

Ida Elise Onsøyen  
Thea Seglem Tangen

# Konstruksjon av skipskran

Construction of Shipboard Crane

Bacheloroppgave i Maskiningeniør  
Veileder: Sigmund Arntsønn Tronvoll  
Mai 2023



Ida Elise Onsøyen  
Thea Seglem Tangen

# Konstruksjon av skipskran

Construction of Shipboard Crane

Bacheloroppgave i Maskiningeniør  
Veileder: Sigmund Arntsønn Tronvoll  
Mai 2023

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



Kunnskap for en bedre verden



## Forord

Bacheloroppgaven som er skrevet i løpet av dette vårsemesteret, har vært et betydningsfullt prosjekt som har gitt oss en unik mulighet til å oppnå en omfattende forståelse av en faktisk skipskrankonstruksjon. Denne oppgaven markerer avslutningen på våre tre år på studiet maskiningeniør.

Det har vært et vellykket samarbeid mellom medstudenter, samarbeidsbedrift og veileder ved NTNU. Dette samarbeidet har resultert i gode diskusjoner, utfordrende arbeidsoppgaver og utveksling av kunnskap, til stor glede for medlemmene av gruppen.

Vi vil gjerne rette en stor takk til Motus Technology AS, og spesielt til spesialrådgiver Torbjørn Heglum som har gitt oss verdifullt utbytte av oppgaven og en mulighet til å få arbeide sammen med bedriften i deres lokaler. Gruppen setter stor pris på alle ansatte ved Motus som har satt av tid og energi til å hjelpe studentene i løpet av deres bachelorarbeid. Deres kompetanse og engasjement har vært avgjørende for å kunne utvikle en helhetlig oppgave om en skipskran.

Videre vil vi takke vår veileder Sigmund Arntsønn Tronvoll som har hjulpet og veiledet oss gjennom perioder og utfordret oss til å komme med bedre løsninger. Det har vært et svært lærerikt semester hvor studentene i stor grad har fått utbytte av tidligere tilegnet kunnskap som studenter på maskiningeniørstudiet, og ikke minst fått mulighet til å anvende kunnskapen i praksis.

Vi håper denne bacheloroppgaven vil være informativ og av interesse for lesere.



Ida Elise Onsøien



Thea Seglem Tangen

NTNU

Mai 2023

## Sammendrag

I denne bacheloroppgaven har to studenter skrevet sin fremgangsmåte for å konstruere en skipskran. Det har blitt laget deler av en skipskran i CAD-program etter krav, hvor bom og tårn har blitt designet. Hensikten med arbeidet gjort i denne oppgaven er å designe en skipskran og at studentene skal få et innsyn i en ingeniør sin arbeidshverdag. Det har vært ønskelig å tilegne seg ny kunnskap gjennom eget arbeid og gjennom veiledning med samarbeidsbedrift og veileder ved NTNU.

Det ble designet skisser av komponenter til kran for hånd, og senere i CAD-program på starten av prosjektet. Underveis er det blitt beregnet krefter på bommen og tårnet fra en Safe Working Load (SWL) på to tonn som kranen skulle ha kapasitet til å frakte last internt på et skip. Etter utregninger ble det gjennomført simuleringer på de første modellene av bom og tårn. Det ble valgt geometri av tårn etter hvor store maksspenninger som oppstod som resultat fra FEM-analysene. Det med lavest maksspenninger ble valgt til geometri. Ved valg av geometri på bommen ble det sett på heltheten av spenningene som fordelte seg over bommen. Etter at geometrien ble valgt ble det utført modifikasjoner på bom og tårn.

Lasttilfeller ble beregnet etter standarden DNV-ST-0378 hvor det var to forskjellige lasttilfeller som ble tatt hensyn til. Det ble regnet ut dødvektstap, arbeidslast, horisontale krefter og vindkraft. Disse kreftene har blitt plassert på bommen og tårnet separert i Solidworks for å gjøre en analyse av lasttilfellene. Ved gjennomføring av simuleringene ble lasttilfellene delt opp i to tilfeller for å ta hensyn til vinkler fra to forskjellige plan. Etter gitte resultater ble sveisen på oversiden av bommen sikkerhetssjekket mot utmatting.

Hydraulisk sylinder ble valgt ved hjelp av en konfigurator fra Servi Group hvor det ble plottet inn parametere og utformet en sylinder etter gitt ønske.

I diskusjonen blir det begrunnet valg som er tatt underveis i prosessen, og resultatene fra FEM-analysene til bom og tårn blir diskutert. Det er diskutert fordeler og ulemper med valgene som er tatt ved utvikling av geometri og sylinderfeste. I tillegg til dette er det diskutert hvordan gruppen kom frem til valg av hydraulisk sylinder. Resultater fra FEM-analysene av lasttilfeller ble diskutert.

Opgaven resulterer i to designede deler av en skipskran og en komponent dimensjonert og valgt etter dette. Det konkluderes med at komponentene til foreløpig skipskran tåler belastningene og er korrekt dimensjonert etter DNV-ST-0378. Videre arbeid inneholder ønsker og mål om hvordan gruppen kan konstruere en ferdig modell av skipskranen.

## Abstract

In this bachelor's thesis, two students have written their method for constructing a shipboard crane. Parts of a shipboard crane have been created in a CAD program according to specifications, where the boom and tower have been designed. The purpose of the work done in this thesis is to design a shipboard crane and provide students with insights into an engineer's everyday work. The aim is to acquire new knowledge through their own work, with guidance from their cooperation company and advisor from NTNU.

Sketches of crane components were initially designed by hand and later in a CAD program at the beginning of the project. Along the way, forces on the boom and tower were calculated based on a Safe Working Load (SWL) of two tons. After calculations, simulations were carried out on the initial models of the boom and tower. The tower geometry was chosen based on the maximum stresses resulting from Finite Element Method (FEM) analyses. When selecting the boom geometry, the overall distribution of stresses across the boom was considered. Modifications were made to both the boom and tower after selecting the geometry.

Load cases were calculated according to the DNV-ST-0378 standard, considering two different load cases. Deadweight, working load, horizontal forces, and wind forces were calculated. These forces were applied separately to the boom and tower in Solidworks to analyze the load cases. After receiving the results, the weld on the upper side of the boom was checked against fatigue.

The hydraulic cylinder was determined using a configurator from Servi Group, where parameters were entered, and then a cylinder was designed according to the given requirements.

The discussion justifies the choices made during the process, and the results from FEM analyses of the boom and tower are discussed. The advantages and disadvantages of the choices made regarding geometry and cylinder mounting are discussed. Additionally, the group discusses how they arrived at the selection of the hydraulic cylinder. The results of the load case analyses are also discussed.

The thesis results in two designed parts of a shipboard crane and one component dimensioned and selected accordingly. It is concluded that the components of the preliminary shipboard crane withstand the loads and are correctly dimensioned according to DNV-ST-0378. Further work includes goals and plans on how the group can construct a finished model of the shipboard crane.

# Innholdsfortegnelse

<b>Forord</b>	<b>i</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Figurliste</b>	<b>ix</b>
<b>Tabelliste</b>	<b>xii</b>
<b>1 Innledning</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstilling . . . . .	1
1.2 Motivasjon . . . . .	2
1.3 Mål for oppgaven . . . . .	3
1.3.1 Resultatmål . . . . .	3
1.3.2 Effektmål . . . . .	4
1.4 Avgrensninger . . . . .	4
1.5 Struktur . . . . .	5
<b>2 Teori</b>	<b>6</b>
2.0.1 Skipskran . . . . .	6
2.1 Komponenter . . . . .	7
2.1.1 Hovedbom . . . . .	7
2.1.2 Tårn . . . . .	7
2.1.3 Pidehall . . . . .	8
2.1.4 Hydraulisk sylinder . . . . .	8
2.1.5 Svinggir . . . . .	9



2.1.6	Svingkranslager . . . . .	9
2.1.7	Vinsj . . . . .	10
2.1.8	Stålvaier . . . . .	10
2.1.9	Leverandører . . . . .	11
2.2	Standard - DNV-ST-0378 . . . . .	12
2.3	Lasttilfeller . . . . .	13
2.4	Lasttilfelle I . . . . .	13
2.4.1	Dødvektstap og arbeidslast . . . . .	13
2.4.2	Dynamisk faktor . . . . .	14
2.4.3	Horisontale krefter . . . . .	15
2.4.4	Tillatte spenninger . . . . .	16
2.5	Lasttilfelle II . . . . .	17
2.5.1	Lufthastighetstrykk ( $q$ ) . . . . .	18
2.5.2	Tillatte spenninger . . . . .	18
2.6	Sveiseberegninger . . . . .	19
2.7	Finite element analyse (FEA) . . . . .	21
2.8	Materiale . . . . .	22
2.9	Bærekraft . . . . .	23
<b>3</b>	<b>Arbeidsmetodikk</b>	<b>24</b>
3.0.1	Inspirasjon fra Motus . . . . .	25
3.1	Konseptdesign - håndskisser . . . . .	25
3.2	Konseptdesign - CAD . . . . .	26
3.3	Evaluering av bom- og tårnkonsept . . . . .	26
<b>4</b>	<b>Beregninger fra arbeidslast</b>	<b>27</b>

4.1	Hovedlaster . . . . .	27
4.2	Lasttilfeller . . . . .	30
4.3	Lasttilfelle I . . . . .	30
4.3.1	Dødvektstap . . . . .	30
4.3.2	Arbeidslast . . . . .	31
4.3.3	Horisontale krefter . . . . .	31
4.3.4	”Heel” og ”trim” . . . . .	31
4.3.5	Tillatte spenninger . . . . .	31
4.4	Lasttilfelle II . . . . .	32
4.4.1	Vindtrykk . . . . .	32
4.4.2	”Heel” og ”trim” . . . . .	32
4.4.3	Tillatte spenninger . . . . .	32
<b>5</b>	<b>Hovedbom</b>	<b>33</b>
5.1	Skisser av hovedbom . . . . .	33
5.2	Resultat fra håndskisser . . . . .	34
5.3	Simulering av fire forskjellige design . . . . .	35
5.3.1	Valg av design . . . . .	38
5.4	Håndberegninger ved dimensjonering av bom . . . . .	38
5.5	Resultater på foreløpig design . . . . .	41
5.5.1	Redesign av sylindrefeste . . . . .	45
5.6	Resultat av geometri . . . . .	46
5.7	Lasttilfeller . . . . .	47
5.7.1	Lasttilfelle I . . . . .	49
5.7.2	Lasttilfelle II . . . . .	50
5.8	Endelig resultat fra FEA . . . . .	51

5.8.1	Sveiseberegninger på bom . . . . .	53
<b>6</b>	<b>Tårn</b>	<b>55</b>
6.1	Skisser av tårn . . . . .	55
6.2	Resultat fra håndskisser . . . . .	56
6.3	Simulering av fire forskjellige tårn . . . . .	57
6.3.1	Valg av design . . . . .	60
6.4	Håndberegninger ved dimensjonering av tårn . . . . .	61
6.5	Resultat av geometri . . . . .	62
6.6	Lasttilfeller . . . . .	64
6.6.1	Lasttilfelle I . . . . .	66
6.6.2	Lasttilfelle II . . . . .	67
6.7	Endelig resultat fra FEA . . . . .	68
<b>7</b>	<b>Hydraulisk sylinder</b>	<b>69</b>
7.1	Mål og resultater . . . . .	71
<b>8</b>	<b>Sammenstilling</b>	<b>72</b>
8.1	Andre komponenter . . . . .	73
<b>9</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>74</b>
9.1	Tidlige valg og antagelser . . . . .	74
9.2	Hovedbom . . . . .	74
9.2.1	Valg av geometri . . . . .	74
9.2.2	Tversnitt/størrelse . . . . .	75
9.2.3	Sylinderfeste . . . . .	76
9.2.4	Plassering av krefter og fastsetninger . . . . .	77
9.2.5	Resultat av bom . . . . .	78

9.3	Tårn . . . . .	79
9.3.1	Valg av geometri . . . . .	79
9.3.2	Sylinderfeste . . . . .	79
9.3.3	Resultat av tårn . . . . .	80
9.4	FEA . . . . .	80
9.4.1	Valg av "mesh" . . . . .	80
9.4.2	"Surface body" / "Solid body" . . . . .	81
9.5	Hydraulisk sylinder . . . . .	82
9.5.1	Valg av sylinder gjennom program . . . . .	82
9.5.2	Valg av parametere . . . . .	82
9.6	Sammenstilling . . . . .	83
9.7	Lasttilfeller . . . . .	84
9.7.1	Påsatte laster . . . . .	85
9.8	Bærekraftsmål . . . . .	85
9.9	Arbeidsmetodikk . . . . .	86
9.9.1	Disponering av tid . . . . .	86
9.9.2	Kommunikasjon og samarbeid . . . . .	87
<b>10</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>88</b>
<b>11</b>	<b>Videre arbeid</b>	<b>88</b>
	<b>Referanser</b>	<b>89</b>

## Figurliste

1	Eksempel på skipskran . . . . .	6
2	Illustrasjon av komponenter . . . . .	7
3	Hydraulisk sylinder fra leverandøren Fjero . . . . .	8
4	Svinggir fra leverandøren Dinamic Oil . . . . .	9
5	Svingkranslager fra leverandøren IMO . . . . .	9
6	Vinsj fra leverandøren Dinamic Oil . . . . .	10
7	Eksempel på tverrsnitt av stålvaier . . . . .	10
8	Stålvaier . . . . .	10
9	Utmattingskurve for normalspenningsvidder . . . . .	20
10	Materialegenskaper fra Solidworks . . . . .	22
11	Arbeidsmetodikk . . . . .	24
12	FLD av bom, tårn og sylinder . . . . .	28
13	Håndskisser av bom . . . . .	33
14	CAD-modell av bom 1-4 . . . . .	34
15	Bom 1 - resultat av FEM analyse . . . . .	36
16	Bom 2 - resultat av FEM analyse . . . . .	36
17	Bom 3 - resultat av FEM analyse . . . . .	37
18	Bom 4 - resultat av FEM analyse . . . . .	37
19	Nytt tverrsnitt ved sylindrefeste . . . . .	39
20	Bom med krefter og festepunkter . . . . .	41
21	Valg av "Create mesh" . . . . .	42
22	Utklipp av bom med påført "mesh" . . . . .	42
23	Nærbilde av FEM analyse av undersiden på bommen ved sylindrefeste før endring med maks spenning på 544,1 MPa . . . . .	43

24	Nærbilde av FEM analyse av undersiden på bommen ved sylindrefeste etter første endring med maks spenning på 411,8 MPa . . . . .	43
25	Nærbilde av FEM analyse av undersiden på bommen ved sylindrefeste etter siste endring med maks spenning på 267,4 MPa . . . . .	43
26	Simulering av foreløpig bom med horisontale laster . . . . .	44
27	Sylindrefeste inspirert av tårnløsning . . . . .	45
28	Endelig feste . . . . .	46
29	Endelig feste fra undersiden . . . . .	46
30	Ferdig CAD-modell av bom . . . . .	46
31	Referanseplan "heel" på 7,5 og fem grader . . . . .	47
32	Referanseplan "trim" på tre og to grader . . . . .	47
33	Mass properties på bom med vekt satt til 208,0 kg . . . . .	48
34	Påførte laster på bom i lasttilfelle I . . . . .	49
35	Påførte laster på bom i lasttilfelle II . . . . .	50
36	Lasttilfelle II - "trim": tre grader . . . . .	51
37	Lasttilfelle II - "trim": tre grader. Undersiden av bom. . . . .	52
38	Spenninger ved knekk/sveis på oversiden . . . . .	53
39	Detaljkategori . . . . .	54
40	Håndskisser av tårn . . . . .	55
41	CAD-modell av tårn 1-4 . . . . .	56
42	Tårn 1 - resultat av FEM-analyse . . . . .	58
43	Tårn 2 - resultat av FEM-analyse . . . . .	58
44	Tårn 3 - resultat av FEM-analyse . . . . .	59
45	Tårn 4 - resultat av FEM-analyse . . . . .	59
46	Ferdig CAD-modell av tårn . . . . .	62
47	Gammelt sylindrefeste på tårn . . . . .	62

48	Nytt sylindrefeste på tårn . . . . .	62
49	Mesh av tårn . . . . .	63
50	Referanseplan ”heel” på 7,5 og fem grader . . . . .	64
51	Referanseplan ”trim” på tre og to grader . . . . .	64
52	Krefter på feste koblet til bom . . . . .	65
53	Krefter på sylindrefeste koblet til sylinder . . . . .	65
54	Mass properties på tårn med vekt satt til 189,80 kg . . . . .	65
55	Påførte laster på tårn i lasttilfelle I . . . . .	66
56	Påførte laster på tårn i lasttilfelle II . . . . .	67
57	Vindtrykk påført sylindrefeste i Solidworks . . . . .	67
58	Resultater fra lasttilfelle II med ”heel” . . . . .	68
59	CAD-modell av hydraulisk sylinder . . . . .	69
60	Sammenstilling av skipskran 90 grader . . . . .	72
61	Sammenstilling av skipskran 180 grader . . . . .	72
62	Sylindrefeste på bom med støtteplate . . . . .	76

## Tabelliste

1	Krav og ønsker fra Motus til dimensjonering av skipskran . . . . .	3
2	Leverandører av hovedinnkjøpte komponenter etter krav fra Motus . . . . .	11
3	Verdier fra teknisk spesifisering . . . . .	25
4	Laster påført bom under FEA av lasttilfelle I og II . . . . .	30
5	Parametere brukt i Solidworks . . . . .	35
6	Resultater med spenningsintervaller fra analyse i Solidworks på bommene .	38
7	Resultater av spenninger med vinkler . . . . .	45
8	Resultater av spenninger på bom etter FEM-analyse . . . . .	51
9	Parametere brukt i Solidworks . . . . .	57
10	Resultater med maks spenninger fra analyse i Solidworks på tårnene . . . . .	60
11	Resultater av spenninger med vinkler . . . . .	63
12	Resultater av spenninger på tårn etter FEM-analyse . . . . .	68
13	Parametere valgt på sylinderkonfiguratoren til Servi Group . . . . .	70
14	Parametere resultert fra sylinderkonfiguratoren til Servi Group . . . . .	71



# 1 Innledning

Denne bacheloroppgaven er skrevet av Ida Elise Onsøyen og Thea Seglem Tangen som studerer Maskiningeniør med retning maskinkonstruksjon ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU) i Trondheim. Bacheloroppgaven dekker 20 studiepoeng av studieløpet til studentene, er en avsluttende oppgave som skrives i samarbeid med Motus Technology AS (Motus).

Motus holder til hovedsaklig i Molde og er en leverandør av kraner og løfteløsninger. De designer kraner til ulike formål og leverer til norsk og global industri innenfor maritim, fiske, offshore energi, fornybar energi og havbruk.

## 1.1 Problemstilling

I samarbeid med Motus er det blitt utformet en problemstilling som består av å konstruere en skipskran. Oppgaven ble utført ved hjelp av håndberegninger, og modellering og simulering i CAD-program. Bedriften ønsker en bom med maks rekkevidde av åtte meter og maks Safe Working Load (SWL) av to tonn. Dette skal dimensjoneres etter standarden DNV-ST-0378 (standard for offshore and platform lifting appliances). Hovedbom, tårn og pidestall skal designes av gruppen selv. Innkjøpte komponenter skal dimensjoneres og tilpasses komponentene på skipskranen som er designet av studentene. Dette gjelder svingkranslager, svinggir, hydraulisk sylinder, stålvaier og vinsj.

## 1.2 Motivasjon

For å skrive en god bacheloroppgave var det ønskelig å finne en oppgave som inneholdt både muligheter for håndberegninger og analyser gjort ved hjelp av CAD-program med simulering. Motivasjonen har vært å finne en bedrift som kan tilby dette i en oppgave slik at gruppen får jobbe med ønsket tema og samtidig ta i bruk personlige styrker i arbeidet med oppgaven. Gjennom kontaktperson på Motus sitt kontor i Trondheim ble det utformet en oppgave som omhandlet konstruksjon av en skipskran. Gruppen synes dette var en interessant, spennende og relevant oppgave. Oppgaven tar for seg problemstillinger ingeniører hos Motus arbeider med på en daglig basis. Å få innsikt i en ingeniørs arbeidsmetoder og oppgaveløsning gir motivasjon til å jobbe med den tildelte oppgaven.

Motus sin avdeling i Trondheim holder til på Sluppen. Her har gruppen har blitt tilbudt en kontorplass for å jobbe med og skrive på oppgaven. Dette gir gode muligheter for jevnlig kontakt og et samarbeid mellom bedriften og gruppen. Motus har et sterkt fokus på å være bærekraftige i sitt arbeid ved å fokusere på kvalitet og lang levetid i sine produkter. Gruppen håper å lære mer om løsninger til en bærekraftig fremtid og hvordan Motus arbeider for å være mer miljøvennlige i sine valg.

## 1.3 Mål for oppgaven

### 1.3.1 Resultatmål

Bedriftens ønsker og krav til fullføring av oppgaven blir presentert under i Tabell 1.

Tabell 1: Krav og ønsker fra Motus til dimensjonering av skipskran

Krav/ønske	
Kran	Bli kjent med de viktigste områder fra regelverket
Krav	Skipskranen skal dimensjoneres etter standarden DNV-ST-0378
Krav	Maks SWL av 2 tonn
Krav	Maks rekkevidde 8 meter
Krav	Bomheving på 90° fra utgangsposisjon
Krav	Rotere 360° rundt egen akse
Ønske	Optimalisere samlet vekt på skipskranen
Krav	Fastboltet fundament
Krav	3D-modell av kran som kan "kjøres" i 3D-program med ferdig viste posisjoner
Krav	3D-modell av hovedbom og pedestal med riktige stålplatetykkelser, med ferdig interface mot andre strukturdeler
Krav	Lage forenklede tegninger av kran, pidestall, tårn og bom
Krav	Dimensjonere og spesifisere hovedinnkjøpte komponenter
Ønske	Foreslå et konsept for en 100% helelektrisk versjon av en slik kran

For partene i gruppen var det ønskelig å dimensjonere hovedbommen, tårnet og den hydrauliske sylindere i samsvar med kravene fra Motus og i tråd med DNV-ST-0378. Det var og ønskelig å bli kjent med de viktigste områdene fra dette regelverket som var relevant til oppgaven. Målet var at komponentene skulle følge alle nødvendige krav og spesifikasjoner, slik at det ikke vil være usikkerheter i resultatene. Gruppen skulle lage en CAD-modell av hovedbommen og tårnet i Solidworks og en sammenstilling som inkluderte den hydrauliske sylindere. Maskintegninger av alle ferdige komponenter skal lages og bli presentert i oppgaven. I tillegg til dette var det ønskelig at skipskranen har minimal vekt i forhold til belastningen den skal ha kapasitet til å løfte.

### 1.3.2 Effektmål

Gruppens effektmål bestod av å oppnå en dypere forståelse av ingeniørarbeidets prosess og anvende den kunnskapen de har tilegnet seg gjennom studiet for å utvikle skipskranen. Oppgaven som ble tildelt gir gruppen en betydelig og bred utfordring, som gir gode muligheter for å anvende og utnytte sin kunnskap. Dette ga muligheten til å se hvordan teori kan anvendes i en reell arbeidssituasjon. Samtidig ønsket gruppen å samarbeide godt og dra nytte av hverandres styrker, de ønsket å lære av hverandre ved å skrive en oppgave i fellesskap. Det søkes også et samarbeid med veileder fra NTNU og samarbeidsbedrift for å sikre god støtte og veiledning gjennom prosessen.

### 1.4 Avgrensninger

Den tildelte oppgaven er omfattende og inneholder dimensjonering av flere komponenter og krever en grundig forståelse og tilegning av informasjon av standarden DNV-ST-0378. Den originale oppgaven gitt fra Motus bestod av to separate deler, der den siste delen av oppgaven omhandlet å elektrifisere skipskranen. Gruppen har valgt bort denne delen av oppgaven, da det blir et for stort omfang for gruppens størrelse og kapasitet i denne omgang. Det ble valgt å designe hovedbom og tårn.

En avgrensning som har påvirket utviklingen av tårnet og bommen har vært begrensede ressurser og kapasitet til å gjennomføre FEM-analyser i Solidworks. Slike analyser bestående av små elementer krever betydelig med kapasitet og er svært tidkrevende. Dette resulterte i at gruppen fikk begrenset tilgang til analyseresultater og tid til å gjennomføre omfattende analyser og forbedringer som ønsket. Dette har påvirket muligheten til å utforske ulike designalternativer og optimalisere tårnet og bommen ytterligere.

Av komponentene som skal kjøpes inn er det valgt å dimensjonere ferdig den hydrauliske sylindere. Andre komponenter som svingkranslager, svinggir, vinsj og stålvaier, har blitt jobbet med slik at gruppen har kunnskap til å dimensjonere et utvalg av komponentene korrekt. Kunnskapen har blitt tilegnet gjennom leverandører Motus bestiller fra, da det var et ønske om at gruppen forholder seg til disse. Det er ikke gjort videre undersøkelser om spesifikke valg av disse komponentene på grunn av mangel på tid.

## 1.5 Struktur

Oppgaven består av seks hovedkapitler med innledning og teori først, før metode og resultater blir presentert. Etter dette kommer diskusjonen hvor resultater og fremgangsmåte blir diskutert etterfulgt av en konklusjon til prosjektet.

Teorien har som formål å gi leseren en forståelse av innholdet som er brukt i oppgaven. Det omhandler informasjon om de forskjellige komponentene til skipskranen, innhold fra standard DNV-ST-0378, sveiseberegninger, finite element analyse (FEA), materiale og bærekraft.

Arbeidsmetodikk beskriver fremgangsmåten for oppgaven. Videre er det et kapittel med beregninger av påsatte laster som hovedlaste, lasttilfeller, tillatte spenninger og sveiseberegninger. Deretter er det egne hovedkapitler med hovedbom og tårn hver for seg som presenterer fremgangsmåten og resultater. Valg av sylinder blir presentert etter dette. Sammenstillingen vises med gitte resultater under eget kapittel.

I diskusjonsdelen blir resultatene diskutert på bakgrunn av teorien som er blitt presentert. Her er det diskutert hvilken bom og tårn som er blitt valgt for kranen. Videre vil det bli diskutert innkjøpte komponenter og hva som ble valgt til kranen. Beslutninger er tatt på bakgrunn av teori og oppgavens krav til skipskranen. Ut i fra dette er det satt en konklusjon og forslag til videre arbeid.

## 2 Teori

For å kunne designe en kran er det viktig å kartlegge hva kranen skal brukes til, samtidig som det må tas hensyn til hvilket miljø kranen blir utsatt for. Dette er viktige kriterier å ta hensyn til med tanke på sikkerhet for last og personer. Utseende til en kran kan være veldig forskjellig på grunn av bruksområde. Det finnes mange forskjellige kraner som tårnkraner, kaikraner, industrikraner og som dette prosjektet skal handle om; skipskraner. Skipskraner er montert på diverse store eller mindre skip. Oppgaven skal følge kravene til DNV-ST-0378 som er en sikkerhet for kranen for at den skal fungere som ønskelig.

### 2.0.1 Skipskran

En kran er en maskin som har egenskaper til å løfte og flytte laster som foregår i både vertikal og horisontal retning (Hugsted, 2019). En skipskran er en kran montert på et skip med hensikt om å løfte laster på et begrenset område innenfor skipet. Det er forskjellige bruksområder til en skipskran som for eksempel på et lukket eller åpent farvann og arbeidet som skal utføres. Det finnes flere sikkerhetsfaktorer å ta hensyn til ved dimensjonering av en skipskran.

