.1 Designprosessen

#### Plattform

##### Versjon 1:

Plattformen designes med formål for å kunne motstå belastningene som kan oppstå under både løfteoperasjon og når Mariner X opererer på sjøen. Plattformen designes også for montering av en dockingstasjon, mer om dette senere. Versjon 1 av plattformen designes som en enkel plate med knekker.



(a) Versjon 1

(b) Versjon 2

Figur 58: Plattform - Versjon 1 og 2

##### Versjon 2:

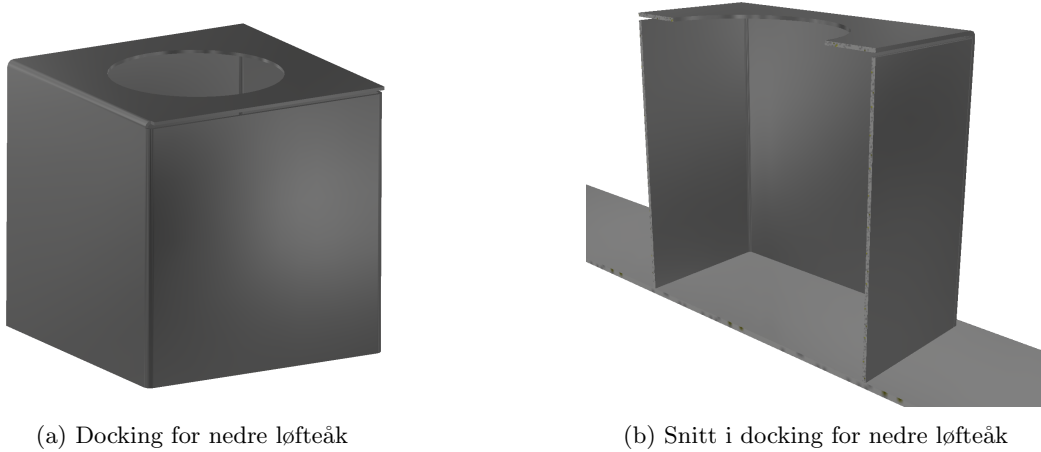
Etttersom plattformen skal monteres fast på Mariner X sitt dekk, er det viktig at plattformen har et estetisk tiltalende utseende. I tillegg er vektreduksjon fordelaktig, fordi Mariner X har en begrenset nyttelastkapasitet på dekket. Ved å øke plattformens bredde og deretter fjerne overflødig materiale, reduseres plattformens vekt og det estetiske utseende forbedres. Versjon 2 av plattformen designes med en knekk på sidene av plattformen for å unngå en skarp kant. Dette vil være essensielt for sikker bruk av LARS-systemet, fordi en skarp kant kan skade stroppene og gi fatale konsekvenser. Plattformen designes også med skruer for montering av dockingstasjonen.

#### Docking

##### Versjon 1:

---

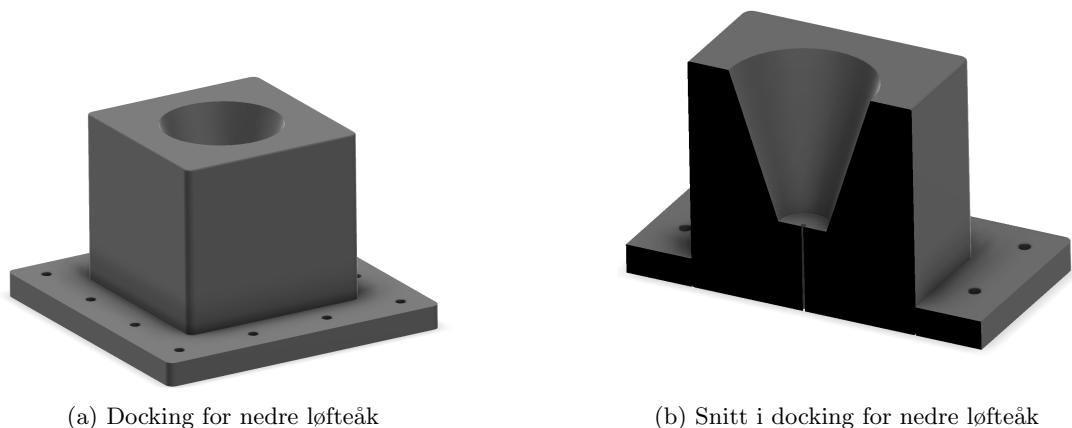
Etter gjennomført løfteoperasjon skal det nedre løfteåket plasseres tilbake på dockingstasjonen uten at personell må forlate moderskipet. For å gjøre tilbakeplasseringen enklere, designes en dockingstasjon som bidrar til å føre løfteåket tilbake til riktig posisjon. Dockingstasjonen designes med et hull på toppen som korresponderer med den største diameteren til det nedre løfteåkets utvendige kon. Ved tilbakeplassering av det nedre løfteåket, entrer løfteåkets utvendige kon dockingstasjonens hull, og geometrien fører løfteåket til ønsket posisjon. Dette gir høyere toleranse for tilbakeplassering og gir samtidig nøyaktig plassering av det nedre løfteåket. Dockingstasjonen er designet med tynnplater som knekkes til dockingstasjonens geometri, dette designet gjør at dockingstasjonen er hul innvendig.



Figur 59: Docking for nedre løfteåk - Versjon 1

#### Versjon 2:

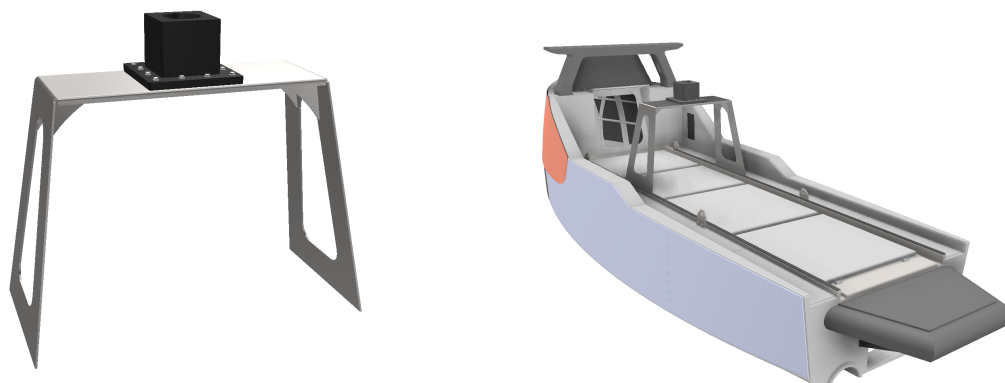
For å bedre sikre at nedre løfteåk holder sin posisjon i dockingstasjonen, designes versjon 2 slik at konen får støtte fra dockingstasjonen ved hele konens overflate. Dette gir det nedre løfteåket mer stabilitet mens det er stasjonert på dockingstasjonen, og bevegelse av det nedre løfteåket hindres ytterligere. Av produksjonsmessige årsaker, endres valgt materiale til plastikk. Materiale fjernes for å lage den innvendige konen som korresponderer med den utvendige konen på det nedre løfteåket. Dockingstasjon og plattform sammenføres som en boltet forbindelse, derfor designes dockingstasjonen med flens og boltehull.



Figur 60: Docking for nedre løfteåk - Versjon 2

---

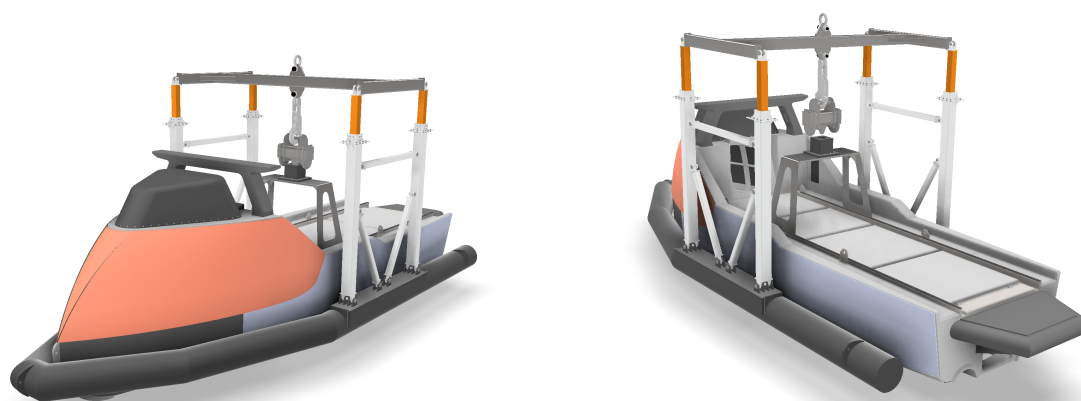
### 3.7.2 Revidert design



Figur 61: Plattform og dockingstasjon - Versjon 2

### 3.8 STRAP-konseptløsning - Versjon 2

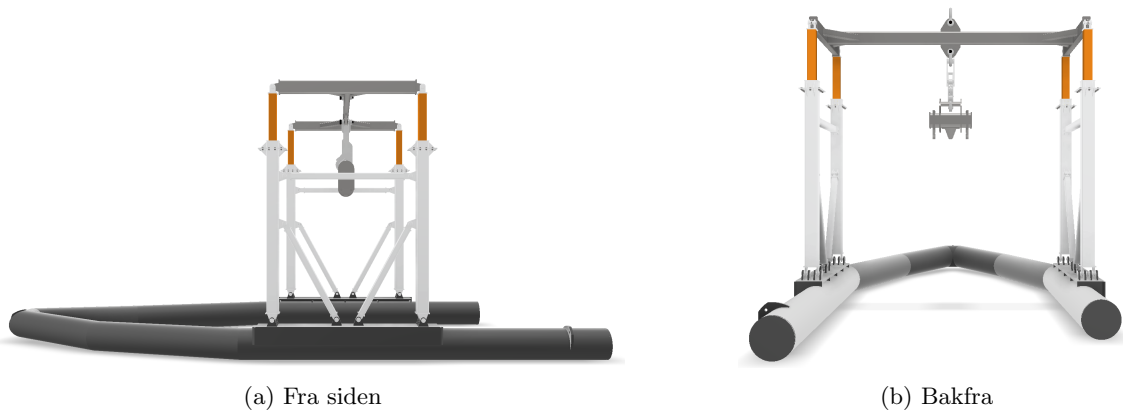
Proessen med revidering og videreutvikling av versjon 1 STRAP-konseptløsning, har ført til at versjon 2 har fått et nytt og forbedret design. Designet er forbedret rent estetisk, men det er lagt mest vekt på valg av materialer, utforming og hvordan de ulike komponentene interakterer med hverandre, for å kunne fungere best mulig sammen som del i et større system.



Figur 62: STRAP-konseptløsning med Mariner X - Versjon 2



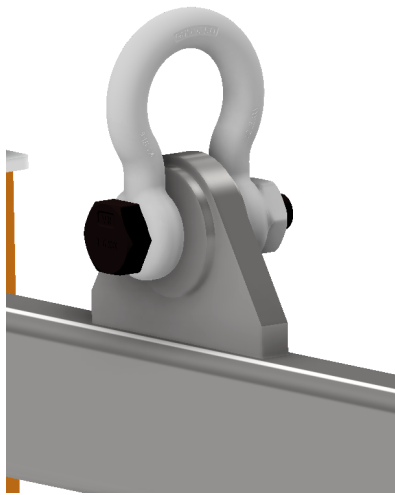
Figur 63: LARS-system - Versjon 2



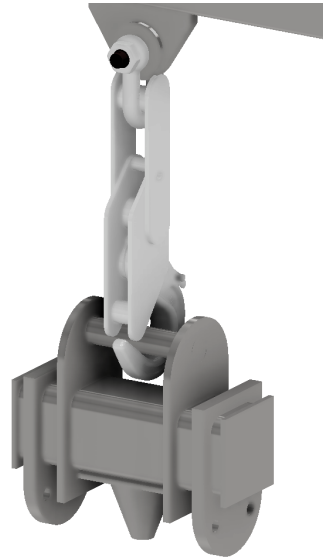
(a) Fra siden

(b) Bakfra

Figur 64: LARS-system fra siden og bakfra - Versjon 2



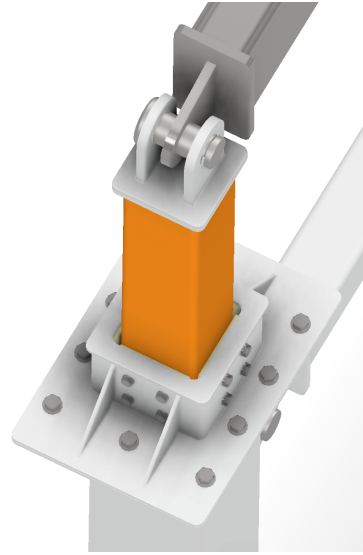
(a)



(b)

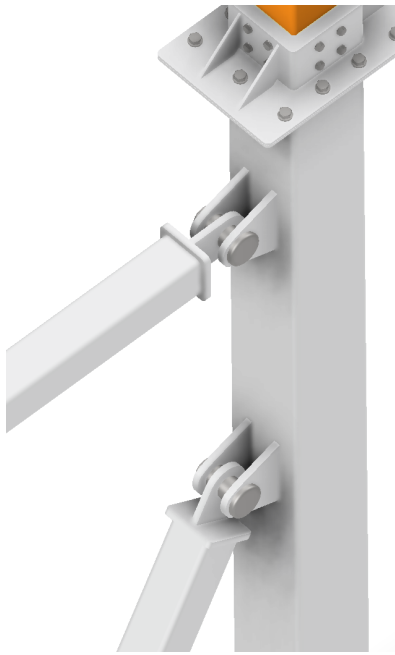


(c)



(d)

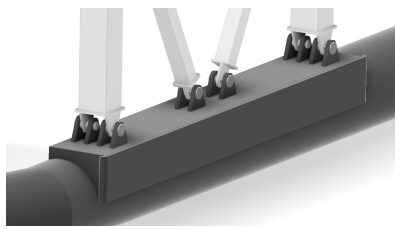
Figur 65: Detaljbilder LARS-system - Versjon 2



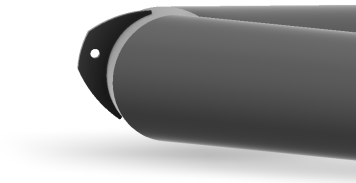
(a)



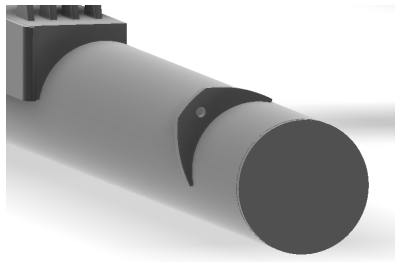
(b)



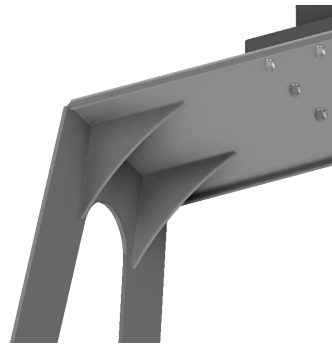
(c)



(d)

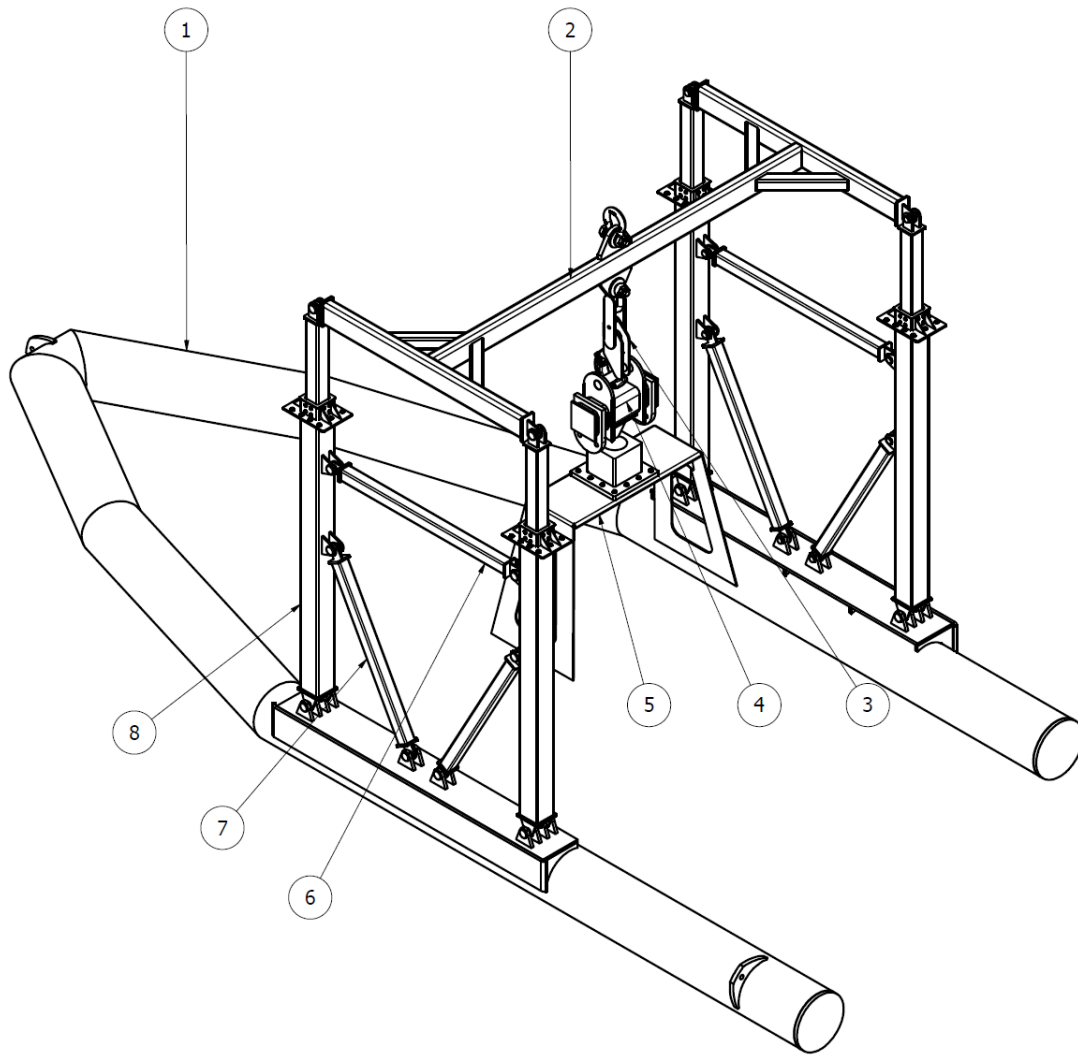


(e)



(f)

Figur 66: Detaljbilder LARS-system - Versjon 2



Figur 67: Illustrasjon av LARS-system med nummerering av hovedkomponenter - Versjon 2

Tabell 8: Hovedkomponenter LARS-system - Versjon 2

Delenummer	Antall	Komponent
1	1	Pongtong
2	1	Øvre løfteåk
3	1	GIGASENSE krok
4	1	Nedre løfteåk
5	1	Plattform for docking
6	2	Støttestag <sub>1</sub> - Horisontal
7	4	Støttestag <sub>2</sub> - Diagonal
8	4	Teleskopmekanisme

Kommentar:

-Under "launch and recovery"-operasjoner vil LARS-systemet bli utsatt for ulike typer dynamiske latente laster, blant annet fra sjø og vind. Derfor er de fleste forbindelsene mellom hovedkomponentene i LARS-systemet leddforbindelser. Leddforbindelsene muliggjør mindre bevegelser, til forskjell fra en fast innspent forbindelse. Ved å tillate mindre bevegelse, unngås det at mindre laster gir opphav til moment og større påkjenninger i innfestingene mellom systemets bestanddeler. Dette er

---

designmessig fordelaktig og vil bidra til å øke levetiden til både komponenter, og LARS-systemet som helhet.

-OBS: Merk at CAD-modell av versjon 2 ikke har inkludert nødvendige plast/nylon-foringer mellom innfestningsører og bolt i systemets leddforbindelser, dette kan blant annet ses i figur 65d.



---

## 4 Beregninger av STRAP-konseptløsning

Beregningskapittelet tar i hovedsak for seg strukturelle kapasitetsberegninger av LARS-systemets mest kritiske bestanddeler. Resultatene fra dette kapittelet vil spille en viktig rolle ved en eventuell videreutvikling av STRAP-konseptet som en endelig løsning som LARS-system til Mariner X.

### 4.1 Lasttilfeller

Definerer to ulike lasttilfeller det ønskes å se nærmere på som LARS-systemet vil bli utsatt for ved "launch and recovery" av Mariner X. Lasttilfellene er valgt på bakgrunn av hvilke situasjoner som vil belaste LARS-systemet mest ufordelaktig.

#### 4.1.1 Lasttilfelle 1

Når LARS-system blir løftet av kran sammen med Mariner X, og Mariner X er på sitt antatt tyngste, 8200 kg.

#### 4.1.2 Lasttilfelle 2

Når LARS-system blir løftet av kran alene, uten Mariner X.

## 4.2 Avendte verdier og faktorer

Enkelte verdier og faktorer anvendes flere ganger i løpet av rapporten. For å forenkle senere beregninger, beregnes og presenteres de mest anvendte verdiene i dette delkapittelet. Se tabell 11 for oppsummering og oversikt over bestemte verdier og faktorer.

### 4.2.1 Masser

$m_1$ :

Dette er total masse som virker gjennom løfteåkets senterplate når Mariner X er på sitt antatte tyngste 8200 kg. Massen er summen av følgende enkeltmasser:

Tabell 9: Enkeltmasser ( $m_i$ ) som inngår i  $m_1$

Masse $m_i$	Verdi	Enhet	Beskrivelse
$m_{sjakkel}$	7,5	kg	sjakkel underside løfteøresenter øvre løfteåk
$m_{Gigasense-krok}$	28	kg	Gigasense Automatic Hook Type Big-C 15 tonn
$m_{nedre-løfteåk}$	97	kg	Nedre løfteåk
$m_{MarinerX,8.2t}$	8200	kg	Mariner X på sitt antatt tyngste

$$\Rightarrow m_1 \approx \sum_{i=1}^n m_i \approx 8333kg = 8.333tonn$$

, der  $m_i$  er de ulike massene som er inkludert i  $m_1$ , listet opp i tabell 9 ovenfor

$m_2$  :

Dette er total masse fra LARS-konstruksjon som vil fordeles på det øvre løfteåkets fire innfestinger. Massen er summen av følgende enkeltmasser:

Tabell 10: Enkeltmasser ( $m_i$ ) som inngår i  $m_2$

Masse $m_i$	Verdi	Enhet	Antall	Total	Enhet	Beskrivelse
$m_{pongtonng}$	514	kg	1	514	kg	Pongtong
$m_{plattform}$	31,2	kg	2	62,4	kg	Plattform på pongtong med festeører
$m_{teleskop}$	37	kg	4	148	kg	Teleskopmekanisme
$m_{støttestag_1}$	14,67	kg	4	58,68	kg	Skrå/Diagonale støttestag mellom pongtong og teleskop
$m_{støttestag_2}$	6,52	kg	2	13,04	kg	Horisontale støttestag mellom teleskopmekanismer
$m_{leddbolter}$	1	kg	20	20	kg	Bolter til leddforbindelser på LARS-konstruksjonen

$$\Rightarrow m_2 \approx \sum_{i=1}^n m_i \approx 816kg = 0.860tonn$$

, der  $m_i$  er de ulike massene som er inkludert i  $m_2$ , listet opp i tabell 10 ovenfor.

$m_{LARS-total}$  :

Dette er den estimerte totale massen til hele LARS-konstruksjonen, med dette menes alt fra pongtong og "Gigasense automatic hook" til øvre og nedre løfteåk. Massen til Mariner X er ikke inkludert i  $m_{LARS-total}$ .

$$\Rightarrow m_{LARS-total} \approx 1150kg \approx 1.15tonn$$

$m_{MarinerX,5t}$  :

Dette er dødvekten, og er den antatte totale massen til Mariner X når den er på sitt letteste, uten drivstoff og installert "payload" (M. Robotics 2024).

$$\Rightarrow m_{MarinerX,5t} \approx 5000kg \approx 5tonn$$

$m_{MarinerX,8.2t}$  :

---

Dette er den antatte totale massen til Mariner X når den er på sitt tyngste, med drivstoff og innstallert "payload". Der drivstoff ved full tank har antatt vekt 2000 kg (Moholt 2024a).

$$\Rightarrow m_{\text{MarinerX},8.2t} \approx 8200\text{kg} \approx 8.2\text{tonn}$$

#### Kommentar:

-Massene som er beregnet er basert på estimerer og inneholder derfor noe usikkerhet. Tiltross for dette er verdiene nøyaktige nok til å kunne benyttes for utførelse av pålitelige beregninger. Flere av massene er estimert ved bruk av verdier hentet fra 3D-modell av LARS-system i CAD-programmet Autodesk Inventor.

-OBS:  $m_{\text{støttestag}_1}$  er oppgitt til 14.67 kg i tabell 10, dette er feil. Riktig verdi skal være 5.75 kg. Dette betyr at også oppgitt verdi for  $m_{\text{LARS-total}}$  ikke er helt korrekt. Feilens størrelse i tallverdi er liten i den store sammenhengen, og det antas å ikke påvirke beregningene signifikant.

### 4.2.2 Lastfaktorer

For å verifisere kapasitet i ulike konstruksjonsdeler, må det tas høyde for blant annet usikkerheter knyttet til materialstyrke, lastfordeling og dynamisk belastning. Vi trenger derfor å beregne ulike lastfaktorer til senere bruk i kapasitetsberegninger. Anvender NORSOK R-002:2017+AC, Annex F - Portable units og kapittel F.7 Lifted objects (Group F5) utviklet for løfteutstyr som utgangspunkt for bestemmelse av lastfaktorer (Standards Norway 2019b).

#### **DAF - Dynamic amplification factor**

"Dynamic Amplification Factor" er en dimensjonsløs faktor som beskriver hvor mange ganger spenninger forårsaket av en statisk last oppjusteres når en dynamisk last blir påført konstruksjonen (Etukudo 2024).

For "launch and recovery"-operasjonen med Mariner X vil det på det høyeste være en total masse som løftes av kran (basert på  $m_{\text{LARS-total}} + m_{\text{MarinerX},8.2t}$ ) på nærmere 10 tonn  $\rightarrow$  "Offboard lifting by offshore crane for  $WLL \leq 50$  tonns", gir følgende formel for beregning av DAF-faktor (Standards Norway 2019c):

$$DAF = 1.09 + 0.41 \cdot \sqrt{\frac{50}{WLL}} \quad (2)$$

Der:

$WLL$  = vekt av løftet objekt  $W$  i tonn, inkludert vektfaktor

Beregner  $WLL$  (Work load limit) for hvert lasttilfelle:

$$WLL = W \cdot W_{CF} \quad (3)$$

Der:

$W$  = estimert vekt av løftet objekt

$W_{CF}$  = vektfaktor

DAF-faktor beregnes for lasttilfelle 1 og 2 ved å kombinere ligning (2) og (3). Merk at  $WLL$ -verdier

---

funnet her kun beregnes for å finne *DAF*-faktorer for de ulike lasttilfellene. De har dermed ingen verdi eller funksjon utover dette.

For begge lasttilfeller velges  $W_{CF} = 1.10$  (Detailed calculation based on up-to-date drawings + Possibility of significant weight development during construction and fabrication)

#### *DAF*<sub>1</sub> - Lasttilfelle 1:

$$WLL_1 = W_1 \cdot W_{CF}$$

Der:

$$W_1 = m_{LARS-total} + m_{MarinerX,5t}$$

$$\Rightarrow DAF_1 \approx 2.20$$

#### *DAF*<sub>2</sub> - Lasttilfelle 2:

$$WLL_2 = W_2 \cdot W_{CF}$$

Der:

$$W_2 = m_{LARS-total}$$

$$\Rightarrow DAF_2 \approx 3.66$$

#### Kommentar:

-Merk at *DAF*<sub>1</sub> for lasttilfelle 1 blir beregnet med *WLL*<sub>1</sub> som er basert på en vekt på Mariner X på 5 tonn, og ikke 8.2 tonn som lasttilfelle 1 er basert på, og *WLL*<sub>1</sub> korresponderer til. Dette gjøres fordi en lavere vekt på Mariner X gir en høyere *DAF*-faktor etter ligning (2), senere beregninger utført med *DAF*<sub>1</sub> blir derfor fordelaktige og konservative. Slik verifiserer man også kapasitet for to ulike lasttilfeller samtidig, LARS-system løftet sammen med Mariner X ved både 8,2 tonn og 5 tonn, som er antatt høyeste og laveste vekt på Mariner X. På denne måten unngås det å måtte innføre ett tredje lasttilfelle.

#### **SKL - Skew load factor**

"Skew Load Factor" er en kompensasjonsfaktor som benyttes i tilfeller der det potensielt kan oppstå ujevn lastfordeling i en konstruksjon. Et eksempel på dette er når en masse eller kraft i utgangspunktet er fordelt jevnt på flere opplagringspunkter, men av ulike årsaker vil noen opplagringspunkter ta opp mer av lasten enn de andre. Til senere velges følgende faktorer:

$$SKL_1 = 1.10 \text{ (Single hook 4 point lift with spreader beam)}$$

#### **DF - Design factor**

"Design Factor" er en lastfaktor som avhenger av hvor en last virker og/eller hvilken type strukturell komponent lasten virker på, og denne komponentens kritikalitet. Til senere velges følgende faktorer:

$$DF_1 = 1.68 \text{ (Lifting points including attachments to object)}$$

$$DF_2 = 1.48 \text{ (Main elements which are supporting the lift point)}$$

---

### Centre of gravity factor - $W_{COG}$

”Centre of gravity factor” tar hensyn til usikkerhet rundt hvor nøyaktig plassering av massesenteret til en konstruksjon befinner seg, og i så måte tar denne faktoren høyde for ujevn lastfordeling i en konstruksjon. Til senere velges følgende faktor:

$W_{COG}=1.10$  (Objects with complex weight pattern)

### 4.2.3 Materialfaktorer

#### Material resistance factor - $\gamma_{Rm}$

”Material resistance factor” tar hensyn til usikkerhet og variasjon i materialegenskapene til materialer, og konsekvensen av eventuell materialsvikt. Årsaker til usikkerheten kommer gjerne fra variasjon i produksjon, testing og driftsforhold. Til senere velges følgende faktorer:

$\gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter)

$\gamma_{Rm2} = 1.30$  (Bolter og sveiser)

### 4.2.4 Materialer

#### Stål - S355J2

Materialet har en maksimal flytegrense  $f_y = 355MPa$ , for tykkelse  $\leq 16mm$ . For enkelhets skyld, er det ønskelig å kunne anvende samme verdi for flytegrense gjennom alle kapasitetsberegninger. Velger derfor en universell verdi for flytegrense som kan anvendes i alle beregningene. Til senere kapasitetsberegninger velges derfor en flytegrenseverdi som er gyldig for profiler og strukturer med en tykkelse ( $t$ ) opp til  $t = 40mm$ .

