

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP





Konfidensiell gradsoppgave

Skjemaet fylles ut elektronisk, skrives ut, signeres og leveres sammen med oppgaven.

Etter å ha lest igjennom og blitt kjent med innholdet i kap. 49 "Gradsoppgaver" i Forskrift om opptak og studier ved Universitetet for miljø- og biovitenskap (UMB) inngås følgende avtale:

Student(er)	
Navn	Maria Parveen
Adresse	Borgar Steinsetsvei 5, 3034 Drammen
Studieprogram	Maskin, prosess og produktutvikling

Veileder	
Hovedveileder	Johan Andersen

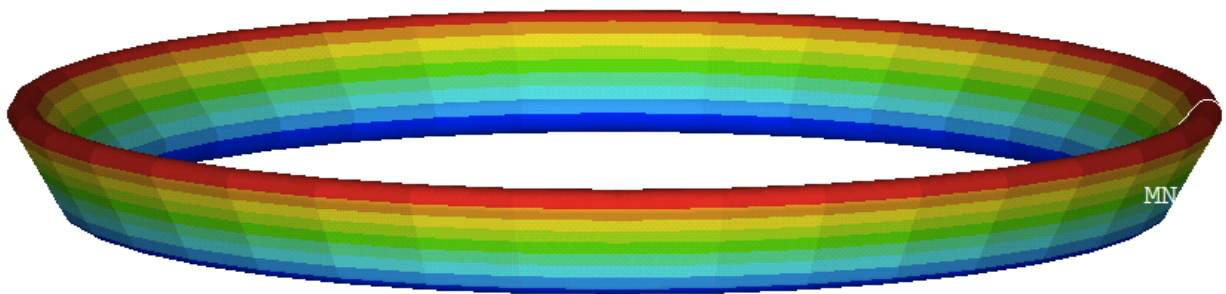
Gradsoppgave	
Oppgavens tittel	Gripper
Oppgaven er levert ved Institutt for	matematikk og teknologi
Oppgaven skal holdes konfidensiell i antall år (maksimalt 5 år):	5 år, fra 15.05.2013
	fram til dato: 15.05.2018
Antall datostemplede eksemplarer oppgaven foreligger i	4

Kopi av denne avtalen skal følge alle datostemplede eksemplarer av gradsoppgaven.

Underskrifter (sted, dato, signatur)	
Student(er)	<i>Maria Parveen</i>
Hovedveileder	<i>Johan Andersen</i>
Instituttleder ved UMB	<i>25/1/2013 Jarle V. Hjørkholth</i>
Institusjon/bedrift	<i>Drammen 25/1-2013 Sjur Lasker</i>

Oppdatert 01.08.2012

Deformerbare elastiske ringer for Gripper



Figur 0: Ring i utvidet tilstand ved 75 grader

I samarbeid med Vector Technology Group

VECTOR
high integrity sealing solutions



UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP
Institutt for matematiske realfag og teknologi

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP

Våren 2013

FORORD

Denne masteroppgaven er skrevet ved Universitet for miljø og biovitenskap (UMB), institutt for matematiske realfag og matematikk (IMT), vårsemesteret 2013. Denne rapporten representerer den avsluttende oppgaven på et 5 års studie på studieretningen Maskin, prosess og produktutvikling.

Oppgaven er blitt skrevet for Vector Technology Group avdeling Drammen. Johan Andersen har vært hovedveileder fra IMT, og Sjur Lassesen har vært veileder ved Vector. All arbeidet, inkludert den fysiske testen har blitt gjennomført i Drammen ved Vector sine lokaler.

Motivasjonen for å skrive denne oppgaven har vært interessen rundt utvikling av et konsept fra starten, og som vil implementeres i nye produkter. Arbeidet fra denne oppgaven har gitt Vector et grunnlag som kan ta dette konseptet et steg videre i produktutviklingen. Det har samtidig gitt meg en mulighet til å bli godt kjent med FEM analyse-og kalkuleringsprogrammer.