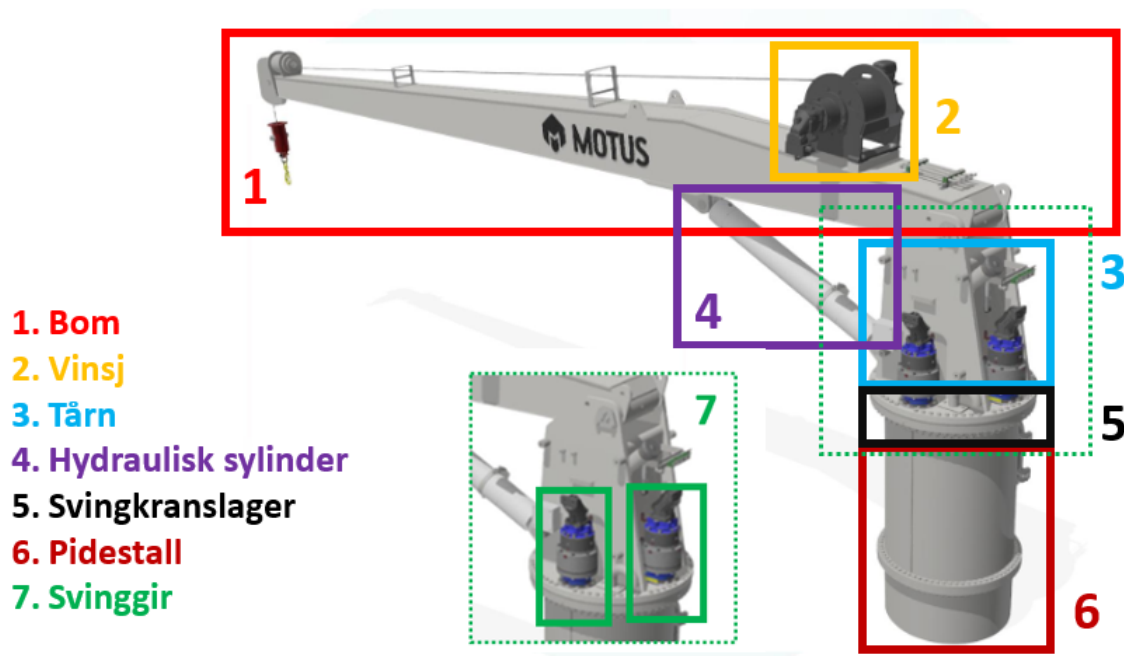
I denne oppgaven vil det være kravene innenfor kraner som brukes offshore som vil danne grunnlaget for design, dimensjonering og konstruksjon.



Figur 1: Eksempel på skipskran

## 2.1 Komponenter

I Figur 2 er de forskjellige komponentene nummerert og presentert med navn. Dette er et eksempel på hvordan en skipskran kan se ut.



Figur 2: Illustrasjon av komponenter

### 2.1.1 Hovedbom

En bom er en svingbar arm som brukes til lasting og lossing på for eksempel et skip (Osnes, 2021). Bommen kan heises opp og ned. Lengden, tverrsnitt og størrelse på bommen varierer ut i fra kravene til bommen, hva bruksområdene er og hvor mye den skal tåle.

### 2.1.2 Tårn

Et tårn har sitt feste i pidestillen og er koblet til enden av hovedbommen og holder den oppe etter dette. Tårnet kan gi et utfall i resultat av krefter på den nedre delen av kranen. Geometri, lengde og høyde blir bestemt ut i fra brukerkrav og tilhørende standard.

### 2.1.3 Pidehall

En pidehall er fundamentet til kranen. Det er den delen som har fast feste til båten. På toppen av pidehallen er det festet en svingkrans som passer til, og videre over dette kommer tårn og bom (Seatrax, u.å). Den er ofte sylindereformet. Diameteren og lengden på sylindere varierer ut i fra kreftene overført fra tårnet og bommen.

### 2.1.4 Hydraulisk sylinder

En hydraulisk sylinder består av en hydraulisk motor som driver en arbeidssylinder. Den hydrauliske motoren er drevet av hydraulikkvæske under trykk. Den konverterer hydraulisk energi til mekanisk kraft og består som regel av en sylindrestang, sylinderyhuse, tetningsringer, stempel og hydraulisk væske. Det finnes flere hydraulikkvæsker som for eksempel vann, ulike oljer og ulike emulsjoner. Sylindere oppnår store krefter og en lineær bevegelse. Sylindere kan være dobbelvirke, som betyr at den kan gjøre arbeid i plus- og minusretning (Hove, 2023). Det finnes sylindere som er sporbare og gir tilbakemeldinger på arbeidet og sylindere uten denne funksjonen (Fjero, u.å.).



Figur 3: Hydraulisk sylinder fra leverandøren Fjero

I en skipskran vil den hydrauliske sylindere utføre et arbeid av løfting, senking, forlengelse og retraksjon av utskyt på bom.

#### Servi Group sylinderekonfigurator

Servi Group har Norges største kompetansemiljø innen hydraulikk og tilhørende teknologier. De produserer og leverer et bredt spekter av hydrauliske sylindere. Servi Group har utviklet sylinderekonfigurator som gir brukere mulighet til å skreddersy deres standardserier av sylindere. Sylindere CD25 fra Servi Group er typegodkjent av DNV og kan derfor brukes som en sylindere skipskraner med hensyn til DNV-ST-0378 (Servi, 2023).



### 2.1.5 Svinggir

Svinggiret sørger for at en kran kan rotere 360 grader om sin egen akse. Giret består av ulike gir som er med på å øke motorens kraft. Svinggiret er koblet til svingkranslager et for å kunne rotere rundt. Svinggir kan jobbe alene eller settes sammen med fler slik at det blir enda kraftigere, slik som vist i Figur 2 (Zollern, u.å.).



Figur 4: Svinggir fra leverandøren Dinamic Oil

### 2.1.6 Svingkranslager

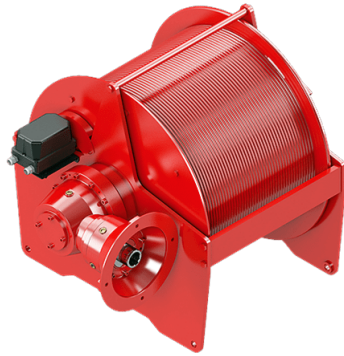
Et svingkranslager består av en indre og en ytre ring. Den ene ringen består ofte av et tannhjul. Festehull i begge ringene gir en optimalisert kraftoverføring ved koblingen med tilhørende maskinkomponenter. Sammenlignet med andre rullelager vil et svingkranslager ha relativt tynne seksjoner som gjør at det krever at strukturen lageret er boltet til er stivt nok for å unngå forvrengning under belastning (SKF, u.å.).



Figur 5: Svingkranslager fra leverandøren IMO

### 2.1.7 Vinsj

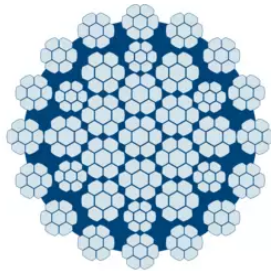
Vinsj er en trommel for oppspoling av et tau eller en vaier. Det brukes i forbindelse med skipsbommer og oppheising av forskjellig last. Trommelen drives av en elektromotor og tannhjulsoverføring (Brudevoll, 2019).



Figur 6: Vinsj fra leverandøren Dinamic Oil

### 2.1.8 Stålvaier

Stålvaier er et tau av stål. Det er bygget opp ved at ståltråder blir tvunnet sammen til kordeler, setterfulgt av å bli spunnet rundt en senterkjerne til en ferdig vaier (Hofstad, 2023). Hvilket ståltau som velges er avgjørende for sikkerhet og effektivitet under utførelsen. Det er flere faktorer som spiller inn, blant annet omgivelser og lasten (Certex, u.å).



Figur 7: Eksempel på tverrsnitt av stålvaier



Figur 8: Stålvaier

### 2.1.9 Leverandører

Ved tildeling av oppgaven ble det opplyst om leverandørene som Motus vanligvis velger å bestille komponenter fra. Samarbeidet mellom Motus og deres leverandører er preget av et nært samarbeid og et felles mål om å oppnå effektiv og miljøvennlig praksis. Gjennom dette samarbeidet sikter Motus mot å etablere en bærekraftig forsyningskjede og opprettholde høye standarder for kvalitet og pålitelighet i produktene de leverer (Motus, u.å.). I Tabell 2 er leverandørene oppgitt.

Tabell 2: Leverandører av hovedinnkjøpte komponenter etter krav fra Motus

<b>Komponent</b>	<b>Leverandør</b>
Svingkranslager	RotheErde IMO
Svinggir	Dinamic Oil Zollern
Hudraulisk sylinder	Fjero LJM
Vinsj	Dinamic Oil Zollern
Stålvaier	Certex

## 2.2 Standard - DNV-ST-0378

Den Norske Veritas (DNV) er et verdensledene selskap innenfor klassifikasjoner. De driver med rådgivning, testing og sertifiseringer. Dette gjør bedriften for kunder i hele verden og målet til DNV er å sikre liv, verdier og miljø. Ved å følge DNVs standarder vil det gi en god sikkerhet til produktet. Dette er viktig for å unngå at liv, last og eiendeler går tapt. Standarder som DNV lager sikrer blant annet kvalitetsstempel for produkter, tillit, lettere tilgang til marked og ekspert støtte (DNV, u.å.).

For å følge kravene til design i oppgaven skal DNVs standarder anvendes. Standarden som er relevant for denne oppgaven er DNV-ST-0378 og heter Offshore og platform løfteutstyr (Offshore and platform lifting appliances). Dette er en standard som stiller krav til sertifisering og verifisering av kraner som er tiltenkt for lasthåndtering på åpent farvann, lasthåndtering på offshore enheter som plattformer (plattformkraner) og legging av kabler og rør. Standarden tar for seg design, materialer, fabrikasjon, installasjon, testing og igangsettelse av disse (DNV, u.å.).

DNV lager standarder med et bredt omfang og inneholder informasjon om flere forskjellige konstruksjoner. Hele standarden til DNV-ST-0378 vil ikke være relevant for oppgaven, men alt som er nødvendig å ta hensyn til vil være tilgjengelig. De neste delkapitlene viser ulike formler fra DNV-ST-0378 som er anvendt i oppgaven.

## 2.3 Lasttilfeller

For å finne ut om bom og tårn har en solid konstruksjon brukes lasttilfeller oppgitt i DNV-ST-0378. Dette er for å sjekke spenningene som oppstår i strukturen er lavere enn tillatte spenninger.

I standarden til DNV beskrives tre forskjellige lasttilfeller. Den første er kranarbeid uten vind, den andre er kranarbeid med vind og den siste er kran utsatt for eksepsjonelle belastninger (DNV-ST-0378, 2019, [4.2.]). Det vil bli en nærmere beskrivelse av lasttilfelle I og II.

## 2.4 Lasttilfelle I

Tilfelle I er hovedtilfelle av laster og inkluderer alle belastninger som normalt vil oppstå under normale tilstander (DNV-ST-0378, 2019, [4.2.2.]). Dette kan uttrykkes som:

$$S_G + \psi \cdot S_L + S_H \quad (1)$$

$S_G$  = Dødvektstap

$\psi$  = Dynamisk faktor

$S_L$  = Arbeidslast

$S_H$  = Horisontale krefter

### 2.4.1 Dødvektstap og arbeidslast

$S_G$  er dødvektstapet til kranen, det vil si vekten av alle komponenter kranen består av. Neste ledd er dynamisk faktor ( $\psi$ ) multiplisert med arbeidslasten  $S_L$ . Arbeidslasten er lasten som skal løftes av krana, altså to tonn. Dødvektstapet og arbeidslasten skal dekomponeres etter plasseringen på båten som må være på minst fem grader bakover eller fremover ("heel") og minst to grader til siden ("trim") (DNV-ST-0378, 2019, Tabell 4-1). Disse gradene er det som er forventet når det ikke er vind eller bølger som påvirker båten (DNV-ST-0378, 2019, [4.1.2]).

### 2.4.2 Dynamisk faktor

Ved beregning av vertikale belastninger på kranen på grunn av operasjonelle bevegelser brukes en dynamisk faktor for å ta hensyn til treghetskrefte og støt. Den vertikale belastningen skal tas i betraktning ved å multiplisere arbeidsbelastningen med den dynamiske faktoren  $\psi$  (DNV-ST-0378, 2019, [4.1.3.2]).

**Dynamiske laster:**

$$\psi = 1 + V_R \sqrt{\frac{C}{W \cdot g}} \quad (2)$$

$C$  = fjærkonstanten [kN/m]

$g$  = tyngdeakselerasjon = 9,81 [m/s<sup>2</sup>]

$W$  = arbeidslast [N]

$V_R$  = relativ hastighet mellom last og krok på tidspunktet for henting [m/s]

Gitt at den dynamiske faktoren ikke skal være mindre enn 1,3 for arbeidslast større enn 10 kN og mindre eller lik 2 500 kN (DNV-ST-0378, 2019, [8.2.2.1]).

**Formel for relativ hastighet:**

$$V_R = 0,5 \cdot V_L + \sqrt{V_{in}^2 + V_t^2} \quad (3)$$

$V_L$  = maksimal jevn heisehastighet for den nominelle kapasiteten som skal løftes [m/s]

$V_{in}$  = nedadgående hastighet av lasten på tidspunktet for løfting [m/s]

$V_t$  = hastighet fra bevegelse av spissen på tuppen av kranen dersom den er plassert på en flytende enhet [m/s]

(DNV-ST-0378, 2019, [8.2.2.1]).

### 2.4.3 Horisontale krefter

Horisontale krefter ( $S_H$ ) refererer til koordinatsystemet til kranen. Det antas at horisontale krefter er definert slik at det tilsvarer horisontalen i ideell posisjon med null grader i "heel" og "trim" (DNV-ST-0378, 2019, [4.1.4]).

De horisontale belastningene på grunn av operasjonelle bevegelser er treghetskreftene ved akselerasjon av horisontale bevegelser (DNV-ST-0378, 2019, [4.1.4]). I denne oppgaven vil det tas hensyn til sentrifugalkrefter og radielle krefter som treghetskrefter.

#### Treghetskrefter

Treghetskreftene til kranen bestemmes på grunnlag av maksimalt mulig akselerasjon med gitt maskineri og på grunnlag av maksimalt mulig negativ akselerasjon. Typisk oppstår slike krefter ved start og stopp av kjøring, kryssing og svinging av bevegelser. Tregheten på grunn av vinkelakselerasjon til roterende maskinkomponenter skal være tatt i betraktning når denne effekten er betydelig (DNV-ST-0378, 2019, [4.1.4.2]).

#### Sentrifugalkrefter og radielle krefter

For roterende kraner er det en sentrifugalkraft på tuppen av kranen:

$$F_S = \frac{W}{100} \cdot [2,5 + 0,1 \cdot r \cdot n] \quad (4)$$

$W$  = lasten på tuppen av kranen [N]

$r$  = lastradius, avstand fra roterende akse til last [m]

$n$  = omdreininger per minutt [rpm]

Radielle krefter på roterende kraner kan bestemmes på grunnlag av maksimal vinkelhastighet og radius til den betraktede massen. Dette antas å være krefter på tuppen av kranen. Radiell kraft er lik:

$$F_R = \frac{W}{1000} \cdot n^2 \cdot r \quad (5)$$

(DNV-ST-0378, 2019, [7.2.3])

#### 2.4.4 Tillatte spenninger

Tillatte spenninger fra DNV-ST-0378 er hentet fra Tabell 4-2 og bruker verdier fra tillatte spenninger under elastisk analyse. Formelen for tillatte spenninger i lasttilfelle I vil være:

$$\sigma_{tillatt I} = \frac{\sigma_y}{1,50} \quad (6)$$

$\sigma_y$  = flytegrensen til materialet [MPa]



## 2.5 Lasttilfelle II

Formel for lasttilfelle II uttrykkes som:

$$S_G + \psi \cdot S_L + S_H + S_W \quad (7)$$

Dødvektstap, arbeidslast, dynamisk faktor og horisontale krefter vil være det samme som i tilfelle I, men i tilfelle II må vinklene multipliseres med en verdi lik 1,5 for å kompensere for vinden som kranen påvirkes av (DNV ST-0378, 2019, [4.2.3.2]). Vinklene blir dermed 3 grader ("trim") og 7,5 grader ("heel").

Den siste faktoren i Formel 7 er den kraften som gir pålastning etter klima ( $S_W$ ). Dette kan være vind, is og snø eller store temperaturvariasjoner. I denne oppgaven er snø og is neglisjerbart, da det ikke skal tas hensyn til eksepsjonelle forhold eller kraner som er sensitive for slike forhold. Det samme gjelder temperatursvingninger. Temperatursvingninger vurderes kun etter spesialtilfeller. Dermed er det kun krefter med hensyn til vind som skal beregnes (DNV-ST-0378, 2019, [4.2.3.1]).

For å regne ut krefter med vind brukes denne formelen:

$$P = A \cdot q \cdot C \cdot \sin \alpha \quad (8)$$

$A$  = areal av utsatt område [ $\text{mm}^2$ ]

$q$  = lufthastighetstrykk [ $\text{N}/\text{m}^2$ ]

$C$  = gjennomsnittlig trykkoeffisient på det utsatte området. Denne koeffisienten bestemmes ut i fra hvilken type geometri som skal ses på

$\alpha$  = vinkel mellom vindretningen og utsatt område [grader]

### 2.5.1 Lufthastighetstrykk ( $q$ )

For å regne ut lufthastighetstrykket finnes det to måter fra DNV-ST-0378 å gjøre dette på. Det ene er ved å bruke denne formelen:

$$q = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (9)$$

$\rho$  = massetettheten til lufta ved 15 grader celsius; 1,225 [kg/m<sup>3</sup>]

$V$  = vindhastighet [m/s]

(DNV-ST-0378, 2019, [A.1.2.1]).

Den andre formelen er:

$$q = q_{10} \cdot (0,9 + 0,01 \cdot H) \quad (10)$$

$q_{10}$  = hastighetstrykket ti meter over bakken eller havnivået. Generelle minimumsverdier er gitt i Tabell A-2 i DNV-ST-0378.

$H$  = høyden mellom tuppen av krana og båten [m]

(DNV-ST-0378, 2019, [A.1.5.1]).

### 2.5.2 Tillatte spenninger

For lasttilfelle II vil tillatte spenninger med materialfaktor være det samme som lasttilfelle I (DNV-ST-0378, 2019, [Tabell 4-2]).

Tillatte spenninger for lasttilfelle II er:

$$\sigma_{tillatt II} = \frac{\sigma_y}{1,33} \quad (11)$$

## 2.6 Sveiseberegninger

I DNV-ST-0378 står det at hvis konstruksjonen skal sjekkes mot utmatting bør en godkjent nasjonal eller internasjonal standard for sveiser og kraner anvendes (DNV-ST-0378, 2019, [4.3.4.1]). For å sjekke mot utmatting brukes standarden NS-EN 1993-1-9.

For utmatting med konstant amplitude spenningsvidder kan kapasiteten oppnås ved:

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6 \text{ med } m = 3 \text{ for } N_5 \cdot 10^6 \quad (12)$$

$\Delta\sigma$  = spenningsvidde (normalspenning) [MPa]

$\Delta\sigma_C$  = referanseverdi ved utmattingsfasthet ved  $N_C = 2$  millioner vekslinger [MPa]

$N_R$  = beregnet levetid uttrykt som antall vekslinger til brudd knyttet til en konstant spenningsvidde

$m$  = helning på utmattingskurven

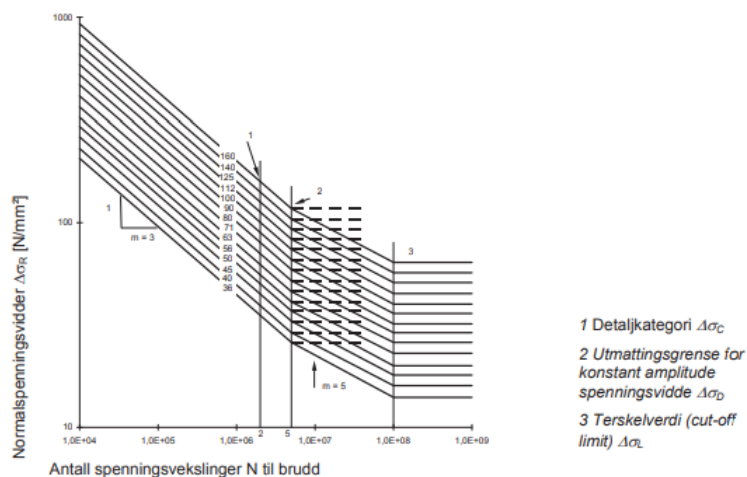
Formel for utmattingsgrense ved konstant amplitude er:

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2}{5}\right)^{1/3} \cdot \Delta\sigma_C = 0,737 \cdot \Delta\sigma_C \quad (13)$$

$\Delta\sigma_D$  = Utmattingsgrense ved konstant amplitude spenningsvidde ved antallet vekslinger  $N_D$  [MPa]

For å finne  $\Delta\sigma_C$  brukes detaljkategorier. Dette er en tallverdi tildelt en bestemt konstruksjonsdetalj for en gitt retning av spenningsvariasjon for å fastlegge hvilken utmattingskurve som gjelder for utmattingspåvisningen. Detaljkategorinummeret betegner referanseutmattingsfastheten  $\Delta\sigma_C$  i MPa. (NS-EN 1993-1-9, 2005, [1.3.3.2]).

Under vises utmattingskurve for normalspenningsvidder ( $m = 3$ ):



Figur 7.1 – Utmattingskurver for normalspenningsvidder

Figur 9: Utmattingskurve for normalspenningsvidder

(NS-EN 1993-1-9, 2005, [7.1]).

## 2.7 Finite element analyse (FEA)

FEA er bruken av modellering, simulering og kalkulasjoner for å forutse hvordan mekanismer opptrer under forskjellige fysiske påkjenninger. FEA bruker finite element metoden (FEM). FEM fungerer ved at det blir delt opp kompliserte deler i mindre elementer, og bygges opp igjen i punkter som heter noder. Dette gjør det mulig å studere reaksjonene ved at det skapes algebraiske ligninger som brukes i FEA (Nordic Steel, u.å.). Analysen vil ikke bli helt nøyaktig men vil gi en antagelse av resultatet. FEA gjør det mulig å teste mindre på fysiske prototyper, samtidig som det gir en mulighet til å optimalisere komponentener før de er laget.

I denne oppgaven brukes CAD-programvaren (Computer Aided Design) Solidworks til å utføre slike simuleringer. Programmet gjør det mulig å lage CAD-modeller og deretter simuleringer av ulike mekanismer, og gir resultater av beregninger i spenninger, forskyvninger eller deformasjon (Solidworks, u.å.). Valg av mesh-kvalitet på CAD-modellen i Solidworks har betydning for nøyaktigheten av FEA-analysen. Ved fin mesh-kvalitet blir CAD-modellen delt inn i mindre og flere elementer enn ved en mer grov meshing.

## 2.8 Materiale

Et av materialene som blir brukt til skipskraner er konstruksjonsstål. Stål er et sterkt materiale og brukes til blant annet søyler, bjelker og fagverk. På grunn av styrken til stål er dette med på å gi slankere konstruksjoner som kan minske bruk av materiale og kan gi lettere konstruksjoner enn andre materialer. Med lettere konstruksjoner vil dette gi mindre vekt på fundamenter under transport som vil gi en rimeligere konstruksjon og samtidig mindre miljøbelastning (Norsk Stålforbund, u.å.).

Materiale valgt til skipskranen er konstruksjonsstål S355. S355 er et stål med lavt karboninnhold og gode sveisemuligheter. Relevante tykkelser til stålplater av S355 som er på markedet vil være fem, seks, åtte, ti og 12 millimeter. Det finnes tykkere stålplater opp mot 50 millimeter (Norsk Stål, u.å.). Ved simuleringer i Solidworks er det materiale S355J0 som er anvendt. Materialeegenskapene vises under i Figur 10.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	210000.0031	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	79000	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	7800	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	450	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	275	N/mm <sup>2</sup>
Thermal Expansion Coefficient	1.1e-05	/K
Thermal Conductivity	14	W/(m·K)
Specific Heat	440	J/(kg·K)
Material Damping Ratio		N/A

Figur 10: Materialeegenskaper fra Solidworks

En annen god grunn til å velge stål som materiale for skipskranen er at det er et lite forurensende, men samtidig bærekraftig, materiale. Stål kan gjenvinnes med 100% og kan derfor brukes om og om igjen uten at det går utover kvaliteten (Norsk Stålforbund, u.å.). Avfall fra fabrikasjonen til stålproduksjon er også ganske lav og deler av avfallet kan bli resirkulert.

Det er godt mulig å gjenbruke stål om det monteres og demonteres på en effektiv måte. Stål har en høy styrke til seg i forhold til vekten den selv bærer, dette gjør kostnader for frakt av materiale blir lavere og påvirkningen det vil ha på miljøet.

## 2.9 Bærekraft

Det er tatt utgangspunkt i bærekraftsmålene som Motus bruker i sitt arbeid og presenterer på sin hjemmeside. Motus støtter FNs bærekraftsmål og en netto-null fremtid. De jobber mot et mål om å redusere sine CO<sub>2</sub> -utslipp til å ha de laveste i sin bransje. Fokuset til Motus er på å utvikle høykvalitets produkter med lang levetid men tanke på beskyttelse av miljøet, de velger derfor å produsere på etterspørsel (Motus, u.å.). Gjennom Motus sine mål har gruppen latt seg inspirere til et fokus på disse bærekraftsmålene for oppgaven.

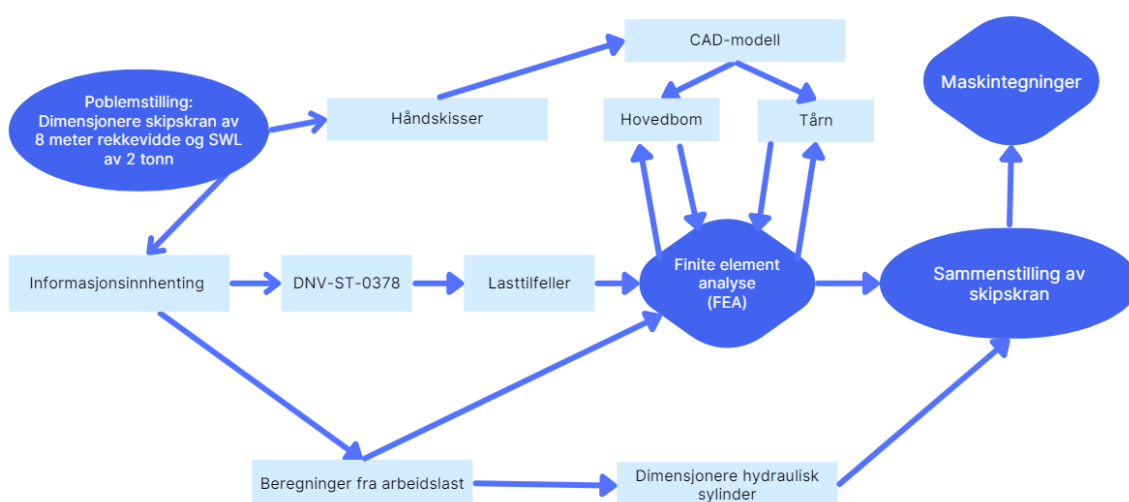
Bærekraftsmål nummer 12 handler om ansvarlig bruk og produksjon, innebærer blant annet bærekraftig forbruk ved å fremme bevissthet rundt bærekraftige valg og gjenbruk og resirkulering. Dette kan være avfallhåndtering ved å redusere mengden avfall eller gjenvinning av materialer. Dette målet setter også fokus på bedrifters ansvar til å ta ansvar ovenfor sin påvirkning av miljø og ansvaret bedrifter har (FN, 2023).