Vi får:

$f_y = 345$  MPa, der gyldighetsområdet er  $(0 \leq t \leq 40)[mm]$

### 4.2.5 Oppsummering

Tabell 11 under oppsummerer alle verdier og faktorer funnet i kapittel 4.2 - ”Anvendte verdier og faktorer”.

Tabell 11: Oversikt av ofte brukte verdier og faktorer

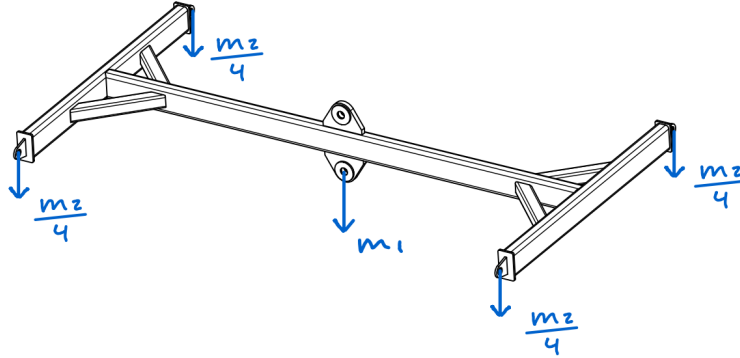
Størrelse	Verdi	Enhet
$m_1$	8333	kg
$m_2$	816	kg
$m_{LARS-total}$	1150	kg
$m_{MarinerX,5t}$	5000	kg
$m_{MarinerX,8.2t}$	8200	kg
$DAF_1$	2.20	
$DAF_2$	3.66	
$SKL_1$	1.10	
$DF_1$	1.68	
$DF_2$	1.48	
$W_{COG}$	1.10	
$\gamma_{Rm1}$	1.15	
$\gamma_{Rm2}$	1.30	
$f_y$	345	MPa

---

## 4.3 Øvre løfteåk

### 4.3.1 Virkende laster

Løfteåket vil utsettes for både lasttilfelle 1 og 2, som definert tidligere i delkapittel 4.1. Disse lasttilfellene vil derfor undersøkes videre ved beregning av virkende laster.



Figur 68: Løfteåk med masser som virker i lasttilfelle 1

For å visualisere hvor de ulike massene virker på løfteåket, vises lasttilfelle 1 i figur 68 ovenfor. Det antas at massen  $m_2$  fordeler seg likt til løfteåkets 4 innfestningsører, vi får derfor massen  $\frac{m_2}{4}$  virkende på hvert innfestningsøre. Massen  $m_1$ , i hovedsak fra massen til Mariner X, kan vi se virker i senter av løfteåket. Masse på grunn av bjelkenes egenvekt i løfteåket neglisjeres.

Omgjør massene som virker på løfteåket til krefter med ligning (4):

$$F_i = m_i \cdot g \quad (4)$$

Der:

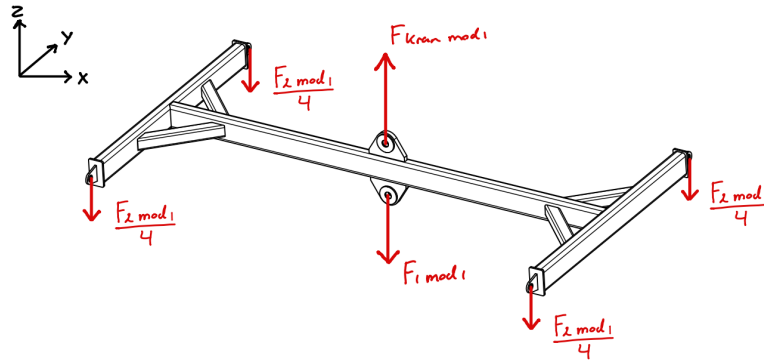
$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ , og er tyngdeakselerasjonen

Tabell 12: Generelle krefter som virker på løfteåk

Kraft	Verdi	Enhet
$F_1$	81.75	kN
$F_2$	8.00	kN

Etter NORSOK R-002:2017+AC, Annex F - Portable units kapittel F.7 Lifted objects (Group F5) må vi modifisere kreftene med lastfaktorer for å ta hensyn til usikkerheter og dynamisk belastning som kan oppstå under "launch and recovery" operasjoner av Mariner X. Finner modifiserte krefter ved å multiplisere allerede beregnede generelle krefter med relevante lastfaktorer tilpasset lasttilfelle og kraft:

Lasttilfelle 1:



Figur 69: Løfteåk med krefter som virker i lasttilfelle 1

$$F_{1mod_1} = F_1 \cdot DAF_1 \cdot DF_1 \quad (5)$$

$$F_{2mod_1} = F_2 \cdot DAF_1 \cdot DF_2 \quad (6)$$

Likevekt i z-retning:

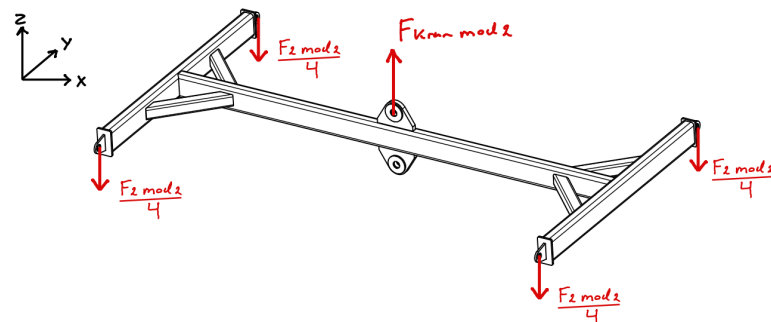
$$\sum F_Z = 0 : F_{Kran_{mod1}} - F_{1mod_1} - F_{2mod_1} = 0$$

$$\Rightarrow F_{kran_{mod1}} = F_{1mod_1} + F_{2mod_1} \quad (7)$$

Tabell 13: Modifiserte krefter som virker på løfteåk - Lasttilfelle 1

Kraft	Verdi	Enhet
$F_{1mod_1}$	302.15	kN
$F_{2mod_1}$	26.05	kN
$F_{kran_{mod1}}$	328.2	kN

Lasttilfelle 2:



Figur 70: Løfteåk med krefter som virker i lasttilfelle 2

$$F_{2mod_2} = F_2 \cdot DAF_2 \cdot DF_2 \quad (8)$$

Likevekt i z-retning:

$$\sum F_z = 0 : F_{kran_{mod2}} - F_{2_{mod2}} = 0$$

$$\Rightarrow F_{kran_{mod2}} = F_{2_{mod2}} \quad (9)$$

Tabell 14: Modifiserte krefter som virker på løfteåk - Lasttilfelle 2

Kraft	Verdi	Enhet
$F_{2_{mod2}}$	43.33	kN
$F_{kran_{mod2}}$	43.33	kN

#### Kommentar:

-DAF-faktorer er valgt basert på aktuelt lasttilfelle

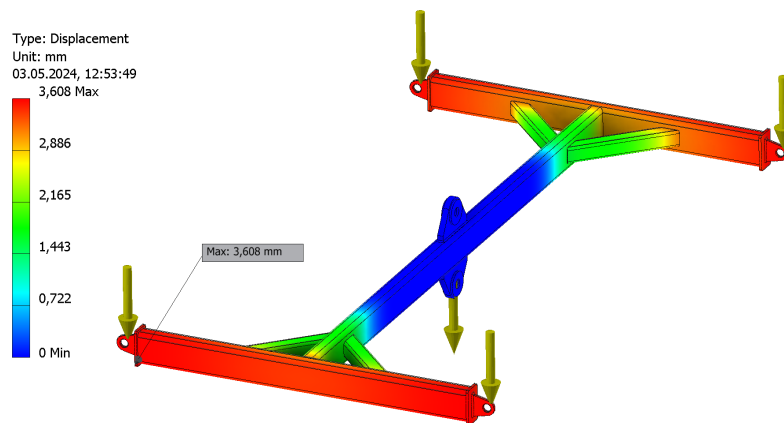
-DF-faktorer ("Design factor") er valgt basert på kritikalitet ved svikt til komponent/struktur som kraft virker på

-Det kan tenkes at kraften  $F_2$  som fordeles på de fire innfestingsørene til løfteåket burde vært multiplisert med lastfaktorene  $SKL$  (for ujevn lastfordeling) og  $W_{COG}$  (for ujevn lastfordeling på grunn av usikkerhet til LARS-konstruksjonens massesenter). For kapasitetsberegning av hovedbjelke i løfteåket på et overordnet nivå er ikke dette funnet relevant.

### 4.3.2 Nedbøying

Beregning av nedbøying på grunn av virkende laster i øvre løfteåk utføres med FEA-analyse for lasttilfelle 1 og 2.

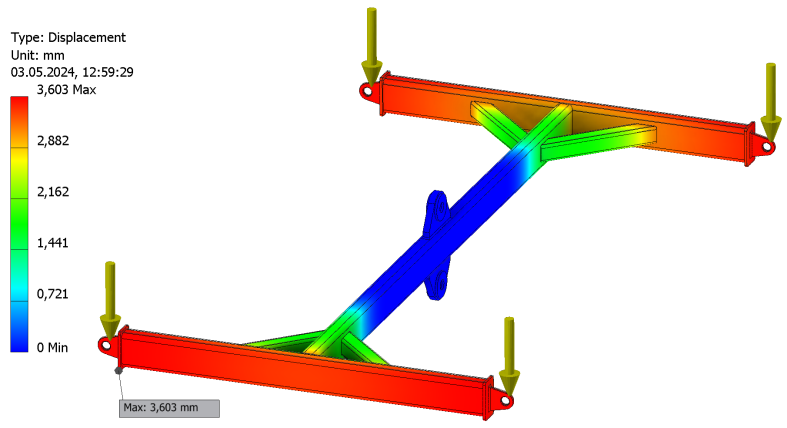
#### Lasttilfelle 1:



Figur 71: Nedbøying - Lasttilfelle 1

#### Lasttilfelle 2:





Figur 72: Nedbøyning - Lasttilfelle 2

Størst utbøyning finner sted i de røde områdene, se også fargeskala i figur 71 og 72.

Tabell 15: Beregnet nedbøyning

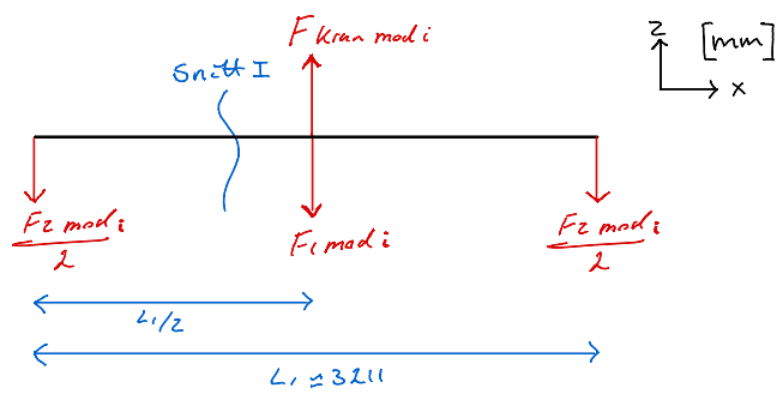
Lasttilfelle	Verdi	Enhet
Lasttilfelle 1	3.608	mm
Lasttilfelle 2	3.603	mm

Kommentar:

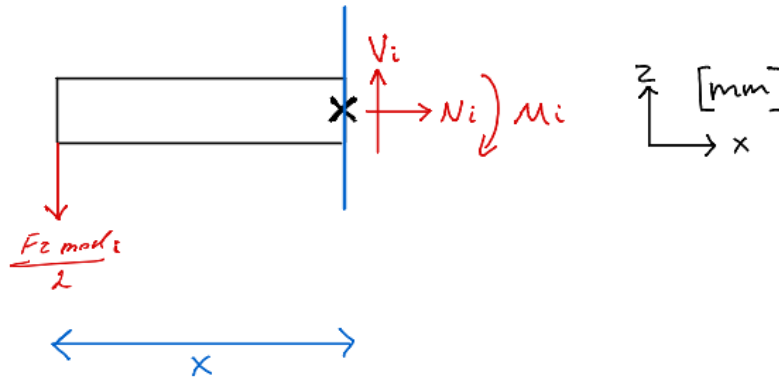
-Det observeres av resultatene i tabell 15 at utbøyning er tilnærmet lik for begge lasttilfellene. Størst nedbøyning har vi i lasttilfelle 1, 3.608 mm.

**4.3.3 Hovedbjelke**

Hovedbjelken (delenummer 1, figur 30) er den lengste bjelken i løfteåket. Dette, kombinert med symmetriske krefter og geometrisk utforming om løfteåkets "opplagringspunkt", gjør at det kan argumenteres for at de største påkjenningene i løfteåkets bjelker vil finne sted midt på hovedbjelken ( $x = \frac{L_1}{2}$ ), i hovedsak på grunn av bøyemomentet. Kapasitetsberegning av tverrbjelker (Delenummer 2 i figur 30) er derfor ikke nødvendig. For kapasitetsberegning av hovedbjelke er både lasttilfelle 1 og 2 valgt som dimensjonerende lasttilfeller. Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Standard Norge 2018b).



Figur 73: Generell FLD - Hovedbjelke



Figur 74: Snitt I ( $0 < x < \frac{L_1}{2}$ ) - Hovedbjelke

De største påkjenningene vil oppstå midt i hovedbjelken, ønsker å bestemme indre krefter og spenninger i dette punktet. For å beregne snittkreftene i dette punktet er det kun nødvendig med ett "snitt" i bjelken. Lager "Snitt I" (figur 73), dette snittet er gyldig i intervallet  $[0 < x < \frac{L_1}{2}]$  (figur 74).

Merk at hovedbjelkens lengde  $L_1$  er en tilnærmet lengde valgt for å forenkle beregningene, lengden er basert på senteravstand i x-retning mellom løfteåkets innfestingsører.

Indre krefter i midten av hovedbjelke beregnes basert på snitt I. Under presenteres beregningsformler som gjelder for begge lasttilfeller. Beregnede relevante verdier for lasttilfellene presenteres lenger ned i tabell 16 og 17.

### Normalkraft (N)

Likevekt i x-retning:

$$\sum F_x = 0 : N_i = 0 \quad (10)$$

Merker oss at ingen normalkrefter vil oppstå i hverken lasttilfelle 1 eller 2, da det ikke er noen krefter som virker i bjelkens lengderetning.

### Skjærkraft (V)

Hovedbjelken har en lengde  $L_1 = 3211\text{mm}$  (figur 73), som er vesentlig mye større en bjelkehøyden  $h=160\text{mm}$  (tabell 4). Vi har at  $L/h > 5$ , som en forenkling kan vi da se bort ifra skjærkraften i tverrsnittet, da spenningene som oppstår fra skjærkraften typisk vil være langt mindre sammenlignet med bøyepeninger som vil oppstå fra moment i bjelken (Meccanica.no 2024). Det antas også at de største skjærspenningene vil opptre midt i bjelkens tverrsnitt, mens de største bøyepeningene vil opptre oppe og nede i tverrsnittet. Maks skjærspenning og maks bøyepening vil derfor heller ikke opptre på samme sted i tverrsnittet. Skjærkrefter beregnes allikevel for å være konservativ.

Likevekt i z-retning:

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 : -\frac{F_{2mod_i}}{2} + V_i &= 0 \\ \Rightarrow V_i &= \frac{F_{2mod_i}}{2} \end{aligned} \quad (11)$$

---

Merker oss at skjærkraften er konstant i intervallet som er gyldig for snitt I.

### Moment (M)

Likevekt om punktet X:

$$\begin{aligned}\sum M_x = 0 : -\frac{F_{2mod_i}}{2} \cdot x + M_i &= 0 \\ \Rightarrow M_i &= \frac{F_{2mod_i}}{2} \cdot x\end{aligned}\quad (12)$$

### Oppsummert oversikt indre krefter

Tabell 16: Maksimale indre krefter som virker i punktet  $x = \frac{L_1}{2}$  i snitt I for lasttilfelle 1

Snittkraft	Verdi	Enhet
$N_1$	0	kN
$V_1$	13.03	kN
$M_1$	20911.64	kNmm

Tabell 17: Maksimale indre krefter som virker i punktet  $x = \frac{L_1}{2}$  i snitt I for lasttilfelle 2

Snittkraft	Verdi	Enhet
$N_2$	0	kN
$V_2$	21.67	kN
$M_2$	34783.16	kNmm

Beregner spenninger i punktet  $x = \frac{L_1}{2}$  med verdier fra tabell 16 og 17, og sammenligner med tillatt spenning etter NS-EN 13001-3-1:2012+A2. Beregnede spenningsverdier for lasttilfellene presenteres lenger ned i tabell 18 og 19:

### Gjennomsnittelig skjærspenning fra skjærkraft ( $\tau$ )

$$\tau_{xz_i} = \frac{V_i}{A} \quad (13)$$

Der:

$A = 3520\text{mm}^2$  og er tverrsnittarealet til hovedbjelken (Se figur 20 - Designkapittel om hovedbjelke)

### Bøyespenning fra normalkraft og moment ( $\sigma$ )

$$\sigma_{x_i} = \frac{N_i}{A} + \frac{M_i}{I_y} \cdot z \quad (14)$$

Der:

$z = \frac{h}{2} = 80$  mm og er avstand fra ytterkant av tverrsnitt til tverrsnittets senter. Maksimale bøyespenninger finner sted i topp og bunn av tverrsnittet

$I_y = 1.09 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$  er andre arealmoment om y-aksen i tversnittet, som momentet  $M_i$  virker om (Se figur 20 - Designkapittel om hovedbjelke)

### Von-Mises jevnføringsspenning for plan spenningstilstand

$$\sigma_{ji} = \sqrt{\sigma_{xi}^2 + 3\tau_{xzi}^2} \quad (15)$$

### Tillat spenning etter NS-EN 13001-3-1:2012+A2

$$f_{Rd\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} \quad (16)$$

Der:

$f_y = 345 \text{ MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter - Se også kapittel 4.2.3)

### Oppsummert oversikt spenninger

Tabell 18: Spenninger som virker i punktet  $x = \frac{L_1}{2}$  i snitt I for lasttilfelle 1

Spenning	Verdi	Enhet
$\tau_{xz_1}$	3.70	MPa
$\sigma_{x_1}$	153.48	MPa
$\sigma_{j1}$	153.61	MPa

Tabell 19: Spenninger som virker i punktet  $x = \frac{L_1}{2}$  i snitt I for lasttilfelle 2

Spenning	Verdi	Enhet
$\tau_{xz_2}$	6.16	MPa
$\sigma_{x_2}$	255.29	MPa
$\sigma_{j2}$	255.51	MPa

Tabell 20: Tillat spenning

Spenning	Verdi	Enhet
$f_{Rd\sigma}$	300.00	MPa

### Bevis for kapasitet

Kravet som må tilfredsset for godkjenning av kapasitet i hovedbjelke:

$$\sigma_{ji} \leq f_{Rd\sigma} \quad (17)$$

Sammenligner jevnførende spenning for både lasttilfelle 1 og 2 mot tillatt spenning etter kravet i ligning (17):

$$\sigma_{j1} = 153.61 \text{ MPa} < 300 \text{ MPa} = f_{Rd\sigma}$$

$$\sigma_{j2} = 255.51 \text{ MPa} < 300 \text{ MPa} = f_{Rd\sigma}$$

Vi ser at jevnføringsspenningene ( $\sigma_{ji}$ ) for begge lasttilfeller ligger under tillat spenning ( $f_{Rd\sigma}$ ).

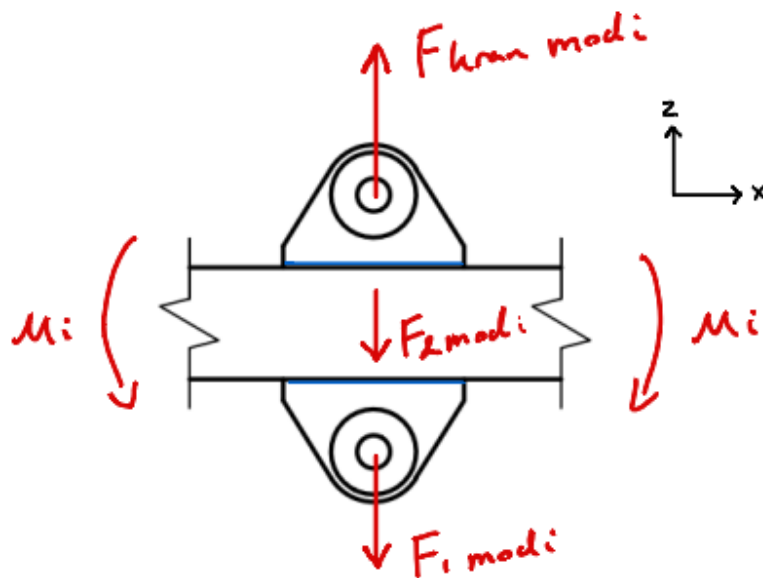
⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

Kommentar:

-Av beregningene er det tydelig at lasttilfelle 2 er det lasttilfellet som gir de største påkjenningene på hovedbjelken.

#### 4.3.4 Løfteøre senter - Generell

Kapasitetsberegning av løfteøre senter (delenummer 4, figur 30) utføres med lasttilfelle 1 som dimensjonerende lasttilfelle. Dette tilfellet anses som minst gunstig, i hovedsak på grunn av de store kreftene som virker fra Mariner X under løfteoperasjoner. Lasttilfelle 2, har tiltross for krefter som er oppjustert med en høy DAF-faktor, såpass mye lavere last i utgangspunktet at dette tilfellet er funnet mindre kritisk. Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NORSOK R-002:2017+AC Annex J (Standards Norway 2019e).

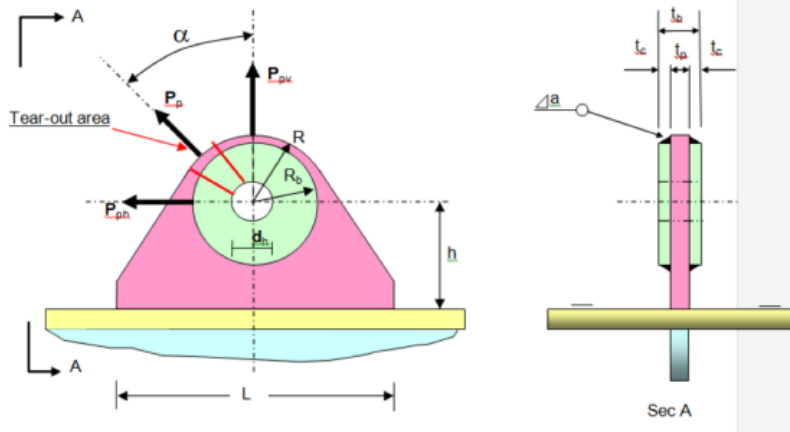


Figur 75: Generell FLD av løfteøre senter

Momentet  $M_i$  antas å ikke ha en signifikant påvirkning på løfteøre senter, antagelse om at momentet blir tatt oppi sin helhet av hovedbjelkens tverrsnitt. Ser for oss at hovedbjelken "hviler" på kile-sveisene (visualisert i blått i figur 75) og belaster løfteøre senter med lasten  $F_{z\text{modi}}$  i vertikal retning (z-retning).

Løfteøre senter er en enhet, bestående av to "løfteører" for innfestning av sjakk. Løfteøret på "toppen" i figur 75 blir utsatt for den største kraften ( $F_{kran\text{modi}}$ ), denne kraften velges derfor som dimensjonerende kraft i kapasitetsberegningene.

**Dimensjonerende kraft ( $P_P$ )**



Figur 76: FLD av toppside løfteøre senter (Standards Norway 2019i)

Dimensjonerende kraft ( $P_P$ ) avhenger av hvilket lasttilfelle vi beregner med. Vi beregner med lasttilfelle 1, dimensjonerende kraft fastsettes med ligning (18):

$$P_P = F_{kran_{mod1}} \quad (18)$$

### Kapasitet for utriving

Kravet som må tilfredsstilles for godkjenning av kapasitet mot utriving:

$$f_{Rd} = \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rm}} \geq \tau_{Ed} \quad (19)$$

Der:

$f_y = 345 \text{ MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter - Se også kapittel 4.2.3)

$\tau_{Ed}$  = er utrivingsspenning, beregnes etter formel (39):

$$\tau_{Ed} = \frac{P_P}{2 \cdot A_{sh}} \quad (20)$$

Der:

$A_{sh}$  = utrivingsarealet og beregnes for løfteøre av type 2 etter formel (21):

$$A_{sh} = \left(R - \frac{d_h}{2}\right) \cdot t_p + 2 \cdot \left(R_b - \frac{d_h}{2}\right) \cdot t_c \quad (21)$$

Der:

$R, d_h, t_p, R_b$  og  $t_c$  = geometriske verdier for løfteøre gitt i tabell 2, fra designkapittelet om løfteøre senter

Tabell 21: Beregnede verdier for utriving - Lasttilfelle 1

Størrelse	Verdi	Enhet
$f_{Rd}$	173.20	MPa
$\tau_{Ed}$	75.45	MPa
$A_{sh}$	2175.00	mm <sup>2</sup>

Sammenligner tillatt spenning mot utrivingsspenning etter krav gitt i ligning (19):

$$\tau_{Ed} = 75.45 \text{MPa} < 173.20 \text{MPa} = f_{Rd}$$

Vi ser at utrivingsspenning ( $\tau_{Ed}$ ) ligger under tillatt spenning ( $f_{Rd}$ ).

⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Hullkantkapasitet

Kravet som må tilfredsstilles for godkjenning av hullkantkapasitet:

$$f_d = 1.5 \cdot \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} \geq \sigma_b \quad (22)$$

Der:

$f_y = 345 \text{MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter - Se også kapittel 4.2.3)

$\sigma_b$  = hullkantspenning, beregnes etter formel (23):

$$\sigma_b = \frac{P_P}{t_{eff} \cdot d} \quad (23)$$

Der:

$d = 42 \text{ mm}$  og er diameter på tilhørende valgt sjakkelstørrelse (WLL = 17 tonn) for løfteøre

$t_{eff}$  = effektiv bredde, beregnes for løfteøre av type 2 etter formel (24):

$$t_{eff} = t_p + 2 \cdot t_c \quad (24)$$

Tabell 22: Beregnede verdier for hullkankapasitet - Lasttilfelle 1

størrelse	Verdi	Enhet
$f_d$	450.00	MPa
$\sigma_b$	156.29	MPa
$t_{eff}$	50.00	mm <sup>2</sup>

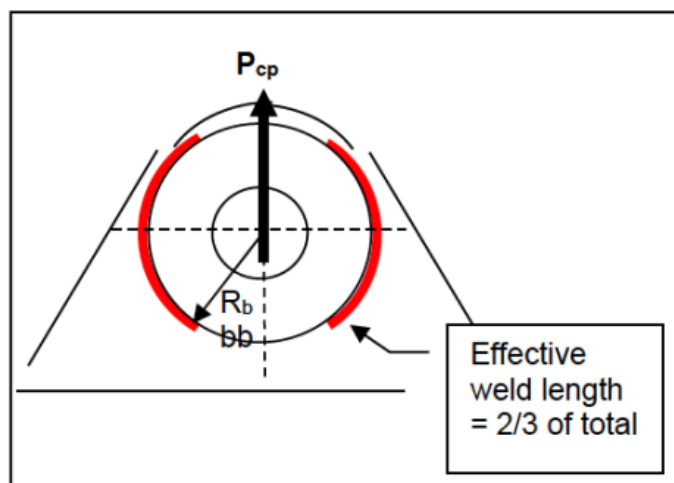
Sammenligner tillatt spenning mot hullkantspenning etter krav gitt av ligning (22):

$$\sigma_b = 156.29 \text{MPa} < 450.00 \text{MPa} = f_d$$

Vi ser at hullkantspenning ( $\sigma_b$ ) ligger under tillatt spenning ( $f_d$ ).

⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Kapasitet kilesveis for "cheek plates" i løfteøre type 2



Figur 77: Effektiv sveiselengde for "cheek plates" løfteøre type 2 (Standards Norway 2019f)

Kravet som må tilfredsstilles for godkjenning av kapasitet i kilesveiser for "cheek plates":

$$f_d = \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rm}} \geq \tau_{Ed} \quad (25)$$

Der:

$f_y = 345 \text{ MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm2} = 1.30$  (Bolter og sveiser - Se også kapittel 4.2.3)

$\tau_{Ed}$  = skjærspenning i kilesveis, beregnes etter formel (26) eller (29):

$$\tau_{Ed} = \frac{P_{cp}}{L_{eff} \cdot a} \quad (26)$$

Der:

$P_{cp}$  =kraft gjennom sveis for hver "cheek plate" beregnes etter (27)

$L_{eff}$  = effektiv sveiselengde, beregnes etter (28)

$$P_{cp} = \frac{P_P \cdot t_c}{t_p + 2 \cdot t_c} \quad (27)$$

$$L_{eff} = \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_b \quad (28)$$

Kombinerer ligning (26), (27) og (28):

$$\Rightarrow \tau_{Ed} = \frac{P_P \cdot t_c}{(t_p + 2 \cdot t_c) \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_b \cdot a} \quad (29)$$



---

Der:

$a = 7 \text{ mm}$ , og er nominellt  $a$ -mål for kilesveis

Tabell 23: Beregnede verdier for kapasitet kilesveis - Lasttilfelle 1

Spenning	Verdi	Enhet
$f_d$	153.22	MPa
$\tau_{Ed}$	36.70	MPa

Sammenligner tillatt spenning mot skjærspenning i sveis etter krav gitt i ligning (25):

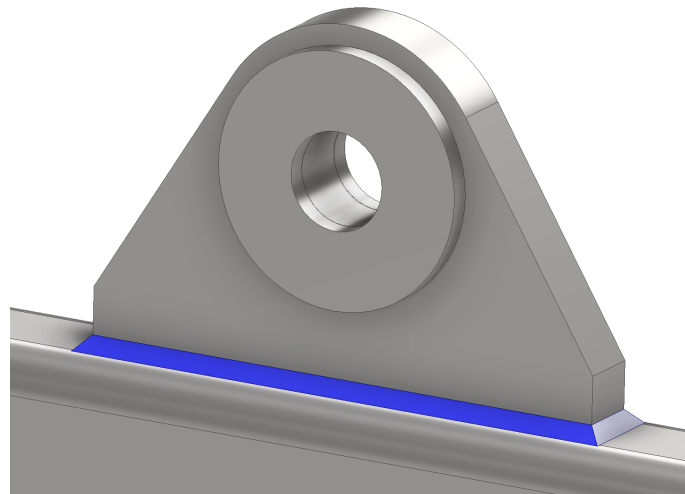
$$\tau_{Ed} = 36.70 \text{ MPa} < 153.22 \text{ MPa} = f_d$$

Vi ser at skjærspenning i sveis ( $\tau_{Ed}$ ) ligger under tillatt spenning ( $f_d$ ).

⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

#### 4.3.5 Løfteøre senter - Kilesveis

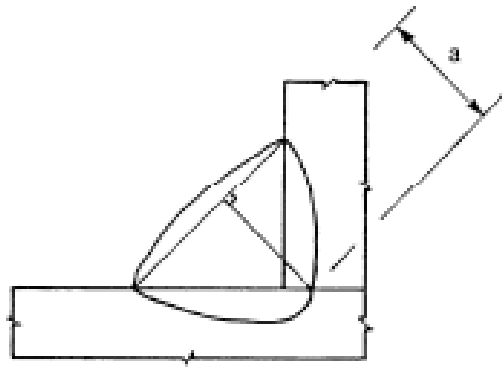
Kapasitetsberegning av kilesveis mellom løfteøre senter og hovedbjelke i øvre løfteåk gjennomføres med utgangspunkt i NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Standard Norge 2018b). En grov FEA-analyse indikerer at lasttilfelle 2 gir de største påkjenningene på sveisen. Lasttilfelle 2 velges derfor som dimensjonerende lasttilfelle for kapasitetsberegning av sveis.



Figur 78: Toppside av løfteøre senter med kilesveis visualisert i blått

Kilesveis på toppsiden av hovedbjelken er visualisert i blått i figur 78. Forbindelsen mellom løfteøre senter og hovedbjelke har en kompleks geometri som vanskeliggjør beregning av spenning i kilesveis med en analytisk metode, FEA-analyse brukes derfor som metode for å beregne Von-Mises jevnførende spenning.

#### Størrelse på sveis



Figur 79: Effektivt halsmål  $a$  for en kilesveis med dyp innsmelting (Standard Norge 2005c)

Størreslen og sveisens  $a$ -mål(halsmål), beregnes med utgangspunkt i formel (30):

$$a_{max} = 0.7 \cdot s \quad (30)$$

Der:

$s$  = minste platetykkelse, og settes lik 8 mm basert på veggtykkelse til profilen i hovedbjelke

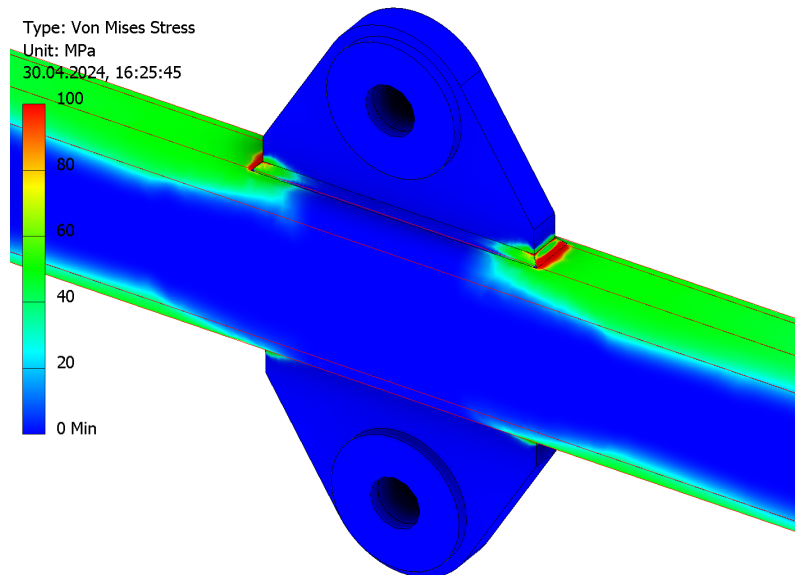
Likning (30) gir:

$$a_{max} = 5.6mm$$

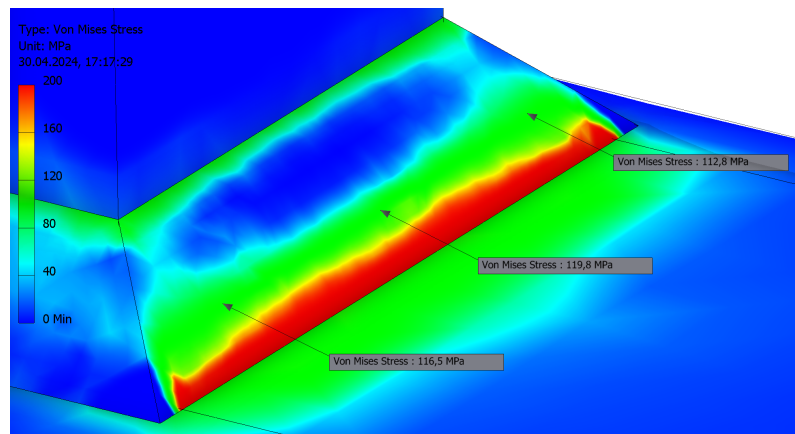
Dette er det maksimale  $a$ -målet kilesveisen kan ha. For å være konservativ velges et lavere  $a$ -mål. Dette  $a$ -målet benyttes i 3D-modell og FEA-analysen for beregning av Von-Mises spenning i sveisen.

$$\Rightarrow a = 5.0mm$$

### Jevnførende spenning



Figur 80: Spenningsfordeling i kilesveis - Skala 0 - 100 MPa



Figur 81: Nærbilde av kilesveis med probeverdier - Skala 0 - 200 MPa

Figur 80 viser spenningsfordeling i og rundt sveisen. De høyeste spenningsene befinner seg i områder med rød farge (se fargeskala). Det er tydelig at de største påkjenningene og spenningsene i sveisen befinner seg på de korte endene i bredden av løfteøre senter.

For å bestemme den høyeste jevnførende spenning i sveisen hentes det ut tre probeverdier fra området som har de høyeste spenningsene, på lokasjoner som best vill representere de virkelige spenningsene i sveisen (se figur 81).

Von-mises spenning ( $\sigma_j$ ) beregnes basert på et gjennomsnitt av probeverdiene ( $\sigma_{ji}$ ) med formel (31):

$$\sigma_j = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_{ji}}{n} \quad (31)$$

**Tillatt spenning etter NS-EN 13001-3-1:2012+A2**

$$f_{w,Rd} = \frac{a_w \cdot f_y}{\gamma_m} \quad (32)$$

Der:

$f_y = 345 \text{ MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$a_w = 0.9$ , og er faktor avhengig av type sveis, spenningstype og materiale (Standard Norge 2018a)

$\gamma_m = \gamma_{Rm2} = 1.30$  (Bolter og sveiser - Se også kapittel 4.2.3)

Tabell 24: Beregnede spenninger - Lasttilfelle 2

Spenning	Verdi	Enhet
$\sigma_{j1}$	112.80	MPa
$\sigma_{j2}$	119.80	MPa
$\sigma_{j3}$	116.50	MPa
$\sigma_j$	116.37	MPa
$f_{w,Rd}$	238.85	MPa

### Bevis for kapasitet

Krav som må tilfredsstilles for godkjenning av kapasitet:

$$\sigma_j \leq f_{w,Rd} \quad (33)$$

Sammenligner tillatt spenning mot beregnet jevnførende spenning i sveis etter krav gitt i ligning (33):

$$\sigma_j = 116.37 \text{ MPa} < 238.85 \text{ MPa} = f_{w,Rd}$$

Vi ser at Von-Mises jevnførende spenning i sveis ( $\sigma_j$ ) ligger under tillatt spenning ( $f_{w,Rd}$ ).

⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Kommentar:

-Fra figur 81 ser vi at de høyeste spenningene befinner seg i det røde området nederst mot kanten av kilesveis. Årsaken til at probeverdier for bestemmelse av jevnførende spenning ikke ble hentet fra dette området er at spenningskonsentrasjonene i dette området er urealistisk høye. Noe av årsaken til dette er at sveis ikke er avrundet i en radius i overgangen mellom sveis og hovedbjelke i 3D-modell, da går størrelsen på "mesh-elementene" mot null og spenningene kan da gå mot "uendelig".

-Krav for statisk kapasitet i sveis etter NS 13001-3-1:2012+A2 tar utgangspunkt i nominelle spenninger beregnet etter tradisjonell analytisk beregningstoeri, som generelt neglisjerer spenningskonsentrasjoner. Beregning av spenning i sveis med FEA-analyse gir derfor konservative beregninger.

-Det utføres ikke kapasitetsberegning av sveis som forbinder tverrbjelker og hovedbjelke i øvre løfteåk. Dette da det er beregnet godkjent kapasitet av sveis løfteøre senter, og det antas derfor tilstrekkelig kapasitet også i denne sveisen, da den blir utsatt for lavere påkjenninger. Anbefalt a-mål på sveis mellom hovedbjelke og tverrbjelke settes til 5mm, lik a-målet for kilesveis rundt løfteøre senter.

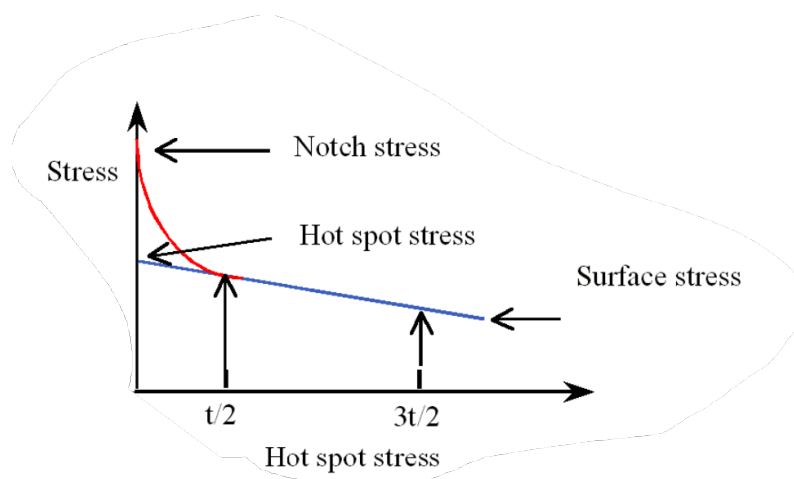
#### 4.3.6 Løfteøre senter - Levetid kilesveis

Estimerer levetid for kilesveisene som utgjør forbindelsen mellom hovedbjelken og løfteøre senter. Kilesveis på toppsiden av hovedbjelken er visualisert i blått i figur 78. Levetiden estimeres gjennom utmattingsberegninger ved å ta utgangspunkt i DNV-RP-C203 - "Fatigue design of offshore steel structures" (DNV 2021a). En grov FEA-analyse indikerer at lasttilfelle 2 gir de største påkjenningene på sveisen. Lasttilfelle 2 velges derfor som dimensjonerende lasttilfelle for levetidsberegningene.

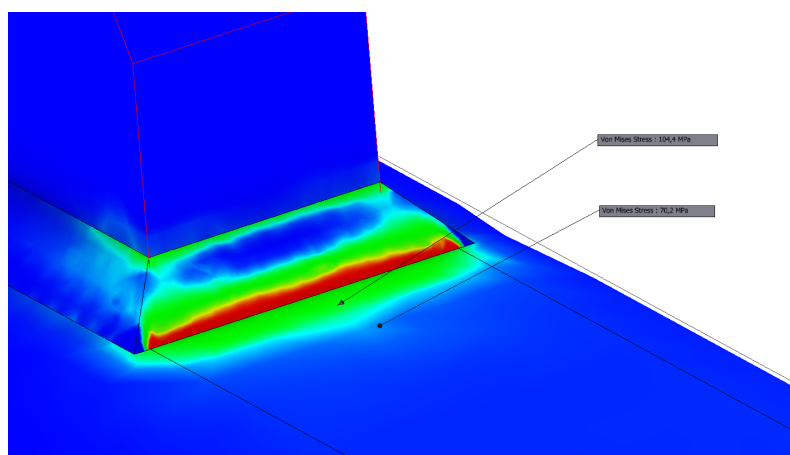
##### Hot-spot spanning ( $\sigma_{hs}$ )

Tradisjonelt utføres utmattingsberegninger med nominelle spenninger som ikke inkluderer spenningskonsentrasjoner på grunn av kompleks geometri. Forbindelsen mellom løfteøre senter og hovedbjelke har en kompleks geometri som vanskeliggjør beregning av nominelle spenninger analytisk. Utmattingsberegninger utføres derfor med hot-spot metoden og hot-spot spanning beregnet med FEA-analyse.

Se vedlegg A - "FEA: Øvre løfteåk", for oppsett av FEA-analyse som disse levetidsberegningene baserer seg på.



Figur 82: Prinsipp for hot-spot spanning (DNV 2021e)



Figur 83: Probeverdier for beregning av hot-spot spanning

Fra FEA-analysen leser vi ut de høyeste spenningene i en avstand  $0.5 \cdot t$  og  $1.5 \cdot t$  fra sveisetå (figur 83), og linær-ekstrapolerer med disse verdiene for å finne hot-spot spanning ved sveisetå ( $\sigma_{hs}$ ), med formel (34):

$$\sigma_{hs} = \sigma_{0.5t} + \frac{\sigma_{0.5t} - \sigma_{1.5t}}{0.5t - 1.5t} \cdot (0 - 0.5t) \quad (34)$$

Der:

$t = 8mm$ , og er veggtykkelse i hovedbjelke

Tabell 25: Beregnede hot-spot verdier - Lasttilfelle 2

Spenning	Verdi	Enhet
$\sigma_{0.5t}$	104.40	MPa
$\sigma_{1.5t}$	70.20	MPa
$\sigma_{hs}$	121.50	MPa

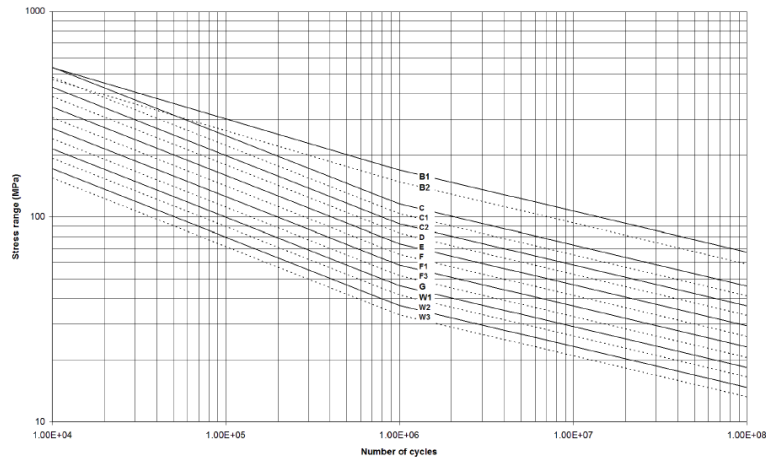
### Spenningsvidde( $\Delta\sigma$ )

Spenningsvidden antas lik beregnet hot-spot spenning( $\Delta_{hs}$ )

$$\Rightarrow \Delta\sigma = \sigma_{hs} = 121.50MPa \quad (35)$$

### SN-kurve

Etter DNV-RP-C203 skal SN-kurve D anvendes ved bruk av hot-spot spenninger. Anvender SN-kurver for struktur utsatt for sjøvann med katodisk beskyttelse.



Figur 84: SN-kurver i sjøvann med katodisk beskyttelse (DNV 2021d)

S-N curve	$N \leq 10^6$ cycles		$N > 10^6$ cycles $\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$	Fatigue limit at $10^7$ cycles [MPa] *)	Thickness exponent $k$	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), see also equation (2.3.2)
	$m_1$	$\log \bar{a}_1$				
B1	4.0	14.917	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.685	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.192	16.320	73.10	0.05	
C1	3.0	12.049	16.081	65.50	0.10	
C2	3.0	11.901	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	11.764	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	11.610	15.350	46.78	0.20	1.13

Figur 85: Utdrag fra tabell for SN-kurver i sjøvann med katodisk beskyttelse (DNV 2021g)

Utmattingsgrense for SN-kurve D i figur 85 er oppgitt til å være 52.63 MPa ved  $10^7$  sykluser. Ser av figur 84 at "knekken" for kurve D er ved  $\approx 84MPa$  ved  $10^6$  sykluser, dette er den virkelige utmattingsgrensa. Vi har:

$$\Delta\sigma = 121.50MPa > 84MPa = \text{Utmattingsgrense SN-kurve D}$$

Dette gir følgende verdier fra figur 85 til bruk i videre beregninger, se tabell 45 under:

Tabell 26: Verdier til bruk i utmattingsberegning - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$\log \bar{a}_1$	11,764	
$m_1$	3,0	
k	0,20	

### Levetid(N)

Levetid i sykluser N beregnes med formel (53)(DNV 2021f):

$$\log N = \log \bar{a} - m \cdot \log \left( \Delta\sigma \cdot \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right) \quad (36)$$

Der:

$N$  = levetid i spenningssykluser

$\Delta\sigma$  = spenningsvidde

$t = 30mm$ , og er tykkelse der sprekk mest sannsynlig vil starte initiering

$t_{ref} = 25mm$ , og er referansetykkelse for sveiste forbindelser

$k$  = tykkelseseksponent

Tabell 27: Beregnet levetid for kilesveis i sykluser - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$N$	290243	Sykluser

### Kommentar:

-Hot-spot spenningen er over utmattingsgrensa. Derfor velges  $m_1$  og  $\log \bar{a}_1$  ovenfor  $m_2$  og  $\log \bar{a}_2$ . Legg også merke til at vi setter virkende spenningsvidde lik beregnet hot-spot spenning. Dette fordi det antas at minste spenningen vil være 0 MPa, dette gjør at vi får en spenningsvidde lik maks beregnet spenning, som for tilfellet er beregnet hot-spot spenning( $\sigma_{hs}$ ).

- $t = 30$  mm er valgt basert på tykkelsen til plata i løfteøre senter, og bidrar til konservative beregninger, framfor  $t = 8$  mm som er veggtykkelse i hovedbjelke.

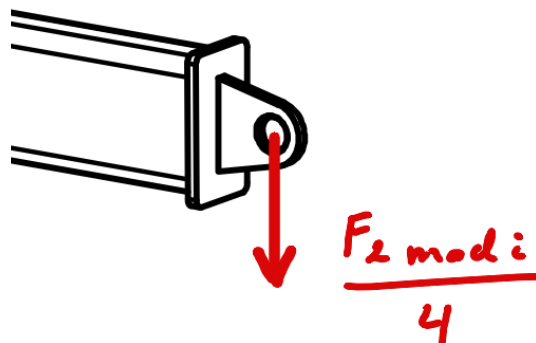
-En svakhet med hot-spot metoden er at den baserer seg på at sprekkvekst starter ved sveisetå, og hensyntar ikke like godt sprekkvekst som starter fra innsiden ved sveiseroten. Det er derfor ønskelig å ha et design som som sannsynliggjør at sprekkvekst ved sveisetå starter før sprekkvekst ved sveiserot, for å oppnå estimert levetid. En annen årsak til dette er at sprekkvekst fra innsiden ved sveiserot ikke kan oppdages med visuell inspeksjon av sveis.

-Levetidesberegningene er beregnet med SN-kurver basert på katodisk beskyttelse, offeranode må monteres på øvre løfteåk for at beregningene skal være valide.

---

### 4.3.7 Innfestningsører - Generell

Kapasitetsberegning av innfestningsørene (delenummer 5, figur 30) utføres med lasttilfelle 2 som dimensjonerende lasttilfelle. Dette tilfellet anses som minst gunstig. Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NORSOK R-002:2017+AC Annex J (Standards Norway 2019e).



Figur 86: Generell FLD av innfestningsøre

#### Dimensjonerende kraft ( $P_P$ )

Fra kapittel 4.3.1 - "Virkende laster", vet vi at hvert innfestningsøre blir belastet med en kraften  $F_{kran_{mod2}}/4$  i lasttilfelle 2. Dette er basert på at massen  $m_2$  fra LARS-systemet fordeler seg jevnt på de fire innfestningsørene. I virkeligheten vil det være en mulighet for at denne lasten ikke fordeler seg jevnt og vi ønsker å ta høyde for det med å oppjustere dimensjonerende kraft med faktoren  $SKL_1$ . I tillegg ønsker vi å ta høyde for at massesenteret til LARS systemet ikke befinner seg rett under LARS-systemets løftepunkt, legger derfor til lastfaktoren  $W_{COG}$ .

Dimensjonerende kraft blir som følger:

$$P_P = \frac{F_{kran_{mod2}}}{4} \cdot SKL_1 \cdot W_{COG}$$
$$\Rightarrow P_P = 13.11kN \quad (37)$$

#### Kapasitet for utriving

Kravet som må tilfredsstilles for godkjenning av kapasitet mot utriving:

$$f_{Rd} = \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rm}} \geq \tau_{Ed} \quad (38)$$

Der:

$f_y = 345MPa$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter - Se også kapittel 4.2.3)

$\tau_{Ed}$  = er utrivingsspenning, beregnes etter formel (39):

$$\tau_{Ed} = \frac{P_P}{2 \cdot A_{sh}} \quad (39)$$

Der:



---

$A_{sh}$  = utrivingsarealet og beregnes med formel (40):

$$A_{sh} = \left(R - \frac{d}{2}\right) \cdot t \quad (40)$$

Der:

$R$ ,  $d$  og  $t$  = geometriske verdier for innfestningsøre gitt i tabell 3, fra designkapittelet om innfestningsøre

Tabell 28: Beregnede verdier for utrivning - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$f_{Rd}$	173.20	MPa
$\tau_{Ed}$	31.19	MPa
$A_{sh}$	210.00	mm <sup>2</sup>

Sammenligner tillatt spenning mot utrivingsspenning etter krav gitt i ligning (38):

$$\tau_{Ed} = 31.19 \text{MPa} < 173.20 \text{MPa} = f_{Rd}$$

Vi ser at utrivingsspenning ( $\tau_{Ed}$ ) ligger under tillatt spenning ( $f_{Rd}$ ).

⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Hullkantkapasitet

Kravet som må tilfredsstilles for godkjenning av hullkantkapasitet:

$$f_d = 1.5 \cdot \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} \geq \sigma_b \quad (41)$$

Der:

$f_y = 345 \text{MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter - Se også kapittel 4.2.3)

$\sigma_b$  = hullkantspenning, beregnes etter formel (42):

$$\sigma_b = \frac{P_P}{t_{eff} \cdot d} \quad (42)$$

Der:

$d = 40$  mm og er diameter på tilhørende leddbolt for forbindelsen mellom innfestningsøre og innfestningsøre på toppen av teleskopstang

$t = 12$  mm, og er tykkelsen på innfestningsøre

Tabell 29: Beregnede verdier for hullkantkapasitet - Lasttilfelle 2

Spenning	Verdi	Enhet
$f_d$	450.00	MPa
$\sigma_b$	27.31	MPa

---

Sammenligner tillatt spenning mot hullkantspenning etter krav gitt av ligning (41):

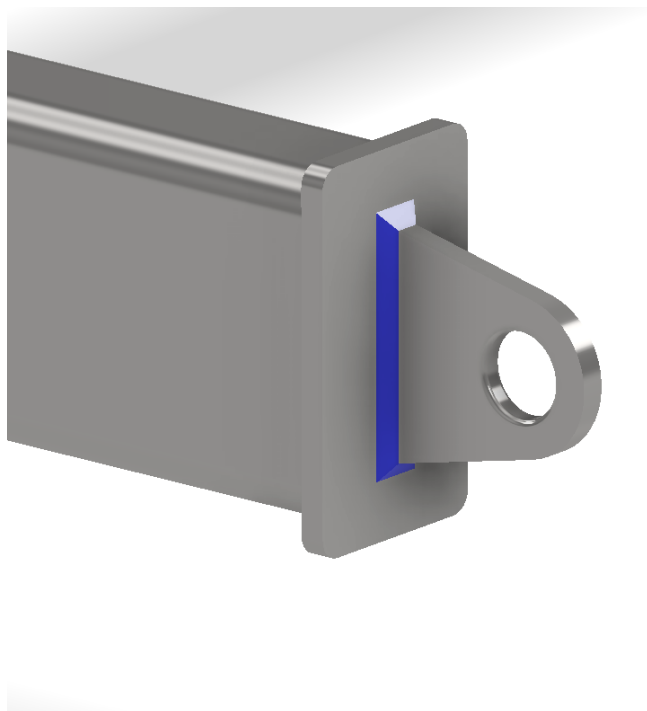
$$\sigma_b = 27.31MPa < 450.00MPa = f_d$$

Vi ser at hullkantspenning ( $\sigma_b$ ) ligger under tillatt spenning ( $f_d$ ).

⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

#### 4.3.8 Innfestningsører - Kilesveis

Kapasitetsberegning av kilesveis mellom innfestningsøre og tverrbjelke i øvre løfteåk beregnes etter lasttilfelle 2 da dette lasttilfellet gir de største påkjenningene. Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Standard Norge 2018b) og NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009 (Standard Norge 2005a).



Figur 87: Innfestningsøre med kilesveis visualisert i blått

Kilesveis mellom innfestningsøre og tverrbjelke er visualisert i blått i figur 87. Kapasitetsberegning blir utført analytisk ved beregning av nominelle spenninger i sveisen.

#### Størrelse på sveis

Størreslen og sveisens a-mål(79)

$$a_{max} = 0.7 \cdot s \tag{43}$$

Der:

s = minste platetykkelse, og settes lik 12 mm basert på tykkelse til innfestningsøre og ”end cap”

Likning (43) gir:

---

$$a_{max} = 8.4mm$$

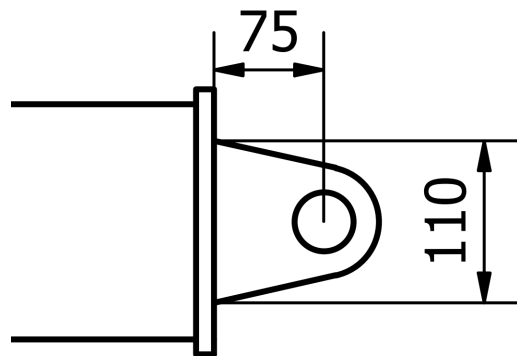
Dette er det maksimale a-målet kilesveisen kan ha. For å være konservativ velges et lavere mål, likt a-målet for kilesveis brukt i beregningene for løfteøre senter.

$$\Rightarrow a = 5.0mm$$

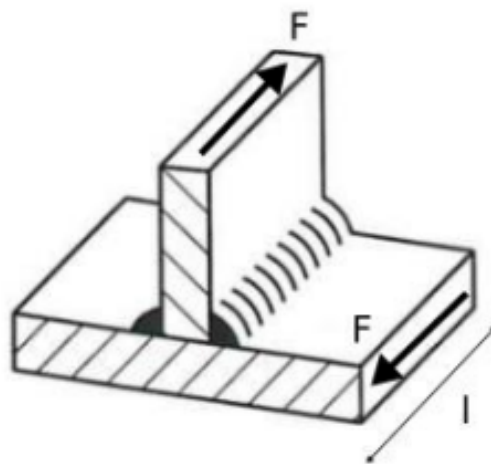
### Dimensjonerende kraft ( $P_P$ )

Dimensjonerende kraft settes lik kraften funnet tidligere i likning (37) fra de generelle beregningene av innfestningsørene i kapitell 4.3.7:

$$\Rightarrow P_P = 13.11kN \quad (37)$$



Figur 88: 2D-tegning av innfestningsøre



Figur 89: Illustrasjon av generell kilesveis (Johnsen 2023)

### Skjærspenning fra skjærkraft ( $\tau_{||}$ )

---

Fra figur 86 ser vi at kraften som virker på innfestningsøret virker parallelt med kilesveis, dette gir parallelle skjærspenninger som beregnes etter formel:

$$\tau_{\parallel} = \frac{P_P}{2 \cdot a \cdot l_e} \quad (44)$$

Der:

$l_e = l = 110\text{mm}$ , og er lik lengden av kilesveis langs den ene siden på innfestningsøret (se figur 89 og 88)

$a$  = sveisens bestemte  $a$ -mål

### Spenninger fra moment ( $\sigma_N$ )

$$\sigma_N = \frac{M}{W} \quad (45)$$

Der:

$M$  = Moment i sveisens beregningstverrsnitt, beregnes etter likning (46)

$W$  = Beregningstverrsnittets tverrsnittsmodul (Johannessen 2018), beregnes etter likning (47)

$$M = P_P \cdot x \quad (46)$$

Der:

$x = 75\text{ mm}$ , og er avstanden mellom angrepspunktet til dimensjonerende kraft og beregningstverrsnittet (se figur 88)

$$W = \frac{1}{3} \cdot a \cdot l_e \quad (47)$$

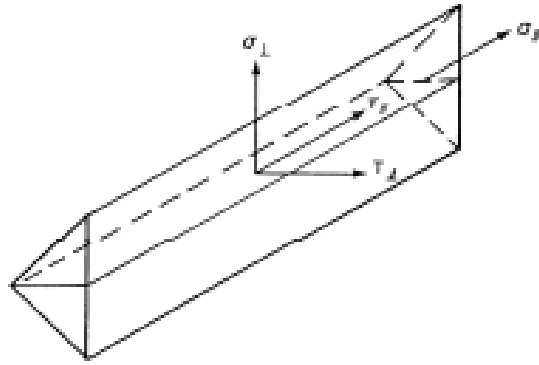
Spenningskomponenter fra ( $\sigma_N$ ) beregnes etter likning (48)

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\parallel} = \sigma_N \cdot \cos 45 \quad (48)$$

### Jevnførende spenning

Jevnførende spenning i kilesveis beregnes etter likning (49):

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \quad (49)$$



Figur 90: Spenninger i kilesveis (Standard Norge 2005b)

### Tillatt spenning etter NS-EN 13001-3-1:2012+A2

$$f_{w,Rd} = \frac{a_w \cdot f_y}{\gamma_m} \quad (50)$$

Der:

$f_y = 345 \text{ MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$a_w = 0.9$ , og er faktor avhengig av type sveis, spenningstype og materiale (Standard Norge 2018a)

$\gamma_m = \gamma_{Rm2} = 1.30$  (Bolter og sveiser - Se også kapittel 4.2.3)

Tabell 30: Beregnede spenninger - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$\tau_{\parallel}$	11.92	MPa
$\sigma_N$	48.76	MPa
$M$	983.25	kNmm
$W$	20166.67	$\text{mm}^3$
$\sigma_{\perp}$	34.48	MPa
$\tau_{\perp}$	34.48	MPa
$\sigma_j$	71.98	MPa
$f_{w,Rd}$	238.85	MPa

### Bevis for kapasitet

Krav som må tilfredsstilles for godkjenning av kapasitet:

$$\sigma_j \leq f_{w,Rd} \quad (51)$$

Sammenligner tillatt spenning mot beregnet jevnførende spenning i sveis etter krav gitt i ligning (51):

$$\sigma_j = 71.98 \text{ MPa} < 238.85 \text{ MPa} = f_{w,Rd}$$

Vi ser at Von-Mises jevnførende spenning i sveis ( $\sigma_j$ ) ligger under tillat spenning ( $f_{w,Rd}$ ).