Jeg vil takke mine veiledere for god hjelp og oppfølging gjennom denne perioden. I tillegg vil jeg takke øvrige ansatte i den tekniske avdelingen ved Vector, og en spesiell takk til David Robertson, Beatrice Olsson og Dimitrij Bekker. Det har vært en svært lærerik og spennende tid som har gitt meg mye kunnskap og gode opplevelser.

Maria Parveen

Ås 14. mai 2013

SAMMENDRAG

Denne rapporten tar utgangspunkt i en ide som ble presentert for meg av Vector Technology Group AS. Grunnlaget for ideen var å utvikle et produkt som ville bli brukt til å fortøye lastskip etc ved hjelp av ringer som skal vreges ut slik at de tar tak i et eksternt rør som vil være på havbunnen. Arbeidet i denne perioden har rettet seg mot å utvikle konseptet bak ringene, og deres bevegelse.

Produktet består av flere lag med plater og ringer samt en bolt i midten. Denne bolten vil tilføre en forspenning som vil komprimere produktet. På denne måten vil ringene få overført krefter, som vil føre til at de utvider seg utenfor platen og kan ta tak i et eksternt element.

Ringene vil være av elastisk materiale da en viktig del av produktet er at bevegelsen skal kunne tilbakeføres, når fortøyningstiden er over. Derfor ble det utviklet en FEM modell i Ansys Mechanical, og en analytisk modell der det ble undersøkt hvilket tverrsnitt og hvilken utgangsvinkel som var ideell for et slikt produkt. Den analytiske modellen ble oppbygget på grunnlag av Roark's modell for ringer med rotasjonssymmetrisk belastning. Begge modellene ble verifisert, da det var en sammenheng mellom resultatene fra FEM modellen og den analytiske modellen. Modellene ble testet med forskjellige utgangsposisjoner. Det ble også utført en fysisk test for å observere hvordan ringen oppførte seg. Det ble foretatt en risikoanalyse i forkant av testen som viste at testen var forsvarlig å utføre.

Resultatene viste at modellene måtte modifiseres i henhold til plastisitetsteori. Den fysiske testen ga resultater som samsvarte med FEM modellen for plastisitetsteori, mens den analytiske modellen for plastisitetsteorien ikke ble ferdigstilt på grunn av tidsbegrensingen.

Ringene utvider seg, men har omtrent ingen elastisitet etter den radielle deformasjonen. Dette gjelder ikke den ringen som er kutta, da den beveget seg tilbake til sin utgangsposisjon. Den kutta ringen kan feks brukes i produkter der det er nødvendig med elastisitet. Det må fortsatt jobbes med elastisiteten til de sammenhengende ringene.

SUMMARY

This report is based on an idea that was presented to me by Vector Technology Group AS. The basis of the idea was to develop a product that would be used to mooring purposes for small ships and oil platforms. This will be done by expanding rings that would take hold of an external connector on the seabed.

The work in this period has been focused on developing the concept behind the rings, and their movement.

The product consists of several layers of discs and rings, and a bolt in the center. This bolt will be pretensioned that will cause the product to compress. In this way, the rings will get transferred loads, which will cause them to expand outside the plate and take hold of an external element for example an connector.

The rings will be made of elastic material as an important part of the product is that the movement will be reversed when the mooring is over. Therefore, it was developed an FEM model in Ansys Mechanical, and an analytical model that was studied which cross section and start angle would be ideal for such a product. The analytical model was constructed on the basis of Roark's model rings with rotation-symmetrical load. Both models were verified, as there was a correlation between the results of the FEM model and the analytical model. The models were tested with different starting positions. It was also carried out a physical test to observe how the ring behaved. It was performed a risk analysis in advance that verified that the test was safe to perform.

The results showed that the models needed to be modified according to plasticity. The physical test gave results that had good correlation with the FEM model that was modified with plasticity. The analytical model for plasticity did not get finished because of the time limit.