Bærekraftsmål nummer 14 har sitt fokus på livet i havet. Dette betyr at havets resurser må bevares på en bærekraftig måte for å sikre et sunt å produktivt havmiljø. Ett av punktene under dette bærekraftsmålet handler om beskyttelse av marine økosystemer hvor målet er å redusere forurensningen av havet. Dette kan utføres ved å redusere karbondioksid i lufta eller håndtere av marint avfall i havet slik at dyrelivet i havet blir bevart (FN, 2023).

### 3 Arbeidsmetodikk

For å løse oppgaven gitt fra Motus var gruppen nødt til å finne en fremgangsmåte. Informasjonsinnhenting var et naturlig sted å starte for å angripe oppgaven og DNV-ST-0378 ble studert.

Ved tidlige faser av arbeidet ble det laget håndskisser av forskjellige former og mål på hovedbom og tårn. Dette gjorde det mulig å lage enkle CAD-modeller i Solidworks, samtidig som det ble gjort håndberegninger på krefter fra arbeidslast på bom og tårn gjennom mål fra skisser og informasjon hentet fra DNV-ST-0378. Håndberegninger ble og løst i excel for å enkelt endre verdier i formelene.



Figur 11: Arbeidsmetodikk

Fra håndberegninger og CAD-modeller ble det utført FEA i Solidworks på bommen og tårnet til skipskranen. Dette førte til nye CAD-modeller som måtte forbedres og endres på, og denne fasen og FEA fasen ble arbeidet med frem og tilbake. Den hydrauliske sylinderen til kranen ble valgt parallelt med analyser av tårn og bom for å tilpasse komponentene med hverandre. Resultater fra FEA førte til valg av mål og geometri på bom og tårn som gjorde det mulig å lage en sammenstilling av skipskranen.

En CAD-modell av den hydrauliske sylinderen ble lastet ned som en Solidworks fil fra sylinderkonfiguratoren til Servi (Servi, 2023). Sammenstillingen av skipskranen ble bestående av denne filen i tillegg til gruppens CAD-modell på bom og tårn. Maskintegninger av komponentene og sammenstillingen ble laget til slutt.



### 3.0.1 Inspirasjon fra Motus

Da gruppen mottok oppgaven fra Motus fikk de tilsendt en teknisk spesifisering av en tidligere produsert skipskran fra Motus. Denne spesifiseringen inneholdt detaljer om hastigheter, mål og andre parametere for kranen, og disse tallene skulle være utgangspunktet ved besvarelse av oppgaven.

Gruppen ble inspirert av den tidligere produserte kranen i forhold til utseende og geometri for både bom og tårn. Dette ga gruppen et utgangspunkt for å utvikle sitt eget design og skape en forståelse for hva som var nødvendig å gjøre i prosessen. Gruppen fikk verdifulle innsikter og ideer som bidro til utviklingen av deres designkonsept.

Verdier som er brukt i oppgaven og senere arbeid er oppgitt i Tabell 3 med verdier hentet fra Vedlegg 1.

Tabell 3: Verdier fra teknisk spesifisering

<b>Parameter</b>	<b>Verdi</b>
Designtemperatur	-10°C
Omgivelsestemperatur	-10°C til +45°C
Relativ luftfuktighet	Opptil 96%
Heel og trim	5°+2°
Vindeksporing (under bruk)	25 m/s
Wirehastighet ved kranspissen	1,0 m/s
Svinghastighet	Maks: 1,0 rpm

### 3.1 Konseptdesign - håndskisser

Håndskisser ble godt arbeidet med på starten av prosjektet. For å kunne starte å gjøre beregninger, designe kranen, og modellere den i Solidworks var det viktig å lage flere gode utgangspunkt og ideer. Det ble gjort for å finne ut hvordan hovedbom og tårn skulle være utformet for å bli optimal.

### **3.2 Konseptdesign - CAD**

Ved tidlig beregning av lasttilfeller i Solidworks ble det regnet ut krefter som påvirket tuppen av bommen for å gjøre enkle FEM-analyser på geometrien. Det ble utviklet fire forskjellige design av bom, og fire design av tårn i Solidworks. Det var ønskelig å se hvilken geometri som egnet seg best for gitt lasttilfelle, samt hvordan det var mulig å utnytte minst mulig materialer i konstruksjonen.

### **3.3 Evaluering av bom- og tårnkonsept**

For å evaluere de ulike konseptene for både bom og tårn, ble det valgt å ha et felles utgangspunkt under simuleringene. Dette ble gjort for å gå videre med det designet av både bom og tårn som viste de beste resultatene i en tidlig fase av prosjektet. Videre arbeid har fokusert på å utvikle og forbedre disse valgte designene for komponentene slik at de til slutt ble det endelige designet for kranen. Det var fokus på å oppfylle kravene for en fungerende og sikker kran før det ble sett videre på ønskelige egenskaper for kranen.

## 4 Beregninger fra arbeidslast

### 4.1 Hovedlaster

Det ble gjort beregninger på fritt legeme diagram (FLD) for å finne opplagerkrefter i festene mellom bom, tårn og sylindere. Ved tidlige beregninger ble det gjort en antagelse av krefter ved tuppen av bommen, og arbeidslast på 2,1 tonn ble multiplisert med en dynamisk faktor. Geometri ble valgt fra skissering og modellering i Solidworks. Bommen settes til lengde på åtte meter, mens tårnet vil ha en høyde på 1,6 meter. Den hydrauliske sylindere plasseres 0,7 meter fra bunnen på tårnet og 2,65 meter fra festet innerst på bommen. Vinkelen mellom bommen og tårnet er satt til 90 grader.

Maksimal påført last som skipskranen skal tåle er 2,1 tonn. Finner først påført last i kN:

$$F = m \cdot g = 2,1 \cdot 9,81 = 20,60kN$$

Den dynamiske faktoren som ble tatt i bruk ble funnet ved hjelp av (formel 2):

$$\psi = 1 + V_R \sqrt{\frac{C}{W \cdot g}} = 1 + 2,062 \sqrt{\frac{1,2}{19,6 \cdot 10^3 \cdot 9,81}}$$

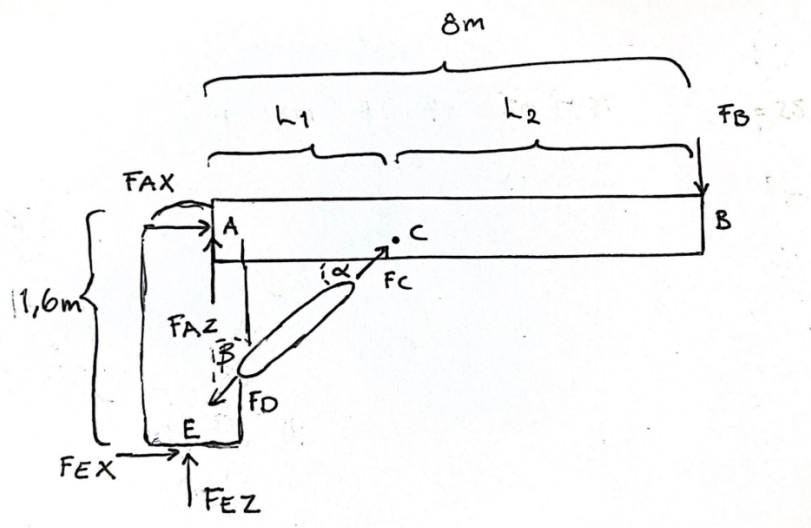
$$\psi \approx 1,005$$

Detaljerte utregninger kan ses i Vedlegg 2.

Siden arbeidslasten på to tonn tilsvarer krefter mellom 10 og 2500 kN vil den dynamiske faktoren  $\psi$  settes til 1,3 etter det som står i kapittel 2.4.2.

Finner så maksimal påført kraft  $F_B$  i kN med hensyn til dynamiske krefter. Multipliserer den med dynamisk faktor  $\psi = 1,3$ :

$$F_B = 20,60kN \cdot 1,3 = 26,78kN$$



Figur 12: FLD av bom, tårn og sylinder

Finner vinkelen  $\alpha$  mellom bommen og sylindere:

$$\tan \alpha = \frac{a}{b}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{0,854}{1,8}\right)$$

$$\alpha = 25,39 \text{ grader}$$

Bruker Newtons første lov for å finne kraften  $F_C$  i festet mellom bom og sylinder:

$$\sum F = 0 \tag{14}$$

$$\sum M_A = 0 : -(F_C \cdot \sin \alpha) \cdot 2,65 + 26,78 \cdot 8 = 0$$

$$F_C = \frac{26,78 \cdot 8}{2,65 \cdot \sin \alpha}$$

$$F_C = 188,23 \text{ kN} = -F_D$$

Bruker videre ligning 14 for å finne opplagerkreftene i punkt A og maks moment på bommen.

$$F_{Ax} = -170,05kN$$

$$F_{Az} = -53,93kN$$

$$M_{max\ bom} = 166,04kNm$$

Bruker videre opplagerkreftene funnet i bommen til å finne opplagerkreftene  $F_{Ex}$  og  $F_{Ez}$  og største momentet  $M_{max}$  på tårnet.

$$F_{Ex} = 340,09kN$$

$$F_{Ez} = 65,42kN$$

$$M_{max\ tårn} = 238,06kNm$$

Detaljerte og videre utregninger av krefter på bom og tårn kan ses i Vedlegg 3.

## 4.2 Lasttilfeller

Lasttilfeller som er blitt påført blir beskrevet og regnet under dette kapittelet. Her vises en oversikt over hvilke krefter som er brukt på hvilke av lasttilfellene.

Tabell 4: Laster påført bom under FEA av lasttilfelle I og II

Krefter	Krefter	Lasttilfelle I	Lasttilfelle II
$S_G$	386,6 N	Ja	Ja
$S_L \cdot \psi$	26781,3 N	Ja	Ja
$S_H$	156,96 N	Ja	Ja
$S_W$	423,36 N/m <sup>2</sup>	Nei	Ja

## 4.3 Lasttilfelle I

For simulering av bom og tårn etter lasttilfelle I er det regnet ut faktorer fra Formel (1) som blir presentert i delkapitler under.

### 4.3.1 Dødvektstap

For å finne ut dødvektstapet ( $S_G$ ) er det tatt et anslag etter hva de forskjellige komponentene veier. Vekten til bommen og tårnet er hentet fra CAD-modeller i Solidworks. Vekten til bommen er på 80 kg, tårnet veier 62 kg og sylindere 40 kg. Etter å ha laget en pidestall i Solidworks som er 1,3 meter i diameter, har ti millimeter veggtykkelse og er tre meter høy, og samme materiale som tårn og bom ble vekten på pidestallen 1096 kg. Vekten til pidestallen er kun et anslag som er blitt gjort.

I tillegg til hovedkomponentene er det flere komponenter som utgir en vekt, blant annet sving gir, svingkranslager, vaier. For å finne vekten av resterende deler av kranen er det gjort et anslag på 10% av komponentene som har en gitt vekt nevnt ovenfor:

$$\text{Vekt som legges til} = (80 + 62 + 40 + 1096) \cdot 0,10 = 128\text{kg}$$

Det vil si at vekten til bommen og tårnet økes til 208 kg og 190 kg.

Siden vinsjen skal stå bak på bommen er dette lagt på som en egen dødvekt med kraft fra vekt og snordrag fra vinsjen. Det er antatt at vinsjen veier 30 kg. Kraften fra massen vil være  $F_{vinsj} = 294,3$  N og fra snordraget vil være  $S = 290$  N. Utregninger av dette vises i Vedlegg 4.

### 4.3.2 Arbeidslast

Arbeidslasten ( $S_L$ ) til kranen er satt til å være 2,1 tonn multiplisert med dynamisk faktor. Dette er fordi arbeidslasten skal være lasten som skal bæres i tillegg til vekt fra kroken og vaier.

### 4.3.3 Horisontale krefter

Horisontalkrefter ( $S_H$ ) som består av sentrifugalkrefter og radielle krefter er plassert på tuppen av kranen innover mot tårnet. For å regne ut kreftene er det brukt Formel 4 for sentrifugalkraft og Formel 5 for radielle krefter:

Sentrifugalkraft:

$$F_S = \frac{2000 \cdot 9,81}{100} \cdot [2,5 + 0,1 \cdot 8 \cdot 1] = 647,46N$$

Radielle krefter:

$$F_R = \frac{2000 \cdot 9,81}{1000} \cdot 1^2 \cdot 8 = 156,96N$$

### 4.3.4 "Heel" og "trim"

For å simulere med "heel" og "trim", er det blitt laget to forskjellige plan i Solidworks hvor det ene planet heller fremover fem grader ("heel") mens det andre planet heller til siden to grader ("trim"). Deretter er det først tatt en analyse hvor kreftene følger det ene planet og en ny analyse hvor kreftene følger det andre planet. Horisontale krefter er ikke påvirket av "heel" og "trim" så de følger det normale koordinatsystemet.

### 4.3.5 Tillatte spenninger

For å finne ut hva tillatte spenninger er ble det sjekket formel for tillatte spenninger fra DNV-ST-0378 (Formel 6):

$$\sigma_{tillatt I} = \frac{355MPa}{1,5} = 236,67MPa$$

## 4.4 Lasttilfelle II

De samme lastene som er presentert under lasttilfelle I skal være med i beregningen av lasttilfelle II, i tillegg til last for klima ( $S_W$ ), som er vindtrykket. Vindtrykket settes på 90 grader ( $\alpha$ ) på siden av bommen og tårnet som et trykk i Solidworks, som tilsvarer det utsatte område.

### 4.4.1 Vindtrykk

For å finne vindtrykket er det regnet en verdi for hver av formelene for lufthastighetstrykk (formel 9 og 10):

$$q = \frac{1,225 \cdot (26)^2}{2} = 352,8 \text{ N/m}^2$$
$$q = 360 \cdot (0,9 + 0,01 \cdot 4,6) = 340,56 \text{ N/m}^2$$

$v$  og  $q_{10}$  er funnet i Tabell A-2 Under "Location: Offshore and open areas" hvor  $q_{10} = 360 \text{ N/m}^2$  og  $v_{10} = 26 \text{ m/s}$ .

Valgte kraftigste lufthastighetstrykk som er  $q = 352,8 \text{ N/m}^2$  og må multipliseres med trykkoeffisienten  $C$  som er på 1,2. Denne er funnet ved hjelp av Tabell A-1 i DNV-ST-0378 under "working load" og "containers and similar shapes". Trykket som skal påføres på bom og tårn blir dermed  $352,8 \cdot 1,2 = 423,36 \text{ N/m}^2$ .

### 4.4.2 "Heel" og "trim"

"Heel" og "trim" bestemmes på samme måte som i lasttilfelle I men gradene som nevnt i kapittel 2.5 og skal ganges med 1,5. Det vil si at "heel" er 7,5 grader og "trim" er tre grader. Dette er for å ta med vind i betraktning. Vindtrykket følger fortsatt det normale koordinatsystemet.

### 4.4.3 Tillatte spenninger

Tillatte spenninger for lasttilfelle II er funnet på samme måte som for lasttilfelle I og er regnet fra Formel 11:

$$\sigma_{tillatt II} = \frac{355}{1.33} = 266,92 \text{ MPa}$$

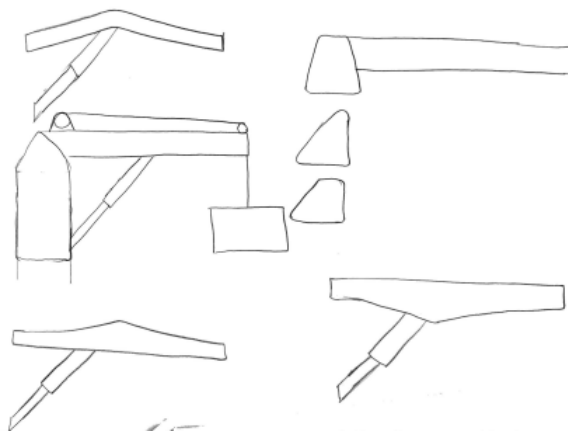


## 5 Hovedbom

### 5.1 Skisser av hovedbom

De tidligste tegningene av hovedbom lot seg inspirere av det lignende prosjektet av en skipskran Motus har hatt tidligere. Det ga et utgangspunkt for å se helheten og forstå sammensetningen og geometrien, og hvordan det er mulig å løse et prosjekt som dette. Det ble også sett på ulike kraner med forskjellige fasonger funnet på internett, som en inspirasjon til hvordan de ulike komponentene kunne bli utformet.

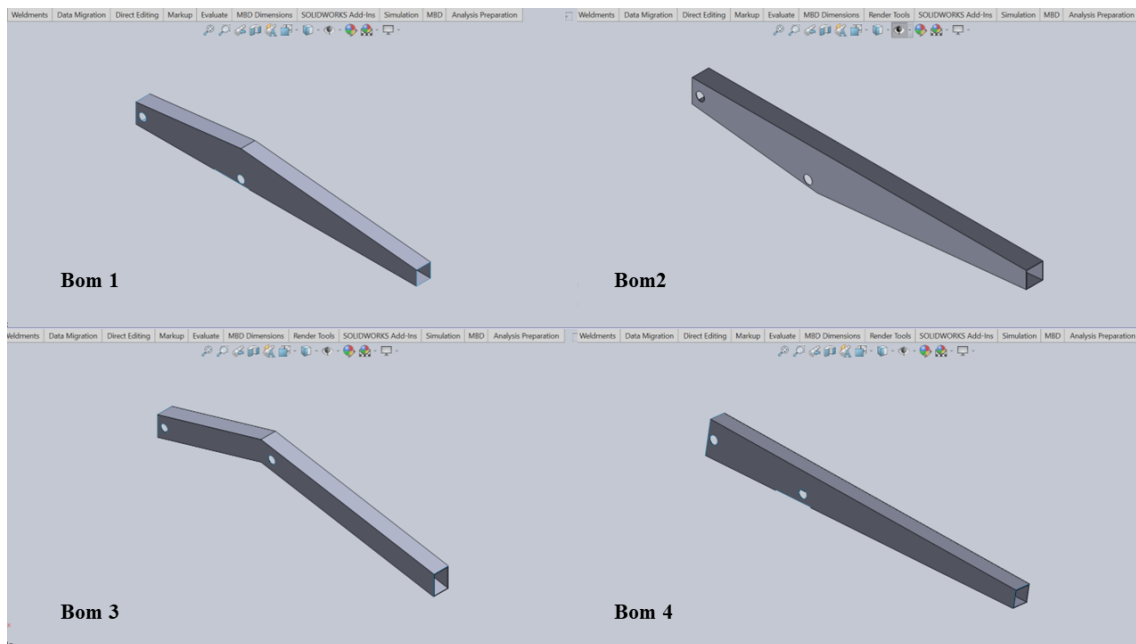
Håndskissene av bommene ble preget av en begrensning i arealet ut mot tuppen av bommen. En idé var å lage den lignende en rettvinklet trekant, slik at den hadde en jevn størrelseøkning på tverrsnittet opp til festet i tårnet. En annen idé var å ha størst tverrsnitt ved festet til den hydrauliske sylindren, der momentet kan antas å være størst. Forslagene lagt frem var en rett underside med en økning i tverrsnittet på oversiden frem til sylindren, og en liten reduksjon frem til tårnet. Dette ble som en mulighet også tegnet i motsatt retning, slik at bommen vil ha en rett overflate. Dermed vil undersiden av bommen være kilden til økningen i tverrsnittet, der det vil være størst i festet til sylindren, og ha en liten reduksjon inn mot tårnet.



Figur 13: Håndskisser av bom

## 5.2 Resultat fra håndskisser

Følgende modeller ble videreutviklet fra håndskissene og designet i Solidworks:



Figur 14: CAD-modell av bom 1-4

Designet av Bom 1 i Figur 14 er inspirert av kranprosjektet fra Motus. Vedlegg 1 viser til dette og inneholder en illustrasjon av kranen. Modellen har formet et større tverrsnitt ved feste til den hydrauliske sylindere.

Bom 2 består av samme mål som Bom 1, men er vendt 180 grader rundt. Det vil gi et lavere festepunkt til sylindere og gi en kortere avstand for maksimal utstrekning til 180 grader.

Bom 3 er en modell som er litt annerledes fra de andre, den har samme tverrsnitt over hele bommen. Tanken med et slikt design er at det skal være lettere og bruke mindre materiale til sammen. Den beholder en knekk på oversiden ved festet slik kranen i Vedlegg 1 har.

Det siste forslaget til design er vist som Bom 4. Den har en jevn økning i tverrsnittet mot festet til tårnet. Designet har ingen overganger mellom to eller flere topp- eller bunnplater.

Alle bommene har en lengde på åtte meter og veggene en tykkelse på åtte millimeter.

### 5.3 Simulering av fire forskjellige design

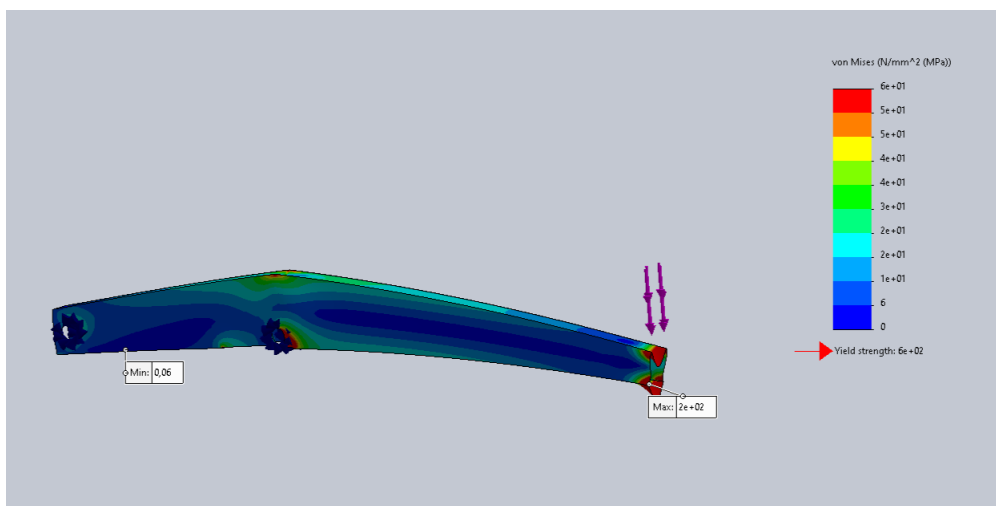
På bommene vist i Figur 14 ble det utført statiske analyser i Solidworks med en pålastet kraft på yttersiden av tuppen, og satt på feste ved bruk av "bearing support" på alle de fire festene. Festet innerst ved bommen er festet til tårnet og festet nærmere midt på bommen er knyttet til den hydrauliske sylindere.

De ulike designene har blitt analysert i Solidworks og har en veggtykkelse på åtte millimeter i simulasjonen. Tuppen av bommen er 400 millimeter i bredde og høyde, med hvert sitt design i form og størrelse innover mot tårnet.

Materialet valgt for simuleringen er satt til konstruksjonsstål S355J0. Det ble brukt "surface offset" og valgt på yttersidene til bommen, på "Shell manager" ble tykkelsen satt til åtte millimeter. Deretter ble den solide kroppen til bommen ekskludert fra analysen. Funksjonen "apply mesh control" ble brukt og "mesh" parameterne ble satt til åtte millimeter, etterfulgt av "create mesh" og satt denne til 20 millimeter. Dette ble utført på Bom 1 til 4 etterfulgt av en analyse av spenningene som oppstår.

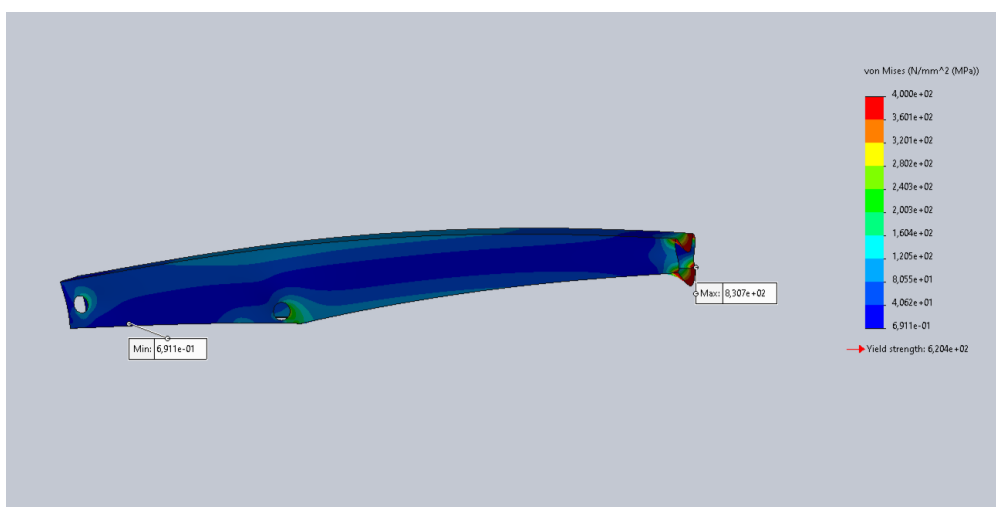
Tabell 5: Parametere brukt i Solidworks

Verktøy	Modifikasjon/størrelse
Material	S355J0
Surface body	Shell definition, 8 mm
Fixtures	Bearing support på alle fire hull
Force	25 500N på alle kanter på tuppen vendt nedover
Mesh controll	All faces, 10 mm
Mesh	20 mm



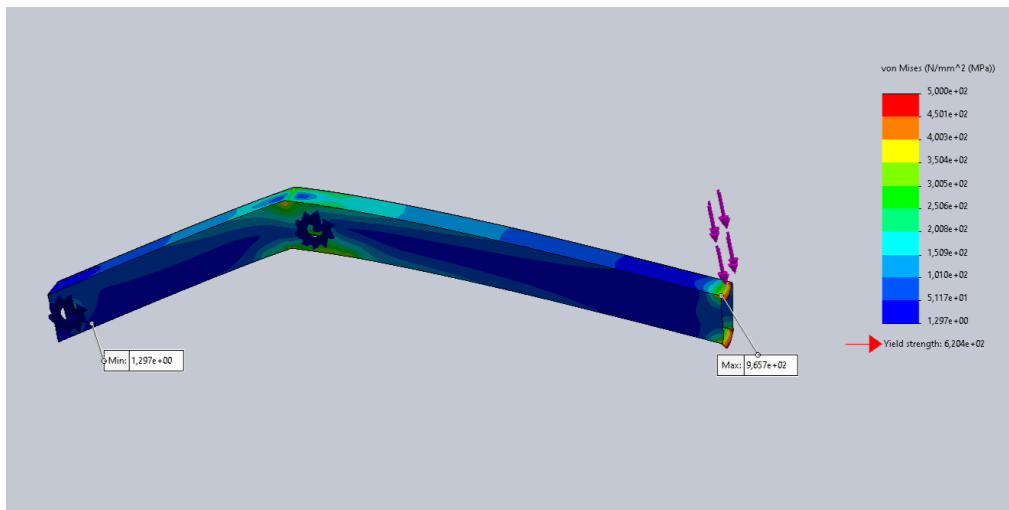
Figur 15: Bom 1 - resultat av FEM analyse

Figur 15 viser utfallet av spenningene på Bom 1. Maksimal spenning på oppstår i tuppen på bommen, grunnet valget ved påføringen av laster ikke er realistiske valg vil kreftene ses bort i fra dette punktet. Det er lave spenninger i de store delene av platene, men større spenninger rundt festet til den hydrauliske cylinderen og i plateovergangen på oversiden. Spenningene på bommen ligger hovedsakelig på 20-40 MPa.