$\Rightarrow$  Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

---

#### Kommentar:

-I likning (44) multipliseres det med to i nevneren, dette fordi der er to kilesveiser, en på hver side av innfestningsøret.

-Effektiv lengde ( $l_e$ ) i likning (44), settes lik nominell lengde (l), da kilsveis går helt "rundt".

-Etter NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009 (Standard Norge 2005b) kan man se bort fra spenningskomponenten  $\sigma_{\parallel}$  i kilesveiser, derfor er ikke denne inkludert i beregning av jevnførende spenning i sveisen.

-Kilesveis som forbinder "end caps", og tverrbjelke antas å ha kapasitet da sveis for innfestingsøre har kapasitet. Dette antas da sveis for "end caps" er utsatt for samme last og har en mye større effektiv sveiselengde. Beregning av sveis for "end caps" vurderes derfor overflødig. Det samme gjelder for sveisene til innfesting av støttestagene mellom hovedbjelke og tverrbjelke. For disse sveisene anbefales samme a-mål i sveis som for innfestingsøre, 5mm.

#### **4.3.9 Innfestningsører - Levetid kilesveis**

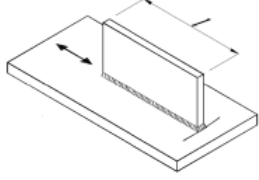
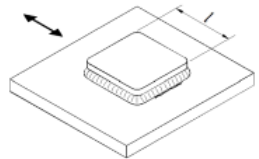
Estimerer levetid for kilesveis som utgjør forbindelsen mellom "end cap" på tverrbjelke og innfestningsøre. Kilsveis er visualisert i blått i figur 87. Levetiden estimeres gjennom utmattingsberegninger ved å ta utgangspunkt i DNV-RP-C203 (DNV 2021a). Som i tidligere beregninger for innfestingsøre velges lasttilfelle 2 som dimensjonernde lasttilfelle, da dette gir de største påkjenningene på sveis.

#### **Spenningsvidde( $\Delta\sigma$ )**

Spenningsvidden er antatt lik jevnførende spenning i sveis. Bruker beregnet jevnførende spenning som beregnet i kapitell 4.3.8 - "Kapasitetsberegning innfestningsører - Kilesveis":

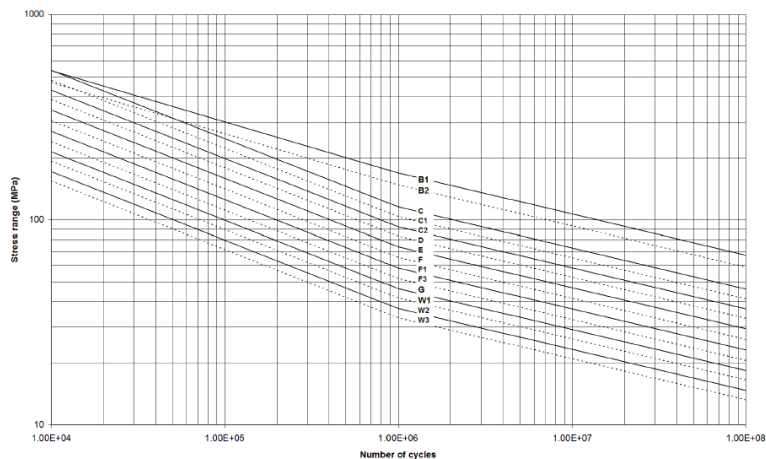
$$\Rightarrow \Delta\sigma = \sigma_j = 71.98MPa \quad (52)$$

#### **SN-kurve**

Detail category	Constructional details	Description	Requirement
<b>Notes on potential modes of failure</b>			
When the weld is parallel to the direction of the applied stress, fatigue cracks normally initiate at the weld ends. When the weld is transverse to the stress direction, cracks usually initiate at the weld toe, however, weld cracks may also initiate at the weld root in fillet welded connections. (Construction detail no 1 is assumed made with a full penetration weld and detail 2 with a fillet weld.) Potential cracks from the weld root may then propagate into the stressed member. When the welds are on or adjacent to the edge of the stressed member, the stress concentration is increased and the fatigue strength is reduced, this is the reason for specifying an 'edge distance' in some of these joints (see also note on edge distance in Table A-3).			
	<p>1.</p>  <p>2.</p> 	<p>1. Welded longitudinal attachment.</p> <p>2. Doubling plate welded to a plate.</p>	<p>1. and 2.</p> <p>The detail category is given for:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— Edge distance <math>\geq 10</math> mm.</li> <li>— For edge distance <math>&lt; 10</math> mm the detail category shall be downgraded with one S-N curve.</li> </ul>
E	$l \leq 50$ mm		
F	$50 < l \leq 120$ mm		
F1	$120 < l \leq 300$ mm		
F3	$l > 300$ mm		

Figur 91: Utdrag fra tabell for detaljkategorier (DNV 2021c)

Fra DNV-RP-C203 finner vi "detalje" som passer situasjonen for innfestingsøre. Fra tidligere vet vi at innfestingsøret har en lengde  $l = 110\text{mm}$  (figur 91). Dette korresponderer til SN-kurve F, anvender denne videre sammen med SN-kurver basert på strukturer utsatt for sjøvann med katodisk beskyttelse.



Figur 92: SN-kurver i sjøvann med katodisk beskyttelse (DNV 2021d)

S-N curve	$N \leq 10^6$ cycles		$N > 10^6$ cycles $\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$	Fatigue limit at $10^7$ cycles [MPa] *)	Thickness exponent $k$	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), see also equation (2.3.2)
	$m_1$	$\log \bar{a}_1$				
F	3.0	11.455	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.299	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.146	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	10.998	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	10.861	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	10.707	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.570	13.617	21.05	0.25	2.50

\*) See also [2.12].

Figur 93: Utdrag fra tabell for SN-kurver i sjøvann med katodisk beskyttelse (DNV 2021g)

Utmattingsgrense for SN-kurve F i figur 93 er oppgitt til å være 41.52 MPa ved  $10^7$  sykluser. Ser av figur 92 at "knekken" for kurve F er ved  $\approx 66 \text{ MPa}$  ved  $10^6$  sykluser, dette er den virkelige utmattingsgrensa. Vi har:

$$\Delta\sigma = 71.98 \text{ MPa} > 66 \text{ MPa} = \text{Utmattingsgrense SN-kurve F}$$

Dette gir følgende verdier fra figur 93 til bruk i videre beregninger, se tabell 31 under:

Tabell 31: Verdier til bruk i utmattingsberegning - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$\log \bar{a}_1$	11.455	
$m_1$	3,0	
k	0,25	

### Levetid(N)

Levetid i sykluser N beregnes med formel (53)(DNV 2021f):

$$\log N = \log \bar{a} - m \cdot \log \left( \Delta\sigma \cdot \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right) \quad (53)$$

Der:

$N$  = levetid i spenningsykluser

$\Delta\sigma$  = spenningsvidde

$t = 25 \text{ mm}$ , og er tykkelse der sprekk mest sannsynlig vil starte initiering

$t_{ref} = 25 \text{ mm}$ , og er referansetykkelse for sveiste forbindelser

$k$  = tykkelseseksponent

Tabell 32: Beregnet levetid for kilesveis i sykluser - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$N$	764477	Sykluser

### Kommentar:

$-t = 25$ , er valgt i beregning for levetid, da tykkelsen til innfestningsøret er mindre enn  $t_{ref} = 25 \text{ mm}$ , i slike tilfeller settes  $t = t_{ref}$ .

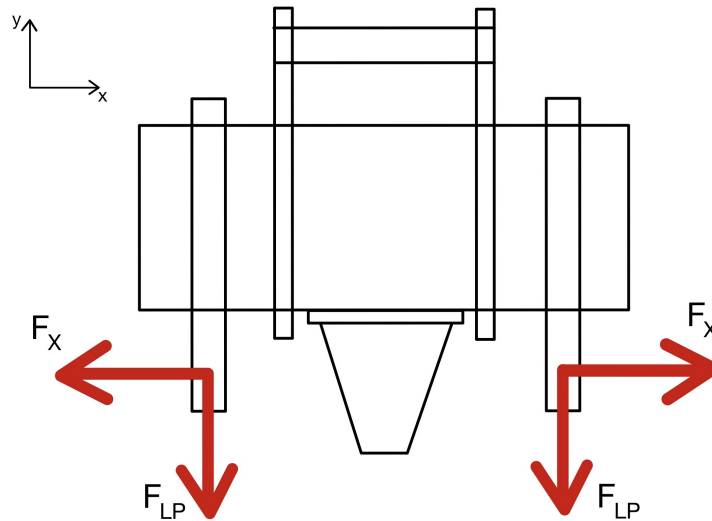


---

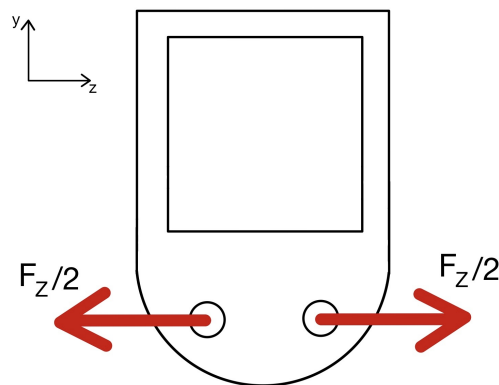
## 4.4 Nedre løfteåk

### 4.4.1 Virkende laster

For nedre løfteåk blir kapasitetsberegninger utført med lasttilfelle 1 som dimensjonerende lasttilfelle. Lastene bestemmes ved hjelp av standard NORSOK R-002:2017+AC Annex F (Standards Norway 2019b). Det nedre løfteåket blir belastet med en kraft  $F_P$  som virker i stroppens retning. Kraften har komponent i x, y og z retning, og er altså en tredimensjonal kraft som med fordel kan dekomponeres for å effektivisere beregningene.  $F_x$  og  $F_z$  dekomponeres ut fra  $F_P$ , mens y-komponenten beregnes etter en egen metode i NORSOK R-002 Annex F. Figur 94 og 95 nedenfor viser hvordan nedre løfteåk blir belastet.



Figur 94: Nedre løfteåk med  $F_{LP}$  og  $F_x$



Figur 95: Nedre løfteåk med  $F_z$

Beregning av  $P_{LP}$  gjøres ved hjelp av ligning (54):

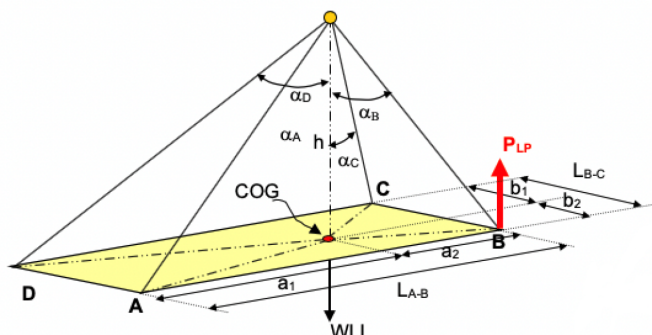
$$P_{LP} \approx \frac{WLL_1 \cdot b1 \cdot a1 \cdot WCOG \cdot SKL_1 \cdot DAF_1}{L_{A-B} \cdot L_{B-C}} \quad (54)$$

Der:

$WLL_1 = 9,020$  tonn og er maksimal vekt av Mariner X inkludert vektfaktor  $W_{CF}$

$W_{COG}, SKL_1, DAF_1 =$  faktorer beskrevet i avsnitt 4.2.2

$b_1, a_1, L_{A-B}, L_{B-C} =$  geometriske verdier vist i figur 96



Figur 96: "Four part sling arrangement" fra NORSOK R-002 (Standards Norway 2019d)

For Mariner X antas det at tyngdepunktet (COG) er rett under løftepunktet. Vi kan derfor forenkle  $P_{LP}$  som i likning (55):

$$P_{LP} = \frac{WLL_1 \cdot W_{COG} \cdot SKL_1 \cdot DAF_1}{2} \quad (55)$$

$P_{LP}$  betraktes som belastning i y-retning og skal brukes videre i styrkeberegninger.  $P_{LP}$  brukes også for å finne kraft i stroppens retning. Se likning (56):

$$P_P = \frac{P_{LP} \cdot DF_1}{\cos(\alpha_R)} \quad (56)$$

Der:

$P_{LP}$  og  $P_P$  har enhet tonn

$DF_1 =$  designfaktor beskrevet i avsnitt 4.2.2

$\alpha_R = 35,53^\circ$ , og er vinkel mellom stroppen og vertikalen i et plan definert av stroppen og vertikalen, se også kapittel 4.5.3

$P_P$  virker i stroppens retning, og brukes i dette tilfellet for å hente ut x og z komponenten til kraften fra stroppene. Y-komponenten henter vi direkte fra  $P_{LP}$  som ble regnet ut i likning (55). Tabell 33 nedenfor inneholder utregnede verdier for de ulike kreftene. Disse verdiene regnes om fra tonn til kilonewton, og bruker derfor benevnning F fremfor P. Merk at  $F_{LP}$  ikke er reel y-komponent av  $F_P$ , fordi  $F_P$  er funnet ved hjelp av  $F_{LP}$  og deretter multiplisert med en faktor (DF).

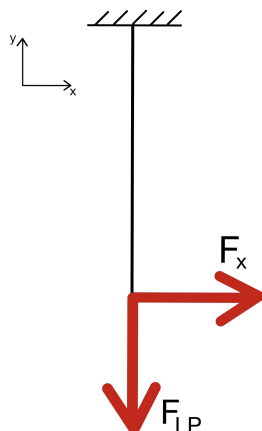
Tabell 33: Modifiserte krefter som virker på nedre løfteåk - Lasttilfelle 1

Kraft	Verdi	Enhet
$F_{LP}$	121,67	kN
$F_P$	245,29	kN
$F_x$	46,07	kN
$F_z$	135,00	kN

---

#### 4.4.2 Løfteøre for stropper - Generell

Løfteøret ved stropper er vist som del 3 i figur 56. Vi betrakter løfteøret som en utkragerbjelke med rektangulært tverrsnitt 240mm x 30mm, og fast innspenning ved bjelken (del 2 i figur 56). Forenklet situasjon vises i figur 97.



Figur 97: FLD av løfteøre med opplagring og krefter

$F_{LP}$  gir normalspenning, mens  $F_x$  gir skjærspenning samt bøyespenninger som har maksimal verdi ved opplagringen i øvre og nedre del av tverrsnittet.

#### Tverrsnittkapasitet

Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Standard Norge 2018b). Utrykk for virkende spenninger finnes i likning (57) til (59):

$$\sigma_N = \frac{F_{LP}}{A} \quad (57)$$

$$\sigma_{bøyy} = \frac{M_z}{I_z} \cdot c = \frac{F_x \cdot L}{I_z} \cdot c \quad (58)$$

$$\tau = \frac{v \cdot S_z}{I_z \cdot B} \quad (59)$$

Der:

A = arealet til tverrsnittet, og beregnes etter (60)

$$A = H \cdot B \quad (60)$$

H = 240mm, og er tverrsnittets høyde

B = 30mm, og er tverrsnittets bredde

L = 65mm, og er lengden fra kraft til opplagring

c = 15mm, og er avstand fra tverrsnittets senterlinje til sted bøyespenning beregnes

$I_z$  = Andre arealmoment om z-aksen i tverrsnittet, som momentet virker om, og beregnes etter (61)

$$I = \frac{1}{12}HB^3 \quad (61)$$

$S_z$  = Første arealmoment om z-aksen i tverrsnittet, som momentet virker om, og beregnes etter (62)

$$S = A \cdot y = H \cdot B \cdot \frac{B}{2} = \frac{HB^2}{2} \quad (62)$$

Disse spenningene settes sammen til en jevnførende spenning med likning (63):

$$\sigma_j = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{bøyy})^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (63)$$

Krav som må tilfredsstilles for godkjenning av kapasitet (64):

$$\sigma_j \leq \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = f_{Rd\sigma} \quad (64)$$

Der:

$f_y = 345MPa$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter - Se også kapittel 4.2.3)

Tabell 34 viser spenningskomponentene, samt jevnførende spenning og kriteriet for godkjenning av tverrsnittskapasitet.

Tabell 34: Spenninger i løfteøre ved stropper - Lasttilfelle 1

Spenning	Verdi	Enhet
$\sigma_N$	16,90	MPa
$\sigma_{bøyy}$	83,17	MPa
$\tau$	38,39	MPa
$\sigma_j$	107,82	MPa
$f_{Rd\sigma}$	300	MPa

Det observeres at  $\sigma_j = 107,82MPa \leq f_{Rd\sigma} = 300MPa$

$\Rightarrow$  Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Kapasitet for utriving

Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NORSOK R-002:2017+AC Annex J (Standards Norway 2019e).

Sjekk av utriving av hull gjøres ved hjelp kriteriet i likning (65):

$$f_{rd} = \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rm}} \geq \tau_{Ed} \quad (65)$$

---

Der:

$f_y = 345MPa$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm1} = 1.15$  (Løfteører og strukturelle komponenter - Se også kapittel 4.2.3)

$\tau_{Ed}$  = utrivningsspenningen, beregnes etter formel (66):

$$\tau_{Ed} = \frac{F_P/2}{2 \cdot A_{sh}} \quad (66)$$

Der:

$A_{sh}$  = utrivningsarealet og beregnes for løfteøre av type 2 etter formel (67):

$$A_{sh} = (R - \frac{d_h}{2}) \cdot t_p \quad (67)$$

Der:

R,  $d_h$  og  $t_p$  = geometriske verdier for løfteøre gitt i tabell 5

Tabell 35: Beregnede verdier for utrivning - Lasttilfelle 1

Spenning	Verdi	Enhet
$f_{rd}$	173,21	MPa
$A_{sh}$	780	mm
$\tau_{Ed}$	78,62	MPa

Det observeres at  $f_{rd} = 173,21MPa \geq \tau_{Ed} = 78,62MPa$

$\Rightarrow$  Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Hullkantkapasitet

Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NORSOK R-002:2017+AC Annex J (Standards Norway 2019e). Hullkantkapasitet beregnes etter likning (68):

$$f_d = 1,5 \cdot \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} \geq \sigma_b \quad (68)$$

Der:

$\sigma_b$  = hullkantspenning, beregnes etter (69):

$$\sigma_b = \frac{F_P/2}{t_p \cdot d_h} \quad (69)$$

Tabell 36: Beregnede verdier for hullkantkapasitet - Lasttilfelle 1

Spenning	Verdi	Enhet
$f_d$	450,00	MPa
$\sigma_b$	146,01	MPa

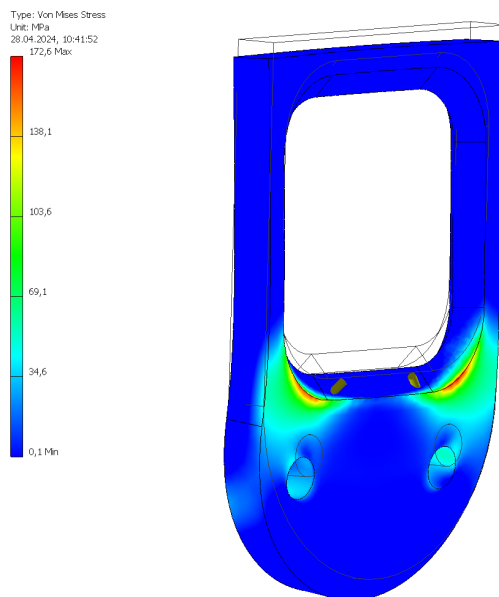
$f_d = 450,00MPa \geq \sigma_b = 146,01MPa$

---

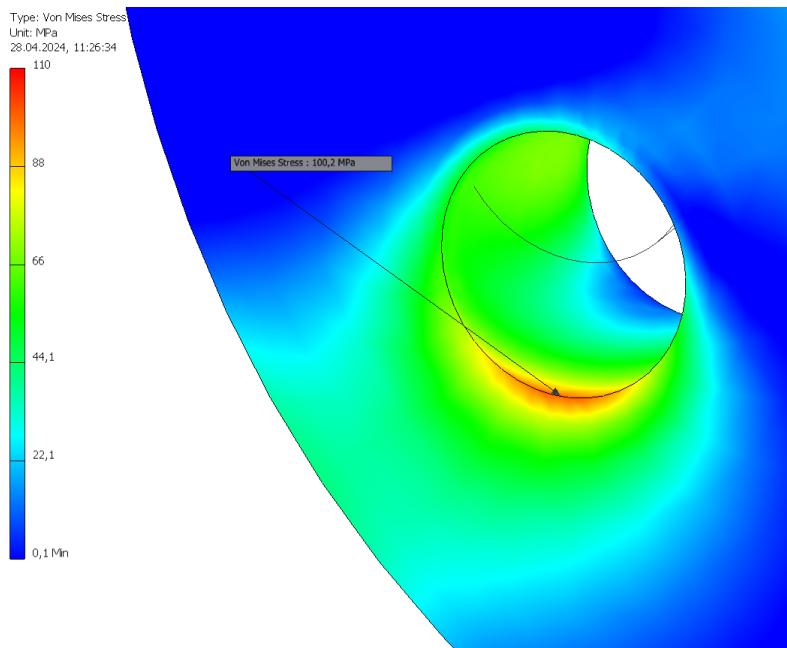
⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Strukturell analyse av løfteører for stropper gjennom FEA

Løfteøret som stroppene er festet i avviker fra løfteøret beskrevet i NORSOK R-002:2017+AC Annex J (Standards Norway 2019e). Løfteøret som stroppene er festet i er designet for å bære lasten fra to sjakler og skal i tillegg tåle høyere moment enn typen som er beskrevet i standarden. Derfor er ikke løfteørene designet på nøyaktig samme måte som standarden anbefaler, men standarden brukes i stor grad som inspirasjon. På bakgrunn av dette gjøres det i tillegg en FEA av løfteøret, for å verifisere at antagelsene er konservative og at løfteøret tåler de forventede belastningene. Spesielt utføres det kontroll mot utrivning av hull, hullkantkapasitet og utbøyning. Figur 98 og 99 nedenfor viser Von Mises spenninger for løfteøret ved stropper i lasttilfelle 1.

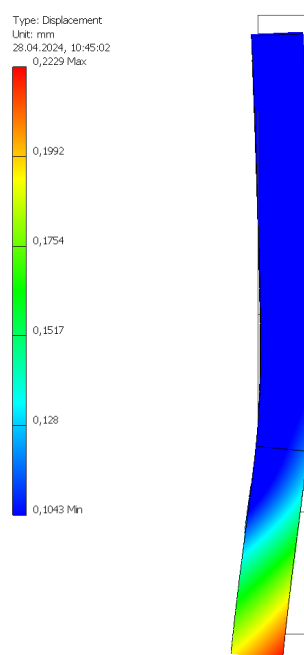


Figur 98: Von Mises spenninger i løfteøre ved stropper



Figur 99: Von Mises spenninger hull for sjakler i løfteøre ved stropper

Merk at fargeskalaen er forskjellig i figur 98 og 99 ovenfor. Det oppstår spenninger av signifikant størrelse rundt løfteørets sveis, og rundt sjakkelhullene. Utover disse områdene er spenningene små. Kriteriet for flyt, utrivning av hull og hullkantkapasitet er oppfylt. Figur 100 nedenfor viser utbøyning av løfteører ved stropper.



Figur 100: Utbøyning av løfteøre ved stropper

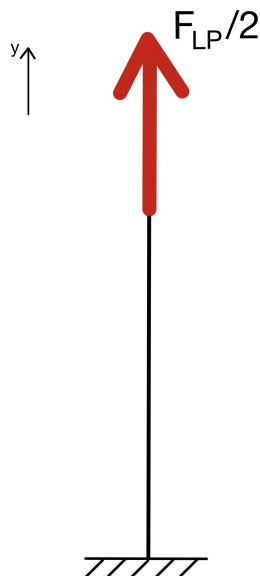
Kommentar:

-Utbøyningen av løfteøret er maksimal ved ørets ytterkant og måler 0.2229mm. Utbøyningen er svært liten og anses som ubetydelig.

---

#### 4.4.3 Løfteøre kranside - Generell

Løfteøret kranside er vist som del 7 i figur 56. Vi betrakter løfteøret som en utkragerbjelke med rektangulært tverrsnitt 240mm x 18mm, og fast innspenning ved bjelken (del 2 figur 56). Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Standard Norge 2018b). Forenklet situasjon vises i figur 101:



Figur 101: FLD av løfteøre kranside med opplagring og krefter

#### Tverrsnittkapasitet

Det oppstår normalspenninger i tverrsnittet. Disse regnes ut ved hjelp av likning (70):

$$\sigma_N = \frac{F_{LP}/2}{A} \quad (70)$$

Der:

$$A = H \cdot B \quad (71)$$

$H = 240\text{mm}$  og er tverrsnittets høyde

$B = 18\text{mm}$  og er tverrsnittets bredde

Det oppstår kun normalspenninger  $\sigma_N$  i tverrsnittet. Derfor blir jevnførende spenning  $\sigma_J = \sigma_N$ . Denne spenningen sammenlignes med kriteriet gitt i likning nedenfor.

$$\sigma_j \leq \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = f_{Rd\sigma} \quad (72)$$

Tabell 37: Tverrsnittkapasitet løfteører kranside

Spenning	Verdi	Enhet
$\sigma_J = \sigma_N$	22,53	MPa
$f_{Rd\sigma}$	300	MPa



---

Det observeres at  $\sigma_j = 22,53MPa \leq f_{Rd\sigma} = 300MPa$

⇒ Kravet for tverrsnittskapasitet er tilfredsstillt.

#### Kapasitet for utrivning og hullkantkapasitet

Kontroll av utrivning av hull og hullkantkapasitet for løfteører kranside utføres på samme måte som for løfteører ved stropper. Se fremgangsmåte i likning (65) til (68). Resultatet av beregningene presenteres i tabell 38 og 39.

Tabell 38: Utrivning av hull for sylinder

Spenning	Verdi	Enhet
$f_{rd}$	173,21	MPa
$A_{sh}$	720	mm
$\tau_{Ed}$	135,19	MPa

Det observeres at  $f_{rd} = 173,21MPa \geq \tau_{Ed} = 135,19MPa$

⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

Tabell 39: Hullkantkapasitet ved hull for sylinder

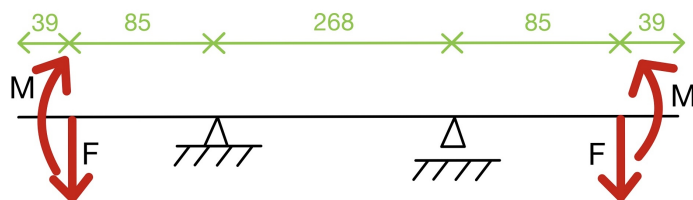
Spenning	Verdi	Enhet
$f_d$	450,00	MPa
$\sigma_b$	180,25	MPa

Det observeres at  $f_d = 450MPa \geq \sigma_b = 180,25MPa$

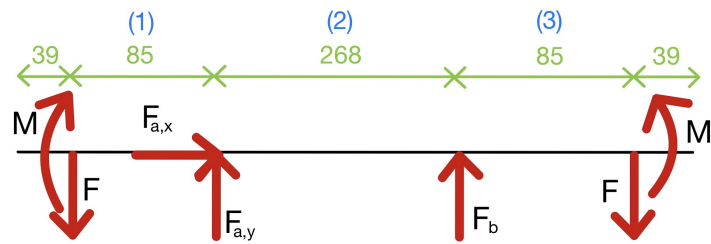
⇒ Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

#### 4.4.4 Bjelke

Det gjøres kapasitetsberegninger av bjelken i løfteåket for å bevise bjelkens strukturelle styrke. Bjelken kan forenkles som i figur 102. Kraften F og momentet M kommer fra løfteøret ved stroppene, på grunn av  $F_{LP}$  og  $F_x$  som vist i figur 94. Beregningene gjennomføres med utgangspunkt i NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Standard Norge 2018b).



Figur 102: FLD av bjelke i nedre løfteåk [mm]



Figur 103: FLD for bjelke i nedre løfteåk [mm]

### Opplagerkrefter

Opplagerkreftene bestemmes ved hjelp av likevektslikninger i likning (73) til (76):

$$\sum M_a = 0 : F \cdot 85\text{mm} - M + F_b \cdot 268\text{mm} - F \cdot 353\text{mm} + M = 0 \quad (73)$$

$$F_b = \frac{F \cdot 353\text{mm} - F \cdot 85\text{mm}}{268\text{mm}} = F_{LP} \quad (74)$$

$$\sum F_y = 0 : F_{a,y} + F_b - F - F = 0 \quad (75)$$

$$F_{a,y} = 2 \cdot F - F_b = F_{LP} \quad (76)$$

Opplagerkreftene er oppsummert i tabell 40 nedenfor.

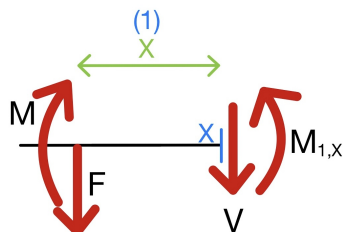
Tabell 40: Opplagerkrefter for bjelke i nedre løfteåk

Opplagerkraft	Verdi	Enhet
$F_b$	121,67	kN
$F_{a,y}$	121,67	kN
$F_{a,x}$	0	kN

### Indre krefter

For å beregne skjærkraft og moment i henholdsvis bjelkedel 1, 2 og 3, benyttes likevektslikningene for hver bjelkedel.

Figur 104 nedenfor viser venstre side av bjelkedel 1.



Figur 104: Bjelkedel 1 nedre løfteåk [mm]

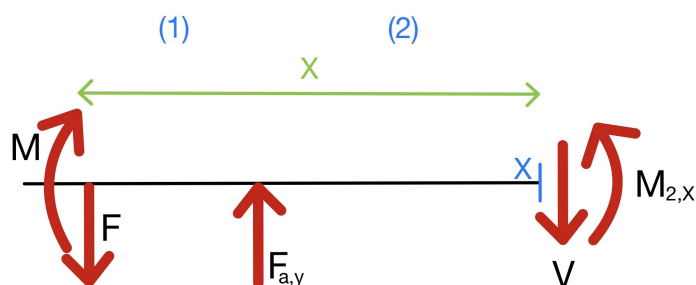
Regner ut moment i likning (77).

$$\sum M_X = 0 : F \cdot X - M + M_{1,X} = 0 \Rightarrow M_{X,1} = M - F \cdot X \quad (77)$$

Momentet varierer med X, og har maksimal verdi ved X = 85mm. Regner ut skjærkraft for bjelkedel 1 i likning (78).

$$\sum F_y = 0 : V_1 + F = 0 \Rightarrow V_1 = -F \quad (78)$$

Figur 105 nedenfor viser venstre side av en bjelke som er snittet ved X i bjelkedel 2. Utregning av moment vises i likning (79) og (80).