The rings did expand as wished. There was no elasticity left in the ring after the radial deformation. This was not the case for the ring that was cut. The cut ring did go back to its starting position. The cut ring could for example be used in products where elasticity it a necessity. It still has to be done some developing according to the continuous rings and their elasticity.

INNHOLDSFORTEGNELSE

Konfidensialitetserklæring	1
Forside	2
Forord	3
Sammendrag	4
Summary	5
Innholdsfortegnelse	6
1. Innledning	10
1.1 Bakgrunn	10
1.2 Problemstillinger	11
1.3 Målsetning og begrensninger	12
1.3.1 Hovedmål	12
1.3.2 Delmål	12
1.3.3 Begrensninger	12
1.4 Terminologi og symboler	12
1.4.1 Generell terminologi	12
1.4.2 Forkortelser	14
1.4.3 Formler	15
1.5 Fremdriftsplan	18
2. Produktbeskrivelse	19
2.1 Anvendelsesområder	19
2.2 Ringer	20
2.2.1 Produktspesifisering	20
2.3 Testintervaller	21
3. Analyser	22
3.1 FEM modell	22
3.1.1 Fastsatte parametere	22
3.1.2 Elementbeskrivelse	23
3.1.3 Geometriske parametere	25

3.1.4	Meshing	26
3.1.5	Kontaktoverflater	26
3.1.6	Laster	27
3.1.6.1	Første laststeg	27
3.1.6.2	Andre lastesteg	28
3.1.6.3	Tredje laststeg	28
3.2	Analytisk modell	29
3.2.1	Beskrivelse og forklaring	29
3.2.2	Krefter og momenter	31
3.3	Materialvalg	32
3.3.1	Ring	32
3.3.2	Friksjon	34
3.3.2.1	Statisk og glidende friksjon	34
3.3.2.2	Friksjonskoeffisient	35
3.3.2.3	Friksjonskraft	35
4.	Testing	36
4.1	Posisjon A	36
4.1.1	Modelloppbygging	36
4.1.2	Krefter	36
4.1.3	Resultat	37
4.1.4	Endringer	37
4.1.5	Resultater etter endringer	39
4.1.6	Konklusjon	39
4.2	Posisjon B	40
4.2.1	Modelloppbygging	40
4.2.2	Krefter	40
4.2.3	Resultat	40
4.2.4	Konklusjon	41
4.3	Posisjon C	41
4.3.1	Modelloppbygging	41
4.3.2	Krefter	42

Maria Parveen		Konfidensiell
4.3.3	Resultat	42
4.3.4	Konklusjon	42
4.4	Posisjon D	43
4.4.1	Modelloppbygging	43
4.4.2	Krefter	43
4.4.3	Resultat	43
4.4.4	Konklusjon	44
4.5	Posisjon E	44
4.5.1	Modelloppbygging	44
4.5.2	Krefter	44
4.5.3	Resultat	45
4.5.4	Konklusjon	45
4.6	Vurdering av resultater	46
4.6.1	Endringer for FEM modell	47
4.6.2	Endringer for analytisk modell	50
5.	Verifisering av modeller	51
5.1	FEM modell og analytiske modellen	51
5.2	Variasjon av tverrsnitt	52
5.2.1	Endring av lengde	52
5.2.2	Endring av øvre radie	53
5.2.3	Endring av nedre radie	53
5.2.4	Vurdering av variasjon	54
5.3	Fysisk test av prototype	54
5.3.1	Testprosedyre	54
5.3.2	Risikoanalyse	57
5.3.3	Maskinering av deler	59
5.3.4	Resultater	61
5.3.4.1	Maskinerte deler	61
5.3.4.2	Utstyr	62
5.3.4.3	Resultater fra test	62
6.	Økonomi	65