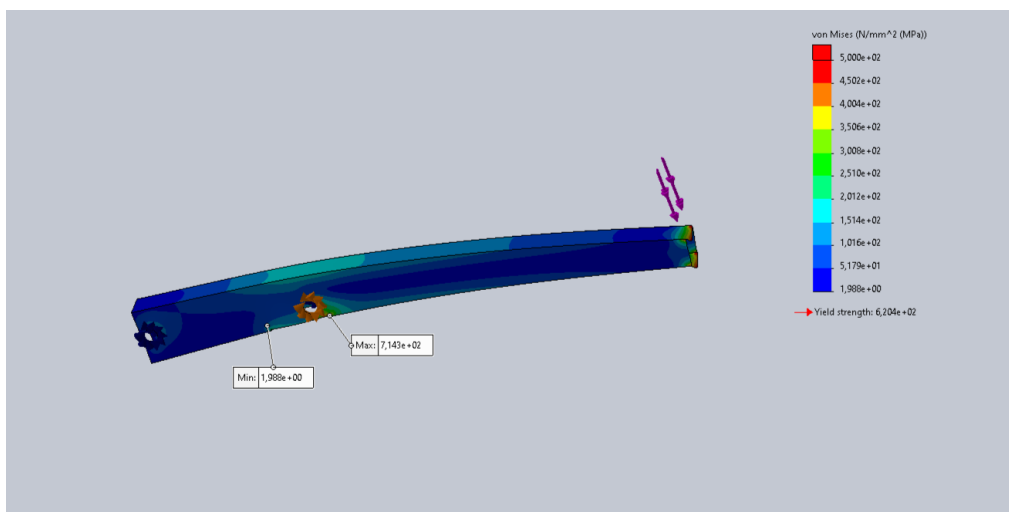
Figur 16: Bom 2 - resultat av FEM analyse

Figur 16 viser spenningen i Bom 2 etter analysen. Det er lignende resultater som i Bom 1 rundt sylindrefeste, men det oppstår høyere spenninger her. På store deler av bommen ligger spenningsverdiene på 40-120 MPa. Spenningene fordeler seg jevnt over bommen med unntak av spenningene rundt begge festene.



Figur 17: Bom 3 - resultat av FEM analyse

Figur 17 viser spenningene i Bom 3. Analysen viser at det oppstår kraftige spenninger i knekken på bommen. Spenningene strekker seg ut på oversiden og inn mot festet til sylindere. Strekkspenninger på Bom 3 påvirker et stort område på oversiden og har spenningsverdier mellom 50-300 MPa.



Figur 18: Bom 4 - resultat av FEM analyse

Figur 18 viser resultat av analysen på Bom 4. Her kan en se at maks spenning oppstår nærme feste til den hydrauliske sylindere. Strekkspenningene på oversiden fordeler seg jevnt over sylindrehullet på topplaten. Spenningene ligger jevnt på 50-200 MPa.

### 5.3.1 Valg av design

Resultatene fra simuleringene til Bom 1 til 4 vises under i Tabell 6. Bom 1 hadde de laveste spenningsintervallene. Ved videre dimensjonering av bom ble det tatt utgangspunkt i form og geometri fra CAD-modellen til Bom 1.

Tabell 6: Resultater med spenningsintervaller fra analyse i Solidworks på bommene

Type bom	Spenningsintervall i utsatt område [MPa]
Bom 1	20 – 40
Bom 2	40 – 120
Bom 3	50 – 300
Bom 4	50 – 200

### 5.4 Håndberegninger ved dimensjonering av bom

Beregninger ble utført ved å gjøre en antagelse av påvirkende krefter og mål for å finne ut av hvilke størrelser, avstander og valg som ga gode resultater.

Verdier er hentet fra tidligere beregninger i rapporten fra kapittel 4.1 på moment, skjær- og normalkrefter for å finne ut maksimale aksial- og bøyespenninger i tversnittet der det oppstår størst moment.

De første beregningene ga et resultat som viste at det var gjort alt for store mål på bommen. Samtidig var geometrien mellom festet til sylinder, tårn og bom ugunstig i forhold til dimensjoneringen ved valg av hydraulisk sylinder. Avstanden ut mot sylindrefeste på bommen resulterte i at sylinderen ble for kraftig i forhold til kravene fra Motus.

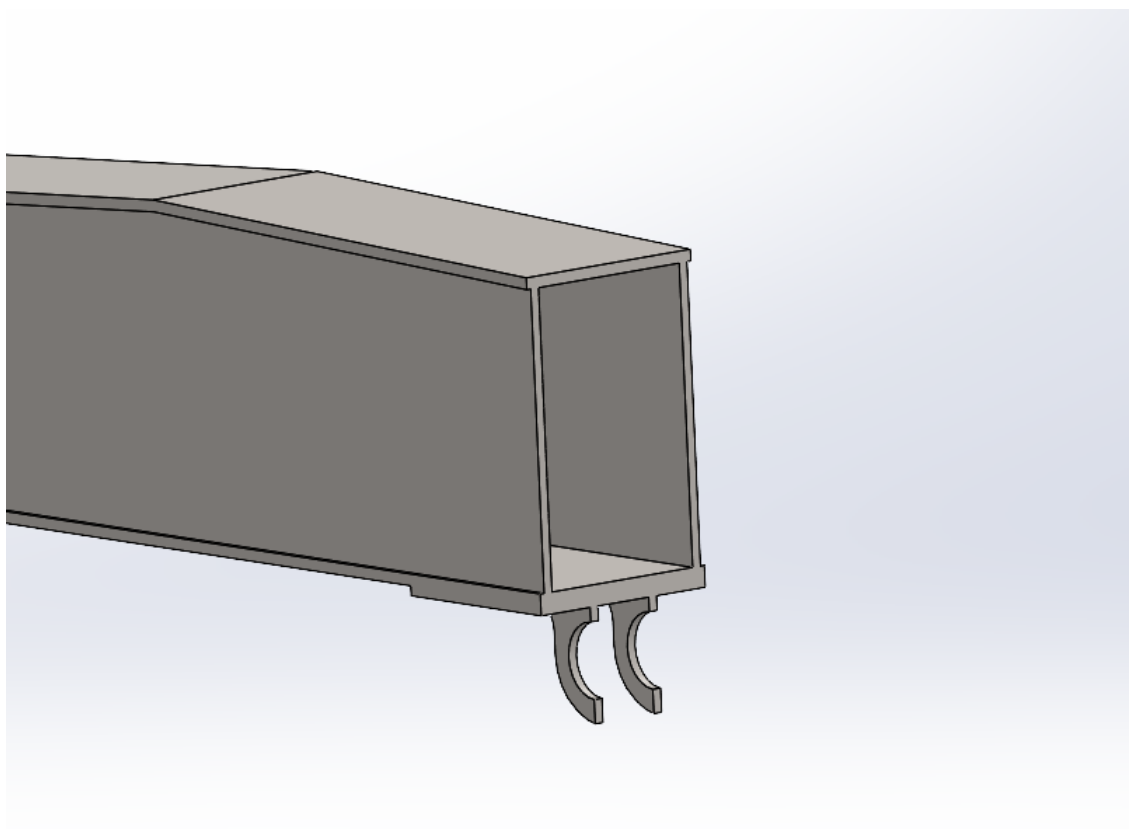
Bredden og høyden på bommen ble endret, samtidig som sylindere fikk en ny plassering mellom bom og tårn for å kunne dimensjonere etter dette. Som første utgangspunkt hadde bommen et tversnitt under største moment i festet ved sylindere en høyde på 800 millimeter og en bredde på 400 millimeter. Dette ga et bøyemoment på rundt 39,94 MPa og vises i utregningen under.

$$\sigma_{B \text{ gammel}} = \frac{M}{I_y} \cdot z = \frac{M_{max \text{ bom}}}{\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}} \cdot z$$

$$\sigma_{B \text{ gammel}} = \frac{166,04 \text{ kNm} \cdot 10^6}{\frac{400 \cdot 800^3 - 384 \cdot 784^3}{12}} \cdot 396$$

$$\sigma_{B \text{ gammel}} = 39,94 \text{ MPa}$$

Bommen var overdimensjonert og målene på tversnittet ved størst moment ble omtrent halvert. Nytt tversnitt ved sylindrefeste hadde en høyde på 339,51 millimeter, bredde på 200 millimeter og 12 millimeter og ti millimeter tykke vegger. Bilde av tversnittet vises i Figur 19:



Figur 19: Nytt tversnitt ved sylindrefeste

Regner på bøye- og aksialspenningene på område med maksimalt moment på bommen og derfor størst påvirkning av krefter på bommen. Bruker verdi for maksimalt moment på bom fra kapittel 4.1.

$$\sigma_{Max} = \sigma_B + \sigma_A$$

$$\sigma_{B\ ny} = \frac{166,04 \cdot 10^6}{\frac{200 \cdot 339,51^3 - 180 \cdot 315,56^3}{12}} \cdot 163,76$$

$$\sigma_{B\ ny} = 150,31\text{MPa}$$

$$\sigma_A = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_A = \frac{2100 \cdot 1,3 \cdot 9,81}{339,51 \cdot 200 - 315,56 \cdot 180}$$

$$\sigma_A = 2,41\text{MPa}$$

$$\sigma_{Max} = 152,72\text{MPa}$$

Dette resulterte i spenninger nærmere sikkerhetsfaktor  $\sigma_{tillatt\ I} = 236,76$  MPa for tillatte spenninger med hensyn på strekkraftene i bommen. Velger lasttilfelle I fordi denne har lavest sikkerhetsfaktor.



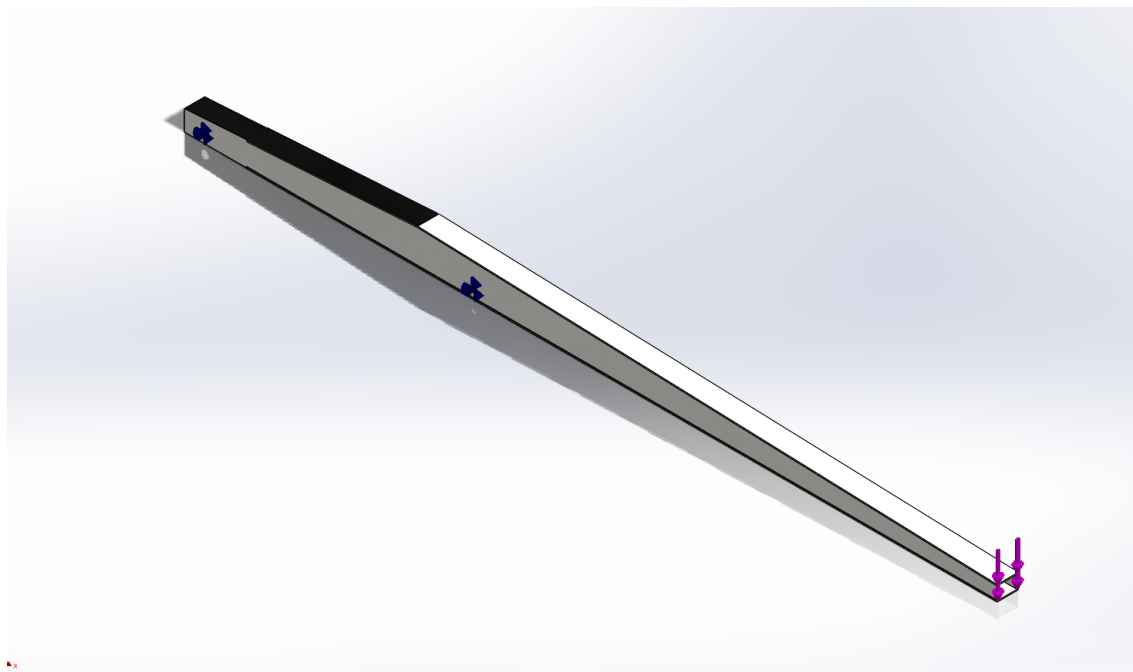
## 5.5 Resultater på foreløpig design

Verdien utregnet av  $\sigma_{max}$  i kapittel 5.4 fører til en videre utvikling av de valgene som ble tatt i bruk ved dimensjonering av mål bom. Sikkerhetsfaktoren ved lasttilfelle I tilsier at maksimale spenninger ikke kan overstige 236,67 MPa. Tversnitt som det ble gjort beregninger av på bommen ble satt til å ha en høyde  $H = 339,51$  millimeter og en bredde  $B = 200$  millimeter, med en topp- og bunnplatetykkelse på 12 millimeter og sideveg-gtykkelse på ti millimeter.

Sylinderfestet ble plassert 1,8 meter fra festet ved tårnet og brukt til beregninger på bøyespenningsene over det tverrsnittet på bommen.

Maksimalt samlet krefter som bommen ble utsatt for i punktet med størst moment var ved beregninger 152,72 MPa. Det var under sikkerhetsfaktoren gitt ved lasttilfelle I og bommen ble designet etter disse målene med utgangspunkt i formen på Bom 1.

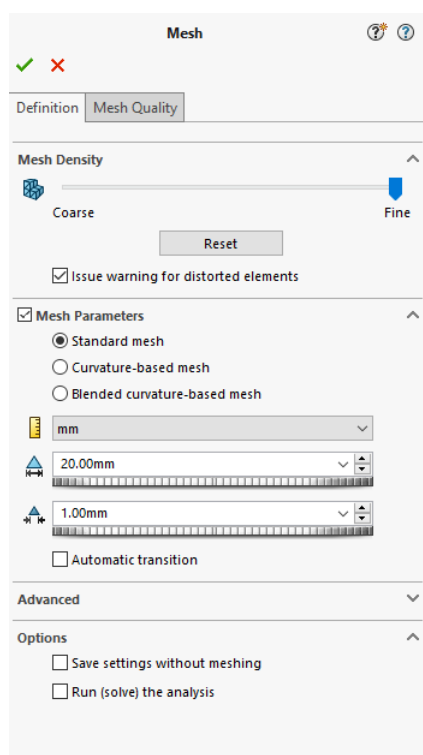
Etter å ha gjort forbedringer på dimensjoneringen av bommen ble utseende på bommen slik:



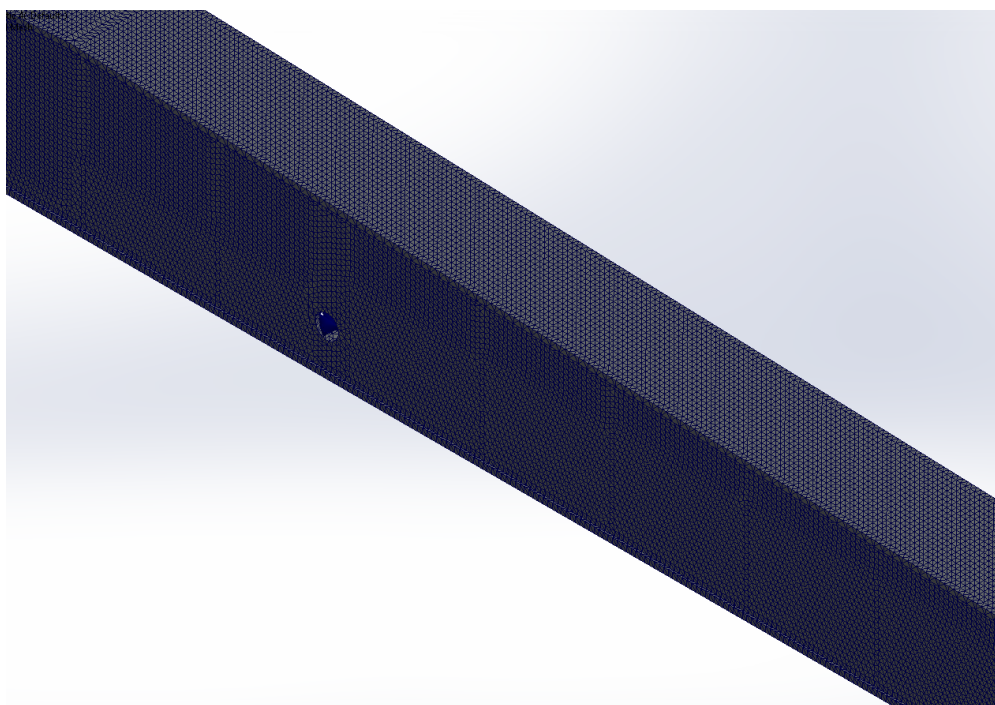
Figur 20: Bom med krefter og festepunkter

Figur 20 viser påførte vertikale laster på tuppen av bommen og "bearings" i festene til både tårn og sylinder. Simuleringene av bommen ble utført med dette utgangspunktet.

Videre ble ”mesh” valgt på solid del med parametere ti millimeter på ”apply mesh control” og 20 millimeter på ”mesh” som vist i Figur 21:

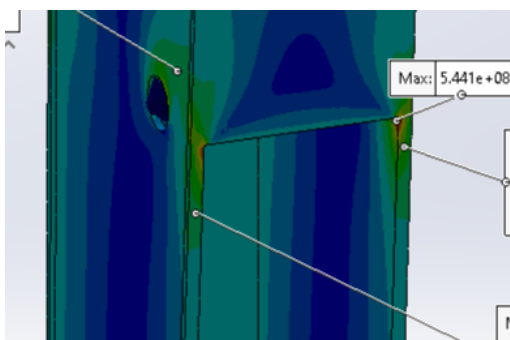


Figur 21: Valg av ”Create mesh”

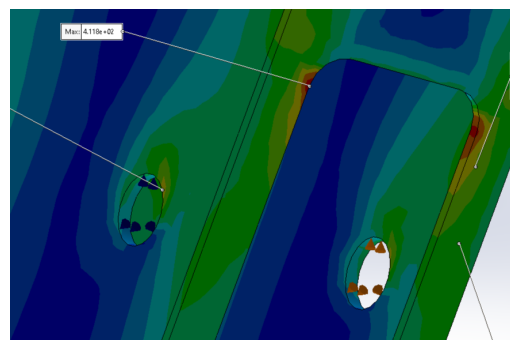


Figur 22: Utklipp av bom med påført ”mesh”

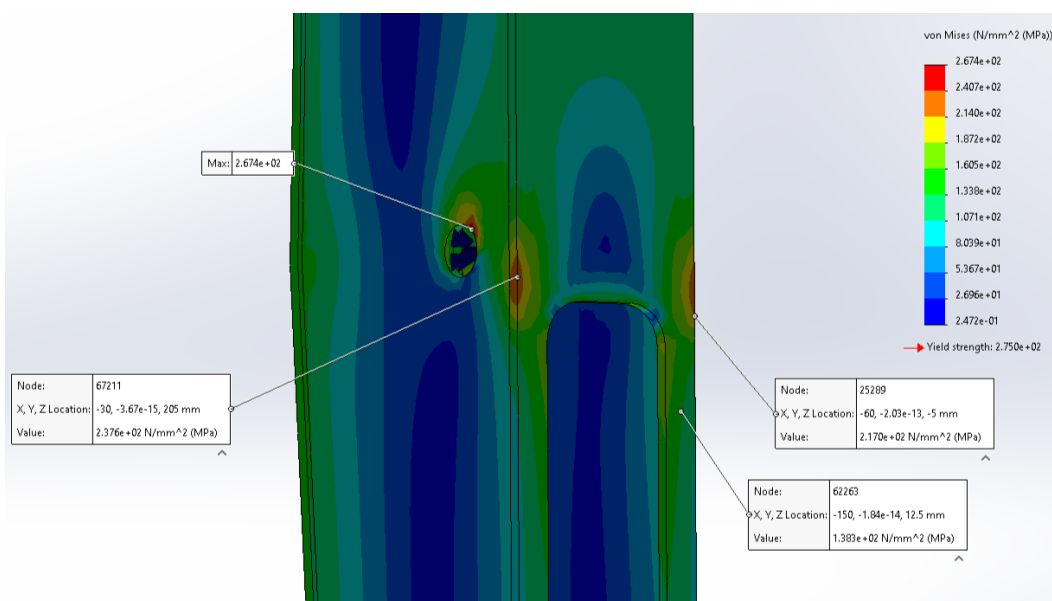
Ved første simulering av oppstod det store spenninger ved feste til cylinderen og områdene rundt på undersiden. Det er en utskjæring av bunnplaten på bommen for å tilpasse seg cylinderen sitt bevegelsesmønster. Utfallet av simuleringen gjorde det nødvendig å videreutvikle designet på undersiden av bommen.



Figur 23: Nærbilde av FEM analyse av undersiden på bommen ved sylindrefeste før endring med maks spenning på 544,1 MPa



Figur 24: Nærbilde av FEM analyse av undersiden på bommen ved sylindrefeste etter første endring med maks spenning på 411,8 MPa



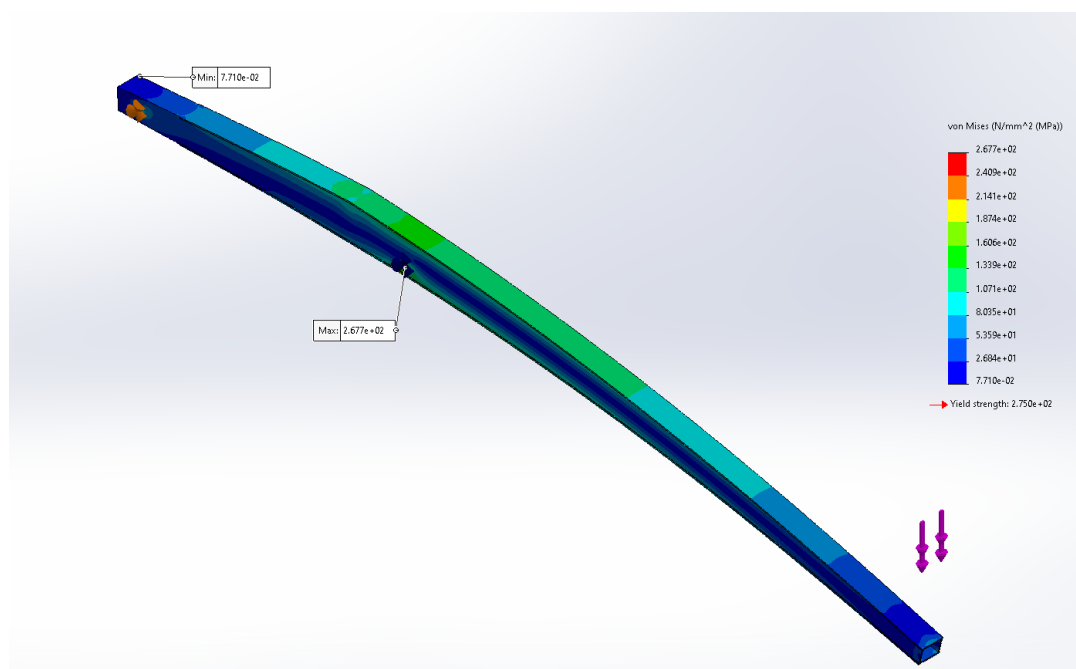
Figur 25: Nærbilde av FEM analyse av undersiden på bommen ved sylindrefeste etter siste endring med maks spenning på 267,4 MPa

Figur 23 viser hvordan designet på bommen var i utgangspunktet. Hullet på undersiden hadde en bredde på 200 millimeter og gikk helt ut til sideveggene. Dette ga store spenninger på undersiden av sideveggene som var nærme sylindrefestet. På hjørnene av hullet på undersiden oppstod de maksimale spenningene.

I Figur 24 kan en se de første endringene gjort på undersiden av bommen. Det ble lagt på en fillet på 40 millimeter på alle fire hjørnene. Bredden på hullet ble endret til 140 millimeter og det ble lagt til mer materiale på hver side av åpningen til sylindere. Lengden på åpningen økte slik at det var en åpning forbi sylindrefestet. De maksimale spenningene oppstod omtrent samme sted som i Figur 23, og spenningene var over maks tillatt grense.

Figur 25 viser løsningen som ble tatt i bruk ved videre analyser på bommen. "Fillet" i hjørnene ble satt til 100 millimeter og hullet ble flyttet slik at det var materiale fra bunnplaten under sylindrefeste. Maksimale spenninger oppstod i sylindrefestet og var på 267,4 MPa, de andre punktene som er sjekket for spenninger er mellom 138,3 - 237,6 MPa. Spenningene i denne løsningen er jevnere fordelt og de store spenningene som oppstod på hjørnet av hullet er borte.

Resultatet på bom med gitte pålastede krefter og "mesh" vises under i Figur 26.



Figur 26: Simulering av foreløpig bom med horisontale laster

Maksimale spenninger på bommen oppstod i sylindrefeste, med en maks på 267,7 MPa. På oversiden oppstår det strekkspenninger jevnt over, med størst spenning over sylindrefeste der grønnfargen er lysere.

Under presenteres resultater i en tabell med verdier fra analyse av bom med påført krefter og forskjellige vinkler fra lasttilfelle I og II.

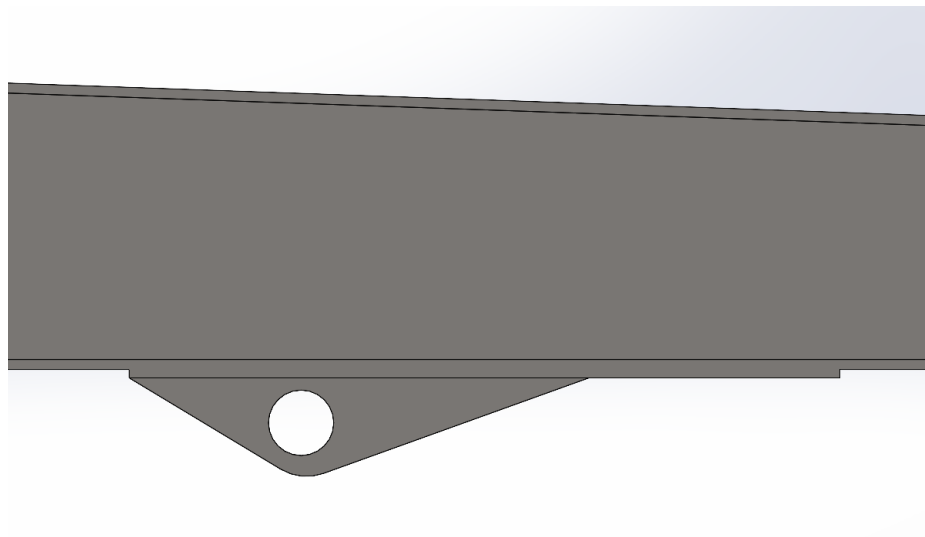
Tabell 7: Resultater av spenninger med vinkler

Lasttilfelle	Maks spenninger[MPa]
Normal	267,7
2 grader (Trim)	329,6
5 grader (Heel)	275,0
3 grader (Trim)	306,0
7.5 grader (Heel)	271,1

### 5.5.1 Redesign av sylindrefeste

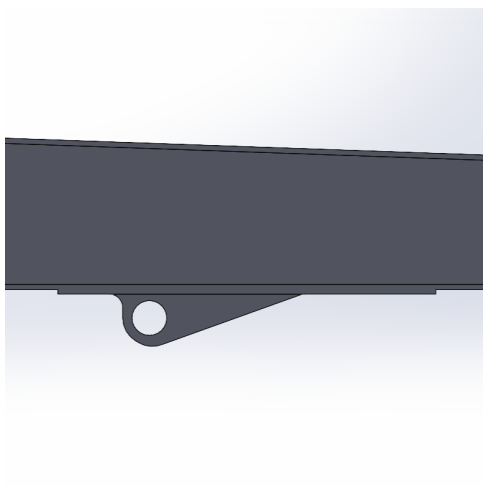
Maksimale spenningsverdier som oppstod på bommens sylindrefeste, som vist i Figur 26, overskred tillatte spenninger basert på sikkerhetsfaktoren gitt i lasttilfellene. Dette ble tydelig demonstrert gjennom høye spenningsverdier i Tabell 7. Det ble derfor nødvendig å foreta endringer både på sylindrefestet og på undersiden av bommen.