Figur 105: Bjelkedel 1 og 2 nedre løfteåk [mm]

$$\sum M_X = 0 : M_{X,2} + F \cdot X - F_{a,y} \cdot (X - 85) - F \cdot X = 0 \quad (79)$$

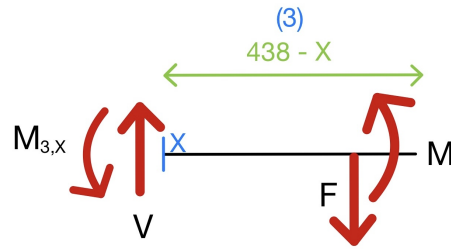
Skriver om likning (79) og får likning (80):

$$M_{X,2} = M + F_{a,y} \cdot (X - 85) - F \cdot X \quad (80)$$

Momentet varierer med X, og har maksimal verdi ved X = 353mm. Regner ut skjærkraft for bjelkedel 2 i likning (81).

$$\sum F_y = 0 : -F + F_{a,y} - V_2 = 0 \Rightarrow V_2 = 0 \quad (81)$$

Figur 106 nedenfor viser høyre side av en bjelke som er snittet ved X i bjelkedel 3. Moment vises i likning (82) og (83).



Figur 106: Bjelkedel 3 nedre løfteåk [mm]

$$\sum M_X = 0 : M_{3,X} - M + F \cdot (438 - X) = 0 \quad (82)$$

Skriver om likning (82) og får likning (83):

$$M_{3,X} = F \cdot (438 - X) - M \quad (83)$$

Momentet varierer med X, og har maksimal verdi ved  $X = 438\text{mm}$ . Regner ut skjærkraft for bjelkedel 3 i likning (84).

$$\sum F_y = 0 : -V_3 + F = 0 \Rightarrow V_3 = F \quad (84)$$

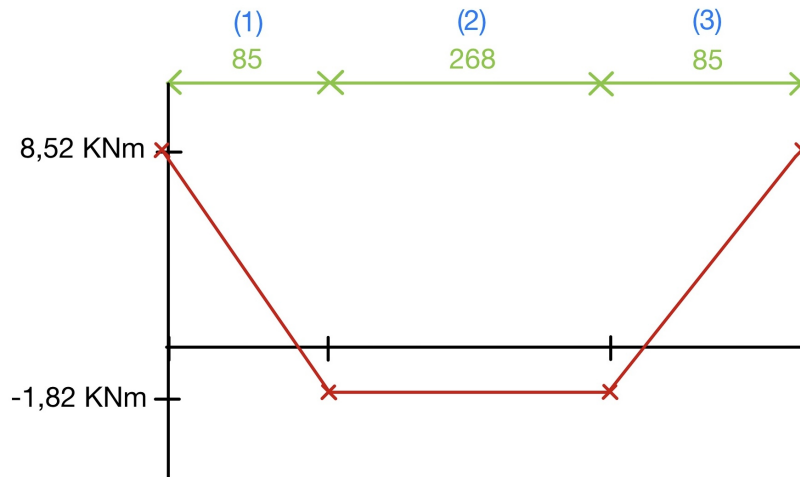
### Oppsummert oversikt indre krefter

Momentet i de tre bjelkedelene oppsummeres i tabell 41 nedenfor.

Tabell 41: Moment i bjelke

Bjelkedel	Moment	Enhet
1	$M_{X,1} = M - F \cdot X$	Nmm
2	$M_{X,2} = M + F_{a,y} \cdot (X - 85\text{mm}) - F \cdot X$	Nmm
3	$M_{X,3} = F \cdot (438\text{mm} - X) - M$	Nmm

Momentdiagram for bjelken finnes i figur 107 nedenfor.



Figur 107: Momentdiagram for bjelke i nedre løfteåk [mm]

Minimalt moment finnes i  $X = 85\text{mm}$  og  $X = 353\text{mm}$ , der løfteører kranside er montert. Maksimalt moment finnes i  $X = 0$  og  $X = 438\text{mm}$ , der løfteører for stropper er montert. Merk at  $X = 0\text{mm}$  er beregningsbjelkens startpunkt, og stedet der løfteører for stropper festes til bjelken. Det oppstår ikke skjærkraft i bjelke del 2, men i bjelkedel 1 og 3 er skjærkraften konstant. Dessuten er normalkraften konstant gjennom hele bjelkens lengde. Derfor regnes videre tverrsnittskapasitet for bjelken i området der løfteører for stropper er montert.

### Spenninger

Det oppstår normalspenninger, bøyepenninger og skjærspenninger i tverrsnittet. Utregning av disse gjøres i likning (86) til (87):

$$\sigma_N = \frac{F_x}{A} \quad (85)$$

$$\sigma_{bø} = \frac{M}{I} \cdot c = \frac{F_x \cdot L}{I} \cdot c \quad (86)$$

$$\tau = \frac{V \cdot S}{I \cdot B} \quad (87)$$

Der:

$A = 8210\text{mm}^2$  og er tverrsnittarealet til bjelken (Se figur 51 - Designkapittel om bjelke)

$B = 180\text{mm}$  og er tverrsnittets bredde

$L = 155\text{mm}$  og er lengden fra sjakkelhull på løfteøre til senter av bjelken.

$c = 90\text{mm}$  og er avstand fra senterlinje til sted bøyepenninger beregnes i bjelketverrsnittet

$I_y = I_z = 3,79 \cdot 10^7\text{mm}^4$  og er tverrsnittets andre arealmoment

$S_y = S_z = 2,56 \cdot 10^5\text{mm}^3$  og er tverrsnittets første arealmoment

### Von-Mises jevnføringsspenning for plan spenningstilstand

---

Jevnførende spenning regnes ut ved hjelp av likning (88):

$$\sigma_j = \sqrt{(\sigma_{b\theta y} + \sigma_N)^2 + 3\tau^2} \quad (88)$$

### Tillat spenning etter NS-EN 13001-3-1:2012+A2

Bevis av tverrsnittskapasitet gjøres i likning (89):

$$\sigma_j \leq \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = f_{Rd\sigma} \quad (89)$$

### Oppsummert oversikt spenninger

Tabellen under viser spenningskomponentene, samt jevnførende spenning og kriteriet for godkjenning av tverrsnittskapasitet.

Tabell 42: Spenninger i bjelke

Spenning	Verdi	Enhet
$\sigma_{b\theta y}$	16,96	MPa
$\sigma_N$	6,18	MPa
$\tau$	40,68	MPa
$\sigma_j$	72,73	MPa
$f_{Rd\sigma}$	300	MPa

### Bevis for kapasitet

Det observeres at  $\sigma_j = 72,73 \text{ MPa} \leq f_{Rd\sigma} = 300 \text{ MPa}$

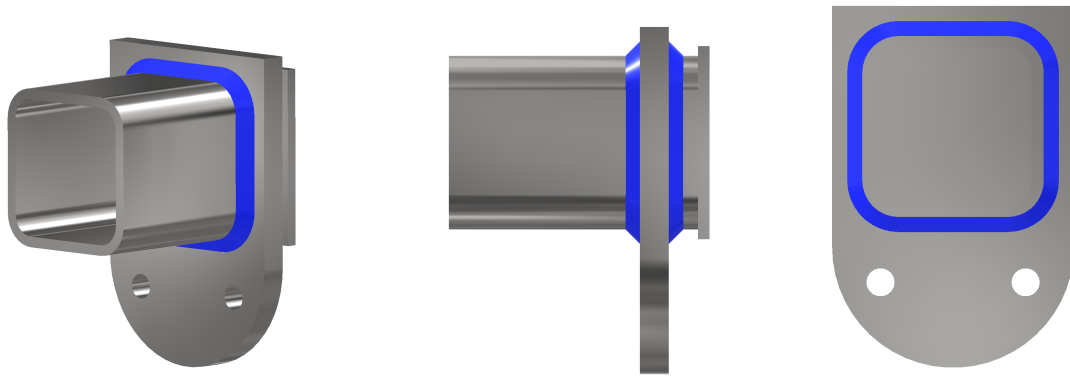
$\Rightarrow$  Kravet for tverrsnittskapasitet er tilfredsstillt.

### Kommentar:

-Bøyespenningene er størst ved tverrsnittets øvre og nedre kant, og beregnes derfor i dette området, c-verdien blir derfor halvparten av bjelketverrsnittets bredde.

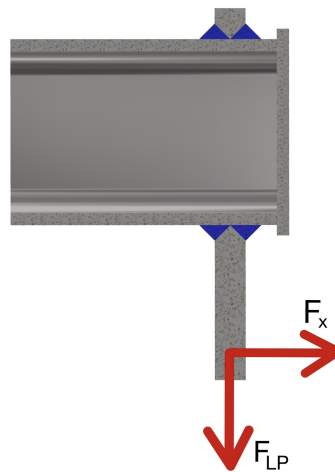
### 4.4.5 Løfteøre for stropper - Buttsveis

Sveisen dimensjoneres hovedsaklig ved hjelp av analytiske håndberegninger. For dimensjonering av sveis følges metode beskrevet i NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009-Eurocode 3 (Standard Norge 2005a). NS-EN 13001-3-1:2012+A2 (Standard Norge 2018a) definerer "limit design stress" for sveis, samt at jevnførende spenning i sveisen finnes ved hjelp av Von Mises (Standard Norge 2012). Løfteørene for stropper er festet til bjelken ved hjelp av en T-buttskjøt. Sveisen går sammenhengende rundt hele bjelken, slik som vist i figur 108.



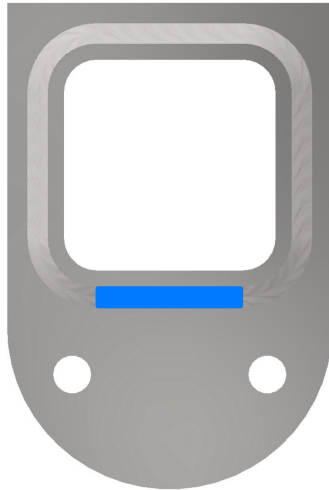
Figur 108: Illustrasjon av sveis i nedre løfteåk

Sveisens tverrsnitt er illustrert med krefter i figur 109:



Figur 109: Sveisens tverrsnitt

For å gjøre dimensjonering av sveisen ved hjelp av analytiske håndberegninger enklere, blir det dimensjonert for at nedre del av sveisen skal ta opp alle kreftene. Dette er en konservativ forenkling og vil gjøre sveisen sterkere enn den i utgangspunktet trenger å være. Det blå området i figur 110 nedenfor illustrerer den nedre sveisen, og blir dimensjonert for å ta opp alle kreftene som sveisen utsettes for.

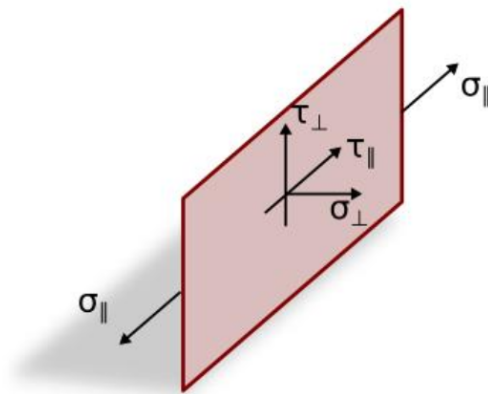


Figur 110: Forenkling av sveis for nedre løfteåk

### Spenningskomponenter

Spenningskomponentene som kan oppstå i en buttsveis vises i figur 111, og forklares nedenfor (Standard Norge 2005b):

- $\sigma_{\perp}$  er normalspenning normalt på sveisetverrsnittet
- $\sigma_{\parallel}$  er normalspenning parallelt med sveisens akse
- $\tau_{\perp}$  er skjærspenning normalt på sveisens lengdeakse
- $\tau_{\parallel}$  er skjærspenning parallelt med sveisens lengdeakse



Figur 111: Spenningskomponenter i buttsveisens (Johnsen 2023)

For gitt situasjon vil  $\tau_{\parallel}$  og  $\sigma_{\perp}$  oppetre i sveisen. Der  $\sigma_{\perp}$  får bidrag fra både  $F_{LP}$  og momentet ( $M$ ) som oppstår på grunn av  $F_x$ . Spenningskomponentene beregnes med likning (90) til (92):

$$\sigma_{\perp, P_{LP}} = \frac{F_{LP}}{A} \quad (90)$$



---

$$\sigma_{\perp,M} = \frac{M}{W} \quad (91)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_x}{A} \quad (92)$$

Der:

A = arealet av beregningstverrsnittet, og beregnes etter (93)

$$A = l_{eff} \cdot a \quad (93)$$

W = 16200mm<sup>3</sup> og er tverrsnittmodulen for beregningstverrsnittet, og beregnes etter (94)

$$W = \frac{1}{6}BH^2 = \frac{1}{6} \cdot l_{eff} \cdot a^2 \quad (94)$$

Der:

$l_{eff} = l = 108\text{mm}$ , og er sveisens effektive lengde

$a = 30\text{mm}$ , og er sveisens halsmål

### Jevnførende spenning ( $\sigma_j$ )

Sveisens jevnførende spenning beregnes ved hjelp av formel (95):

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp}\sigma_{\parallel} + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \quad (95)$$

Det ses bort fra  $\sigma_{\parallel}$  (Standard Norge 2005a). I dette tilfellet oppstår heller ikke  $\tau_{\parallel}$ . Kan da forenkle likning (95), og får (96):

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2} \quad (96)$$

Der:

$$\sigma_{\perp} = \sigma_{\perp,PLP} + \sigma_{\perp,M}$$

### Tillatt spenning etter NS-EN 13001-3-1:2012+A2

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_W \cdot f_y}{\gamma_m} \quad (97)$$

Der:

$f_y = 345\text{MPa}$  (Flytegrense for materiale SJ355J2 - Se også kapittel 4.2.4)

$\alpha_W = 1, 0$ , og er faktor avhengig av type sveis, spenningstype og materiale (Standard Norge 2018a)

$\gamma_{Rm} = \gamma_{Rm2} = 1.30$  (Bolter og sveiser - Se også kapittel 4.2.3)

Tabell 43 under viser spenningskomponentene, samt jevnførende spenning og kriteriet for godkjenning av tverrsnittskapasitet.

Tabell 43: Bregnede spenninger

Spenning	Verdi	Enhet
$\sigma_{\perp, PLL}$	35,16	MPa
$\sigma_{\perp, M}$	173,07	MPa
$\tau_{\parallel}$	13,31	MPa
$\sigma_j$	209,50	MPa
$f_{w, Rd}$	265,39	MPa

### Bevis for kapasitet

Krav som må tilfredsstilles for godkjenning av kapasitet:

$$\sigma_j \leq f_{w, Rd} \quad (98)$$

Sammenligner tillatt spenning mot beregnet jevnførende spenning i sveis etter krav gitt i ligning (98):

Det observeres at  $\sigma_j = 209,50 \text{ MPa} \leq f_{w, Rd} = 265,39 \text{ MPa}$

$\Rightarrow$  Kravet for kapasitet er tilfredsstillt.

### Kommentar:

-Det utføres ikke kapasitetsberegning av sveis for løfteører kranside, da det er beregnet godkjent kapasitet for sveis av løfteøre for stropper, og det antas derfor tilstrekkelig kapasitet også for denne sveisen, da påkjenningene er mer fordelaktig for denne sveisen med beregnet lasttilfelle. Anbefalt a-mål på andre sveiser i nedre løfteåk anbefales likt med a-mål for løfteøret for stropper.

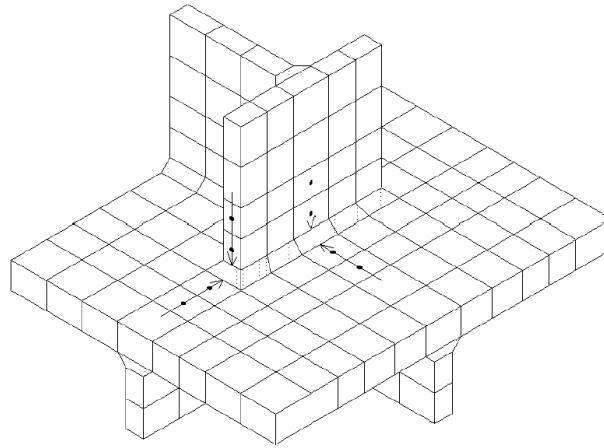
-Eurocode 3 (Standard Norge 2005a) definerer  $l_{eff} = l - 2 \cdot a$ , der l er sveisens lengde og a er sveisens halsmål. Selv om sveisen dimensjoneres slik at nedre del av sveises skal ta opp alle kreftene, går sveisen av andre praktiske årsaker rundt hele bjelken. Derfor defineres sveisens effektive lengde lik den forenklete sveisens fulle lengde.

### 4.4.6 Løfteøre for stropper - Levetid buttsveis

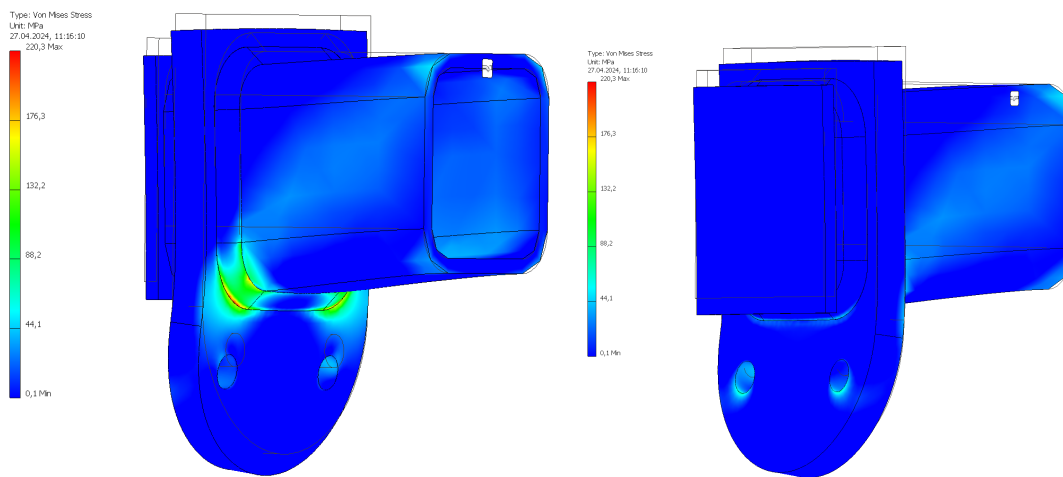
Utmattingsberegningene gjøres ved hjelp av hot-spot metoden definert i DNV RP C203 - "Fatigue design of offshore steel structures" (DNV 2021a). Hot-spot metoden velges fordi geometrien rundt sveisen gjør spennings situasjonen kompleks, og det er vanskelig å beregne nominelle spenninger analytisk. Dessuten brukes samme metode for utmattingsberegning av kilesveis for løfteøre senter, i øvre løfteåk. Ved å bruke tilvarende metode for utmattingsberegning i øvre og nedre løfteåk, kan resultatene bedre sammenlignes med hverandre.

### Hot-spot spenning ( $\sigma_{hs}$ )

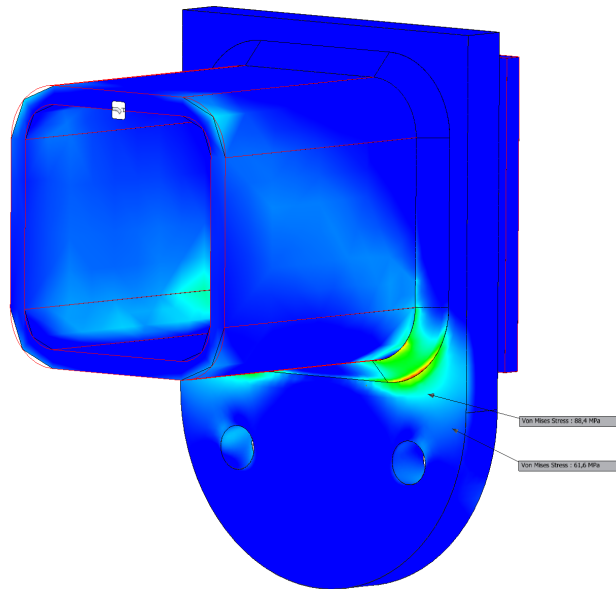
For å bestemme hot-spot spenning benyttes FEA-analyse. Hot-spot spenningen skal inkludere spenningskonsentrasjoner som oppstår på grunn av lokal geometri, men skal ikke ta opp spenningskonsentrasjon som skyldes kjervvirkning (DNV 2021b). Derfor finnes spenning i den sveiste platen en bestemt avstand fra sveisetåen, som videre ekstrapoleres for å bestemme spenning ved sveisetåen. DNV-RP-C203 anbefaler at måleverdier hentes i avstand  $0,5 \cdot t$  og  $1,5 \cdot t$  fra sveisetå, der t er tykkelsen til sveist komponent. Figur 112 nedenfor viser målepunktene beskrevet ovenfor. Se også figur 82.



Figur 112: Illustrasjon av målepunkter til bruk i hot spot spenninger (DNV 2021b)



Figur 113: Spenningsfordeling i og rundt sveis



Figur 114: Avlesning av spenning ved  $0,5 \cdot t$  og  $1,5 \cdot t$  fra sveisetå

Fra FEA-analysen leser vi ut de høyeste spenningene i en avstand  $0,5 \cdot t$  og  $1,5 \cdot t$  fra sveisetå (figur 114), og linær-ekstrapolerer med disse verdiene for å finne hot-spot spenning ( $\sigma_{hs}$ ) med formel (99):

$$\sigma_{hs} = \sigma_{0.5t} + \frac{\sigma_{0.5t} - \sigma_{1.5t}}{0.5t - 1.5t} \cdot (0 - 0.5t) \quad (99)$$

Der:

$t = 30\text{mm}$ , og er platetykkelse i for løfteøret

Tabell 44: Beregnede hot-spot verdier - Lasttilfelle 2

Spenning	Verdi	Enhet
$\sigma_{0.5t}$	88,40	MPa
$\sigma_{1.5t}$	61,60	MPa
$\sigma_{hs}$	101,80	MPa

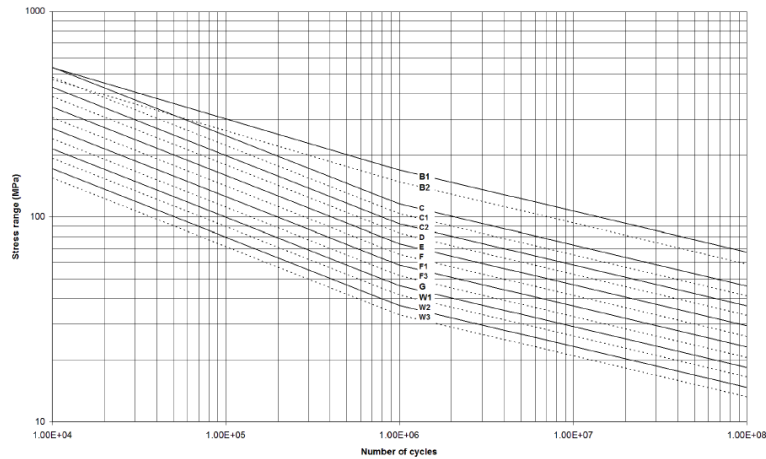
### Spenningsvidde( $\Delta\sigma$ )

Spenningsvidden antas lik beregnet hot-spot spenning( $\sigma_{hs}$ )

$$\Rightarrow \Delta\sigma = \sigma_{hs} = 101.80\text{MPa} \quad (100)$$

### SN-kurve

Etter DNV-RP-C203 skal SN-kurve D anvendes ved bruk av hot-spot spenninger. Anvender SN-kurver for struktur utsatt for sjøvann med katodisk beskyttelse.



Figur 115: SN-kurver i sjøvann med katodisk beskyttelse (DNV 2021d)

S-N curve	$N \leq 10^6$ cycles		$N > 10^6$ cycles $\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$	Fatigue limit at $10^7$ cycles [MPa] *)	Thickness exponent $k$	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), see also equation (2.3.2)
	$m_1$	$\log \bar{a}_1$				
B1	4.0	14.917	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.685	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.192	16.320	73.10	0.05	
C1	3.0	12.049	16.081	65.50	0.10	
C2	3.0	11.901	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	11.764	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	11.610	15.350	46.78	0.20	1.13

Figur 116: Utdrag fra tabell for SN-kurver i sjøvann med katodisk beskyttelse (DNV 2021g)

Utmattingsgrense for SN-kurve D i figur 116 er oppgitt til å være 52.63 MPa ved  $10^7$  sykluser. Ser av figur 115 at ”knekket” for kurve D er ved  $\approx 84 \text{ MPa}$  ved  $10^6$  sykluser, dette er den virkelige utmattingsgrensa. Vi har:

$$\Delta\sigma = 101,80 \text{ MPa} > 84 \text{ MPa} = \text{Utmattingsgrense SN-kurve D}$$

Dette gir følgende verdier fra figur 85 til bruk i videre beregninger, se tabell 45 under:

Tabell 45: Verdier til bruk i utmattingsberegning - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$\log \bar{a}_1$	11,764	
$m_1$	3,0	
$k$	0,20	

### Levetid(N)

Levetid i sykluser  $N$  beregnes med formel (101)(DNV 2021f):

$$\log N = \log \bar{a} - m \cdot \log \left( \Delta\sigma \cdot \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right) \quad (101)$$

Der:

$N$  = levetid i spenningssykluser

$\Delta\sigma$  = spenningsvidde

---

$t = 30mm$ , og er tykkelse der sprekk mest sannsynlig vil starte initiering

$t_{ref} = 25mm$ , og er referansetykkelse for sveiste forbindelser

$k$  = tykkelseseksponent

Tabell 46: Beregnet levetid for kilesveis i sykluser - Lasttilfelle 2

Størrelse	Verdi	Enhet
$N$	493455	Sykluser

Kommentar:

-Levetidesberegningene er beregnet med SN-kurver basert på katodisk beskyttelse, offeranode må monteres på nedre løfteåk for at beregningene skal være valide

## 4.5 Teleskopmekanisme

### 4.5.1 Vannlinje - Pongtong

Arkimedes lov for oppdrift:

$$F_0 = p \cdot V \cdot g$$

Løser med hensyn på  $V$ :

$$V = \frac{F_0}{p \cdot g} = \frac{m \cdot g}{p \cdot g}$$

$$\Rightarrow V = \frac{m}{p} \quad (102)$$

Der:

$V$  = fortregningsvolum/"displacement"

$m$  = massen til oppdriftslegemet

$p = 1025 \frac{kg}{m^3}$ , og er tettheten til sjøvann ved 3.5% saltinnhold (Johan Haugan, Eimund Aamot 2019)

Under "launch and recovery"-operasjoner henger LARS-system i kran forbundet via løfteøre senter i øvre løfteåk. Øvre løfteåk, sammen med "Gigasense krok" blir derfor avlastet av kran, og blir ikke holdt oppe av oppdriften til pongtong. Massen som oppdriften til pongtong holder oppe er summen av enkeltmassene til pongtongen med platform, samt teleskopmekanismen med avstivere, men uten massen til teleskopstengene, da disse er "frikoblet" og forbundet til øvre løfteåk.

Tabell 47: Enkeltmasser ( $m_i$ ) som inngår i oppdriftsmasse ( $m$ ) til pongtong

Masse $m_i$	Verdi	Enhet	Antall	Total	Enhet	Beskrivelse
$m_{pongton\text{g}}$	514	kg	1	514	kg	Pongtong
$m_{platt\text{form}}$	31,2	kg	2	62,4	kg	Plattform på pongtong med festeører
$m_{teleskop\text{rør}}$	17,02	kg	4	68,08	kg	Teleskoprør, uten teleskopstang
$m_{støtt\text{estag}_1}$	5,75	kg	4	22,96	kg	Skrå/Diagonale støttestag mellom pongtong og teleskop
$m_{støtt\text{estag}_2}$	6,52	kg	2	13,04	kg	Horisontale støttestag mellom teleskopmekanismer
$m_{ledd\text{bolter}}$	1	kg	16	16	kg	Bolter til leddforbindelser på LARS-konstruksjonen

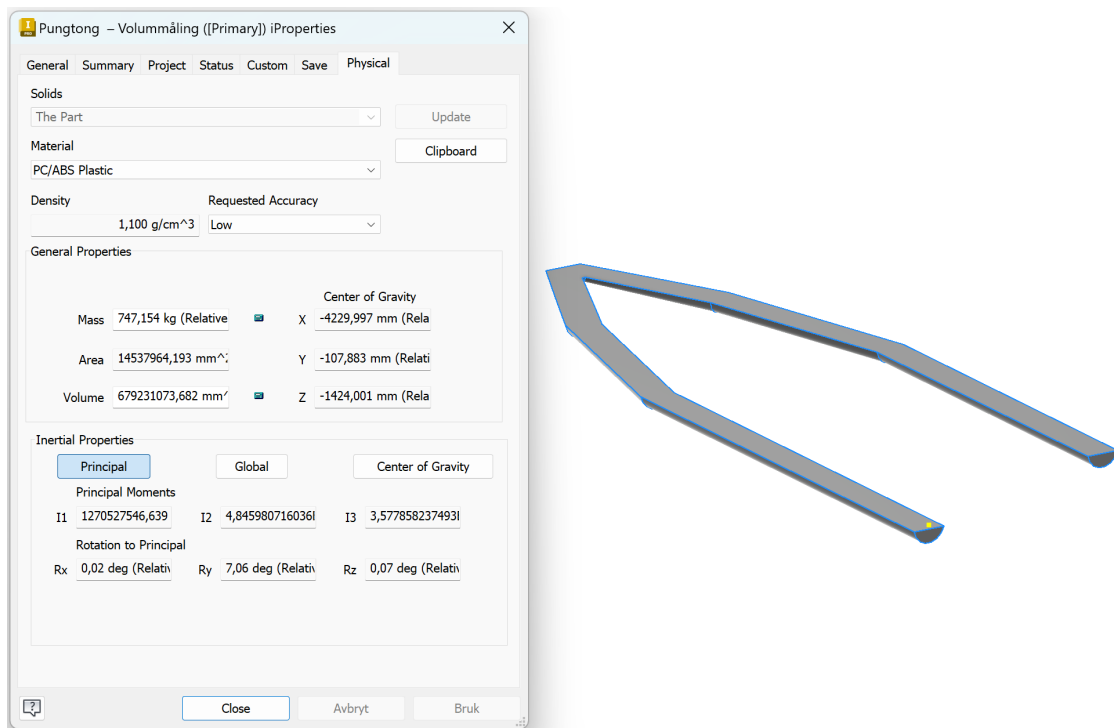
$$\Rightarrow m \approx \sum_{i=1}^n m_i \approx 697\text{kg}$$

, der  $m_i$  er de ulike massene som er inkludert i  $m$  for oppdriftsmasse til pongtong, listet opp i tabell 47 ovenfor.