Maria Parveen	Konfidensiell
6.1 Arbeidskostnader	65
6.2 Produksjonskostnader	66
6.3 Totalkostnader for prosjektet	67
7. Diskusjon og videre arbeid	68
7.1 Diskusjon	68
7.2 Videre arbeid	69
8. Konklusjon	71
9. Figurliste	72
10. Tabeller	74
11. Kilder	76
11.1 Skriftlige kilder	76
11.2 Nettkilder	76
12. Vedlegg	78

1. INNLEDNING

1.1 Bakgrunn

Olje-eventyret

Norsk oljeindustri startet på -70 tallet, da det ble funnet olje på norsk sokkel i 1969. Fra den gang og frem til idag har det skjedd enorme fremskritt på det området, og Norge blir regnet som et av verdens største olje- og gassnasjoner. Oppblomstringen av denne industrien har ført til teknologiske fremskritt, og utfordringer som må løses. Det klareste bildet på oljeindustrien er de imponerende oljeplattformene som er enorme konstruksjoner stående på havet. Like imponerende er konstruksjonene som finnes under vann, og på det området er det fortsatt mange store problemstillinger som er uløste. Arbeidet i denne oppgaven vil rette seg inn mot undervannsteknologien for olje- og gassindustrien, og vil danne et grunnlag for fremtidige produkter som er beskrevet nærmere seinere i rapporten.

Vector Technology Group

Oppgaven ble gitt av Vector Technology Group som leverer høy integrerte tetningsløsninger for olje- og gassindustrien. Jeg har hatt sommer- og deltidsjobb hos firmaet, og ble presentert for dette prosjektet som et alternativ for masteroppgaveskrivingen min. Oppgaven var svært interessant, med mange utfordringer som ville gi meg en del nye erfaringer, og forberede meg på arbeidslivet.

Vector har sitt hovedkontor i Drammen, der det ble grunnlagt under navnet Steelproducts Offshore (SPO) i 1978. SPO bygget opp en bred kompetanse innenfor flenser og tetningssystemer, og slo seg etterhvert sammen med andre internasjonale bedrifter. Vector Technology Group er per idag eid av tyske Freudenberg Oil and Gas med kontorer flere steder i verden. Firmaet har et godt etablert renomee innenfor markedet, og har kunder som Aker Solutions, FMC Technologies og GE. Vector spesialiserer innen kompaktflenser og tetningssystemer, men vil fremover satse på områder som fornybar energi.

VECTOR
high integrity sealing solutions

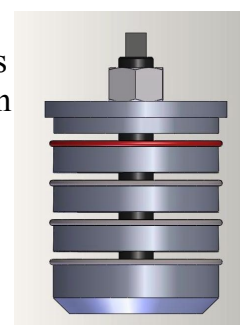
Figur 1: Vector Technology Group sin bedriftslogo

Oppdraget

Ideen stammer fra en ingeniør med navnet Arne Sele på 90 tallet. Sele ble dessverre rammet av hjerneslag som gjorde at ideen ikke ble ferdigutviklet, og har ligget i skuffen hos Vector i flere år. Vector har nå bestemt seg for å realisere dette produktet, og ønsker med denne masteroppgaven å få et grunnlag som kan hjelpe dem på vei.

Hovedtanken bak konseptet er å utvikle et stempel med elastiske ringer som skal gripe tak i et eksternt rør for å skape en god og sikker forankring. Disse ringene må ha en bevegelse som vil gi dem nok elastisk deformasjon til at de kan gripe tak i det eksterne røret, og bevege seg tilbake til sitt utgangsposisjon. Det er dynamiske og statiske problemstillinger knyttet til dette oppdraget.

Prosjektet ble presentert med følgende problemstilling:



Figur 2: En skisse av Gripper

“Utvikle et konsept med ringer som skal utføre en elastisk bevegelse og ta tak i et eksternt legeme”

Arbeidet som har blitt gjort for denne oppgaven har begrenset seg til konseptet bak ringene. Utover i perioden dukket det opp flere ideer som disse ringene kunne anvendes i, men disse ble lagt til side for å kunne fokusere på ringene i første omgang. Hovedoppdraget i denne oppgaven har vært å undersøke om det er mulig for ringene å utvide seg elastisk og gripe tak i et eksternt rør.