Det første trinnet var å tette igjen undersiden av bommen slik at den fikk en fullstendig underplate. Det ble i tillegg lagt til en støtteplate på undersiden av bommen der sylindrefestet ble plassert for å lage en sterkere struktur i området. Festet ble inspirert av sylindrefestet på tårnet, som vil bli presentert i kapittel 6.5 og vises i Figur 27.

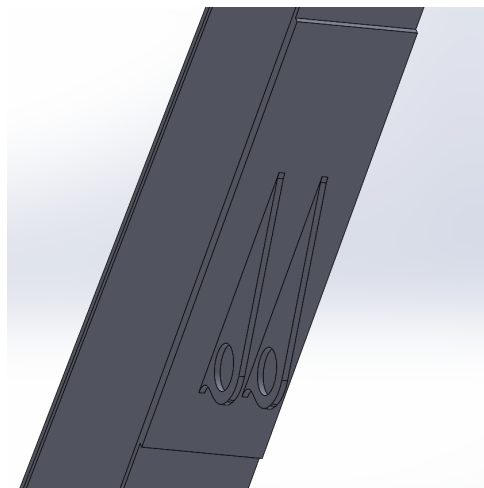


Figur 27: Sylindrefeste inspirert av tårnløsning

Under monteringsprosessen av sammenstillingen, da bommen, tårnet og hydraulikksylinderen ble satt sammen, ble det oppdaget at festet hadde for mye materiale og kolliderte med sylindere. Finit element-analyse (FEA) viste imidlertid at det var lite spenninger på festet, som gjorde det mulig å fjerne deler av materialet. Det endelige resultatet av sylindrefestet vises i Figur 28 og 29.



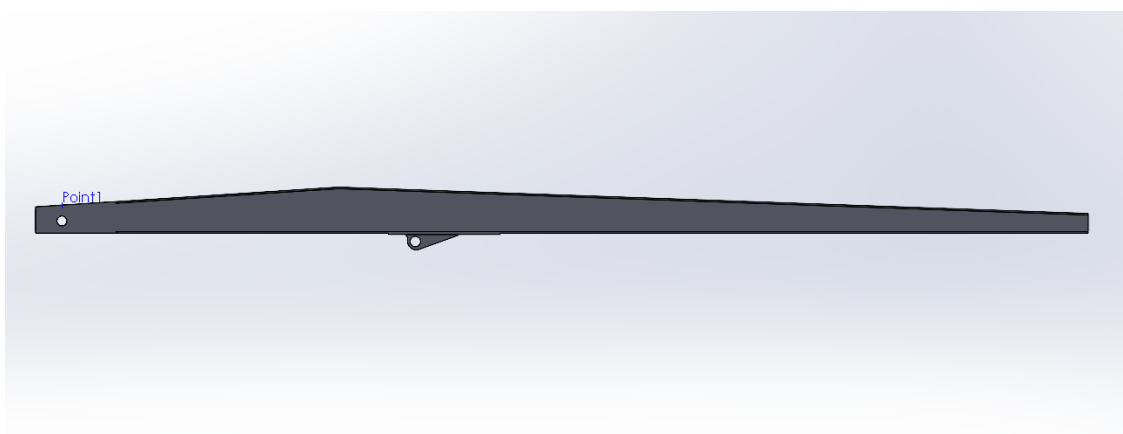
Figur 28: Endelig feste



Figur 29: Endelig feste fra undersiden

## 5.6 Resultat av geometri

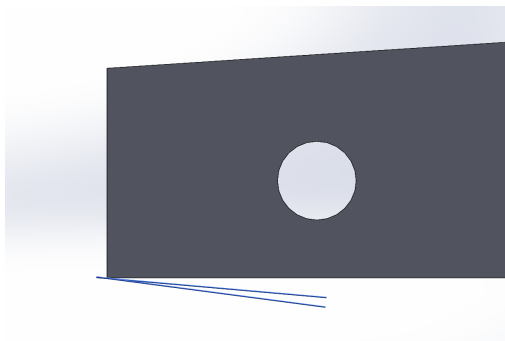
Resultatet av bommen ble en utvikling av designet på Bom 1 og ble ferdigstilt etter redesign av sylindrefestet. Etter alle forbedringer og modifikasjoner ble utseende på bommen som vist i Figur 30. Se Vedlegg 5 for maskintegninger av bommen med detaljerte mål og størrelser av bommen.



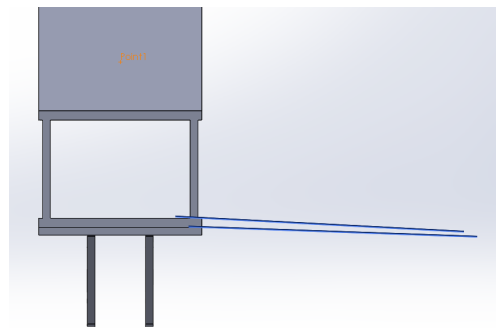
Figur 30: Ferdig CAD-modell av bom

## 5.7 Lasttilfeller

Kreftene som skal plasseres på bommen er knyttet til referanseplanene som har "heel" og "trim" på henholdsvis fem og to grader i lasttilfelle I, og 7,5 og på tre grader i lasttilfelle II. Disse vinklene angir avviket fra den horisontale posisjonen.



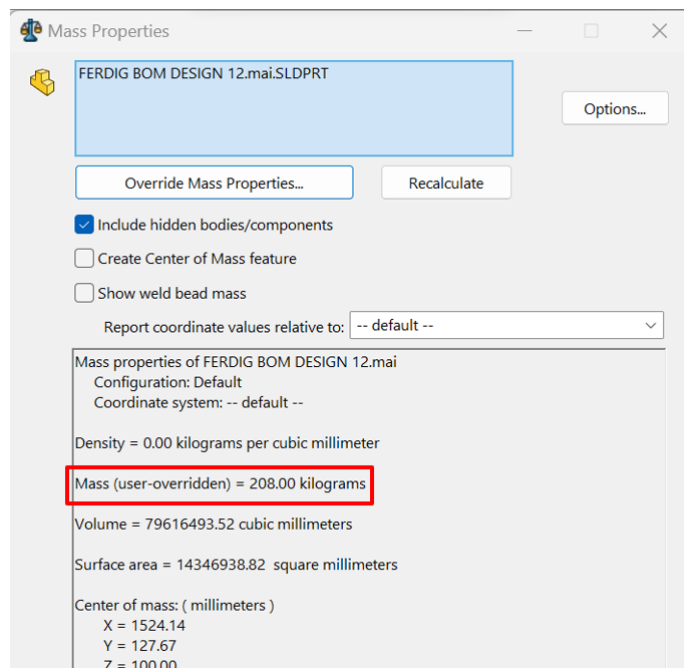
Figur 31: Referanseplan "heel" på 7,5 og fem grader



Figur 32: Referanseplan "trim" på tre og to grader

Lastene som er påført på tuppen av bommen er kreftene  $F_B = 267811$  N som er påført i vertikal retning og  $F_S = 647,46$  N og  $F_R = 156,96$  N som er plassert i horisontal retning inn mot bommen. Vinsjen, som er tenkt til å plasseres på topplaten mot baksiden av bommen utgjør en snorkraft og belastningskraft i dette området. Kraftene som tilsvarer dette i FEM-analysen er  $F_{vinsj} = 294,3$  N som plasseres vertikalt og  $S = 290,0$  N som plasseres horisontalt.

Totalvekten til bommen er satt til 208,0 kg, som inkluderer både selve bommen og den tilhørende dødvekten. Dette inkluderer den totale massebelastningen som påvirker strukturen og må tas i betraktning under design og analyse.

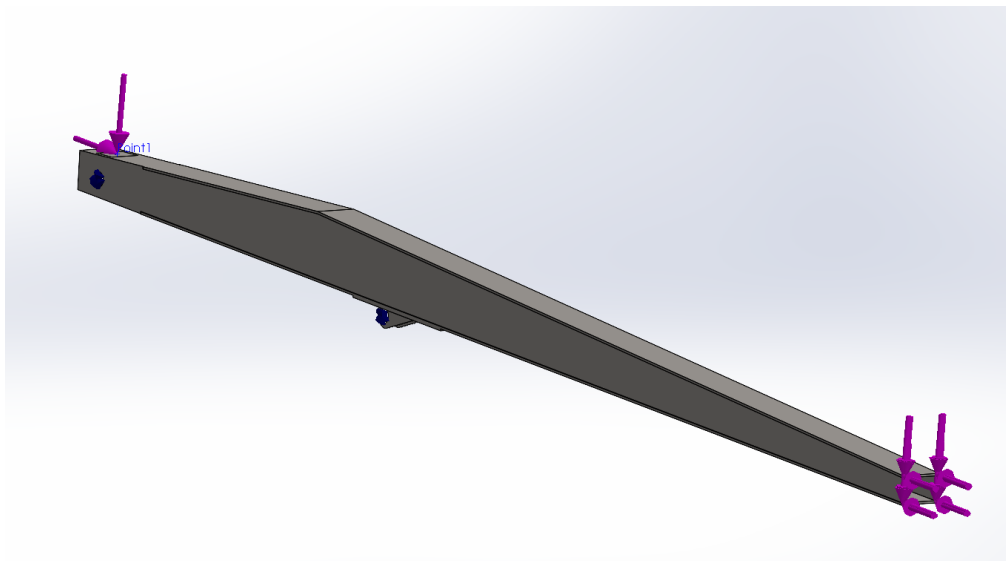


Figur 33: Mass properties på bom med vekt satt til 208,0 kg



### 5.7.1 Lasttilfelle I

Lastene plassert på bommen fra lasttilfelle I vises under i Figur 34.

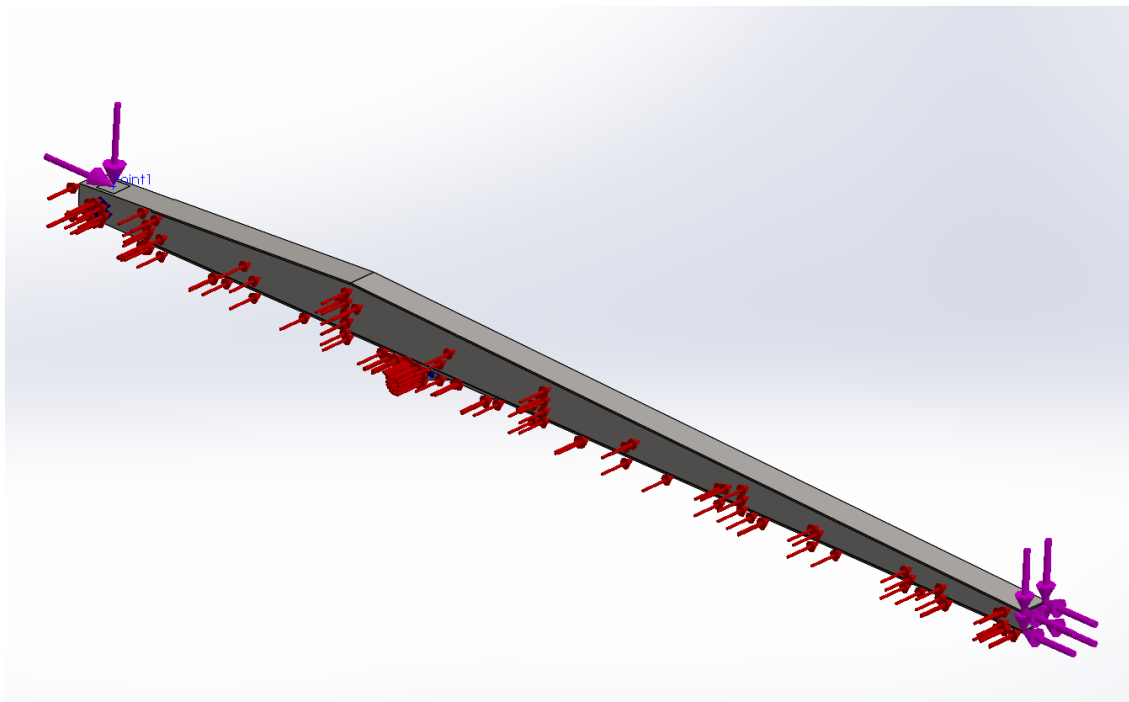


Figur 34: Påførte laster på bom i lasttilfelle I

Ved lasttilfelle I er det tatt to statiske analyser, det ene tilsvarer en analyse hvor kreftene følger planet til "trim" som er på to grader og den andre hvor kreftene følger "heel" som er på fem grader.

### 5.7.2 Lasttilfelle II

Lastene plassert på bommen fra lasttilfelle II vises under i Figur 35.



Figur 35: Påførte laster på bom i lasttilfelle II

Kreftene i lasttilfelle II er plassert likt på bommen som i lasttilfelle I, men vinklene på referanseplanet er i dette tilfellet på 7,5 grader ("heel") og tre grader ("trim").

Det er satt på et vindtrykk  $q = 423,36 \text{ N/m}^2$  normalt på den ene sideplaten til bommen og normalt på festet til sylindren.

## 5.8 Endelig resultat fra FEA

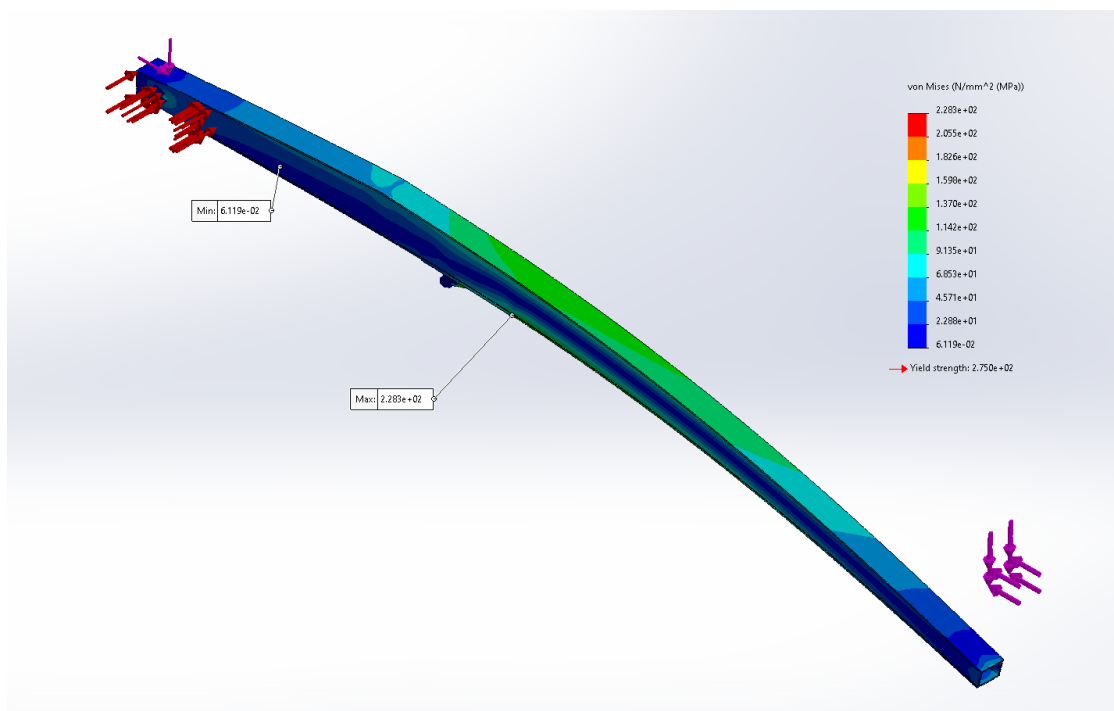
På den ferdigstilte bommen ble det kjørt fem forskjellige simuleringer i Solidworks av lasttilfelle I og II og fikk følgende resultater presentert i Tabell 8.

Tabell 8: Resultater av spenninger på bom etter FEM-analyse

Lasttilfelle m/vinkel	Maks spenninger[MPa]
Normal: 0°	213,2
Lasttilfelle 1: to grader (Trim)	225,0
Lasttilfelle 1: fem grader (Heel)	211,7
Lasttilfelle 2: 3 grader (Trim)	228,3
Lasttilfelle 2: 7,5 grader (Heel)	207,8

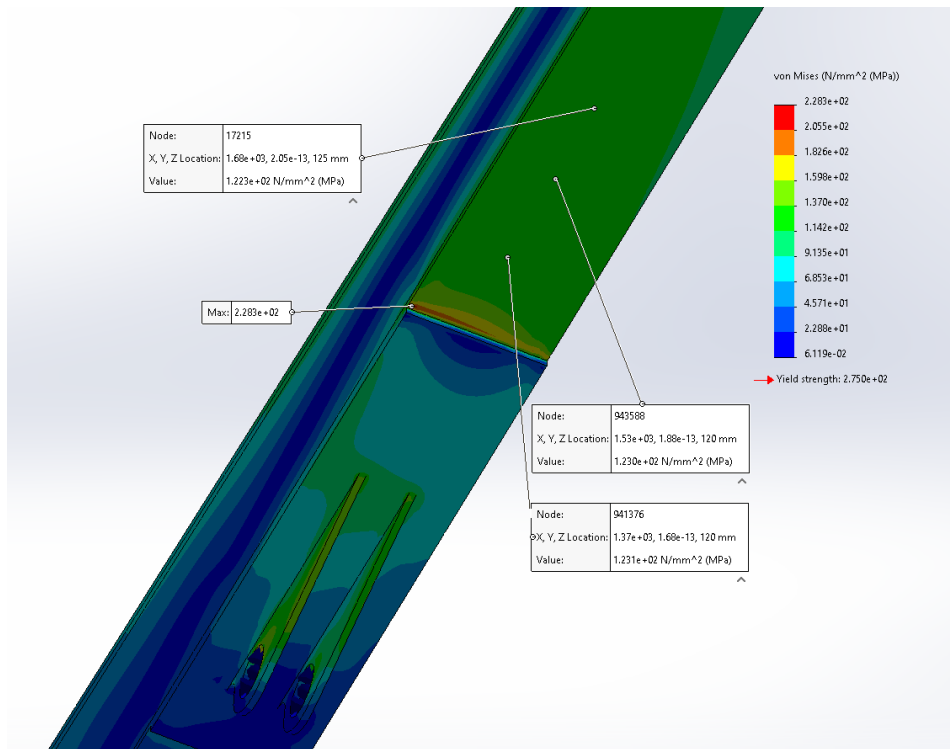
I Vedlegg 6 vises alle fem simuleringene og resultatene av disse fra CAD-modellen av bommen.

Største spenninger som oppstod var på lasttilfelle II med en ”trim” på tre grader som vist i Figur 36



Figur 36: Lasttilfelle II - ”trim”: tre grader

Maks spenninger oppstår på undersiden foran platen til festet. Omtrent på midten av oversiden på bommen oppstår det strekkspenninger fra 90-130 MPa.

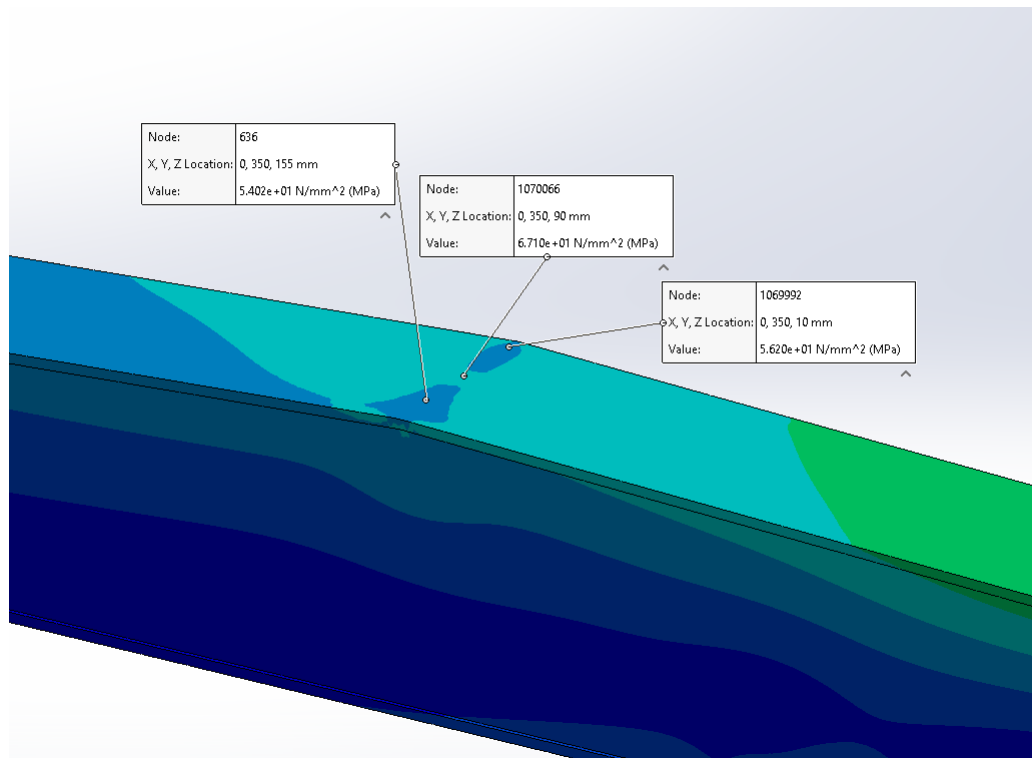


Figur 37: Lasttilfelle II - ”trim”: tre grader. Undersiden av bom.

På undersiden oppstår det et område foran støtteplaten til sylindrefestet med høyere trykkspenninger enn på resten av underplaten. I Figur 37 er dette området avbildet. Trykkspenningene er på omtrent 120-130 MPa, med unntak av ved overgangen fra støtteplaten hvor de maksimale spenningene oppstår.

### 5.8.1 Sveiseberegninger på bom

Gruppen ønsket å sjekke sveisen på topplaten der det er en overgang mellom to plater. For å sjekke spenningsverdier på sveisen ble det brukt "probe" i Solidworks. På Figuren under vises spenningsene fra lasttilfelle II.



Figur 38: Spenninger ved knekk/sveis på oversiden

Den første "proben" fra høyre viser 52,02 MPa, den andre viser 67,10 MPa og den siste viser 65,20 MPa. Gruppen går ut i fra verdien som har høyest maks spenninger.

Videre er det behov for å finne ut hvilken detaljkategori som skal anvendes. Denne kan finnes i Tabell 8.3 - Tverrgående buttsveiser i NS-EN 1993-1-9.

Detalj-kategori	Konstruksjonsdetalj		Beskrivelse	Krav
112	Størrelses-effekt for $t > 25\text{mm}$ : $k_s = (25/t)^{0.2}$		<p><u>Uten mothold:</u></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Tverrgående skjøter i plater og flattstål.</li> <li>2) Flens- og stegskjøter i platebærere før sammenstilling.</li> <li>3) Buttsveis av hele tverrsnittet i valsede profiler uten "musehull".</li> <li>4) Tverrgående skjøter i plater eller flattstål, med bredde- eller tykkelsesendringer med helning <math>\leq 1/4</math>.</li> </ol>	<p>Alle sveiser skal slipes til plan overflate og parallellt med lastretningen (pilotretningen).</p> <p>Det skal benyttes start- og stoppbrikker som deretter skal fjernes, platekanter skal slipes plant i spenningsretningen.</p> <p>Svelst fra begge sider, kontrollert med NDT.</p> <p><u>Detalj 3):</u> Gjelder bare for skjøter i valsede profiler, skåret og  svelst .</p>

Figur 39: Detaljkategori

Figur 39 er den kategorien som passer best med sveisen mellom topplatene, det vil si at det er detaljkategori 112 som skal brukes videre.

Anvender Formel 13 for å finne  $\Delta\sigma_D$  som skal sjekkes opp mot spenningene som oppstår i sveisen:

$$\Delta\sigma_D = 0,737 \cdot 112 = 82,54\text{MPa}$$

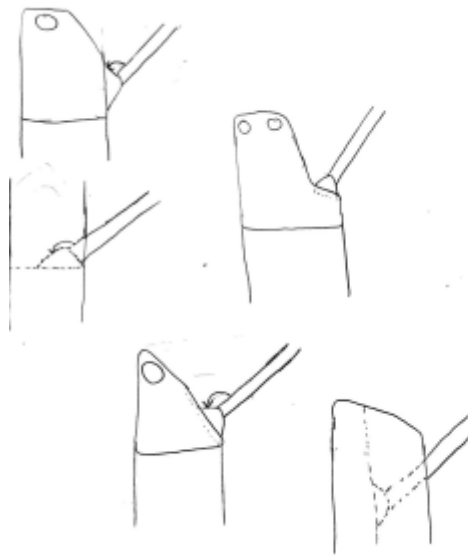
Siden utmattingsgrensen  $\Delta\sigma_D$  er større enn de maksimale spenningene som oppstår i sveisen er det ikke behov for videre beregninger.

## 6 Tårn

### 6.1 Skisser av tårn

Ved skissene av tårnet var det viktig at det ble utformet slik at hovedbommen har mulighet til å heises 90 grader opp til det høyeste punktet. Mulighet for form på tårn samt plassering av hydraulisk sylinter var variabler som hadde påvirkning på resultatet.

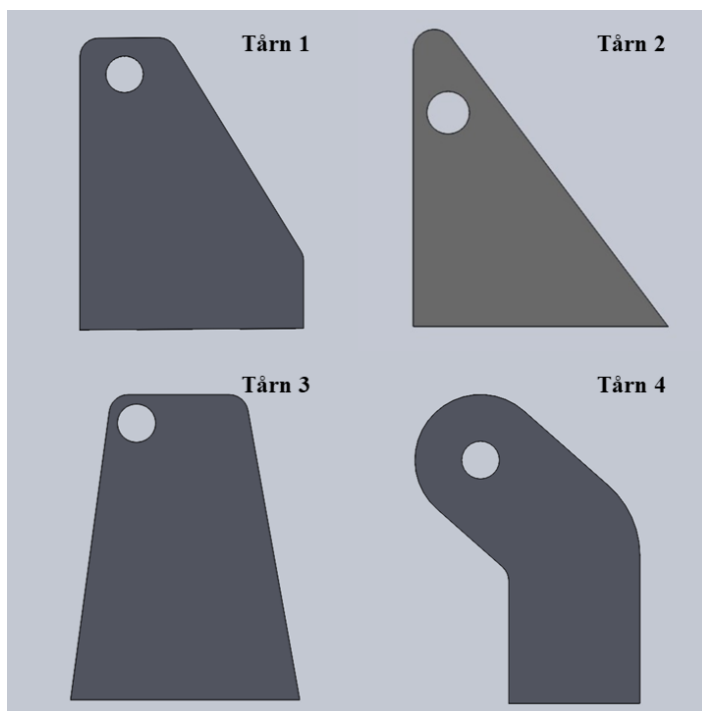
I skissene av tårnet var det ønskelig å få et tårn som ikke var helt rektangulært. På grunn av ønske om å fjerne unødvendig materiale, samtidig som det var viktig finne et tårn som hadde et stødig feste for bommen og den hydrauliske sylindren.