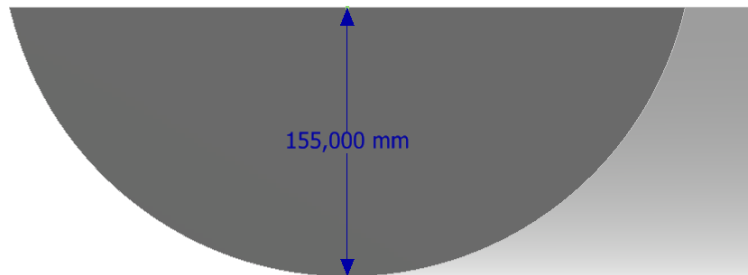
Kan nå med likning (102) beregne fortrenningsvolum ( $V$ ) for pongtong:

$$\Rightarrow V_{Pongtong} = \frac{m}{p} = 0.68\text{m}^3 = 680000000\text{mm}^3$$

Vannlinjen til pongtong vil finne sted i den høyden fra undersiden av pongtong, der pongtong fortrenger ett volum i sjøen lik beregnet fortrenningsvolum ( $V_{Pongtong}$ ). Benytter CAD-modell av pongtong til å lage ett snitt i pongtongens lengderetning og beregne volum for snittet pongtong, se figur 117 under.



Figur 117: Beregnet volum snitt pongtong



Figur 118: Beregnet høyde på vannlinje fra underside pongtong

Figur 117 viser at beregnet volum for gitt snitt av pongtong er tilnærmet lik beregnet fortreningsvolum ( $V_{Pongtong}$ ). Beregnet vannlinje ligger 155 mm opp, målt fra pongtongens underside, se figur 118.

#### 4.5.2 Vannlinjer - Mariner X

Ved beregning av vannlinjer til Mariner X er det to tilfeller det er interessant å se nærmere på, vannlinje når Mariner X er på sitt antatt tyngste, 8.2 tonn, og Mariner X på sitt antatt letteste, 5 tonn. (Se også kapittel 4.2 om beregning av masser).

Beregner fortreningsvolum for Mariner X ved høyeste og laveste vekt med likning (102) basert på Arkimedes lov om oppdrift:

$$\Rightarrow V_{MarinerX,8.2t} = \frac{m_{MarinerX,8.2t}}{\rho} = 8m^3$$

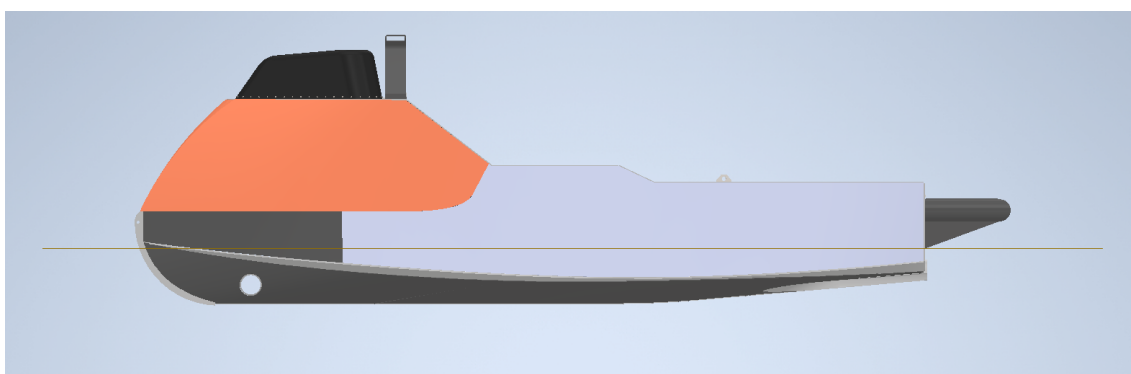


---

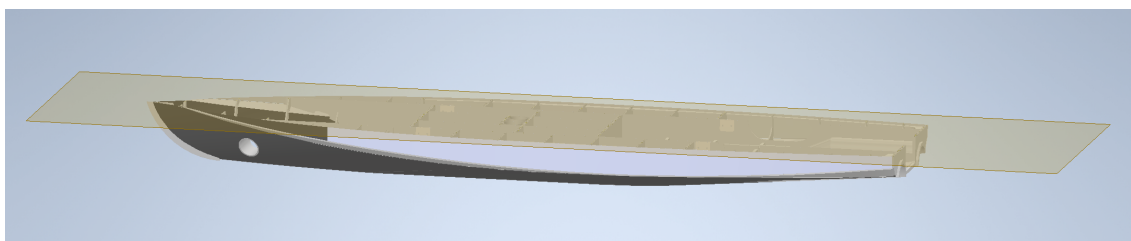
$$\Rightarrow V_{MarinerX,5.0t} = \frac{m_{MarinerX,5.0t}}{\rho} \approx 4.88m^3$$

På grunn av Mariner X's komplekse sammestilling og geometri, ble det funnet utfordrende å beregne volum av skrog og bergene vannlinjer ved bruk av CAD-modell, slik tilsvarende beregninger ble utført for bestemmelse av vannlinje for pongtong i kapittel 4.5.1. For å beregne vannlinjer ble det derfor i første omgang tatt utgangspunkt i vannlinjen til Mariner X presentert i figur 5 i starten av rapporten. Det gjøres en grov antagelse om at fartøyet på dette bildet har en middels vekt på ca 6.5 tonn, tilnærmet midt i mellom antatte øvre og nedre vekt for Mariner X.

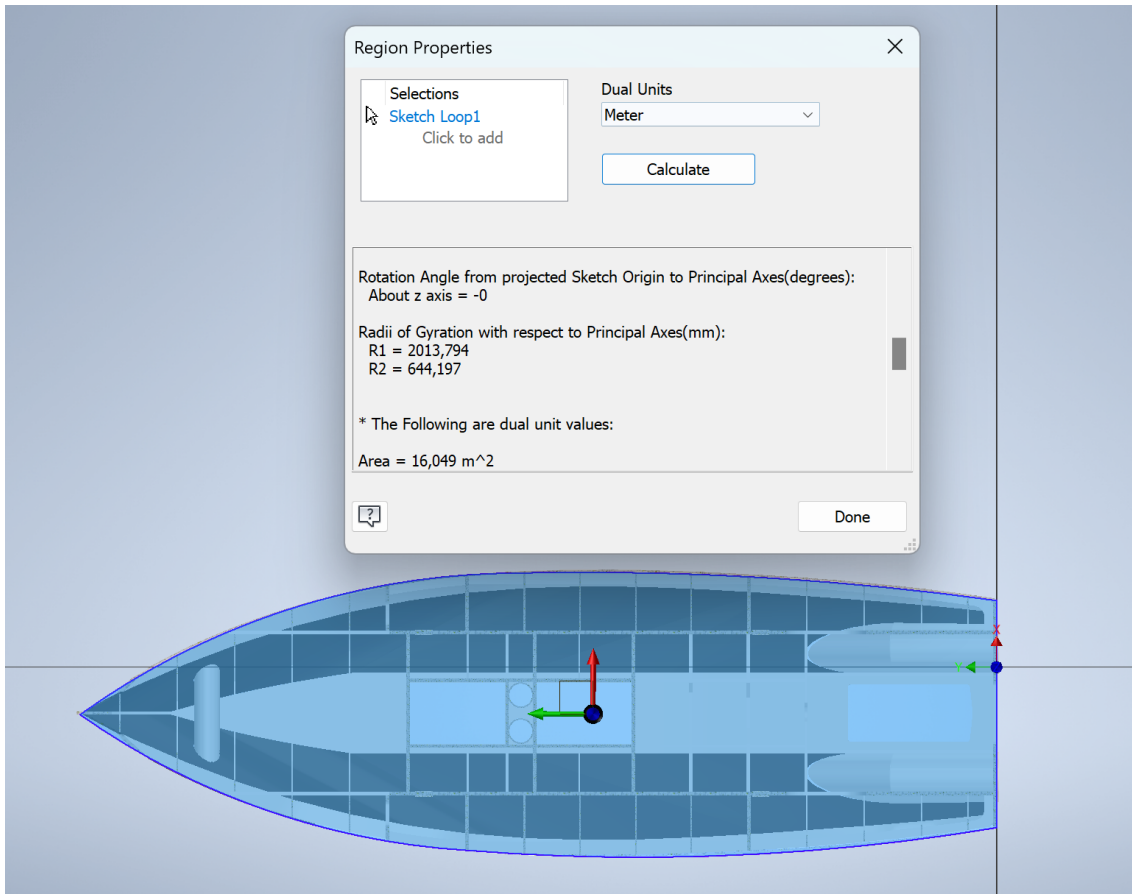
Fra CAD-modell av Mariner X estimeres vannlinjeareal av skroget til Mariner X ved en antatt vekt på 6.5 tonn, basert på vannlinje vist i figur 5:



Figur 119: Estimert vannlinje for Mariner X ved 6.5 tonn



Figur 120: Snitt av skrog ved estimert vannlinje - Mariner X 6.5 tonn



Figur 121: Estimert vannlinjeareal - Mariner X 6.5 tonn

Beregnet vannlinjeareal fra CAD-modell for Mariner X ved antatte 6.5 tonn er vist i figur 121.

$$\Rightarrow A_{vannlinje(6.5t)} \approx 16.049m^2$$

Det antas videre at vannlinjearealet for Mariner X i det vertikale vandringsområdet mellom laveste og høyeste dypgang endres minimalt, da fartøyets geometri i det antatte vandringsområdet er tilnærmet konstant. Denne antagelsen gir likt vannlinjeareal for Mariner X ved 8.2 tonn, 6.5 tonn og 5 tonn vekt.

$$\Rightarrow A_{vannlinje} \approx A_{vannlinje(8.2t)} \approx A_{vannlinje(6.5t)} \approx A_{vannlinje(5.0t)}$$

Beregner fortrenningsvolum ved Mariner X 6.5 tonn, setter beregnet volum som referanseverdi. Beregner så øvre og nedre vannlinje basert på endring i fortrenningsvolum ( $\Delta V_i$ ) mellom referanseverdi, og fortrenningsvolum ved 8.2 og 5.0 tonn.

Benytter likning (102) og finner fortrenningsvolum ved 6.5 tonn:

$$\Rightarrow V_{MarinerX,6.5t} = \frac{m_{MarinerX,6.5t}}{\rho} \approx 6.34m^3$$

Beregner endringer i fortrenningsvolum:

$$\Delta V_1 = \Delta V_{6.5t-5.0t} = V_{MarinerX,6.5t} - V_{MarinerX,5.0t} \quad (103)$$

$$\Delta V_2 = \Delta V_{8.2t-6.5t} = V_{MarinerX,8.2t} - V_{MarinerX,6.5t} \quad (104)$$

$$\Rightarrow \Delta V_1 \approx 1.46m^3$$

$$\Rightarrow \Delta V_2 \approx 1.66m^3$$

Vertikal endring beregnes med formel (105):

$$\Delta Z_i = \frac{\Delta V_i}{A_{vannlinje}} \quad (105)$$

$$\Rightarrow \Delta Z_1 \approx 0.091m = 91mm$$

$$\Rightarrow \Delta Z_2 \approx 0.103m = 103mm$$

Øvre og nedre vannlinje for Mariner X blir da:

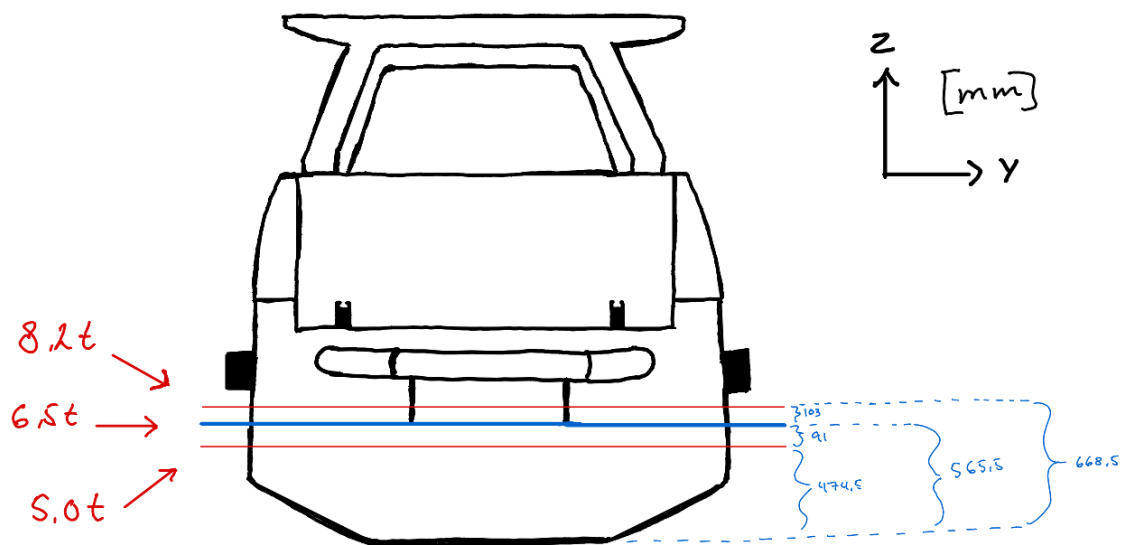
$$Vannlinje(6.5t) \pm \Delta Z_{1,2} \quad (106)$$

Fra CAD-modell av Mariner X er vannlinjen ved en antatt vekt på 6.5 tonn beregnet til 565.5 mm fra undersiden av fartøyets kjøll (se figur 122).

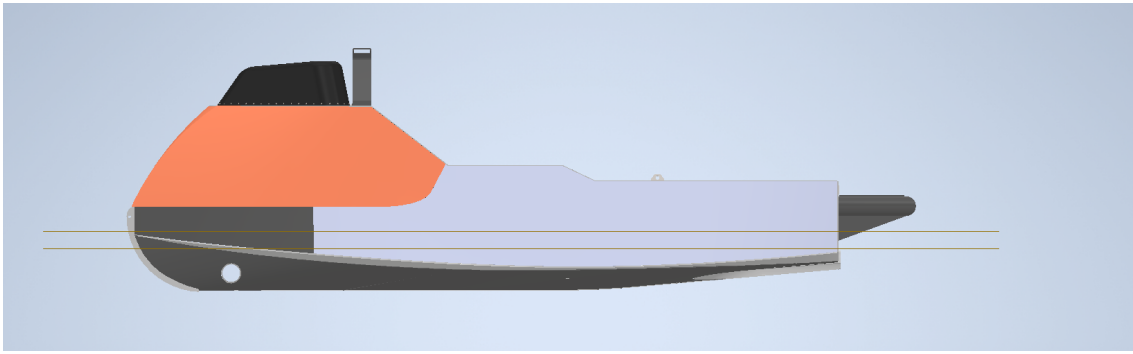
$$\Rightarrow \text{Øvre vannlinje} = Vannlinje(8.2t) \approx 668.5mm$$

$$\Rightarrow \text{Nedre vannlinje} = Vannlinje(5.0t) \approx 474.5mm$$

Dette gir et estimert vandringsintervall på Mariner X's dypgang i vertikal retning på omtrent 194 mm.



Figur 122: Skisse med beregnede vannlinjer Mariner X - Sett bakfra



Figur 123: Beregnede vannlinjer for Mariner X ved 8.2 tonn (øverst) og 5.0 tonn (nederst)

Kommentar:

-Beregningene er basert på antagelsen om at Mariner X har en vekt på 6.5 tonn ved vannlinjen som kan ses i figur 5, og inneholder derfor en større usikkerhet.

-De beregnede vannlinje har tiltenkt gyldighet når Mariner X har ingen, eller lav fart  $\leq 5$  knop. Altså når fartøyet ikke er i "plan".

### 4.5.3 Slaglengdekapasitet for teleskopmekanisme

For å kunne beregne slaglengdekapasitet for teleskopmekanismene trenger vi først avstand i vertikal retning mellom innfesting for løftestroppene. Dette er avstanden i vertikal retning mellom Mariner X's løfteører og løfteører for innfesting av stropp i nedre løfteåk.

Som nevnt i designkapittel om teleskopmekanisme er teleskopmekanismen tilpasset for bruk av løftestropper mellom Mariner X's løfteører og nedre løfteåk med en nominell lengde på 2.5 meter.

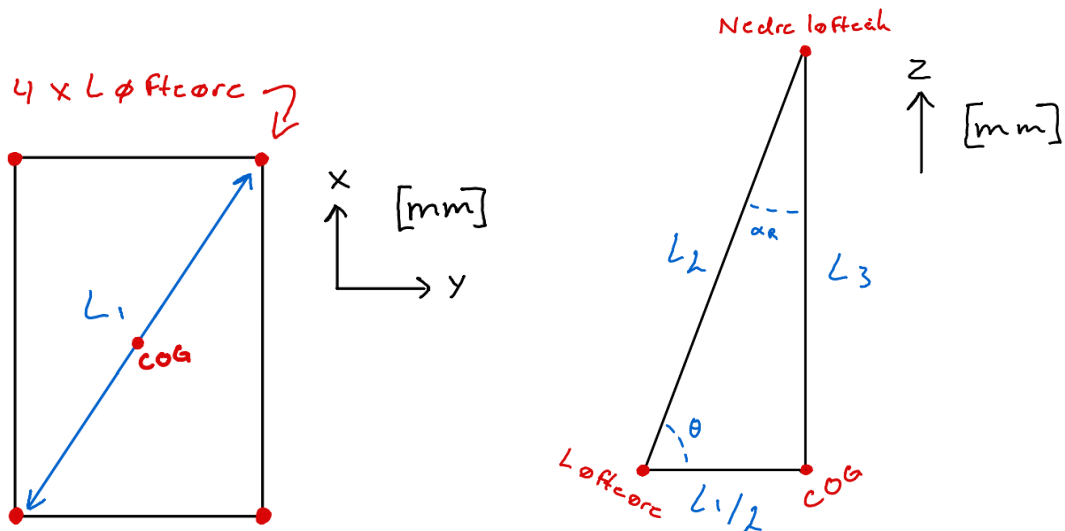
$$\Rightarrow L_{stropp} = 2.5m = 2500mm$$

På grunn av nødvendig overgang i begge ender mellom stropp og løfteøre, legges det til et påslag på totalt 300 mm ekstra for å sikre tilstrekkelig slaglengdekapasitet. Med overgang menes for eksempel sjakkell.

$$\Rightarrow L_{overganger} = 300mm$$

Dette gir en totalt lengde for hver stropp ( $L_2$ ):

$$\Rightarrow L_2 = L_{stropp} + L_{overganger} \tag{107}$$



(a) Skisse Mariner X's løfteører - Sett ovenfra (b) Skisse plan definert av løftestropp og og vertikal

Figur 124: Skisser med vinkler og lengder løfteører Mariner X og løftestropper, der COG er antatt massesenter for Mariner X sett ovenfra

Diagonal avstand ( $L_1$ ) mellom Mariner X's løfteører vises i figur 124a, og danner sammen total lengde for hver stropp ( $L_2$ ) ett plan, se figur 124b. Dette gir grunnlag for beregning av vertikal avstand ( $L_3$ ) mellom Mariner X's, og nedre løfteåks løfteører. Enkel trigonometri gir følgende verdier for skissene i figur 124, presentert i tabell 48 under.

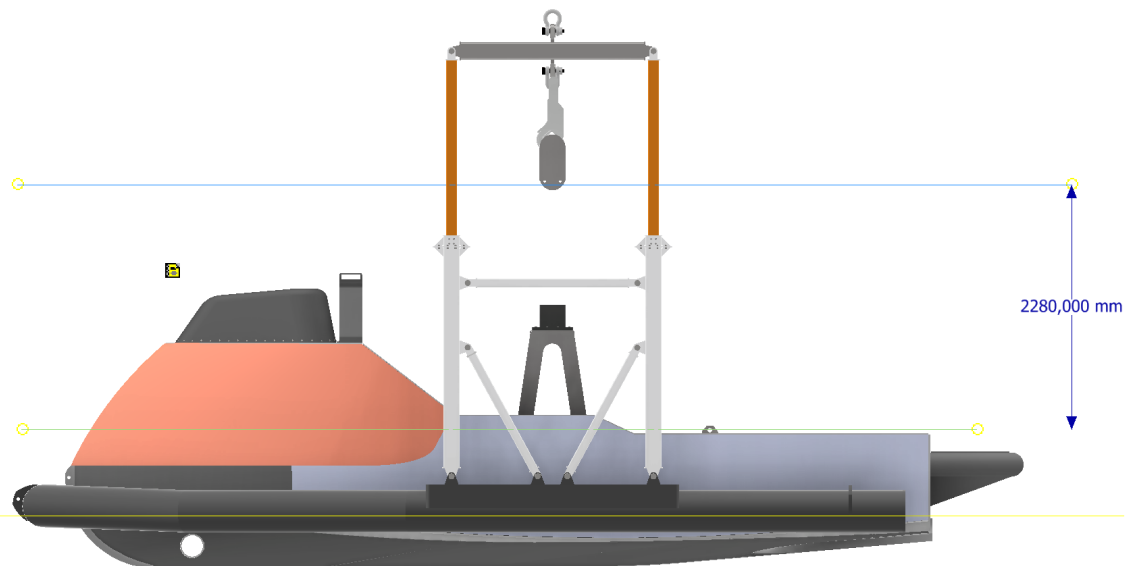
Tabell 48: Beregnede geometriske verdier tilknyttet figur 124

Størrelse	Verdi	Enhet
$L_1$	$\approx 3260$	mm
$L_2$	2800	mm
$L_3$	$\approx 2280$	mm
$\alpha_R$	$35.53^\circ$	
$\theta$	$54.47^\circ$	

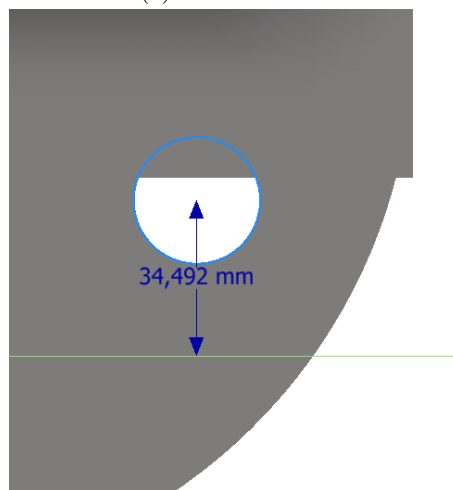
Ved beregning av slaglengdekapasitet for teleskopmekanismene er det tre tilfeller vi ønsker å se nærmere på. Disse tilfellene er valgt da disse anses som mest "kritisk" for LARS-systemets funksjonelle virkemåte i møte med Mariner X.

1. Når "Gigasense krok" er lukket, og Mariner X ligger på sitt høyeste i vannet (5.0t), og LARS-systemet skal stramme opp stoppene for å løfte Mariner X
2. Når "Gigasense krok" er åpen, og Mariner X ligger på sitt dypeste i vannet (8.2t), og LARS-system med "Gigasense krok" skal kobles mot nedre løfteåk, for videre løft av Mariner X
3. Når "Gigasense krok" er åpen, og Mariner X ligger på sitt høyeste i vannet (5.0t), og fronten til Mariner X med sensorer montert på targa skal passere inn under "Gigasense krok", ved enten "launch" eller "recovery"

Tilfelle 1:



(a) Oversiktsbilde

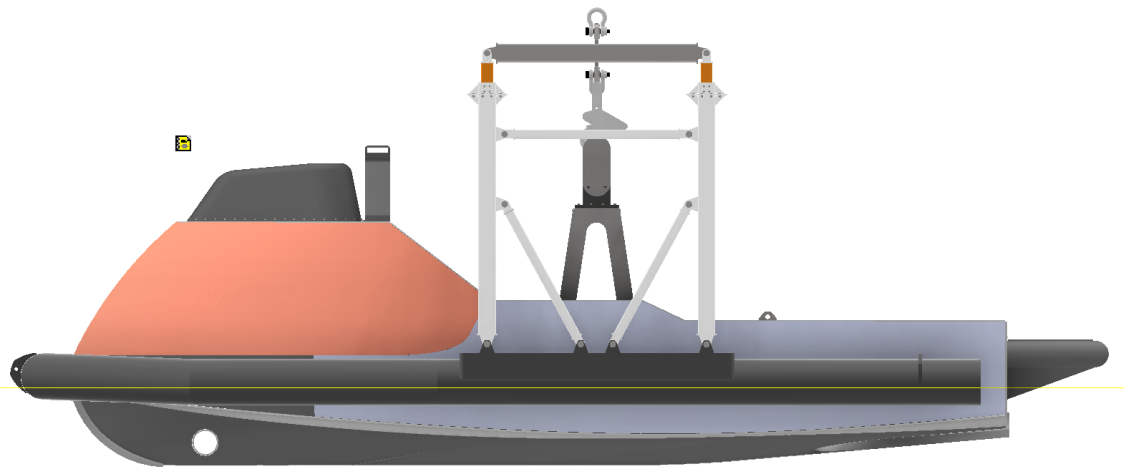


(b) Tilgjengelig slaglengde

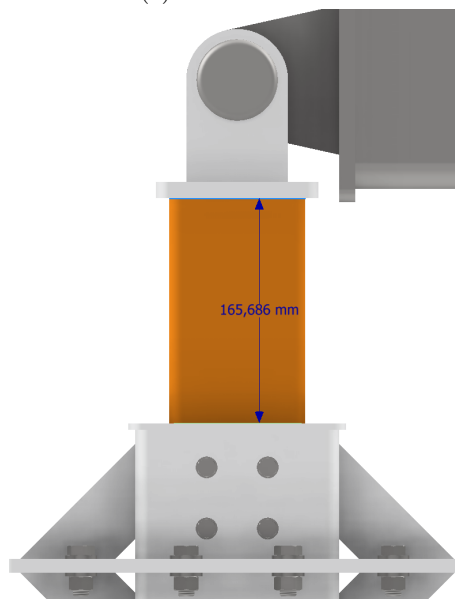
Figur 125: Posisjonen til Mariner X i forhold til pongtong - Tilfelle 1

Når Mariner X skal løftes opp fra vannet under "recovery", er det ønskelig at stroppene strammes opp, og at Mariner X begynner å bli løftet litt før pongtong blir løftet. Dette for å unngå at pongtong blir "dratt" unødvendig opp langs yttersiden på skroget til Mariner X. Det samme gjelder andre veien, når Mariner X skal settes ned på vannet under "launch". Tidligere ble lengden  $L_3$  beregnet. Denne lengden kan ses i figur 125a, og representerer den vertikale avstanden vi har mellom innfesting i nedre løfteåk, og løfteørene på dekket til Mariner X. Fra samme figur ser vi teleskopstang i maks utslagsposisjon, zoomer inn i figur 125b og ser at slaglengdekapasitet er ca 34 mm over det punktet der stroppene er antatt å være stramme. Dette betyr at ved "recovery" vil Mariner X løftes ca 34 mm opp fra vannet, før teleskopmekanisme når full slaglengde, og resten av LARS-systemet også løftes fra vannoverflaten. Tilsvarende, men motsatt, gjelder ved "launch". Dette antas å være passelig tilgjengelig kapasitet for tiltenkt virkemåte.

Tilfelle 2:



(a) Oversiktsbilde

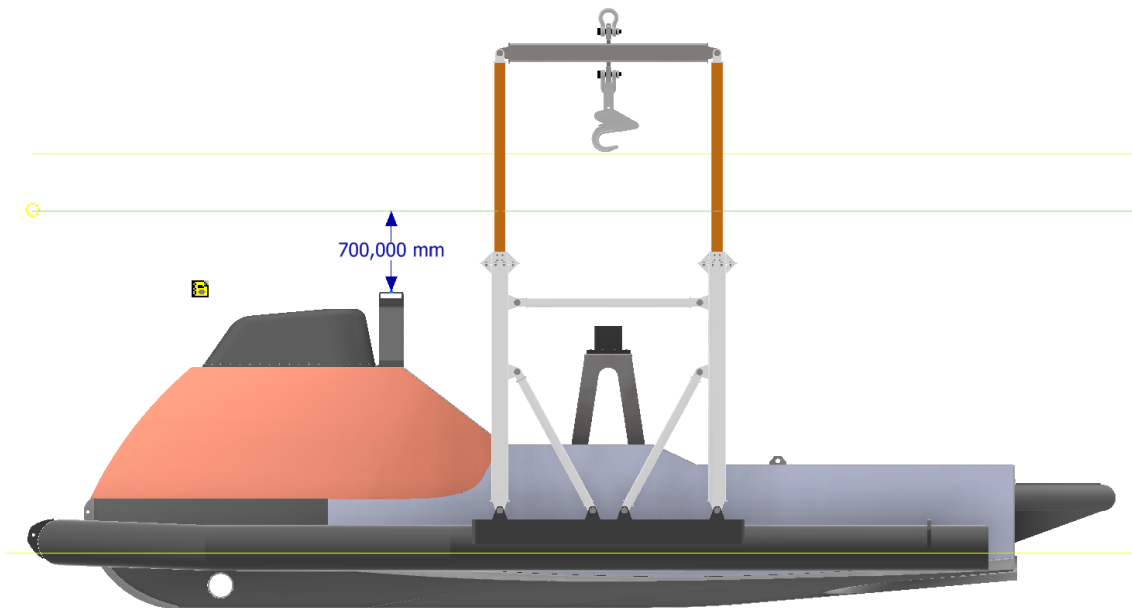


(b) Tilgjengelig slaglengde

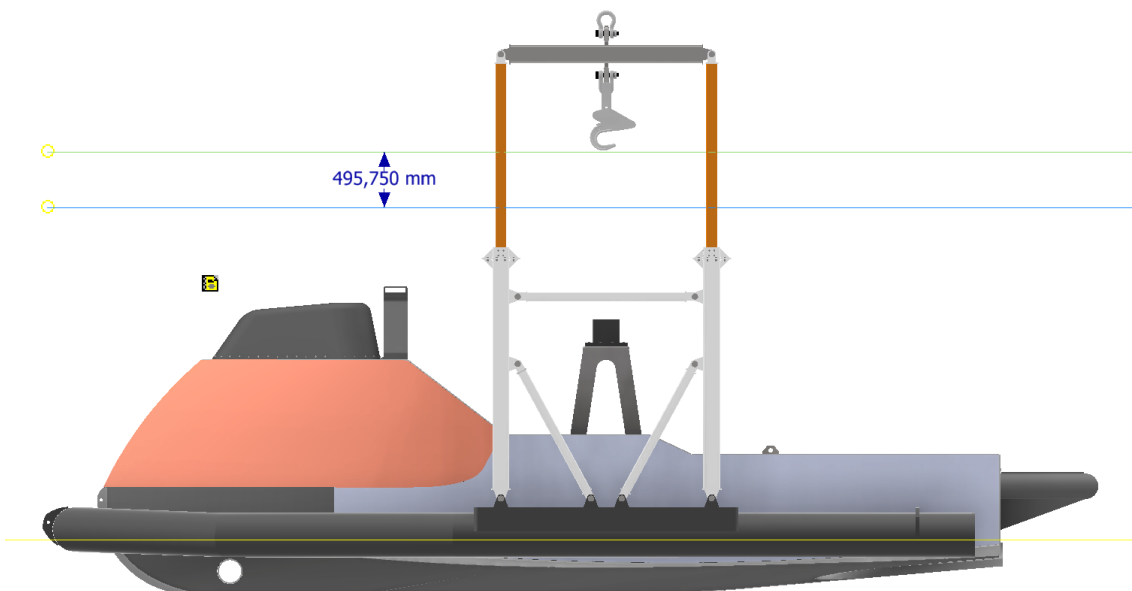
Figur 126: Posisjonen til Mariner X i forhold til pongtong - Tilfelle 2

Når "Gigasense krok" skal kobles sammen med nedre løfteåk under "recovery" er det viktig at teleskopmekanisme har tilstrekkelig slaglengdekapasitet "nedover" i vertikal retning. Det samme gjelder motsatt, når "Gigasense krok" skal frikobles fra nedre løfteåk. Figur 126a viser situasjonsbilde der teleskop er senket ned, og "Gigasense krok" er i riktig posisjon for å kobles sammen med nedre løfteåk (figur 128a). Zoomer inn på teleskopstang i figur 126b og ser at tilgjengelig slaglengdekapasitet "nedover" er ca 165 mm. Dette antas å være tilstrekkelig tilgjengelig kapasitet for tiltenkt virkemåte.