Figur 40: Håndskisser av tårn

## 6.2 Resultat fra håndskisser

Fremgangsmåte til tårnet ble utført på samme måte som på bommen med fire forskjellige tårn modellert i Solidworks som en videre utvikling fra håndskissene.



Figur 41: CAD-modell av tårn 1-4

I Figur 41 kan vi se at Tårn 1 har en firkantet nedre del, men får en avkutting av materiale foran på tårnet. Tårnet er inspirert fra andre skipskraner som gruppen har studert.

Det neste designet som ble utviklet var Tårn 2. Den er lignende Tårn 1, men har en avkutting av materiale på den ene siden.

Tårn 3 har et simpelt design, formen er firkantet med en reduksjon i materiale mot toppen. Festet er plassert mot et hjørne slik at det er mer materiale som vil omringe bommen.

Tårn 4 har en annen fasong enn resten av tårnene. Den har mindre materiale under festet til bommen og samtidig begrenset med materiale jevnt over. Dette er tårnet med minst materiale.

Tårnene har veggtykkelse på ti millimeter, høyde på 1600 millimeter, lengde på 1200 millimeter og en bredde på 430 millimeter. Festene til bommen er plassert omtrent på samme sted på de forskjellige designene, men på grunn av form og fasong ble de ikke plassert på nøyaktig samme sted.



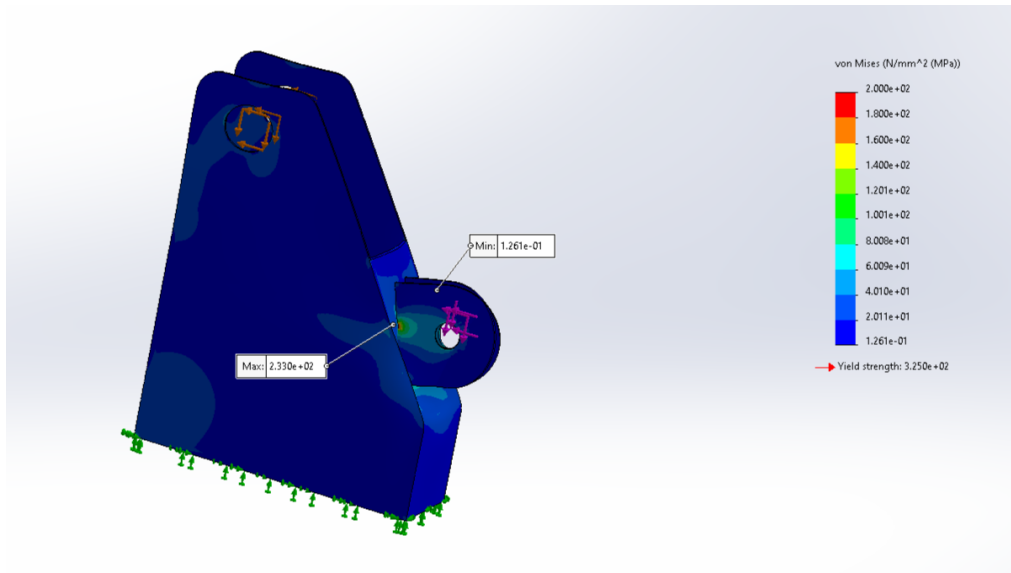
### 6.3 Simulering av fire forskjellige tårn

Designet av de fire forskjellige tårnene i Figur 41 ble simulert i Solidworks. Ved simulering av tårnene ble det nødvendig å designe et sylindrefeste slik at det kunne plasseres krefter der. De ble laget likt for alle tårnene, og har mål på ti millimeter i tykkelse, 400 millimeter i bredden og 400 millimeter i høyden, med en avrunding på 200 millimeter i radius. I festet mellom bom og tårn ble kreftene fra kapittel 4.1  $F_{Ax}$  og  $F_{Az}$  påført som krefter og det ble valgt funksjonen ”selected direction” for å kunne legge inn kreftene i riktig retning. I festet mellom tårn og sylinder ble kraften  $F_D$  fra samme kapittel dekomponert og lagt inn i to retninger, slik som kreftene i festet til bommen.

Etter første simulering av et av tårnene ble det konkludert med at det må være en plate i midten av tårnet parallelt med undersiden av tårnet. Denne platen ble plassert på litt forskjellige høyder på de forskjellige tårnene ut i fra geometrien, men platen ble plassert omtrent midt på eller rett under sylindrefestet på tårnene.

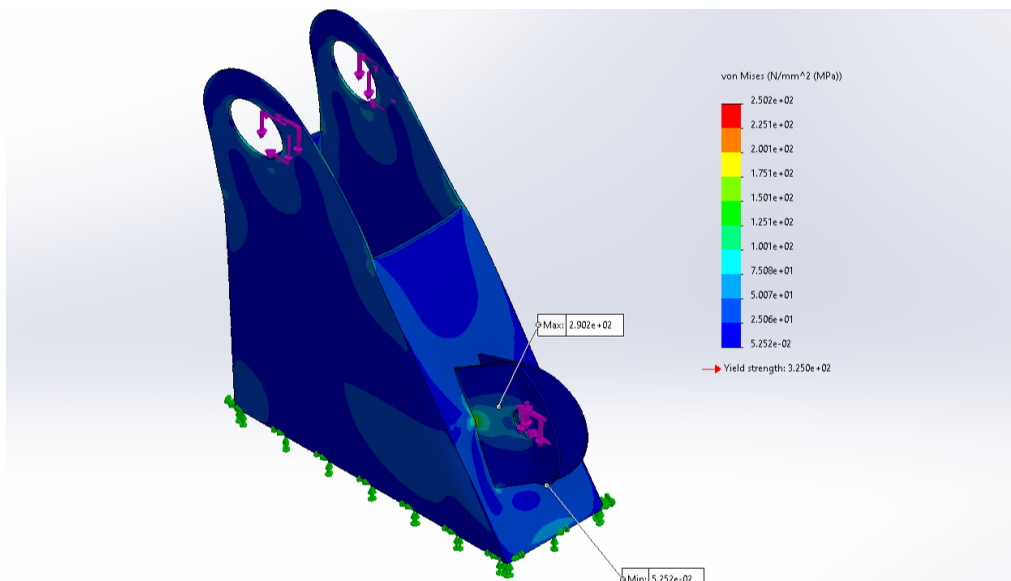
Tabell 9: Parametere brukt i Solidworks

Verktøy	Modifikasjon/størrelse
Material	S355J0
Fixture	Fixed geometry på undersiden av tårnet
Force	$F_{Ax}$ og $F_{Az}$ i festet til bommen, $F_{Cz}$ og $F_{Cx}$ i festet til sylinderen
Mesh controll	All faces, 10 mm
Mesh	20 mm



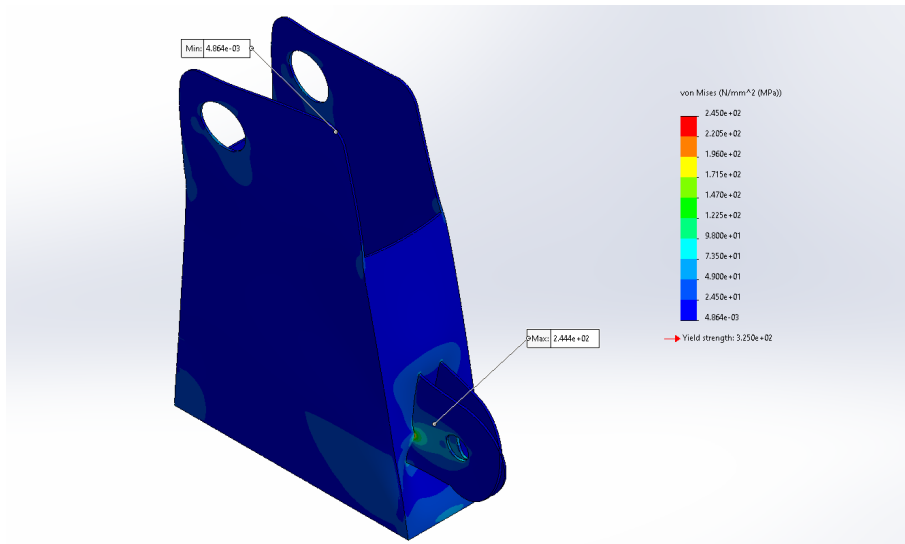
Figur 42: Tårn 1 - resultat av FEM-analyse

Figur 42 viser spenningene som oppstår i Tårn 1 etter påførte krefter. Den høyeste spenningen oppstår innerst ved sylindrefestet og har en verdi på 233 MPa.



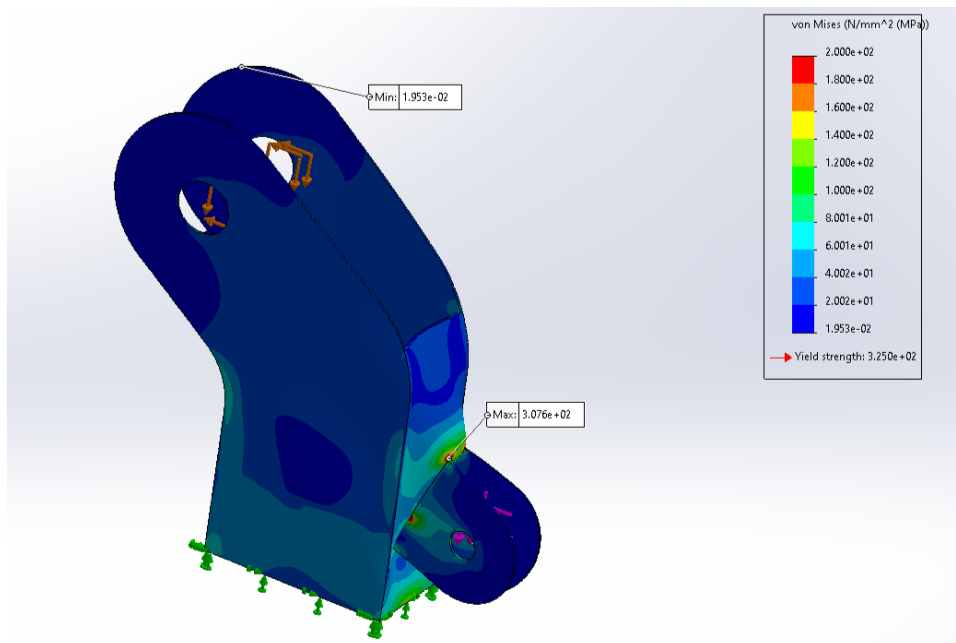
Figur 43: Tårn 2 - resultat av FEM-analyse

I Figur 43 vises Tårn 2 etter simulering med en maksimal spenning på 290,2 MPa. Her er spenningene litt høyere enn i Tårn 1, men har likevel lave spenninger på andre overflater på tårnet.



Figur 44: Tårn 3 - resultat av FEM-analyse

Maksimale spenninger på Tårn 3 er på 244,4 MPa. Som Figur 44 viser ligger maksspenningene omtrent samme sted som i Tårn 1 og 2 i overgangen til sylindrefestet. Det er en stabil spenningsfordeling over de andre delene av tårnet, og geometrien takler kreftene godt.



Figur 45: Tårn 4 - resultat av FEM-analyse

Tårn 4 har maksimale spenninger på 307,6 MPa. Som Figur 45 viser er det flere områder med høyere spenninger rundt sylindrefestet og ved undersiden av tårnet, i motsetning til de andre tårnene.

### 6.3.1 Valg av design

Valg av design av tårn ble bestemt på bakgrunn av resultater av maksspenninger og spenninger jevnt over hele tårnet slik som i kapittel om valg av design til bommen. Under er resultatene fremvist i Tabell 10 . Ut i fra resultatene var det Tårn 1 som ble utsatt for lavest spenninger og det var denne geometrien gruppen ønsket å gå videre med.

Tabell 10: Resultater med maks spenninger fra analyse i Solidworks på tårnene

Type tårn	Maks spenninger [MPa]
Tårn 1	233,0
Tårn 2	290,2
Tårn 3	244,4
Tårn 4	307,6

## 6.4 Håndberegninger ved dimensjonering av tårn

Beregninger ble gjort ved å gjøre en antagelse av påvirkende krefter og mål for å finne ut av hvilke størrelser, avstander og valg som ga gode resultater. Verdier er hentet fra tidligere beregninger i kapittel 4.1 fra rapporten på moment, skjær- og normalkrefter for å finne ut maksimale aksial- og bøyepenninger i tversnittet der det oppstår størst moment på tårnet.

Endringer ble gjort på både bredden og plasseringen av front- og bakplaten, samtidig som sylinderefestet ble utviklet til å passe resten av kranen.

Tversnittet på tårnet i området med størst kraft har en bredde på 200 millimeter, tykkelse på åtte og ti millimeter og en lengde på 1000 millimeter der kraften påvirker.

Sikkerhetsgrensen  $\sigma_{tillatt I} = 236,76$  MPa for lasttilfelle I. Maksimale spenninger må være under dette kriteriet for at kranen skal være godkjent. Regner på bøye- og aksialspennin- gene på område med maksimalt moment og derfor størst påvirkning av krefter på tårnet. Maksimalt moment oppstår i tversnittet hvor sylindere påvirker tårnet.

$$\sigma_{Max} = \sigma_B + \sigma_A$$

$$\sigma_B = \frac{M_{max}}{\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}} \cdot z$$

$$\sigma_B = \frac{238,06 \cdot 10^6}{\frac{200 \cdot 1000^3 - 180 \cdot 984^3}{12}} \cdot 495$$

$$\sigma_B = 49,61 MPa$$

$$\sigma_A = \frac{2100 \cdot 1,3 \cdot 9,81}{200 \cdot 1000 - 180 \cdot 984}$$

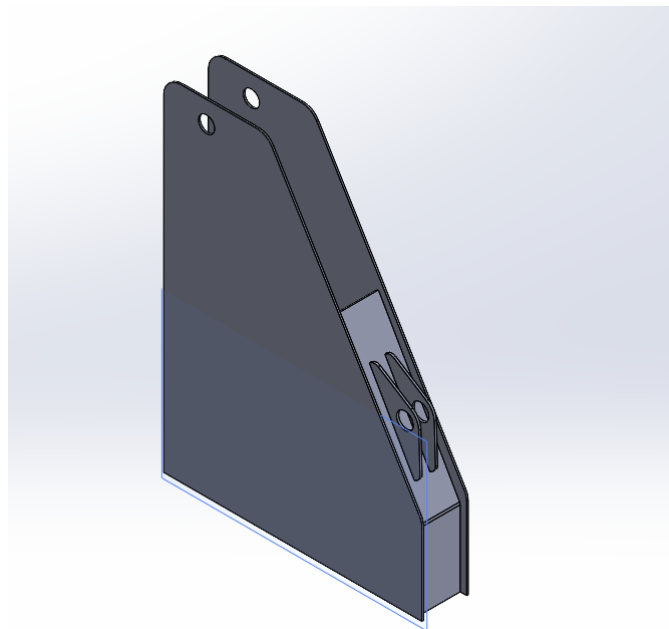
$$\sigma_A = 1,17 MPa$$

$$\sigma_{Max} = 50,78 MPa$$

Beregningene gjort for hånd viser at tårnet er dimensjonert slik at det vil oppstå spenninger på 50,78 MPa ved tversnittet som er utsatt for størst moment.

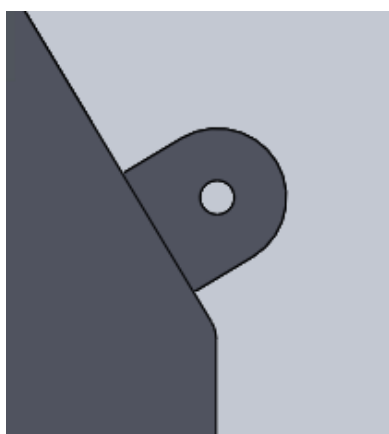
## 6.5 Resultat av geometri

Ut i fra valget om å gå videre med Tårn 1, har gruppen sett på løsninger for å forbedre tårnet før det ble et endelig resultat. Etter å ha gjort forbedringer ble utseende på tårnet slik:

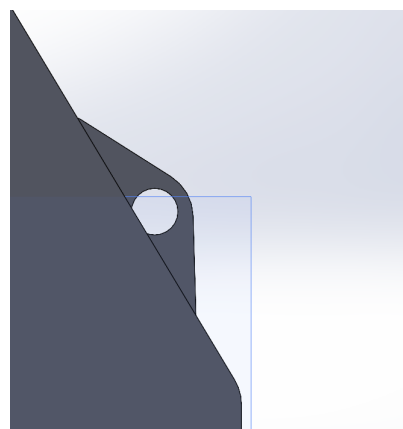


Figur 46: Ferdig CAD-modell av tårn

Endringer som har blitt gjort inkluderer reduksjon av bredden på tårnet og diameteren på festet til bommen for å sikre en passende tilpasning mellom de to. Se Vedlegg 7 for maskintegning av tårnet og nøyaktige mål. Festet og hullene til sylinderen er også endret og dimensjonert slik at det passer med sylinderen.

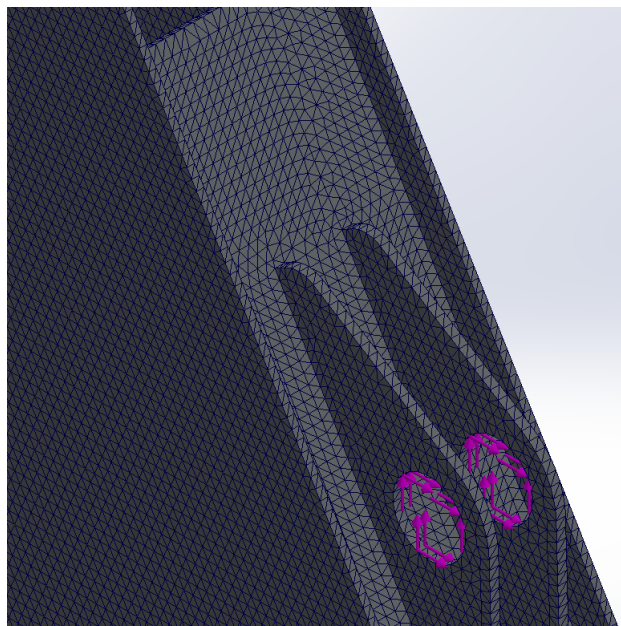


Figur 47: Gammelt sylindrefeste på tårn



Figur 48: Nytt sylindrefeste på tårn

Under vises Figur 49 med resultatet av påført "mesh" på tårnet etter å ha brukt samme størrelser som på bommen. "Apply mesh control" ble størrelsen på elementene satt til ti millimeter, og 20 millimeter på "create mesh" som vises i Figur 21.



Figur 49: Mesh av tårn

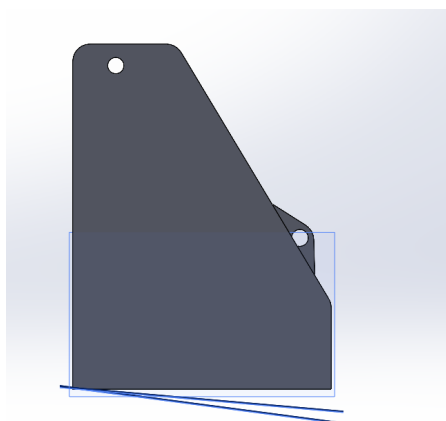
Under presenteres resultater av FEM-analysene i en tabell med vinklene fra lasttilfelle I og II. Påførte krefter er like som tidligere, men retningen til kreftene er endret slik at de forholder seg til vinklene.

Tabell 11: Resultater av spenninger med vinkler

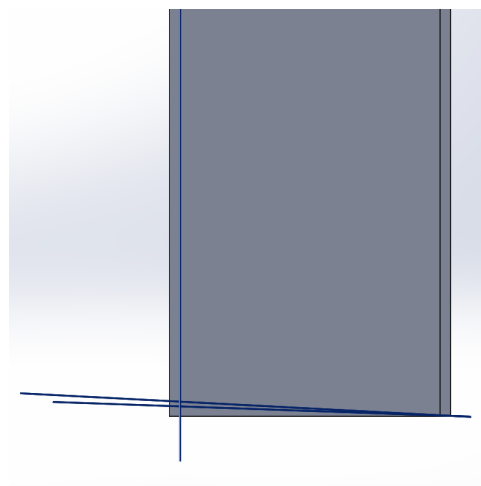
Vinkel	Maks spenninger [MPa]
Normal	0,226
2 grader (Trim)	0,557
5 grader (Heel)	0,522
3 grader (Trim)	0,517
7,5 grader (Heel)	0,637

## 6.6 Lasttilfeller

I dette kapittelet presenteres metode for å gjennomføre simuleringer i lasttilfelle I og II. Det er satt på "fixture" på undersiden av tårnet. For å simulere etter lasttilfellene er det laget forskjellige plan for "heel" og "trim" hvor kreftene ble plassert riktig i forhold til planet. På Figur 51 vises planene til "trim" på to og tre grader, det øverste planet er på tre grader. På Figur 50 vises planene til "heel" på fem grader og 7,5 grader. Det nederste planet viser "trim" på 7,5 grader.



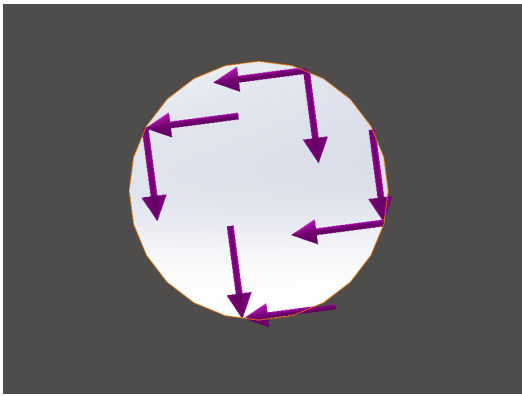
Figur 50: Referanseplan "heel" på 7,5 og fem grader



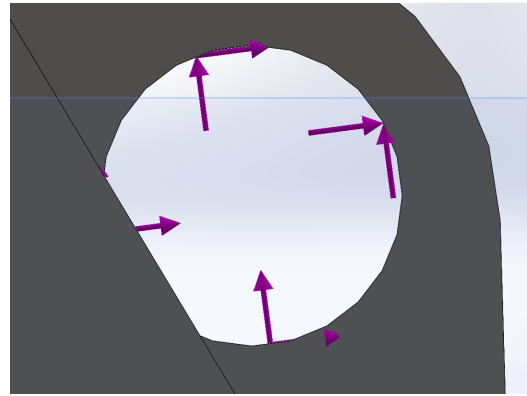
Figur 51: Referanseplan "trim" på tre og to grader

Videre er det satt på krefter på festet til bommen som er  $F_{Ax} = -170,05$  N og  $F_{Az} = -53,93$  N. Kraftene er plassert slik som vist i Figur 52. Kraftene på sylindrefestet er  $F_{Dx} = 170,05$  N og  $F_{Dz} = 11,48$  N som er festet på samme måte som i Figur 53. Figur 52 og 53 er bilder som er tatt når tårnet står i det originale koordinatsystemet for å vise hvordan kreftene påvirkes av referanseplanet, dette vinkler fra lasttilfelle II og "heel" på 7,5 grader.



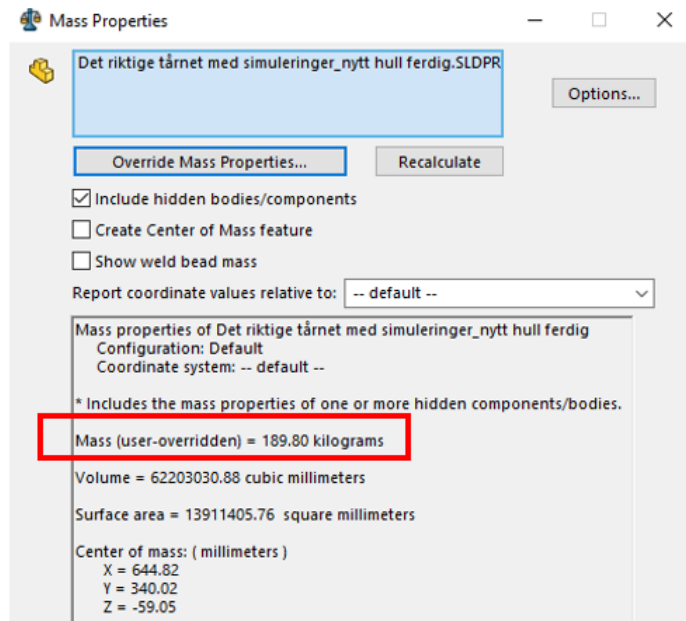


Figur 52: Krefter på feste koblet til bom



Figur 53: Krefter på sylindrefeste koblet til sylinder

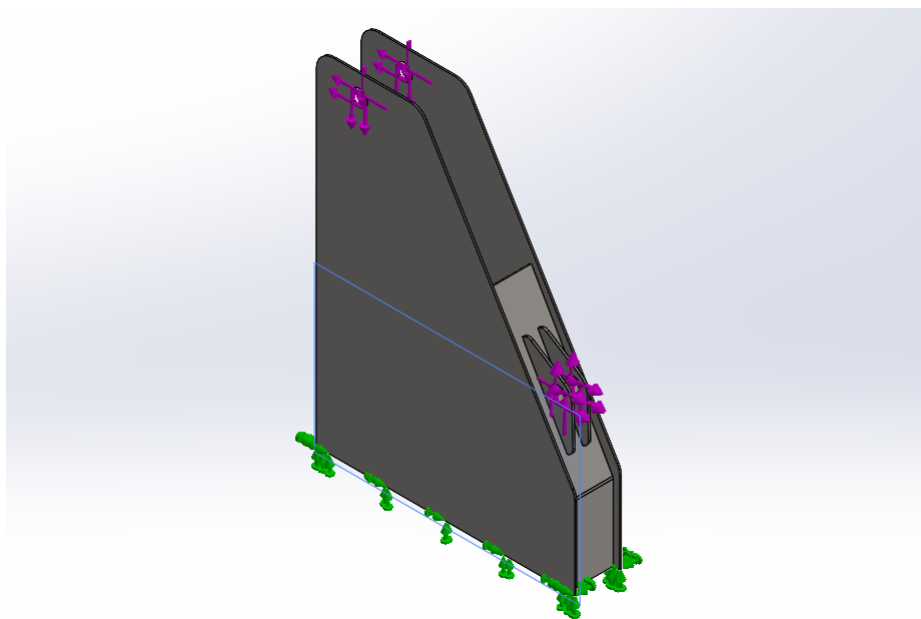
Vekten til tårnet er økt manuelt under "mass properties" i Solidworks fra 62 kg til 189,8 kg slik at dødvekten blir riktig:



Figur 54: Mass properties på tårn med vekt satt til 189,80 kg

### 6.6.1 Lasttilfelle I

Ved lasttilfelle I er det tatt to statiske analyser. En analyse hvor kreftene følger planet til "trim" som er på to grader og en annen hvor kreftene følger "heel" som er på fem grader.

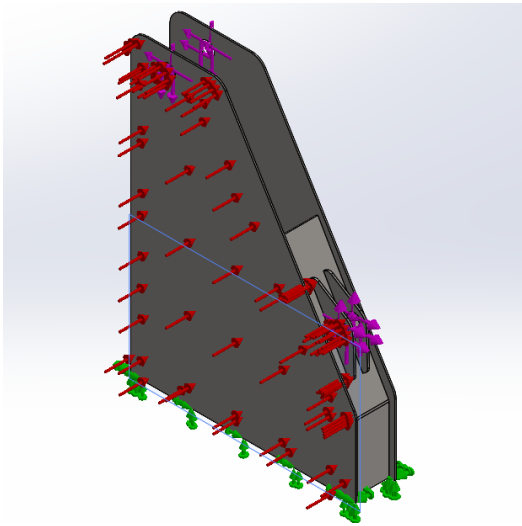


Figur 55: Påførte laster på tårn i lasttilfelle I

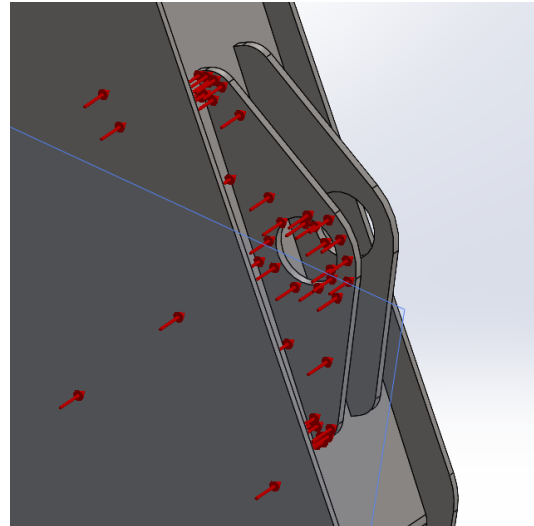
### 6.6.2 Lasttilfelle II

Ved utførelse av FEM-analyser i lasttilfelle II for tårnet ble påsatte laster like som i lasttilfelle I. Vinklene på referanseplanene ble endret til endret til tre grader ("trim") og 7,5 grader ("heel") på de to analysene.

Videre er det plassert vindtrykk på  $q = 423,36 \text{ N/m}^2$  normalt på den ene siden av tårnet og festet til sylinderen som vist i Figur 56 og 57.



Figur 56: Påførte laster på tårn i lasttilfelle II



Figur 57: Vindtrykk påført sylindrefeste i Solidworks

## 6.7 Endelig resultat fra FEA

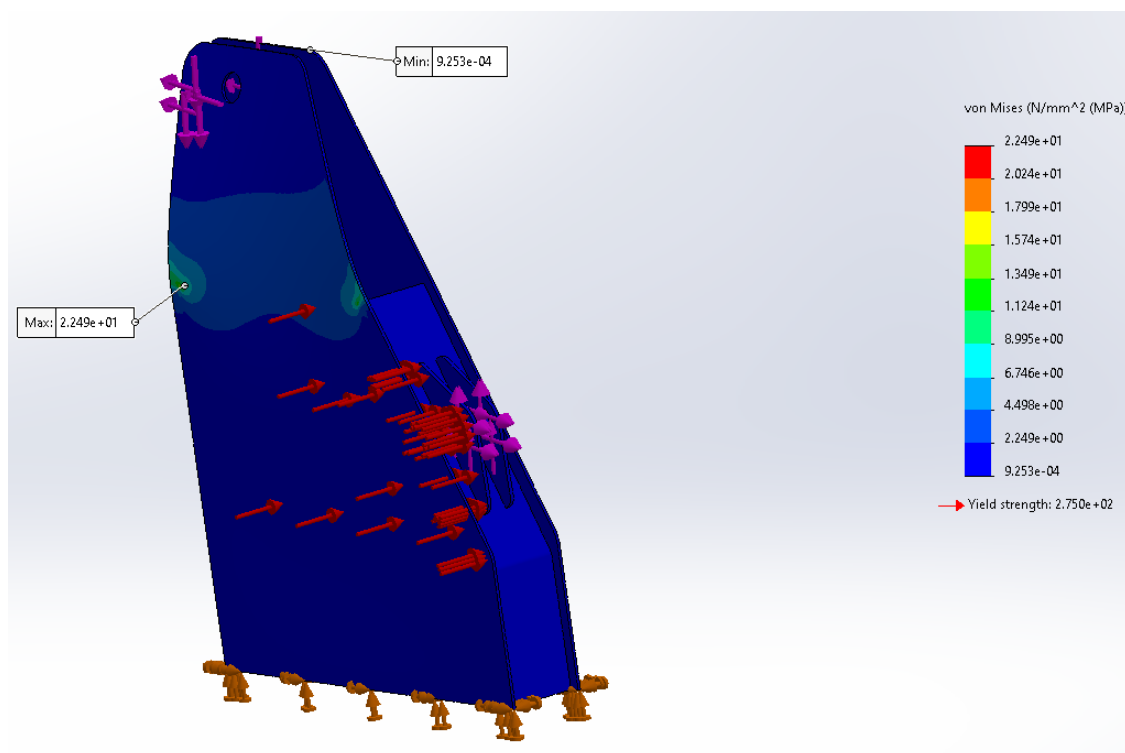
Resultater av maks spenninger fra lasttilfelle I og II er presentert i tabell under.

Tabell 12: Resultater av spenninger på tårn etter FEM-analyse

Lasttilfelle m/vinkel	Maks spenninger [MPa]
Normal: 0°	0,479
Lasttilfelle 1: 2° (Trim)	0,597
Lasttilfelle 1: 5° (Heel)	0,503
Lasttilfelle 2: 3° (Trim)	21,630
Lasttilfelle 2: 7,5° (Heel)	22,480

Se Vedlegg 8 for resultater av alle simuleringene på CAD-modellen av tårnet.

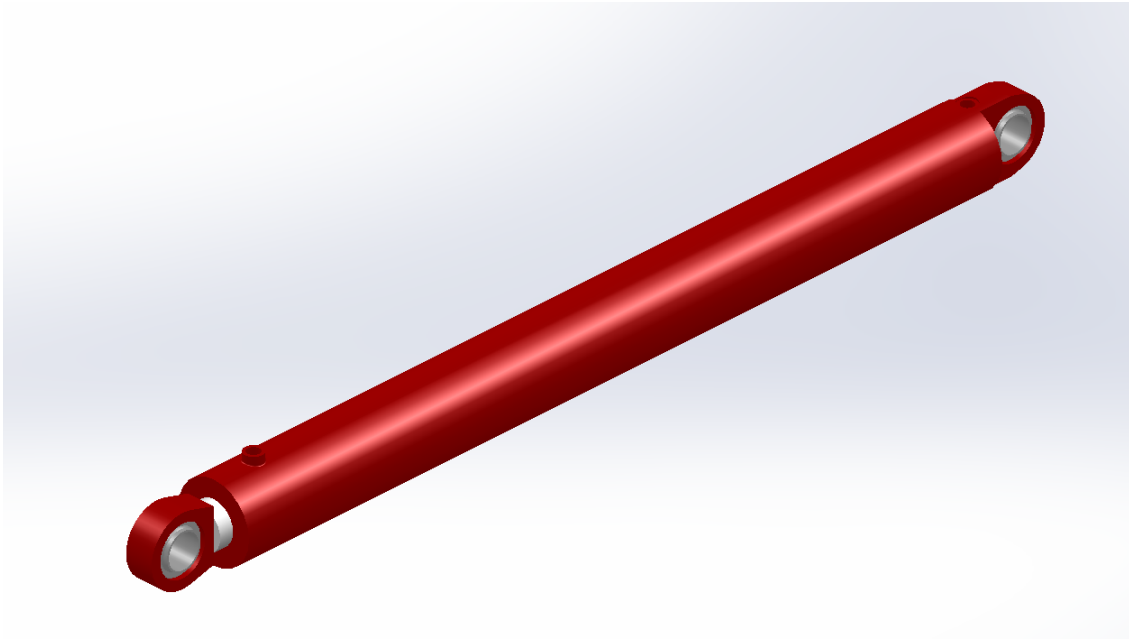
Under i Figur 58 vises resultat fra tilfellet med høyest maks spenninger, som er lasttilfelle II med 7,5 grader "heel".



Figur 58: Resultater fra lasttilfelle II med "heel"

## 7 Hydraulisk sylinder

Ved valg av hydraulisk sylinder ble det brukt en sylinderkonfigurator fra Servi Group for å dimensjonere størrelsen. Modellen som ble valgt av sylinder var CD25 S-E/S-E, modellen består av sfærisk lager på bunnside og stangside.



Figur 59: CAD-modell av hydraulisk sylinder

Sylinderen hadde som hensikt å kunne heise bommen fra 90 grader utgangspunkt til maksimal heisevinkel på 180 grader. Den minimale kraften som sylinderen måtte kunne løfte var  $F_c = 188,2$  kN, og dimensjonene ble bestemt med utgangspunkt i dette. Valgte parametere på hydraulisk sylinder vises på neste side i Tabell 13.

Tabell 13: Parametere valgt på sylinderkonfiguratoren til Servi Group

<b>Parametere</b>	<b>Valgt modifikasjon/størrelse</b>
Fixing Cylinder Type	Spherical Bearing
Fixing Rod Type	Spherical Bearing
Bore Diam (D)	140 mm
Rod Diameter (D1)	90 mm
Stroke	1575 mm
Pressure Push	142 bar
Pressure Pull	142 bar
Rod Coating	20-30my chromium
Rod Material	Stainless steel (1.4418)
Seals	Standard - Mineral Oil -20C > + 80C - (ISO 11158/DIN 51524)
Bearing	Stainless steel/PTFE-Stainless steel (Maintenance free)
Surface Treatment	Metallizing+TieCoat+UnderCoat+TopCoat
Third Party Certification	DNV

## 7.1 Mål og resultater

Ved hjelp av sylinderekonfiguratoren og valg av ulike parametere, resulterte det i en sylinder med følgende verdier gitt i Figur 14:

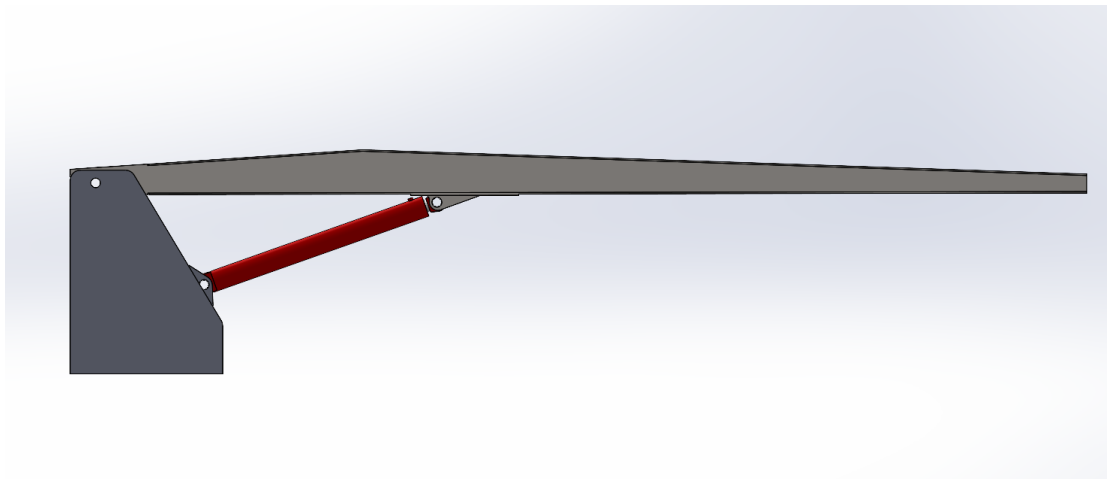
Tabell 14: Parametere resultert fra sylinderekonfiguratoren til Servi Group

<b>Parameter</b>	<b>Utfall modifikasjon/størrelse</b>
Installation Length Min.	1950 mm
Installation Length Max.	3525 mm
Bore Side Volume	24,25 L
Rod Side Volume	14,2 L
Max Buckling Pressure	154 bar
Push Force	218,59 kN
Pull Force	128,26 kN
Buckling Standard	DNVGL-ST-0194
Minimum Safety Factor	4
Actual Safety Factor	4,36

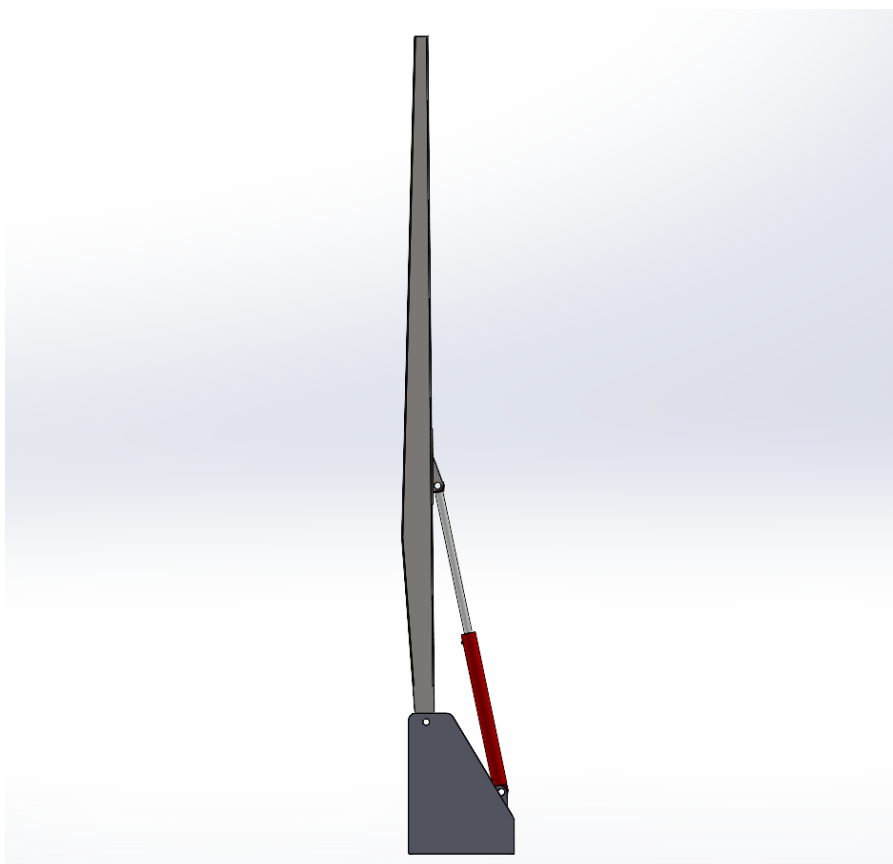
Sylinderen levert av Servi Group er godkjent i henhold til standarden DNV-ST-0194, som er standarden som Motus følger for hydrauliske sylindere. Gruppen lastet ned en CAD-modell av sylinderen som allerede var konfigurert, og denne modellen ble brukt i sammenstillingen. Nærmere spesifikasjoner kan ses i Vedlegg 9.

## 8 Sammenstilling

Sammenstillingen av skipskranen ble bestående av hovedbom, tårn og hydraulisk sylinder. I vedlegg 10 og 11 kan en se nærmere spesifikasjoner på sammenstillingen. Under vises sammenstillingen plassert i både 90 og 180 grader:



Figur 60: Sammenstilling av skipskran 90 grader



Figur 61: Sammenstilling av skipskran 180 grader



## 8.1 Andre komponenter

I en tidlig fase i oppgaveutviklingen gjennomførte gruppen en overordnet undersøkelse av alle komponentene som skulle inngå i kranen. Motus hadde utvalgte leverandører som de bestilte ferdigdesignede komponenter fra, og disse leverandørene er oppført i Tabell 2. Gruppen valgte å investere tid i å undersøke de gitte komponentene og leverandørene for å få en større helhetlig forståelse for å designe bommen og tårnet.

Videre valg av de innkjøpte komponentene, som svinggir, svingkranslager, vinsj og stålwire, ble ikke tatt under denne oppgaven. Ved utvikling av pidestallen ble det laget en enkel CAD-modell for å estimere komponentens omtrentlige vekt.

## 9 Diskusjon

### 9.1 Tidlige valg og antagelser

I startefasen ved gjennomførelse av oppgaven ble det gjort flere antagelser på komponenter og verdier brukt i beregninger før det ble et ordentlig resultat. Dette gjelder særlig ved design av bom og tårn hvor skisser og forskjellige start geometrier var veldig overdimensjonert. Dette gjenspeilet seg i gruppens mangel på kunnskap om krandidimensjoner. Det gjelder blant annet på platetykkelse og tverrsnittet til egendesignet komponenter. Det ble oppdaget og rettet på etterhvert som gruppen tilegnet seg mer kunnskap om konstruksjonen etter å ha simulert og gjort nærmere beregninger for hånd.

### 9.2 Hovedbom

Hovedbommen utgjorde den mest omfattende delen av arbeidet under konstruksjonen av skipskranen. Fra den opprinnelige ideen til det endelige resultatet ble det gjennomført omfattende testing og endringer for å få et fungerende resultat.

#### 9.2.1 Valg av geometri

Det var et ønske både fra Motus og fra et miljøperspektiv at skipskranen skal være så lett som mulig. Det var derfor viktig å begrense arealet av bommen der det er mulig, gjerne ut mot tuppen der momentet er minst. Dette fører til mindre helhetlig vekt og samtidig som mindre bruk av materiale i konstruksjonen der det kan antas at det er lavere spenninger.

Det ble forsøkt å holde utgangspunktet til de fire bommene likt med tanke på lengde, høyde og bredde slik at simuleringene for alle bommene stilte med like forutsetninger. Hovedfokuset var rettet mot hvordan vinkelen eller geometrien til bommen ville påvirke spenningsfordelingen.

Ved valg av geometri ble de første fire designene utført med en enkelt last på tuppen av bommen og fastsetninger med rullelager i festene til tårnet og sylindren. Lasten som ble påført de første fire bommene hadde en verdi på 25,5 kN i motsetning til arbeidslasten  $F_B = 26,78$  kN som ble brukt i senere tilfeller. Dette begrunnes med en tidlig fase av arbeidet hvor gruppen gjorde antagelser og enkle beregninger for å få resultater det var mulig å videreutvikle i en tidlig fase.

Valget av design falt på Bom 1 på fordi den hadde den laveste samlede spenningsverdien over hele bommen. Figur 15 viser at spenningene i Bom 1 holder seg jevnt lave sammenlignet med Bom 2-4. Bom 1 opprettholder en tosifret verdi i MPa for spenningsverdiene, mens de andre tre designene har tresifrede verdier i MPa. Grunnen til at resultatet med lavest spenningsverdier over hele bommen ble valgt var fordi dette var et godt utgangspunkt for å holde seg under tillatte spenninger for lasttilfellene.

### 9.2.2 Tversnitt/størrelse

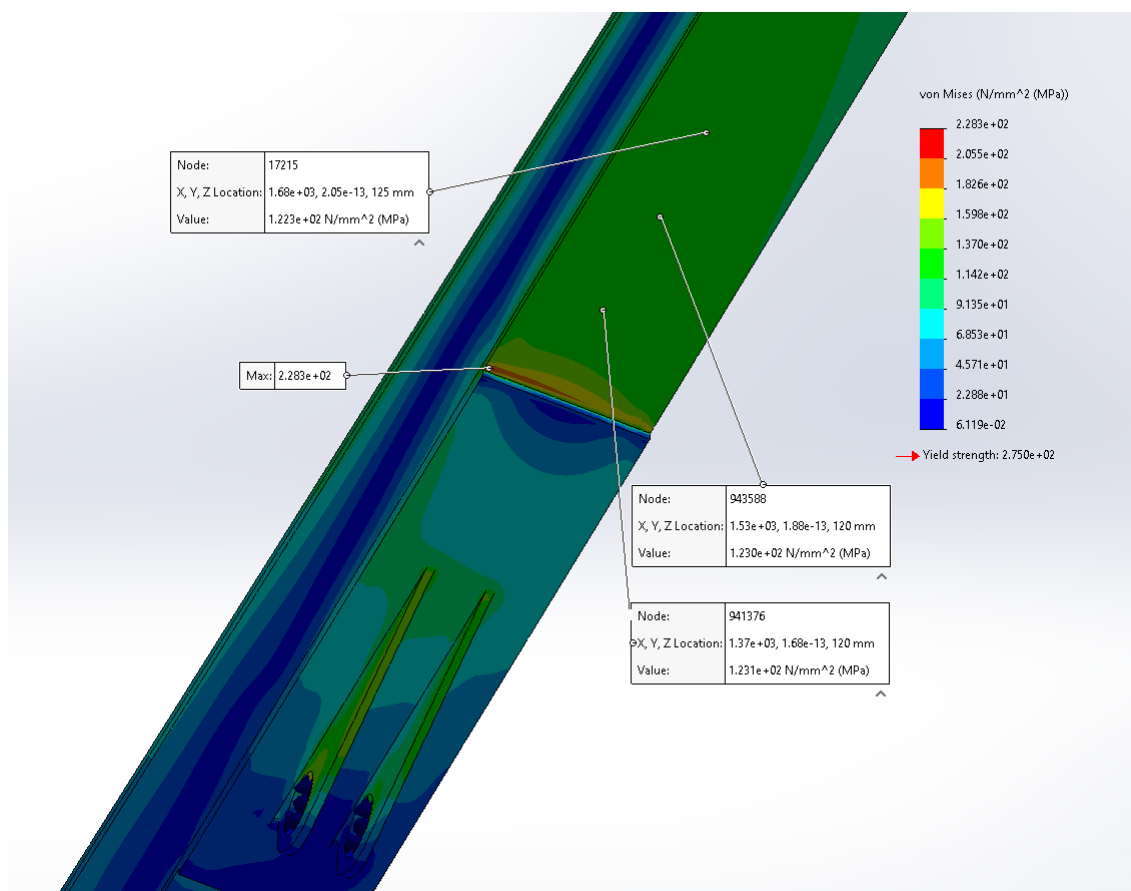
Størrelsesaspektet av bommen utgjorde en utfordring i begynnelsen. Gruppen hadde begrenset kunnskap om den nødvendige dimensjoneringen av tverrsnittet, og derfor ble det valgt å designe en overdimensjonert bom som et utgangspunkt. I ettertid ble det utført beregninger som gjorde at gruppen fikk et bedre resultat på tverrsnittet. Reduksjonen på tverrsnittet ga høyere spenningsverdier som gruppen ønsker, da det var et mål om å gjøre kranen lettest mulig.

Disse beregningene hadde som formål å sikre at bommen var dimensjonert tilstrekkelig for å opprettholde sikkerhet under driftsforholdene. Under utviklingen av sylindrefestet og bommens geometri i Solidworks, med tanke på den hydrauliske sylindren og belastningsvinkelen den ble påført, ble sylindrefestet sin plassering stadig endret på under modellering. Dette kunne potensielt føre til uønskede moment- og spenningsfordelinger i strukturen, og det var derfor nødvendig i en tidlig fase å velge lengder og størrelse på bommen ut i fra dette.

Beslutningen om å velge en tykkelse på bunn- og toppplaten som er to millimeter tykkere enn sideplatene, ble tatt med hensyn til strekkspenningene som oppstår på oversiden og trykkspenningene som oppstår på undersiden av bommen. Disse spenningene vil være større enn de spenningene sideplatene blir utsatt for. Ved å øke tykkelsen på bunn- og toppplaten, økes styrken og motstandskraften mot de spesifikke spenningsbelastningene som virker på disse områdene av bommen. Dette bidrar til å sikre at bommen er i stand til å tåle de nødvendige kreftene. Tykkelsen på platene som bommen er satt sammen av, ble bestemt ved å ta hensyn til vanlige størrelser for tynnplater og anbefalinger fra Motus. Disse retningslinjene og standardstørrelsene for tynnplater bidrar til å sikre en optimal balanse mellom strukturell styrke, vekt og kostnadseffektivitet i designet av bommen.

### 9.2.3 Sylindrefeste

I de tidlige versjonene av bommen ble sylindrefestet plassert på innsiden av bommen. Imidlertid viste det seg at denne løsningen resulterte i betydelige spenninger i festet til sylindren. Det ble derfor lagt mye innsats for å minimere de høye spenningene som oppstod rundt og på festet. Gjennom flere FEA-analyser ble det bevist at spenningene på bommen var for høye når festet var plassert på innsiden. Som et resultat ble det foretatt endringer, og festet ble flyttet til yttersiden av bommens underside. Dette tiltaket ble utført for å redusere de oppståtte spenningene og oppnå en mer gunstig og pålitelig konstruksjon.



Figur 62: Sylindrefeste på bom med støtteplate

For å styrke tverrsnittet og gi ekstra materiale for å håndtere kreftene som oppstår fra sylindren, ble det plassert en støtteplate på undersiden av bommen ved sylindrefestet. Det er i dette området at de største kreftene på bommen oppstår, som vist i Figur 62. Det kan diskuteres om FEM-analysen gir realistiske spenninger i overgangen mellom bunnplaten til kranen og støtteplaten til sylindrefestet. Spenningskonsentrasjonene i skarpe hjørner vil ikke konvergere mot en bestemt verdi fordi elementstørrelsen nærmer seg uendelig liten.

Dette betyr at maksimalspenningene som oppstår i dette punktet ikke vil ha praktisk betydning, og kan ses bort ifra. Dette førte til at gruppen hadde vanskeligheter med å vurdere strukturen og egenskapene til bommen underveis i prosessen.

Sveisingen av støtteplaten til sylindrefestet på undersiden av bommen kan være teknisk utfordrende. Hvis det bare sveises på kantene av platen, kan det dannes et hulrom i midten som ikke gir en stabil festemekanisme. Dermed er ikke sikkert den praktiske løsningen av resultatet er like fungerende som den teoretiske. En alternativ løsning kan være å feste platen med bolter, eller støtteplaten kan vurderes å deles opp i mindre segmenter for å oppnå en trygg sveiseoperasjon som sikrer stabilitet i konstruksjonen.

Plasseringen og utformingen av resterende del av festet er utviklet med tanke på hvordan krefter vil overføres på materialet og hvordan spenningen vil fordele seg. På grunn av en kollisjon mellom sylindrefestet og den hydrauliske sylindren i monteringsprosessen i sammenstillingen av kranen ble sylindrefestet endret.

Endringen tok utgangspunkt i at det ikke oppstod store krefter på delen av festet som opptrer på innsiden av sylindren. Dette gjorde det mulig å fjerne store deler av materialet på festet, samtidig som materialet på festet som er plassert utenfor sylindren bevares. Støtteplaten til sylindrefestet ble plassert slik at den gir betydelig støtte til bunnplaten på utsiden av sylindrefestet og bidrar til å håndtere de store trykkspenningene som oppstår i dette området.

#### **9.2.4 Plassering av krefter og fastsetninger**

Under simuleringen av bommen ble det satt på fastsetninger og krefter på CAD-modellen. Kraften påført som tilsvarer arbeidslasten av 2,1 tonn ble satt direkte på et lite areal på tuppen av bommen. Denne kraften fordeles derfor over et areal og gir utfall i et urealistisk tilfelle. En punktlast plassert ytterst på kranen ville gitt et mer realistisk utfall av FEM-analysene. Likevel, siden spenningsfordelingen over bommen holder seg stabilt lav, kan det antas at det ikke gir kritiske endringer til modellen laget i oppgaven.