Tilfelle 3:



(a) Avstand mellom targa og plan som indikerer antatt maks høyde på monterte sensorer



(b) Slaglengdekapasitet - Avstand mellom antatt høyeste monterte sensor på targa og underside på "Gigasense krok"

Figur 127: Posisjonen til Mariner X i forhold til pongtong - Tilfelle 3

Når LARS-systemet heises ned fra moderskip, for å gjøre klart for "recovery" av Mariner X, vil teleskopstengene ha maksimal slaglengde frem til pongtong får tilstrekkelig oppdrift. Når pongtong har entret vannoverflate stopper kran fra moderskip videre senking, og maksimal slaglengde for teleskop beholdes inntill videre. Mariner X entrer så LARS-systemet og pongtong. Ved entring av pongtong må Mariner X med montert utstyr passere under "Gigasense krok". Det samme gjelder motsatt, ved "launch" av Mariner X. Antatt maksimal høyde for sensorer på Mariner X's targa er ca 700 mm (Moholt 2024b) og er vist i figur 127a. Det er nødvendig med tilstrekkelig slaglengdekapasitet for å hindre muligheten for fysisk kontakt mellom sensorutstyr motert på targa, og undersiden på "Gigasense krok". Fra figur 127b ses det at slaglengdekapasitet og avstand mellom antatt høyeste sensor, og underside av "Gigasense krok", når teleskop har maks utslagslengde er ca 495 mm. Dette antas å være tilstrekkelig tilgjengelig kapasitet for tiltenkt virkemåte.



---

Kommentar:

-Alle figurer som inkluderer Mariner X sammen med LARS-system presentert i kapitel 4.5.3 - Beregning av slaglengdekapasitet for teleskopmekanisme, har relative posisjoner mellom Mariner X og LARS-system basert på tidligere beregnede vannlinjer i kapitel 4.5.

$-\alpha_R = 35.53^\circ$ , oppfyller kravet gitt i NORSOK R-002:2017+AC Annex F (Standards Norway 2019b) om krav til arbeidsvinkel mellom  $15^\circ$  og  $45^\circ$  fra vertikalen.

---

## 5 Oppsummering og evaluering

### 5.1 LARS-systemets virkemåte

STRAP-løsningen er designet for å benyttes sammen med et "single point" løftesystem på styrbord side av moderskipet. Dette da venstre side av LARS-systemet sett bakfra, som er tiltenkt å ligge mot moderskipets skrog under "launch and recovery", er designet med litt større lengde på pongtong for bedre kontaktflate mot skipsskrog. Pongtong på motsatt side er litt kortere, dette med tanke på å forenkle entringen til Mariner X inn i pongtong. Se også figur 48a. Med små endringer av design før produksjon, kan derimot pongtong speilvendes og tilpasses for bruk også på babord side av moderskip.

Figur 129a-129e, viser tenkt prosedyre for LARS-systemet under en "recovery"-operasjon av Mariner X, samme prosess, men motsatt, er tiltenkt for "launch"-operasjoner. Merk at slepesnor festet foran på pongtong, styresnor festet til slepeøye bak på pongtong nærmest moderskipets skrog, samt løftestroppe mellom nedre løfteåk og løfteørene på dekket til Mariner X, ikke er inkludert eller vist i figurene.

Under presenteres de fem stegene (a-e) vist i figur 129a-129e for tenkt prosedyre ved "recovery" av Mariner X sammen med utviklet LARS-system:

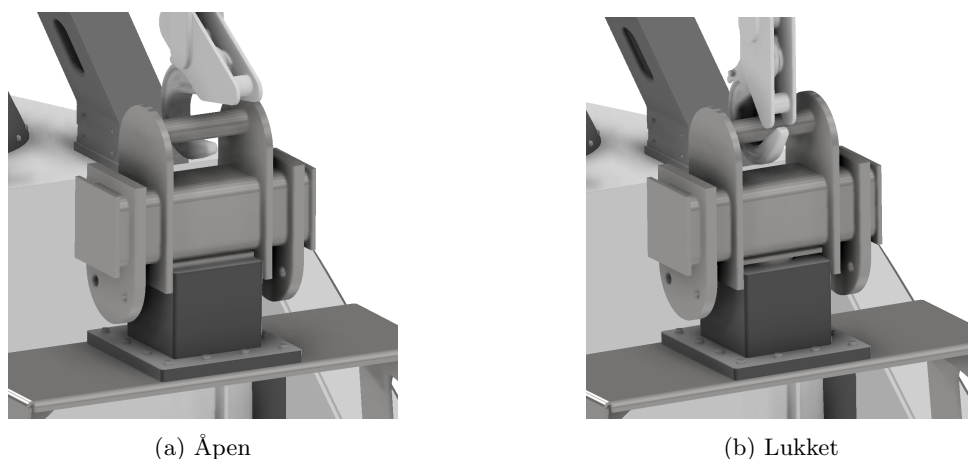
(a): Moderskipet holder en lav masjfart. LARS-systemet er senket ned til vannoverflaten med moderskipets kran, senking av kran stopper i det pongtong har fått tilstrekkelig oppdrift, slik at teleskopene beholder, maks utslagslengde. Slepesnor foran på pongtong sørger for at relativ bevegelse mellom moderskip og LARS-system er lik null. Mariner X gjør seg klar til å entre inn i LARS-systemets pongtong.

(b): Mariner X entrer delvis pongtong, slik at targa med sensorer passerer under og forbi "Gigasense krok", men før "Gigasense krok" henger rett over nedre løfteåk.

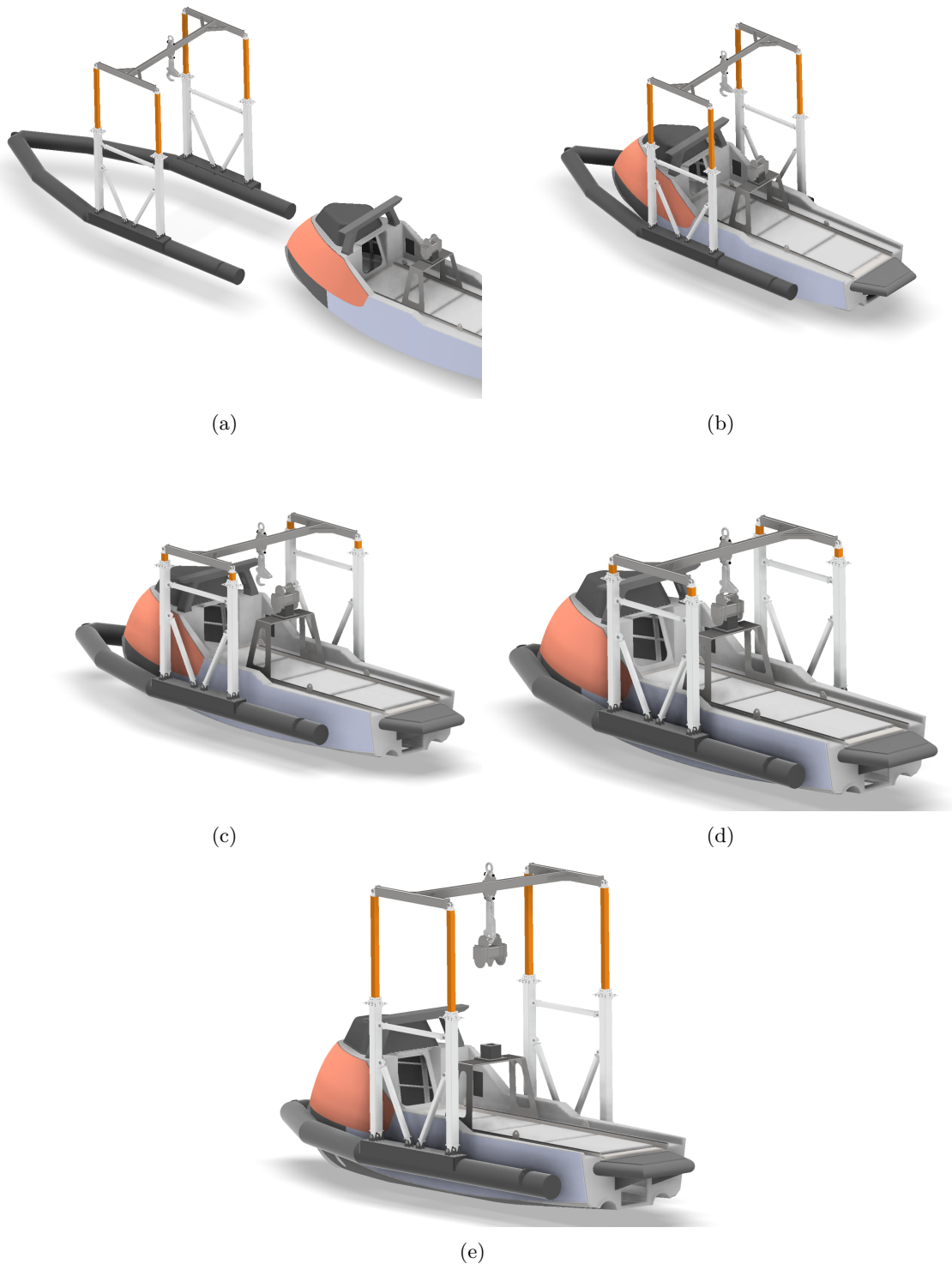
(c): Krankrok med øvre løfteåk senkes videre ned slik at "Gigasense krok" kommer i riktig høyde for sammenkobling mot nedre løfteåk.

(d): Mariner X kjører helt fram i pongtong slik at innfesting på toppen av nedre løfteåk, legger seg i riktig posisjon inn mot "Gigasense krok" (128a).

(e): Krankrok fra moderskipet sammen med øvre løfteåk heves, "Gigasense krok" lukkes automatisk ved hevingens start (figur 128b). Litt før teleskop når maks utslag strammes løftestroppene. Videre heves Mariner X med LARS-system, og plasseres på moderskipets dekk.



Figur 128: Nærbilde "Gigasense krok"



Figur 129: Prosessforløp ved "Recovery"-operasjon av Mariner X

## 5.2 STRAP-konseptløsning som LARS-system

STRAP-konseptet er et "single point" LARS-system som baserer seg på Mariner X's løftepunkter. De vertikale teleskopmekanismene muliggjør en forholdsvis nøyaktig plassering mellom sammenkoblingspunktet til LARS-systemet og Mariner X ved "launch and recovery". Designet er enkelt og fullstendig mekanisk, samtidig er de fleste komponentene designet i materialer som er motstandsdyktig imøte med et maritimt miljø. Dette vil bidra til å gi et pålitelig system, som kun

---

vil kreve lettere vedlikehold. Det enkle designet, og den forholdsvis lave vekten, kan tenkes å gi en enkel produksjonsprosess samtidig som systemet vil være mer praktisk håndterbart sammenlignet med andre alternativ diskutert i innsiktsfasen. Den lave vekten gjør også at "launch and recovery"-operasjoner av Mariner X med STRAP-løsning som LARS-system sannsynligvis fortsatt kan utføres av moderskip som har krankapasitet til å løfte Mariner X i dag, og løsningen vil i så måte ikke påvirke potensialet i kundegruppen negativt på grunn av økt krav til krankapasitet. Det fleste komponentene i STRAP-løsningen krever ikke strukturell styrke, og skal i hovedsak kun ha kapasitet til å holde egenvekt. Bestanddelene som krever strukturell styrke er kun øvre og nedre løfteåk. Det kan tenkes at dette vil gjøre det enklere å godkjenne systemet for kommersiell bruk. En annen fordel med at de fleste komponentene ikke er strukturelle, er at svikt i en "ustrukturell" komponent, ikke direkte vil gi fatale konsekvenser for Mariner X under en løfteoperasjon.

### 5.3 Strukturell styrke og levetid

Det er kun utført kapasitetsberegninger for øvre og nedre løfteåk i STRAP-løsningen. Årsaken til dette er knyttet til tilgjengelig tid, samt prosjektets varighet og omfang. Kapasitetsberegninger ble derfor begrenset til øvre og nedre løfteåk da dette anses som kritiske strukturelle konstruksjoner som skal overføre store krefter fra Mariner X. En potensiell svikt i et av åkene under "launch and recovery" anses som særdeles kritisk, da dette potensielt kan sette liv og helse i fare, samt gi store materielle skader og økonomiske tap. Kapasitetsberegninger er utført på øvre og nedre løfteåk der det er funnet mest relevant, med tanke på å sannsynliggjøre at innretningene har den nødvendige strukturelle kapasiteten som trengs, for å opprettholde tiltenkt funksjon over tid. De ulike beregningene er utført med lasttilfeller som er funnet minst fordelaktig for hver beregningssituasjon, og samtlige beregninger er verifisert opp mot kapasitetskrav gitt i anvendte standarder.

#### Øvre løfteåk

De største spenningene i hovedbjelken oppstår midt på bjelkelengden, i området der løfteøre senter befinner seg. Spenningene i dette punkt kommer i hovedsak fra det store momentet som oppstår, som følge av kreftene som virker på innfestingsørene når LARS-systemet henger fritt i krana. Da det ble bevist kapasitet for hovedbjelken, ble det gjort en vurdering på at det ikke var nødvendig å sjekke tverrsnittskapasitet i tverrbjelkene, da disse utsettes for samme laststørrelse og har en kortere fysisk lengde, noe som resulterer i et lavere moment enn i hovedbjelken.

Både strukturell kapasitet og utmattingsberegning for kilsveis mellom løfteøre senter og hovedbjelke, ble utført ved bruk av verdier hentet fra FEA-analyse. Årsaken til at FEA-analyse ble benyttet ovenfor analytisk beregning, er at den komplekse innfestingen av løfteøre senter mot hovedbjelke, vanskeliggjør beregning av nominelle spenninger analytisk. Fra FEA-analysen ble det tydelig at de største spenningene i kilsveisen opptrer på kortsidene av løfteøre senter, der sveiseretning går på tvers av hovedbjelken. Spenningsverdier til bruk i beregningene ble derfor hentet ut i dette området. For utmattingsberegning av sveisen ble hot-spot metoden anvendt, da denne er utviklet for bruk sammen med FEA-analyse. Det er verdt å bemerke at denne metoden baserer seg på at sprekkvekst starter ved sveisetå, og hensyntar ikke like godt sprekkvekst som starter fra innsiden ved sveiseroten. Beregnet levetid i antall sykluser bør derfor overveies nøye hvis resultatet på et tidspunkt tenkes benyttes som beslutningsgrunnlag i senere arbeider.

For innfestingsørene ble både hullkant og utrivingskapasitet som forventet godkjent med god margin mot krav fra anvendt standard. Dette var forventet da lasten som virker på hvert innfestingsøre kun er på noen hundre kilogram. Kilsveis mellom innfestingsøre og "end cap" på tverrbjelke ble verifisert med analytisk beregning, og basert på antagelsen om at påkjenningne i denne sveisen er større enn for sveis mellom tverrbjelke og "end cap", ble kapasitetsberegning av sveis for sistnevnte vurdert overflødig.

Bjlkene og øvrige komponenter i øvre løfteåk vurderes som fornuftig dimensjonert med tanke på generell utnyttelsesgrad av strukturell kapasitet vist gjennom beregningene. Beregnet nedbøyning av øvre løfteåk under påkjenning av definerte lasttilfeller viser seg samttidig å være minimal, noe som bygger opp under denne vurderingen. Det er ikke utført beregninger på støttestagene som skal hindre vridning av tverrbjelke som følge av latente laster, da det her vurderes å være tilstrekkelig

---

kapasitet for tiltenkt funksjon.

### Nedre løfteåk

Beregningene viser at spenningene i de strukturelle medlemmene er små og gir sikkerhetsfaktorer som er betraktelig større enn nødvendig. Dette gjelder for hovedbjelken, samt løfteører ved stropper og løfteører kranside.

For analytisk beregning av løfteåkets sveiser, gjøres det en konservativ forenkling av sveisen. Formålet med forenklingen er å muliggjøre analytisk beregning. De analytiske beregningene gir en høy jevnførende spenning i den forenklete sveisen, men den holder seg innenfor kriteriet for godkjenning av strukturell styrke. Den høye spenningen for den forenklete sveisen kan imidlertid føre til at estimert levetid for sveis blir lavere enn forventet. For å oppnå et mindre konservativt og mer realistisk estimat av levetiden, benyttes hot-spot spenning basert på avleste verdier fra FEA-analysen i levetidsberegningene. Dette gir et mer realistisk og korrekt estimat av sveisens levetid.

Etter betraktning av det nedre løfteåkets strukturelle styrke, konkluderes det med at de strukturelle medlemmene tåler belastningene godt, men med u hensiktsmessig store sikkerhetsfaktorer. Ved eventuell videreutvikling bør det vurderes å redusere enkelte dimensjoner i det nedre løfteåket, for å optimalisere både vekt og materialbruk.

### Levetidsberegninger øvre og nedre løfteåk

Levetid for sveiser i både det øvre og det nedre løfteåket ble beregnet der fare for svikt som følge av utmatting ble vurdert mest sannsynlig. Beregningene baserer seg på SN-kurver for sjøvann med katodisk beskyttelse, og katodisk beskyttelse må anvendes hvis beregningene skal være valide. Av utførte levetidsberegninger er det kilesveis mellom løfteøre senter og hovedbjelke i øvre løfteåk som har antatt kortest levetid. Resultatet fra beregningene er oppgitt i et antall lastsykluser. Det er verdt å bemerke at en løfteoperasjon ikke defineres som en lastsyklus, da dynamiske effekter kan gi flere lastsykluser per løfteoperasjon. Levetid i sykluser kan dermed ikke direkte omregnes til levetid i løfteoperasjoner. Resultatene av levetidsberegningene kan likevel benyttes veiledene som et sammenligningsgrunnlag for å vurdere hvor det mest utmattingsutsatte punktet sannsynligvis befinner seg, og ta dette med som utgangspunkt inn i eventuelle videre vurderinger, hvis det i senere arbeid er ønskelig å definere en sannsynlig levetid for LARS-systemet som helhet. For å definere en levetid må det gjøres betraktninger og eventuelt testing for å vurdere hvor mange lastsykluser som oppstår per løfteoperasjon. Deretter kan anslått levetid beregnes i antall løfteoperasjoner eller antall år. Selv om levetid kan estimeres på denne måten, er det også mange andre faktorer som spiller inn på levetid for en konstruksjon, spesielt i maritimt miljø. Korrosjon er et eksempel, et annet er røff behandling og bruk av utstyr, som kan føre til uønskede deformasjoner og skader på overflate, som igjen kan føre til at sprekkinitiering ved utmatting starter tidligere enn antatt. En helhetsvurdering anbefales derfor for endelig bestemmelse av levetid.

## 5.4 STRAP-konseptløsning i et bærekraftsperspektiv

LARS-system bidrar til samtlige av FNs bærekraftsmål, direkte eller indirekte. STRAP-løsningen reduserer risikoen for ulykker med personskader, og forenkler mannskapets arbeid. På denne måten bidrar løsningen spesielt til bærekraftsmål nummer 8 som omhandler ”Anstendig arbeid og økonomisk vekst”. Det enkle LARS-systemet kan benyttes sammen et ”single point” løftesystem, noe som vil gjøre Mariner X tilgjengelig for bruk sammen med alle større skip som har en standard skipskran med tilstrekkelig løftekapasitet. Det er derfor ikke nødvendig med større tilpasninger og tilrettelegging på moderskip for å kunne fungere som operasjonsbase for Mariner X. Dette bidrar i så måte til at Mariner X blir tilgjengelig for en større kundegruppe. Dermed kan enda flere arbeidsoppgaver som tidligere har blitt utført av store skip, utføres av Mariner X, og på denne måten også bidra ikke bare bidra til økonomisk lønnsomhet, men også redusere utslipp av klimagasser. På denne måten bidrar LARS-systemet også til å oppnå bærekraftsmål 13 om å ”Stoppe

---

klimaendringene”.

## 5.5 Evaluering og videre arbeid

Dagens løsning for ”launch and recovery” av Mariner X er tidkrevende og utgjør en større risiko for personell. Det var derfor ønskelig å utvikle et LARS-system som effektiviserer, og tillater ”launch and recovery”-operasjoner uten direkte kontakt mellom USV og mannskap. Gjennom innsiktsfasen ble det blant annet klart at et system basert på Mariner X’s løftepunkter skulle utforskes videre, og noen kriterier for det endelig LARS-system ble uformet:

1. Single point lift, en enkelt skipskran med en wire skal kunne operere LARS-systemet
2. Brukervennlig, enkelt, robust, og pålitelig design, som krever minimalt vedlikehold, og opprettholder funksjon selv i krevende miljøer og lave temperaturer
3. Et design som kan benyttes sammen med moderskip, når moderskip holder en lav marsjfart
4. Et LARS-system som baserer seg på Mariner X’s fire løftepunkter

Kriteriene over satte føringen for den videre utviklingen. Tre ulike konsept ble generert, og konsept tre ble vurdert som det beste konseptet målt opp mot satte kriterier, gjennomførbarhet og sannsynlighet for suksess. Konseptet ble navngitt STRAP-konseptløsning. Videre valg under designprosess av STRAP-løsningen, ble hele tiden vurdert opp mot satte kriterier. Beregning av slaglengdekapsitet for teleskopmekanismene, samt kapasitetsberegning av strukturelle bestanddeler ble også utført og bidrar til å bygge opp under løsningens framtidige potensiale som et funksjonelt LARS-system for Mariner X. Det endelige resultatet av STRAP-konseptløsning tilfredsstiller samtlige satte kriterier, og det kan tenkes at STRAP-konseptet som LARS-system kan bidra til enklere og sikrere ”launch and recovery”-operasjoner i fremtiden.

Selv om STRAP-konseptløsning tilfredsstiller satte kriterier og teoretisk svarer på problemstillingen om å forenkle og effektivisere ”launch and recovery”-operasjoner, identifiseres flere potensielle utfordringer med STRAP-konseptløsning som LARS-system slik det står i dag. For videre arbeid anbefales det spesielt å se nærmere på følgende:

- Sammenkobling av Mariner X til LARS-systemet kan tenkes å være utfordrene under krevende værforhold og høy sjø. Dette skyldes at Gigasense kroken må kunne huke tak i det nedre løfteåk for å kunne utføre løfteoperasjonen, og ved relativ bevegelse mellom Mariner X og LARS-systemet forårsaket av vind- og bølgelaster, kan sammenkoblingen være utfordrende.
- Ved utsetting av Mariner X, må det nedre løfteåket tilbakeplasseres på dockingstasjonen. Den relative bevegelsen mellom Mariner X og LARS-systemet forårsaket av vind- og bølgelaster kompliserer tilbakeplasseringen, fordi det nedre løfteåket må ”siktes” tilbake til sin posisjon. En mulig løsning for utfordringen kan være å implementere en innretning med en uttrekkbar snor som har et konstant snordrag, mellom undersiden av dockingstasjon og underside av kon på nedre løfteåk. Snor er tenkt å kontinuerlig ”trekke” det nedre løfteåket mot dockingstasjonen, og bidra til å gjøre prosessen med tilbakeplassering av nedre løfteåk enklere.
- For å kunne utføre ”recovery” av Mariner X er det essensielt at det nedre løfteåket beholder sin posisjon på dockingstasjonen under hele varigheten på oppdraget til Mariner X. Dersom det nedre løfteåket endrer sin posisjon eller faller ned fra dockingstasjonen, hindres ”recovery” av Mariner X med STRAP-løsningen. Nåværende løsning opprettholder det nedre løfteåkets posisjon ved hjelp av løfteåkets utforming og gravitasjon. For å vurdere om dette tilstrekkelig, bør det utføres testing av STRAP-løsningen. Problemet kan løses ved å implementere en låsemekanisme som sikrer løfteåkets plassering under operasjonell drift av Mariner X. Snordraget beskrevet i punktet over kan også bidra til å opprettholde løfteåkets posisjon på dockingstasjonen.

- 
- STRAP-løsningens pongtong fungerer som et flyteelement for resten av LARS-systemet samtidig som den skal sørge for presis posisjonering av Mariner X, slik at LARS-systemet og Mariner X kan sammenkobles. Pongtongen må posisjonere USV-en nøyaktig nok for at sammenkoblingen lar seg gjøre, samtidig som at pongtongen må være bred nok for at Mariner X skal kunne entre pongtongen selv under påvirkning av vind- og bølgelaster. For optimalisering av pongtongen burde det utføres praktiske tester for å vurdere eventuelle designforbedringer.
  - Usikkerhet rundt hvordan teleskopmekanismene i praksis vil fungere sammen i et system. Leddet forbindelse mellom teleskopstenger og innfesting mot øvre løfteåk hindrer påkjenninger ved å tillate mindre bevegelse, men kan potensielt føre til fastkiling hvis en av teleskopstengene opplever større friksjon enn de andre under "inn- og ut" bevegelse fra teleskopsrør. På bakgrunn av dette kan det tenkes at det er fare for at en eller flere teleskopstenger kiler seg fast under "launch and recovery", og øvre løfteåks mulighet for vertikale posisjonsendring hindres. En eventuell løsning kan innebære og modifisere øvre løfteåk og teleskopstang, slik at man får to leddinnfestinger med noe avstand mellom hverandre, og på denne måten hindre muligheten for rotasjon om innfestningspunkt, slik dagens løsning tillater.
  - STRAP-løsningen har en forholdsvis lav vekt, med en pongtong som kun ligger å flyter på toppen av vannoverflaten. Det kan tenkes at LARS-systemet derfor lett blir påtvunget bevegelse i møte med bølger. Ved å designe styrefinner med vinger som går lenger ned under vannoverflaten på undersiden av pongtong, kan disse bidra til at LARS-systemet som helhet blir mer motstandsdyktig for bevegelse fra ytre påkjenninger, både i retningen rett fram når LARS-system blir "dratt" etter moderskipet, men også i vertikal retning, som følge av økt "stivhet" i vannet.

---

## 6 Konklusjon

Med ønske om en sikrere og enklere ”launch and recovery”-operasjon av det autonome fartøyet Mariner X, har det blitt gjennomført en produktutviklingsprosess for utvikling av et nytt LARS-system. Det utviklende LARS-systemet er navngitt ”STRAP-konseptløsning”, og muliggjør ”launch and recovery”-operasjoner uten direkte kontakt mellom USV og personell. STRAP-konseptet er et ”single-point” LARS-system med en forholdsvis lav vekt, som kan opereres av en standard skipskran. Konseptet baserer seg på USV-fartøyets allerede eksisterende løfteører, og designendringer av Mariner X er derfor ikke nødvendig. Designet er helt mekanisk, uten elektriske komponenter. Dette, kombinert med et enkelt og robust design i stort sett vedlikeholdsfrie og motstandsdyktige materialer, gjør STRAP-konseptløsning til et ideelt LARS-system imøte med det maritime miljøet. Dessuten indikerer utførte beregninger på design at konseptet har fysisk kapasitet for å fungere som tiltenkt, samt at systemets strukturelle komponenter er tilstrekkelig dimensjonert.

Ved evaluering av konseptet er det imidlertid identifisert flere mulige utfordringer som vil kreve videre arbeid før en eventuell kommersialisering. Blant annet viser kapasitetsberegninger at det nedre løfteåket har unødvendig høye sikkerhetsfaktorer, og dimensjoner kan med fordel nedskaleres for å optimalisere materialbruk og redusere vekt. Videre identifiseres det en mulig utfordring med å sikre stabil posisjonering av det nedre løfteåket i dockingstasjonen på dekket til Mariner X under oppdrag med krevende værforhold. Det er også identifisert mulige utfordringer knyttet til sammenkobling mellom LARS-system og Mariner X under slike krevende forhold. Spesielt kan det tenkes at prosessen der ”Gigasense krok” skal kobles sammen med det nedre løfteåket, og prosessen der nedre løfteåke skal tilbakeplasseres på dockingstasjon under ”launch”, kan bli utfordrene.

Selv om det under hele produktutviklingsprosessen har vært fokus på å sannsynliggjøre LARS-systemet funksjonelle virkemåte i møte med virkelige ”launch and recovery”-operasjoner av Mariner X, er det fortsatt knyttet stor usikkerhet til, og er vanskelig å vurdere teoretisk, hvordan STRAP-konseptløsning vil oppføre seg og fungere i en reel situasjon, samt hvordan nevnte potensielle utfordringer vil utspille seg i virkeligheten. Det anbefales derfor videre å produsere og gjennomføre tester med en prototype av STRAP-konseptet, samt gjøre videre teoretiske betraktninger rundt både design og beregninger for å få ut mest mulig av konseptets potensiale. Med videre utvikling av STRAP-konseptet, konkluderes det med at løsningen har et potensiale som fremtidig LARS-system for Mariner X.