”Bearings” er valgt som fastsetning da dette vil være slik den blir festen i praksis og vil gi nærmest lik løsning.

Etter simuleringen ble det gjort en beregning av sveis på toppen av bommen. På grunn av lave spenninger i området er det ikke undersøkt med videre beregninger, da det vil være mange sykluser før det nødvendig å sjekke sveisen mot utmatting.

### 9.2.5 Resultat av bom

Resultatet av FEM-analysen på det høyest belastede lasttilfellet er avbildet i Figur 36 og har en spenningsverdi som ligger under de tillatte maksimale spenningene  $\sigma_{tillatII} = 266,92$  MPa. Bommen vurderes av gruppen som en solid konstruksjon med et forbedringspotensiale. Det viktigste for gruppen var å konstruere en bom som var tillatt å ta i bruk etter DNV-ST-0378. Det ble tidskrevende å utvikle bommen i Solidworks, men ble ved endring av sylindrefeste et resultat som gruppen kunne ta i bruk. Det er utviklingspotensiale i bommen da store deler av spenningene over topp- og bunnplate og sideplatene holder seg i et veldig trygt område.

## 9.3 Tårn

### 9.3.1 Valg av geometri

De maksimale spenningene er lavere enn tillatte spenninger på alle resultatene fra FEM-analysene utført på de første fire forskjellige tårnene. Dette gjelder krefter påført normalt plan og krefter påført etter lasttilfellene. Tårnene ble først simulert uten plate i midten. Ut i fra resultater av simuleringene oppstod det store deformasjoner som resulterte i et valg om å bygge inn en støtteplate i midten av tårnet. Etter at platen ble plassert, ble deformasjonene redusert betydelig sammenlignet med tidligere. Det ble ikke foretatt en individuell vurdering for hvert enkelt tårn før beslutningen om å bruke støtteplater på alle tårnene ble tatt. Det er en mulighet for at en eller fler av tårnene ikke hadde hatt et behov for støtteplate. Beslutningen om å tilføre dette ble basert på resultater fra simulering gjort på ett av tårnene uten støtteplate. Dette valget ble tatt for å spare tid, da det ville vært tidkrevende å gjennomføre simuleringer både med og uten støtteplater for hvert tårn i Solidworks tidlig i utviklingsfasen.

Ved valg av geometrien til tårnet ble det tatt utgangspunkt i simuleringene og utfallet av spenninger. Det var ønskelig å velge Tårn 1 som hadde lavest maksimale spenninger. Dette var for å være sikker på at tårnet ville tåle påførte laster ved videre utvikling og modifisering for en optimalisering. I utgangspunktet hadde Tårn 1 spenninger på langt lavere enn tillatte spenninger, derfor ble det valgt å gjøre platetykkelsen mindre for å se om konstruksjonen tålte dette. Tårnet ble designet smalere for å få riktige dimensjoner for å passe sammen med bommen. Støtteplaten som ble laget beholdt sin opprinnelige tykkelse på ti millimeter. Basert på resultatene fra FEM-analysen som viste lave maksimale spenninger i tårnet, kan det argumenteres for at tykkelsen på støtteplaten kunne vært gjort tynnere. Å redusere tykkelsen på støtteplaten kan bidra til vektreduksjon og potensielt kostnadsbesparelser.

### 9.3.2 Sylindrefeste

Det første sylindrefestet ble laget kun for å teste ut geometrien på tårnet og designet veldig enkelt. Etter at Tårn 1 ble valgt ble det utviklet et nytt sylindrefeste bestående av mindre materiale og et mer avlangt design. Dette ble valgt for å få mindre samlet vekt på tårnet og for å forele kreftene som påvirker fra sylindrefeste og mot tynnplaten på tårnet.

### 9.3.3 Resultat av tårn

Ut i fra resultatet på tårnet kan en se dominerende områder av lave spenninger (Figur 58). Det oppstår høyere spenninger i område rundt tårnfestet og der støtteplaten er festet. Maks spenninger er 0,226 MPa på normalt plan mens på det mest utsatte lasttilfelle ligger spenningene på 22,48 MPa. Det gir lave spenningsverdier i forhold til den laveste maksimalt tillatte spenningen på 236,67 MPa for lasttilfelle I. Etter utførte analyser og motatt resultat kan det diskuteres at tårnet kunne blitt videre modifisert og optimalisert med tanke på å få lettere vekt som en del av oppgaven. En mulighet kunne vært å sett på muligheter for å for eksempel gjøre front- og bakplatene som var ti millimeter, til for eksempel åtte eller seks millimeter. En interessant løsning kunne vært å endret på høyden og bredden og studert hvordan kreftene hadde påvirket strukturen. Maksimale spenninger hadde mest sannsynlig økt, men så lenge tårnets spenninger ikke går over tillatte spenninger, ville nok et valg om å redusere størrelsen av tårnet blitt tatt i bruk.

## 9.4 FEA

Valget om å benytte Solidworks som modelleringsverktøy for kranen er basert på gruppens tidligere erfaringer og kompetanse opparbeidet gjennom studieløpet. Tidligere bruk av Solidworks i emnet 3D datamodellering og simulering under vårsemesteret 2022 har gitt gruppen en god forståelse og kjennskap til programmet. Solidworks er velegnet både for CAD-modellering og FEA-analyser, og dets egenskaper er derfor passende for å håndtere de nødvendige oppgavene knyttet til dette kranprosjektet.

### 9.4.1 Valg av ”mesh”

Valget av ”mesh”-kvalitet i FEM-analyse var av stor betydning for å oppnå nøyaktige resultater og sikre kvaliteten på komponentene som ble utviklet. For å oppnå høy nøyaktighet ble ”mesh control” satt til ti millimeter på alle overflater, mens ”create mesh” ble satt til 20 millimeter. Ved å bruke mindre elementer ved valg av ”mesh” kunne analysen gi mer presise resultater og sikre en grundig kvalitetssikring av komponentene.



Det oppstod utfordringer under arbeidet i Solidworks, da det tok lang tid til å lage "mesh" på CAD-modellene. Dette resulterte i en sakte utvikling av komponenter tidlig i modelleringsfasen i Solidworks. For å håndtere denne utfordringen ble det benyttet større elementer ved valg av "mesh" i de tidlige fasene eller ved nye endringer i konstruksjonene. Ved midlertidige "mesh"-analyser ble "mesh control" satt til 20 millimeter, og "create mesh" ble satt til 30 millimeter.

Dette gjorde det mulig for gruppen å analysere flere bom- og tårndesign med større elementer i valg av "mesh", før mer nøyaktige "mesh"-analyser ble utført ved senere resultater av geometrien. Ulempen med dette var at simuleringene i starten ble mindre realistiske og kunne påvirke til en missvisende utvikling.

#### **9.4.2 "Surface body" / "Solid body"**

På de første simuleringene gjort på de fire forskjellige designene av bom, ble det valgt "surface body" som en erstatning til "solid body" under simuleringene. Ved å bruke "surface body" lages et skallelement av den solide komponenten modellert, og det kan resultere i mer nøyaktige resultater i forhold til spenningsfordelingen. Grunnen til at dette kun ble utført i de tidlige fasene av arbeidet var at det lå en usikkerhet i gruppen ved opprettelse av skallelementer.

Det lå en større sikkerhet i valg av "mesh" på "solid body" da medlemmene av gruppen hadde mer erfaring av dette fra tidligere. Det er tid å spare ved valg av små elementer under "mesh" da det blir tatt i bruk "surface body". Likevel ble det stor usikkerhet og det tok mye tid rundt opprettelse av "surface body" på mere avanserte konstruksjoner etter utvikling av komponentene. Valget om å ikke bruke denne funksjonen på alle CAD-modeller av tårn og videre CAD-modeller av bom ble tatt. Dette begrunnes med tidsparing og en sikkerhet i arbeidet som ble utført i oppgaven.

## 9.5 Hydraulisk sylinder

Ved valg av hydraulisk sylinder var det avgjørende å dimensjonere den slik at den hadde tilstrekkelig kraft til å løfte bommen. Sylindere er ansvarlig for å utføre den maksimale løftekapasiteten som kranen skulle håndtere, og derfor var det nødvendig å dimensjonere sylindere i samsvar med dette kravet.

Sylindere ble dimensjonert etter hovedbom og tårn hadde blitt dimensjonert med endelige mål. Dette bestemte hvor langt slaget og minste og største startlengde måtte være på sylindere slik at kranen ville oppfylle kravene om å løfte bommen opp til 180 grader.

### 9.5.1 Valg av sylinder gjennom program

Til tross for at Servi Group ikke er en av de oppgitte leverandørene for hydrauliske sylindere gitt i oppgaven, oppdaget gruppen gjennom kommunikasjon med ansatt hos Motus om sylinderekonfiguratoren som blir tilbudt av Servi. Dette verktøyet ble benyttet for å dimensjonere den hydrauliske sylindere.

Ved å ta i bruk konfiguratoren kunne gruppen effektivt dimensjonere sylindere og sikre at den oppfylte de nødvendige spesifikasjonene og kravene for prosjektet. Ved innkjøp av den hydrauliske sylindere til skipskranen vil gruppen velge en sylinder med lignende mål fra en av leverandørene Motus benytter seg av.

Ved å benytte en CAD-modell som er ferdig konfigurert og i samsvar med gjeldende standard, sikrer gruppen at sylindere oppfyller de nødvendige kravene og spesifikasjonene som er definert i DNVGL-ST-0194. Dette bidrar til en pålitelig og kvalitetsmessig sammenstilling av kranen.

### 9.5.2 Valg av parametere

Materiale valgt på sylindere ble rustfritt stål (1.4418) da det egner seg for miljøer som er utsatt for korrosjon. Ved valg av pakninger (seals) ble standard valgt grunnet egenskapene til å tåle temperaturer ned til -20 grader og opp til 80 grader, som er nødvendig med tanke på omgivelsene kranen kan opptre i.

De gjenværende parametere ble valgt med formål å sikre tilstrekkelig kraft for sylindere til å løfte bommen, samtidig som det var viktig å opprettholde en sikkerhetsfaktor som var over den minimale verdien på fire.

Det ble valgt at sylindere skulle være sterke nok til både ”push” og ”pull”. Dette var fordi hvis ikke begge var med i konfigurasjonen kom det ikke ut en sylinder som passet med kravene som kranen hadde. I utgangspunktet hadde denne kranen kun trengt ”push” funksjonen da det er handlingen som blir tatt i bruk under løftingen av bommen. ”Pull” hadde vært mer relevant om kranen hadde bestått av flere ledd.

## 9.6 Sammenstilling

Sammenstillingen ble satt sammen av ferdige designede komponenter av tårn og bom. Den hydrauliske sylindere ble importert som en ferdig sammenstilling som det var mulig å ta i bruk sammen med de andre komponentene.

En utfordring gruppen hadde med sammenstillingen var ved importering av sylindere. Mål som var godt beregnet gjennom parametere fra tårn og bom ble lagt til under konfigurering av sylinder. Ved plassering av sylinder mellom bom og tårn var det et problem med nøyaktigheten av størrelsen på sylindere ved tidlige tester, og det førte til et mer avansert arbeid enn forutsett. For å få en sylinder med riktig lengde for å få kranen til å operere fra 90 grader og helt opp til 180 grader og i tillegg til å være innenfor sikkerhetsfaktoren, var det mye som måtte ta hensyn til. Det ble lastet ned flere CAD-modeller av sylindere for å teste om lengden i startposisjon og sluttposisjon ville være riktig. Endelig resultat var valg av en sylinder som oppfylte alle krav uten å ha en for kraftig oppbygging.

## 9.7 Lasttilfeller

Ved å ta hensyn til lasttilfelle I og II ønsket gruppen å sjekke om kranen tåler de omgivelsene den kan bli utsatt for. Lasttilfellene er laget slik at kranen skal sjekkes for verst tenkelig utfall av spenninger og likevel tåle det.

Ved å se på resultatene av FEM-analysene hvor høyeste maks spenninger på bommen er 228,3 MPa ved lasttilfelle II med "trim" på tre grader (Tabell 8), mens tårnets høyeste maksspenninger ved lasttilfelle II med "heel" på 7,5 grader (Tabell 12). Tillatte spenninger for lasttilfelle II er på 266,92 MPa som disse resultatene er godt innenfor. Maksspenninger av analysene for lasttilfelle I er også innenfor tillatte spenninger.

Da det skulle bestemmes dødvekt til kranen var det utfordrene å beregne hvor mye de ekstra komponentene kom til å veie. Det var mye forskjellig oppgitte vekter på komponentene fra leverandørene. Gruppen kom frem til å bruke 10% av vekten til tårnet, bommen, sylindere og en pidestall for å få en tilsvarende dødvekt. Dødvekten ble lagt til på utgangspunktet av vekten til tårnet og bommen. I tillegg til dette ble det lagt til en resultantkraft og en kraft for snordraget på vinsj for at vekten fra komponenten skulle opptre realistisk i analysene. Det ligger en usikkerhet i plasseringen av kreftene fra vinsjen på bommen, vekten som ble valgt på vinsjen og plasseringen av snordraget. Likevel tror gruppen at vinsjen ikke vil veie mer enn 30 kg. Dette er etter å ha tilegnet informasjon om tilbud i forhold til hvor mye vinsjen veier fra forskjellige leverandører.

Det er usikkert hvor god løsning dette er for å få et realistisk resultat, spesielt å ta i bruk vekten til pidestall som legges sammen med bom og tårn. Det øker dødvekten betraktelig mye mer enn hvis kun tårnet og bommen hadde blitt tatt hensyn til. Det kunne vært interessant å se på om dette hadde gitt bedre eller dårligere utslag for simuleringen. Vekten til materialet på de to designede komponentene øker. Dermed kunne det vært lurt å se på om strukturen ble sterkere eller svakere i denne konstruksjonen ved å se bort i fra vekten til pidestallen og kun se på 10% av vekta til bommen og tårnet.

Ved utregning av lufthastighetstrykket ( $q$ ) i lasttilfelle II var det to formler som sto oppført i DNV-ST-0378. Gruppen valgte å ta i bruk den formelen som ga høyest verdi for å være på den sikre siden. For dette tilfellet var det Formel 9 som ga høyest utslag og dermed ble brukt i videre beregninger. Dette er en konservativ måte å løse oppgaven på, men ved konservative utregninger vil det være mer sikkert at tårnet vil tåle de påførte lastene og omgivelsene den blir utsatt for. Lufthastighetstrykket ble plassert 90 grader på bommen og tårnet fordi dette gir størst belastning på kranen. Kraften ble påført som et trykk isteden for en resultantkraft sentralt på bommen. Dette utføres på grunn av bruken i oppgaven av FEM-analyse som vil dele opp påvirkningen fra kreftene i små elementer og vil derfor være mer riktig i dette tilfellet.

De horisontale kreftene ble plassert på tuppen av kranen pekt inn mot tårnet. Grunnen til at de plasseres denne retningen er fordi det er slik kreftene opptrer når kranen begynner å bevege til siden. Likt som påføring av kraften til arbeidslasten ble horisontale krefter påført på arealet på tuppen og ikke som punktlast på bommen, dette gjør at resultatene ikke er helt presise.

### 9.7.1 Påsatte laster

Da lastene skulle plasseres på bommen og tårnet ble det valgt å gjennomføre to forskjellige analyser i hvert av lasttilfellene. Det ble utført en analyse hvor kreftene hadde et referanseplan i "heel" og et i "trim". Ved å utføre to analyser for "heel" og "trim", fremfor en analyse hvor skipskranen var utsatt for begge utfallene samtidig, kan det føre til unøyaktige resultater. Likevel velger gruppen å anta at både bom og tårn vil være innenfor tillatte spenninger gitt resultater på spenninger fra FEM-analyser som er godt innenfor kravene som stilles.

## 9.8 Bærekraftsmål

Underveis i oppgaven er det tatt hensyn til bærekraftsmålene slik at det legges fokus på en miljøgevinst ved produksjon av kranen. Et punkt som har vært et sentralt ønske for gruppen er å utnytte minst mulig materiale på kranen. Ved at forbruket av materiale og vekten på kranen holdes minimalt vil det være med på å lage en bærekraftig løsning for produksjon av kran. En lettere kran vil påvirke skipet til å utnytte mindre drivstoff under drift. Mindre karbondioksid i havet er en del av bærekraftsmål nummer 14. Dette vil være med på å holde CO<sub>2</sub> nivåene lave dersom det fokuseres på at kranen veier minst mulig.

Ved å sikkerhetssjekke konstruksjonen gjennom simuleringer i CAD-program og ta i bruk NDT, sparer det energi, arbeidskraft og utnyttelse av materialer. Ved bruk av standarden for "offshore and platform lifting appliances" gir det også en garanti for at konstruksjonen er dimensjonert riktig til sitt bruksområde. Dette vil resultere i at det er mindre sjans for at konstruksjonen blir ødelagt i fysisk form. Ut i fra metoden oppgaven er løst etter kan det redusere mengden avfall og fremme et bærekraftig forbruk av materialer. Dette tilsier at bærekraftsmål nummer 12, som fokuserer på ansvarlig forbruk og produksjon, blir tatt i betraktning.

## **9.9 Arbeidsmetodikk**

Ved utførelse av denne oppgaven har gruppen gjort seg opp en mening om hvordan oppgaven skal gjennomføres og hva oppgaven må inneholde. Dette kapitlet handler om egen evaluering av arbeidsprosessen og dens fremgang.

### **9.9.1 Disponering av tid**

Etter et semester med denne bacheloroppgaven har gruppen anvendt ulike arbeidsmetoder. Samtidig har det foregått et fag parallelt som har opptatt mye av tiden frem til mars. I løpet av denne perioden ble det avsatt to dager til bacheloroppgaven. I denne perioden fordypet gruppen seg i oppgaven og forsøkte å forstå den anvendte standarden samt å finne en hensiktsmessig tilnærming til denne typen oppgave. Etterhvert som gruppen begynte å arbeide mer konkret med ulike deler av oppgaven, inkludert skissing av geometrier og modellering i Solidworks, oppnådde de gradvis tydeligere struktur for oppgaven og en målrettet tilnærming for å oppnå et resultat.

Underveis i oppgaven har det oppstått problemer med simuleringen, dette resulterte fra tidkrevende simuleringer og dødtime mellom dette. Programmet krever en kraftigere PC enn hva medlemmene på gruppen hadde, og det ble derfor satt av mye til tid å sitte på datasal på campus ved NTNU. Gruppen var avhengig av ledige plasser på salen og mangel på undervisningstider, som resulterte i ugunstige arbeidstimer på ettermiddagene.

Teori og metode kunne ha vært startet på tidligere med tanke på hvordan disponeringen av tid ble lagt opp. Likevel har det vært mye ny informasjon som har vært tidskrevende å tilegne seg. Mens gruppen fortsatte arbeidet med oppgaven og fikk en bedre forståelse av hvor lang tid ulike oppgaver tok, ble det gjort endringer i oppgavens omfang. På grunn av begrensninger i tid og ressurser, spesielt med kun to personer til å gjennomføre oppgaven, ble det nødvendig å foreta nye avgrensninger. Dette førte til at gruppen kunne fordype seg mer i enkelte oppgaver, fremfor en mer overfladisk læring enn hvis oppgaven hadde vært av større omfang.

### **9.9.2 Kommunikasjon og samarbeid**

Kommunikasjonen mellom bedriften og gruppen har vært bra gjennom hele bachelorperioden. Gruppen har aktivt stilt spørsmål ved behov og bedriften har vært villige til å hjelpe til. Det har vært en betydelig fordel for gruppen å ha kontorplass hos bedriften, da det har hjulpet mye å få diskutert oppgaven med ansatte fysisk. Kommunikasjonen med veileder har vært god gjennom jevnlig møter annenhver uke og kommunikasjon gjennom meldinger når behovet har oppstått.

Gjennom samarbeidet i gruppen har det vært fokus på å lære ny informasjon sammen og bruke hverandres styrker i arbeidet av oppgaven. Gruppen har møtt til avtalte tidspunkt og hjulpet hverandre om problemer har oppstått. Begge partene i gruppen har respekt for hverandres tid og mål som er satt til denne oppgaven.

## 10 Konklusjon

Skipskranen ble konstruert med en hovedbom, et tårn og en hydraulisk sylinder. Gjennom prosessen med modellering, simulering og håndberegninger, konkluderes det med at innholdet av komponentene i kranen er dimensjonert til å tåle de påsatte lastene og påvirkninger fra miljøet gruppen har kommet frem til. Lastene er dimensjonert i henhold til kravene i DNV-ST-0378. Maskintegninger av tårn og hovedbom er blitt produsert som ønskelig.

Målet med å lage en kran med lavest mulig vekt er ikke helt oppfylt da resultater fra FEM-analyser viser at tårnet er overdimensjonert. Bommen tåler mer enn det den trenger. Dette er et resultat fra gruppens gjennomgående konservative beregninger.

Gruppen har tilegnet seg mye ny kunnskap og det kan konkluderes med at gruppen har fått en verdifull innsikt i hvordan en ingeniørhverdag fungerer. Gruppen har fått bredere kunnskap innenfor skipskran og fått en bedre forståelse av nødvendige krav og faktorer for å konstruere en velfungerende kran. Det har blitt lært at det er mye som skal tas hensyn til i forhold til miljøpåvirkninger og lastberegninger.

## 11 Videre arbeid

Ved videre arbeid er det ønskelig å optimalisere bom og tårn slik at kranen kan få en lavere vekt og ta i bruk mindre materiale.

Videreutvikling av platen under sylinderfeste vil være en prioritet med sikte på å oppnå en enklere installasjonsprosess. For resten av bommen vil det være fokus på å redusere bredden, spesielt på tuppen av bommen. Det vil også være interessant gjøre endringer i plasseringen av største tverrsnitt og mulighetene for å minimere dette.

Ut i fra diskusjonen om tårnet kan tårnet være mindre og likevel tåle kreftene den blir utsatt for. Dermed ville videre arbeid være å se på hvordan tårnet kan optimaliseres ut i fra hva den må tåle. Det kan blant annet bli sett på om tårne kan gjøres mindre ved å redusere tykkelse på vegger eller gjøre det lavere og slankere i formen.

Pidestall bør bli konstruert og analysert i Solidworks og tilhørende maskintegninger. De resterende komponentene, stålvaier, vinsj, svinggir, og svingkranslager skal dimensjoneres og velges ut fra utvalgte leverandører.



## Referanser

Brudevoll, B. A. (2019) *Vinsj*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/vinsj> (Hentet: 04.05.2023).

Certex (u.å.) stålvaier. Tilgjengelig fra: <https://www.certex.no/produkter/staltau-og-tilbehor/staltau/kranwire/ropetex-perform-35c-p1369498?categoryId=495211#> (Hentet: 01.05.2023).

Dinamic Oil (u.å.) *Slewing drive*. Tilgjengelig fra: <https://www.dinamicoil.com/en/power-transmission/slewing-drive/?idC=61721> (Hentet: 01.05.2023).

Dinamic Oil (u.å.) *Winch*. Tilgjengelig fra: <https://www.dinamicoil.com/en/winch/electric-winch/?idC=61715> (Hentet: 01.05.2023).

DNV (u.å.) Hva er maskinlæring. Tilgjengelig fra: <https://www.dnv.no/karriere/maskinlaring.html> (Hentet 27.04.2023).

DNV (u.å) Lifting appliances and deck equipment. Tilgjengelig fra: <https://www.dnv.com/services/lifting-appliances-and-deck-equipment-28171> (Hentet 27.04.2023).

DNV (u.å) Om DNV. Tilgjengelig fra: <https://www.dnv.no/om/index.html> (Hentet 27.04.2023).

Fjero (u.å.) *Hydraulisk sylinder*. Tilgjengelig fra: <https://www.fjero.com/da/f2-cylinder.htm> (Hentet: 01.05.2023).

FN (2023) *Ansvarlig forbruk og produksjon*. Tilgjengelig fra: <https://www.fn.no/om-fn/fns-baerekraftsmaal/ansvarlig-forbruk-og-produksjon> (Hentet 10.05.2023).

FN (2023) *Livet i havet*. Tilgjengelig fra: <https://www.fn.no/om-fn/fns-baerekraftsmaal/livet-i-havet> (Hentet 10.05.2023).

Hofstad, K. (2023) *Vaier*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/vaier> (Hentet: 20.05.2023).

Hove, H. (2023) *Sylindere*. Tilgjengelig fra: <https://ndla.no/article/10537> (Hentet: 01.05.2023).

Hugsted, R. (2019) *Kran (anleggsteknikk)*. Tilgjengelig fra: [https://snl.no/kran-\\_anleggsteknikk](https://snl.no/kran-_anleggsteknikk) (Hentet: 29.04.2023).

IMO (u.å.) *Slewing rings*. Tilgjengelig fra: <https://www.imo.de/en/contact-service-center/download-portal#download-catalog-slewing-rings> (Hentet: 01.05.2023).

Motus (u.å.) *Our approach to sustainability*. Tilgjengelig fra: <https://www.motustech.no/sustainability/> (Hentet: 15.05.2023).

Nordic Steel (u.å.) *FEM-analyse*. Tilgjengelig fra: <https://www.nordicsteel.no/fem-analyse> (Hentet: 16.05.2023).

Norsk Stålforbund (u.å.) *Miljø*. Tilgjengelig fra: <https://www.stalforbund.no/miljo/> (Hentet 27.04.2023).

Osnes, A. (2021) *Bom (svingbar arm)*. Tilgjengelig fra: [https://snl.no/bom-\\_svingbar\\_arm](https://snl.no/bom-_svingbar_arm) (Hentet: 29.04.2023).

Seatrax (u.å.) *Crane Basics*. Tilgjengelig fra: <https://www.seatrax.com/cranebasics.html> (Hentet: 04.05.2023).

Servi (u.å.) *CD25 - Dobbeltvirkende hydraulisk sylinder 250 bar*. Tilgjengelig fra: <https://www.servi.no/media/skifmwbd/cd25-standard-servi-sylindere-1701-1-en-redusert.pdf> (Hentet 18.05.2023).

Servi (2023) *Hydraulikksylinder - Norges største produsent*. Tilgjengelig fra: [https://www.servi.no/vi-produserer/hydraulikksylinder/?gclid=CjwKCAjwge2iBhBBEiwAfXDDBR1liNN\\_dQ\AEMIKeEFfqOeml-2SjQslzgU70RGZZrZn-5a6zBke0bDxoC-rYQAvD\\_BwE](https://www.servi.no/vi-produserer/hydraulikksylinder/?gclid=CjwKCAjwge2iBhBBEiwAfXDDBR1liNN_dQ\AEMIKeEFfqOeml-2SjQslzgU70RGZZrZn-5a6zBke0bDxoC-rYQAvD_BwE) (Hentet: 10.05.2023).

SKF (u.å.) *Slewing bearings*. Tilgjengelig fra: <https://www.skf.com/group/products/slewing-bearings> (Hentet: 01.05.2023).

Solidworks (u.å.) *Solidworks*. Tilgjengelig fra: <https://www.solidworks.com/product/solidworks-simulation> (Hentet 16.05.2023).

Zollern (u.å.) *Slewing gearbox*. Tilgjengelig fra: <https://www.zollern.com/en/products/gearboxes/slewing-gearbox/> (Hentet: 29.04.2023).