---

## Referanser

- Standard Norge (2005a). «NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009 -4 Sveiste forbindelser». I: s. 39–49.
- (2005b). «NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009 4.5.3.2 - Retningsmetode». I: s. 43.
- (2005c). «NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009-Figur 4.4 – Effektivt halsmål a for en kilsveis med dyp innsmelting». I: s. 42.
- (2012). «NS-EN 13001-3-1:2012+A2». I: s. 21–40.
- Ulrich T. Karl, Eppinger D, Steven (2016a). *PRODUCT DESIGN AND DEVELOPMENT-SIXTH EDITION*. McGraw-Hill Education, s. 16–17.
- (2016b). *PRODUCT DESIGN AND DEVELOPMENT-SIXTH EDITION*. McGraw-Hill Education, s. 147.
- Johannessen, Jarle (2018). *Tekniske tabeller- Annet arealmoment og tverrsnittmodul ved bøyning side, 63*. J.W.Cappelen.
- Standard Norge (2018a). «NS-EN 13001-3-1:2012+A2-Kraner Generell konstruksjon Del 3-1: Grenseverdier og verifikasjon av egnethet for stålkonstruksjoner (5.2.5 Limit design stresses in welded connections)». I: s. 35.
- (2018b). «NS-EN 13001-3-1:2012+A2-Kraner Generell konstruksjon Del 3-1: Grenseverdier og verifikasjon av egnethet for stålkonstruksjoner(5 Proof of static strenght)». I.
- Johan Haugan, Eimund Aamot (2019). *Gyldendals tabeller og formler i fysikk-Fysikk 1 og Fysikk 2-2.Utgave*. Gyldendal Norsk Forlag AS, s. 14.
- Standards Norway (2019a). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex C-C.12 Spreaders and special design (Group R5)». I: s. 113.
- (2019b). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex F». I: s. 150–168.
- (2019c). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex F - F.7.2.3.5 Dynamic amplifying factor (DAF)». I: s. 159.
- (2019d). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex F-Figure F.5 — 4 part sling arrangement». I: s. 163.
- (2019e). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J». I: s. 204–215.
- (2019f). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Figure J.11 — Effective weld length». I: s. 214.
- (2019g). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Figure J.5 — Lifting lug Type 0 geometry – Direct connection lug». I: s. 209.
- (2019h). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Figure J.6 — Lifting lugs Type 1 geometry - Single plate». I: s. 209.
- (2019i). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Figure J.9 — Design load components». I: s. 212.
- (2019j). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Lifting lug Type 2 geometry – Cheek plates each side». I: s. 210.
- (2019k). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Table J.1 — Type 0 – Direct connection lug». I: s. 209.
- (2019l). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Table J.2 — Type 1 - Single plate». I: s. 210.
- (2019m). «NORSOK R-002:2017+AC Løfteutstyr Annex J-Table J.3 — Type 2 – Cheek plates each side». I: s. 210.
- DNV (2021a). «DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures». I.
- (2021b). «DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures». I: s. 16–94.
- (2021c). «DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures-A.7 Welded attachments on the surface or the edge of a stressed member». I: s. 142.
- (2021d). «DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures-Figure 2-9 S-N curves in seawater with cathodic protection». I: s. 31.
- (2021e). «DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures-Figure 4-2 Schematic stress distribution at a hot spot». I: s. 84.
- (2021f). «DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures-Likning (2.4.3)». I: s. 27.
- (2021g). «DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures-Table 2-2 S-N curves in seawater with cathodic protection». I: s. 30–31.
- Gigasense (2022). *Gigasense Automatic Hook Type Big-C*. Online. Tilgangs dato: 2024-05-04. URL: <https://www.gigasense.se/product/gigasense-automatic-safety-hook/>.

- 
- Johnsen, Håkon J. D. (2023). «Maskindeler 1, Tirsdag uke 43 Sveising». I: s. 1–24.
- Morset, Erik (2023). «Fra mailutveksling 31.10.23, Emne: Samarbeid ved bacheloroppgave(maskin) våren 2024». I.
- Hilde Leikarnes Erik Morset, Erlend Aasen (2024). «Oppstartsmøte bachelor med MR 19 Januar 2024». I.
- Moholt, Eirik (2024a). «Besøk ved verksted i Vanvikan, 25 Januar 2024». I.
- (2024b). «Fra mailutveksling 09.04.2024, Emne: Spørsmål, bachelor-LARS Mariner X». I.
- (2024c). «Veiledningsmøte med MR Tirsdag 5 Mars 2024». I.
- certex.no (2024). *Sjakler*. URL: <https://www.certex.no/produkter/lofteredskaper/lost-utstyr/sjakler-c495998#> (sjekket 5. mai 2024).
- Etukudo, David (2024). *Dynamic Amplification Factor (DAF) - Eurocode, Offshore Lifting*. URL: <https://punchlistzero.com/dynamic-amplification-factor/> (sjekket 25. apr. 2024).
- GIGASENSE - Crane safety (2024). *Automatic Hook*. URL: <https://www.gigasense.se/product/gigasense-automatic-safety-hook/> (sjekket 6. mai 2024).
- Kumar, Sandeep (2024). *S355J2 Steel (1.0577) Properties*. URL: <https://www.materialwelding.com/s355j2-steel-1-0577-properties/> (sjekket 29. apr. 2024).
- Meccanica.no (2024). *Skjærspenninger*. URL: <http://meccanica.uit.no/fasthet/skjarspenning.htm> (sjekket 27. apr. 2024).
- Perkins, Adrian (udatert). «Skisser konsept LARS Mariner X». I: ().
- Robotics, Belgium Naval (2024). *Behind the scenes of the successful trials of the LARS (Launch Recovery system)*. URL: [https://www.youtube.com/watch?v=c2x-cVfg\\_cg&t=13s](https://www.youtube.com/watch?v=c2x-cVfg_cg&t=13s) (sjekket 9. mai 2024).
- Robotics, Maritime (2024). *Bilde Mariner X*. URL: <https://www.maritimrobotics.com/mariner-x> (sjekket 9. feb. 2024).
- staticstools (2024a). *Section RHS- Rectangular Hollow Sections*. URL: <https://www.staticstools.eu/en/profile-rhs> (sjekket 29. apr. 2024).
- (2024b). *Section SHS- Square Hollow Sections*. URL: <https://www.staticstools.eu/en/profile-shs> (sjekket 12. mai 2024).
- VESTDAVIT (2024). *Unmanned Systems*. URL: <https://www.solidcomponents.com/?company=SCCOV19VF&office=2815&page=60706> (sjekket 9. mai 2024).

---

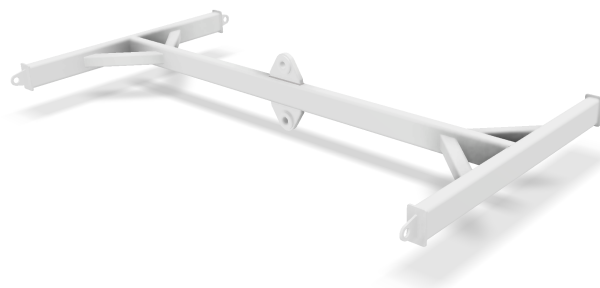
## Vedlegg

### A FEA: Øvre løfteåk

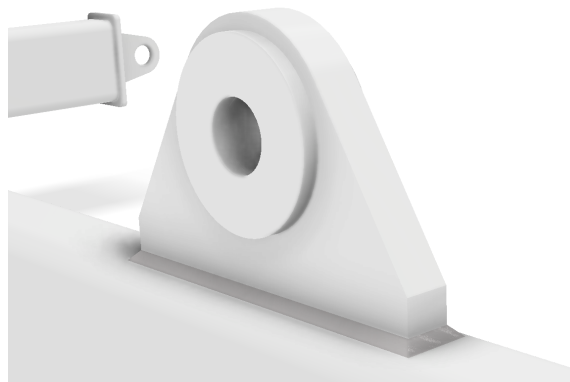
Dette vedlegget tar for seg oppsettet av FEA knyttet til det øvre løfteåket i LARS-systemet. Analysen brukes som supplement til analytiske beregninger for å verifisere resultatene, samt til deteksjon av belastninger der styrkeberegning er komplisert. Analysens resultat brukes blant annet til å dimensjonere sveis av løfteøre senter (del 4 tabell 4) og for å bestemme hot-spot spenning til bruk i utmattingsberegning av sveis.

#### A.1 3D modell

Modellen brukt i FEA er direkte hentet fra CAD-modellen som representerer LARS-systemet, med nødvendig modifikasjon med hensyn til analysens formål. I dette tilfellet er det blant annet ønskelig å bruke analysen til dimensjonering av sveis av løfteøre senter (del 4 tabell 4). Derfor modifiseres modellen til å inkludere sveis av løfteøret, som kan skimtes i figur 131 nedenfor.



Figur 130: Modell av øvre løfteåk til bruk i FEA



Figur 131: Sveis inkludert i modell

#### A.2 Materialegenskaper

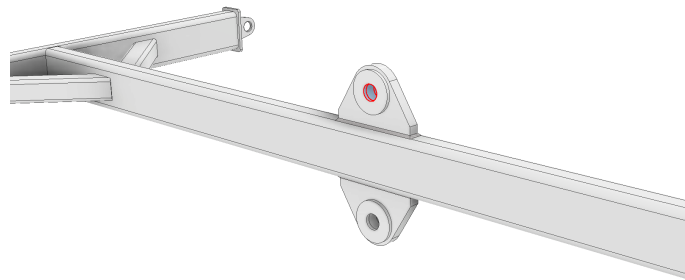
S355J2

Tabell 49: Materialegenskaper for S355J2

Egenskap	Verdi	Enhet
Tetthet	7,85	$g/cm^3$
Flytegrense	345	MPa
Elastisitetsmodul	200	GPa
Skjærmodul	77,51	GPa
Poisson's ratio	0,29	

### A.3 Opplagring

Løfteåket har fast innspenning ved rødt område vist i figur 132 nedenfor.

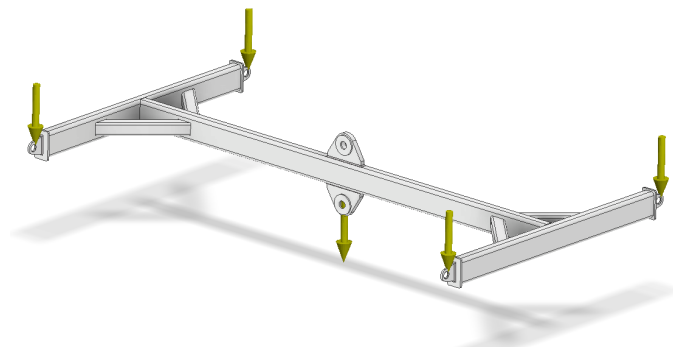


Figur 132: Opplagring av øvre løfteåk

### A.4 Belastninger

#### Lasttilfelle 1:

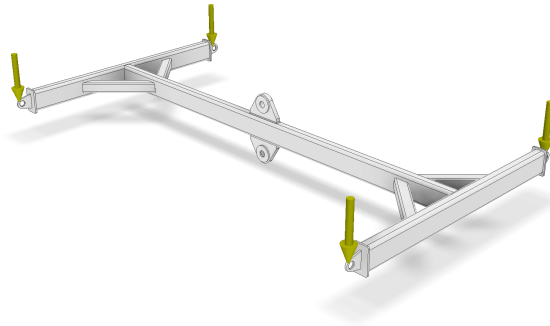
I lasttilfelle 1 belastes det øvre løfteåket belastes med en kraft på 6512,5 N i hvert innfestingsøre og med en kraft på 302150 N i løfteøre senter, slik som vises figur 133.



Figur 133: Belastning av øvre løfteåk FEA - Lasttilfelle 1

#### Lasttilfelle 2:

I lasttilfelle 2 belastes det øvre løfteåket belastes med en kraft 10832,5 N i hvert festeøre slik som vises i figur 134.



Figur 134: Belastning av øvre løfteåk FEA - Lasttilfelle 2

### A.5 Mesh

Det brukes tetrahedral mesh da tetrahedrale elementer er enkelt å tilpasse geometrien. Det brukes lokal raffinering for å sikre mer nøyaktige beregninger der det trengs. Dette gjelder generelt for området der kreftene virker, og der geometrien kan gi spenningskonsentrasjoner, for eksempel rundt sveisesen. Innstillinger brukt i mesh er vist i tabell 50 nedenfor.

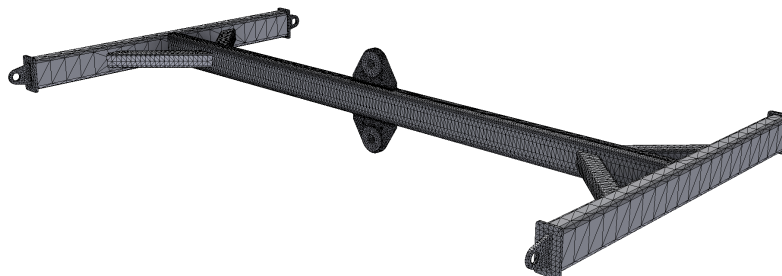
Tabell 50: Innstillinger for mesh øvre løfteåk

Gjennomsnittlig elementstørrelse (andel av modelldiameter)	0,1
Minimum elementstørrelse (andel av gjennomsnittlig størrelse)	0,2
Graderingsfaktor	1,5
Maksimum svingvinkel (turn angle)	60 deg

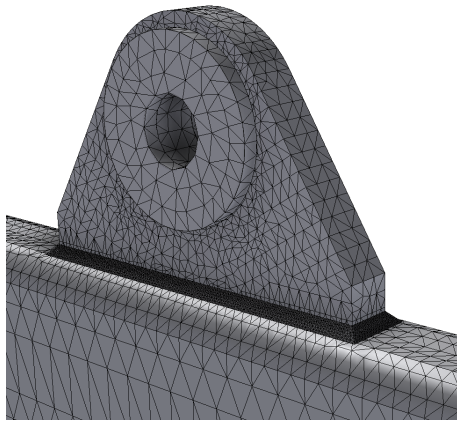
Tabell 51: Lokal raffinering øvre løfteåk

Del/område	Verdi	Enhet
Øvre del av hovedbjelke	10,0	mm
Løfteøre senter	10,0	mm
Sveis	2,0	mm

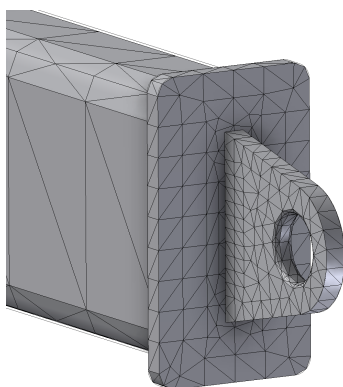
Figur 135 til 137 nedenfor viser mesh brukt i analysen.



Figur 135: Mesh for øvre løfteåk



Figur 136: Mesh for løfteøre senter og sveis

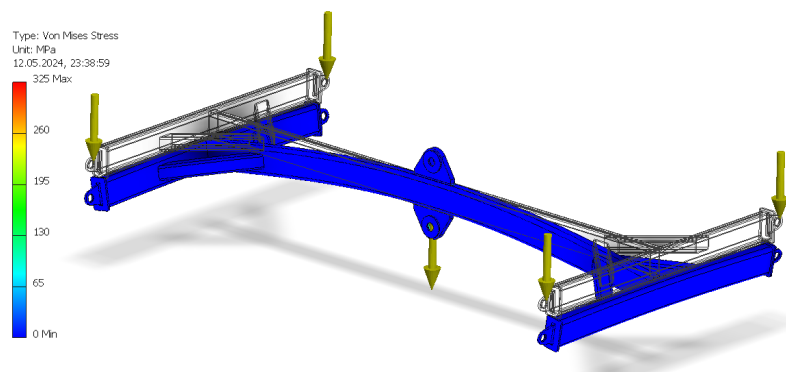


Figur 137: Mesh av innfestningsøre og endeplate

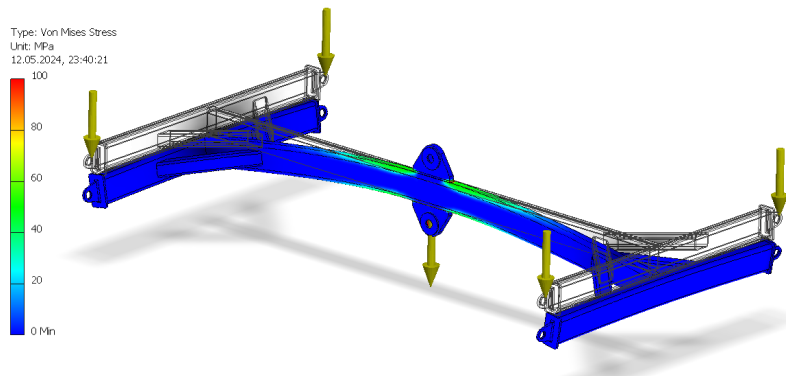
## A.6 Resultater

### Lasttilfelle 1

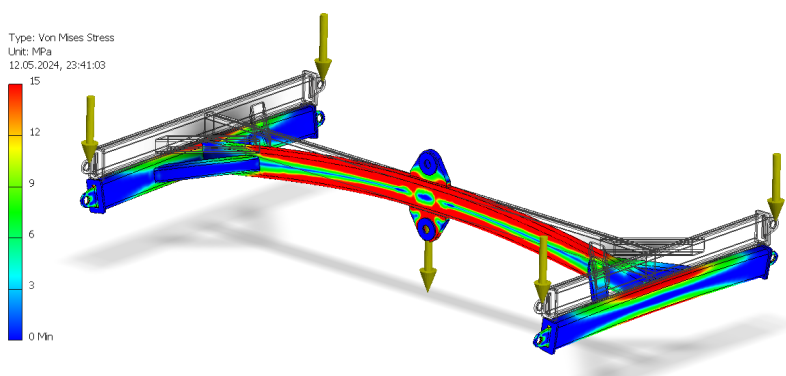
Figur 138 til 140 viser Von Mises spenninger i løfteåket. Figurene bruker en nedskalert fargeskala for å gi et bedre bilde av spenningsfordelingen i løfteåket.



Figur 138: Resultat av FEA for øvre løfteåk - Lasttilfelle 1



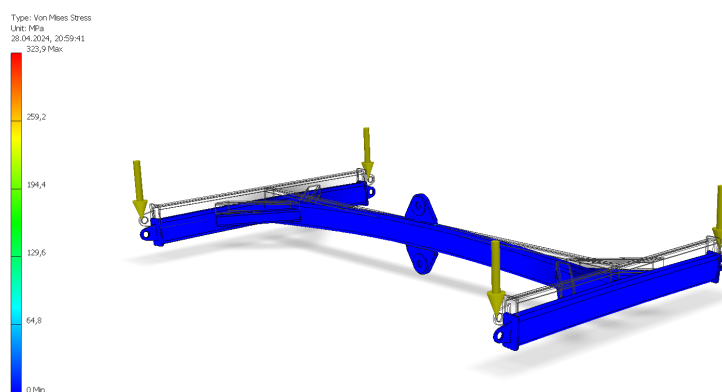
Figur 139: Resultat av FEA for øvre løfteåk med skalert fargeskala (0 - 100 MPa) - Lasttilfelle 1



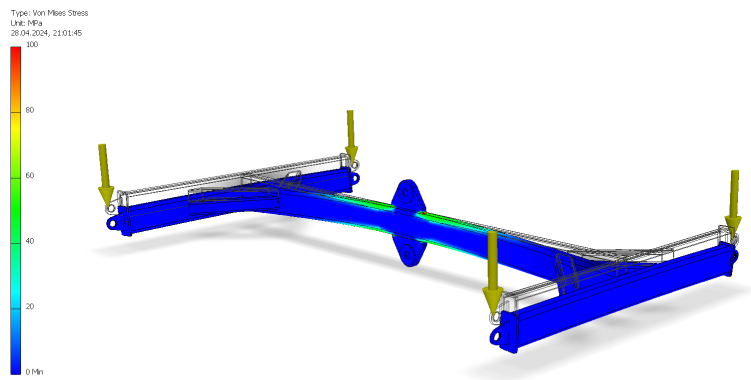
Figur 140: Resultat av FEA for øvre løfteåk med skalert fargeskala (0 - 15 MPa) - Lasttilfelle 1

### Lasttilfelle 2

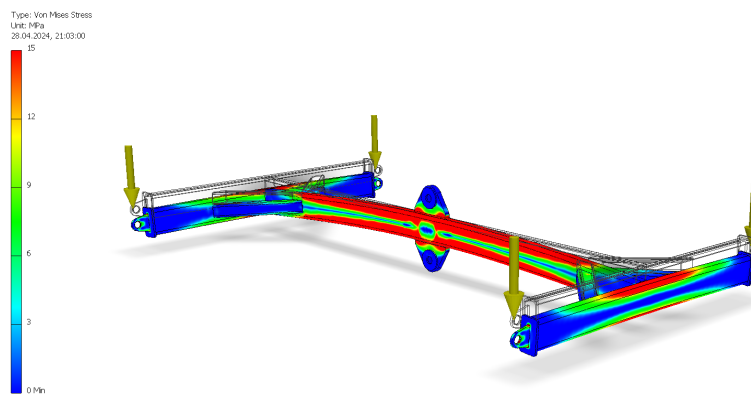
Figur 141 til 143 viser Von Mises spenninger i løfteåket. Figurene bruker en nedskalert fargeskala for å gi et bedre bilde av spenningsfordelingen i løfteåket.



Figur 141: Resultat av FEA for øvre løfteåk - Lasttilfelle 2



Figur 142: Resultat av FEA for øvre løfteåk med skalert fargeskala (0 - 100 MPa) - Lasttilfelle 2



Figur 143: Resultat av FEA for øvre løfteåk med skalert fargeskala (0 - 15 MPa) - Lasttilfelle 2



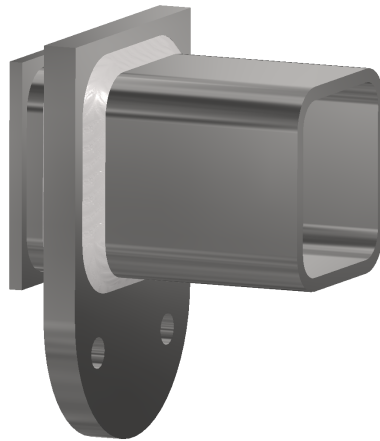
---

## B FEA: Nedre løfteåk

Dette vedlegget tar for seg oppsettet av FEA knyttet til det nedre løfteåket i LARS-systemet. Analysen brukes som supplement til håndberegninger for å verifisere resultatene, samt til deteksjon av belastning der styrkeberegning er komplisert. Analysens resultat brukes blant annet for å sjekke hullkantkapasitet og utrivning av hull i løfteøret, og for å bestemme hot-spot spenning til bruk i utmattingsberegning av sveis.

### B.1 3D modell

3D-modellen er tegnet for analysens formål, og er en forenklet modell av det nedre løfteåket i LARS-systemet. Modellen består av tre hovedkomponenter; bjelke, løfteøre og sveis. Figur 144 nedenfor viser 3D-modell brukt i analysen.



Figur 144: Modell av nedre løfteåk brukt i FEA

For å gjøre analysen enklere, simuleres kun halve løfteåket. Løfteører på kransiden er ikke inkludert i modellen fordi inkludering av disse ikke gir nytte for analysens formål. Dessuten er ekskludering av løfteørene på kransiden en konservativ forenkling som krever mindre datakraft. Løfteørets sveis er inkludert i modellen, og løfteøret er tegnet med spor der sveisen går. Se figur 145 nedenfor.



Figur 145: Snitt av 3D modell for bruk i FEA

---

## B.2 Materialegenskaper

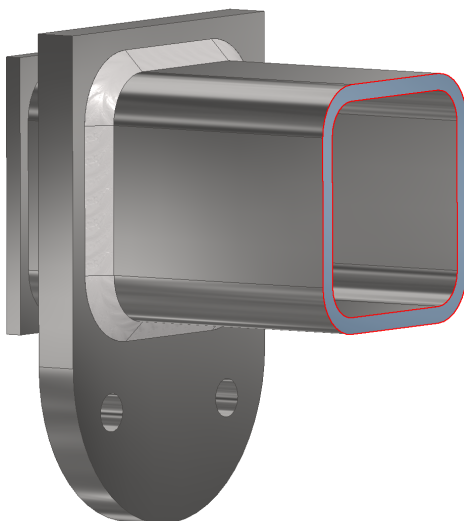
### S355J2

Tabell 52: Materialegenskaper for S355J2

Egenskap	Verdi	Enhet
Tetthet	7,85	$g/cm^3$
Flytegrense	345	MPa
Elastisitetsmodul	200	GPa
Skjærmodul	77,51	GPa
Poisson's ratio	0,29	

## B.3 Opplagring

Modellen har fast opplagring ved rødt område i figur 146 nedenfor. Dette gir en situasjon ekvivalent til situasjonen der hele bjelken blir simulert.



Figur 146: Opplagring av nedre løfteåk

## B.4 Belastninger

Modellen blir simulert med en kraft beskrevet i avsnitt 4.4.1 som en tredimensjonal vektor. Vektorkomponentene vises i tabell 147 nedenfor.

Tabell 53: Krefter brukt i FEA

Kraft	Verdi	Enhet
$F_x$	46065,62	N
$F_y$	121668,53	N
$F_z$	135007,84	N



Figur 147: Belastning av nedre løfteåk FEA

## B.5 Mesh

Det brukes tetrahedral mesh da tetrahedrale elementer er enkelt å tilpasse geometrien. Det brukes lokal raffinering for å sikre mer nøyaktige beregninger der det trengs. Dette gjelder generelt for området der kreftene virker, og der geometrien kan gi spenningskonsentrasjoner, for eksempel rundt sveisesen. Innstillinger brukt i mesh er vist i tabell 54 nedenfor.

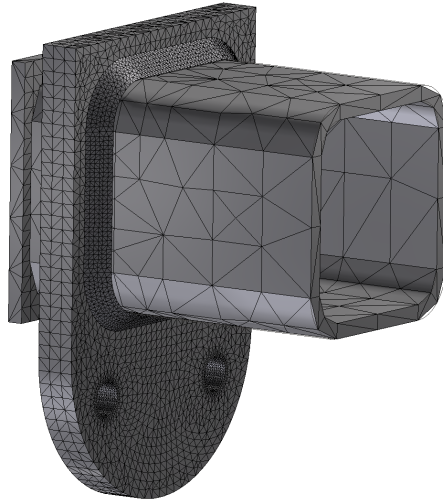
Tabell 54: Innstillinger for mesh nedre løfteåk

Gjennomsnittlig elementstørrelse (andel av modelldiameter)	0,2
Minimum elementstørrelse (andel av gjennomsnittlig størrelse)	0,2
Graderingsfaktor	1,5
Maksimum svingvinkel (turn angle)	60 deg

Det gjøres lokal raffinering for løfteøret, sveisen, området rundt sveis, sjakkelhullene. Oversikt over lokat raffinering vises i tabell 55 nedenfor. Figur 150 viser Von Mises spenninger med nedskalert fargeskala i løfteåket. Dette gjør det enklere å se spenningsfordelingen i området utenfor sveisen.

Tabell 55: Lokal raffinering nedre løfteåk

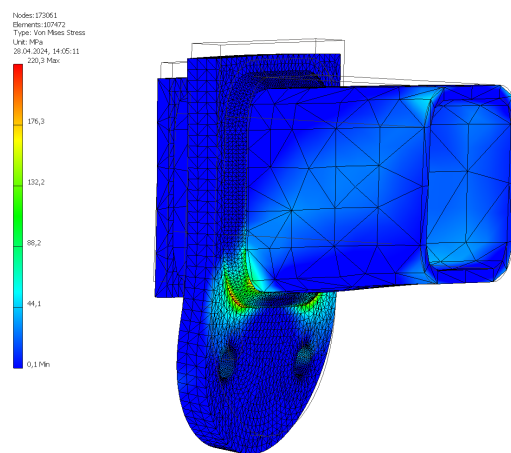
Del/område	Verdi	Enhet
Løfteøre	10,0	mm
Sjakkelhull	2,0	mm
Sveis	5,0	mm
Kontaktområde mellom løfteøre og sveis	5,0	mm



Figur 148: Mesh for nedre løfteåk

## B.6 Resultater

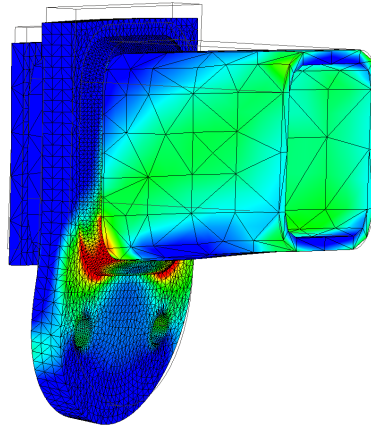

Figur 149 og 150 nedenfor viser Von Mises spenninger i løfteåket.



Figur 149: Resultat av FEA for nedre løfteåk

---

Nodes: 172061  
Elements: 107472  
Type: Von Mises Stress  
Unit: MPa  
28.04.2024, 14:06:07



Figur 150: Resultat av FEA for nedre løfteåk med skalert fargeskala

---

## C Datablad Gigasense Automatic Hook Type Big-C

(Gigasense 2022)



## Gigasense Automatic Hook Type Big-C



Automatically hooks up,  
safety locks and releases.

The risk for injury is  
dramatically reduced.

No climbing or helpers  
injured or squeezed by the  
load in the dangerous  
loading or drop zone.

### **GIGASENSE**

Gigasense products within Force Measurement and Crane Safety are well known high quality products, built from many years' experience and used by leading heavy duty industry around the world.

Gigasense products meet the highest demands of performance level requirements.

We are represented by many selected local partners in more than 30 countries on six continents.

## New Concept Saves Time and Increases Safety



Lifting operations with mobile cranes and industrial hoists can safely be managed by the operator alone. He can remain at the controls during lifting and release operation.

**HOOK UP**  
Lifting eye. Do not use sling or rope.



**LIFT**  
When the hook is engaged, the load tension automatically safety locks the hook and housing assembly.

**LOWER**  
After completed lifting operation the hook is lowered until it tilts into release position and opens.



**RELEASE**  
The hook automatically frees itself from the load and is ready for the next lifting operation. Do not force it open with any tools!

**APPLICATIONS**  
Blasting mats, pipes, pumps, machines, gas bottles, big bags and general lifting.



The Automatic Hook Big-C is available in 3 sizes; 2,5 ton, 6,5 ton and 15 ton. It is easy to operate, has rugged design and a high reliability.

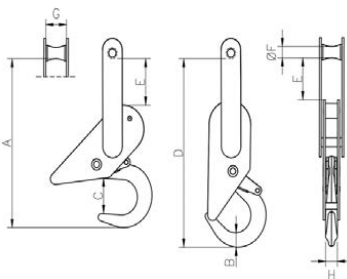
The Automatic Hook consists of hook, housing and link. Forged hook, housing and link are of high-grade alloy steel. Unloaded, the spring loaded hook is pulled up against the housing in an open, ready-to-load position where it can easily be hooked onto a lifting eye or other attached hardware.

When the Automatic Hook is engaged, the load tension closes the hook opening, and the safety latch is automatically locked.

The hook remains safety locked even if it is unloaded. It is therefore possible to safely set down the load and make adjustments.

To release the safety lock after completed lifting operation, the hook is lowered until the upper link has tilted approx. 60° in relation to the housing. When the lock is released, the hook swings up into an open starting position.

The load is released, and the hook is ready for a new lifting operation. The Automatic Hook is tested and approved by the Swedish Institute for Materials Testing.



WLL	WORKING LOAD LIMIT TON		DIMENSIONS MM							
	SAFETY FACTOR		A	B	C	D	E	F	G	H
	4:1	5:1								
2,5	2,5	2	302	30	62	338	81/73*	20	42	19
6,5	6,5	5,2	463	39	88	500	123/100*	36	76	32
15	15	12	528	59	113	618	113/146*	54	76	58

\* First measurement is open, second measurement is closed.