Konkurrerende løsninger (17) (18)

Da denne rapporten handler om utviklingen av konseptet rundt ringene er dette avsnittet ikke direkte knyttet til dette. Den konkurrerende løsningen som vil bli presentert vil være konkurrenten til det potensielle produktet, Gripper. Ved implementering av ringene i et rør som vil bli brukt til å forankre rør, last skip osv, finnes det en konkurrent under navnet FirstSubsea med produktet Ballgrab. Ballgrab er et britisk produkt fra First Subsea, som er et velkjent og godt etablert firma i oljeindustrien.



Figur 3: Et bilde som viser hvor kulene i Ballgrab ligger i hulrommene.

I tillegg til First Subsea finnes det et søsterfirma under navnet Balltec som leverer det samme produktet som Ballgrab. Ballgrab/BallTech er et stempel bestående av mange kuler som er satt på overflaten. Disse kulene sitter i små hulrom, og ekspanderer ved hjelp av trykket som oppstår under installasjonen. På samme måte som ballene forankrer deler, vil også ringene kunne klare dette ved å utvide seg. Hvis det blir satset på å utvikle et fortøyningsprodukt vil Ballgrab være den største konkurrenten.

1.2 Problemstillinger

Produktet som skal utvikles består av et rør med tilhørende plater og ringene i et lag på lag konsept, der ringen vi ligge mellom to plater. Tanken bak produktet er at platene skal presses sammen slik at ringen utvider seg, og graver seg inn i det eksterne røret som er fastlagret på havbunnen. Etter en tidsperiode vil man ønske å løsne denne forankringen ved at ringene skal slippe tak i det eksterne røret, og returnere til sin utgangsposisjon.

Den viktigste funksjonen for produktet er ringenes bevegelse som skal gripe ut og ta tak i det eksterne røret.

Følgende problemstillinger er essensielle å finne en løsning på for denne oppgaven:

- Vil det være mulig for ringene å utvide seg?
- Vil det være en elastisk deformasjon?
- Hvor mye krefter er nødvendig for å muliggjøre ønsket deformasjon?
- Hvilket materiale egner seg for ringene?

1.3 Målsetning og begrensninger

Å utvikle et slikt konsept er svært tid- og ressurskrevende, og derfor er det svært viktig og tidssparende å sette opp en realistisk fremdriftsplan og begrensninger på hvor mye denne oppgaven skal omfatte.

1.3.1 Hovedmål

Hovedmålet for denne oppgaven er å utvikle konseptet med elastiske ringer som skal gjennomgå en radiell deformasjon for å gripe tak i et eksternt rør eller legeme.

1.3.2 Delmål

- Utarbeide en analytisk modell som samsvarer med det man ønsker å oppnå med ringene
- Utarbeide en FEM modell som samsvarer med faktorene som vil oppstå i virkeligheten
- Undersøke begge modellene med ulike tverrsnitt og posisjoner
- Verifisere den matematiske og den analytiske modellen
- Utføre en fysisk test
- Vurdere applikasjonsområder

1.3.3 Begrensninger

Punktene under dette avsnittet vil ikke bli tatt hensyn til under dette prosjektet.

- Markedsundersøkelser og -analyser
- De øvrige delene og deres materialvalg
- Produksjonsmetoder og vedlikehold
- Miljø og resirkulering
- Utfyllende analyser rundt applikasjonsområder

1.4 Terminologi og symboler

All terminologi, formler og enheter er beskrevet under dette avsnittet. Det forutsettes at leseren er kjent med begreper på vanlig ingeniørfaglig nivå. Andre fremmedbegreper tilknyttet oljeindustrien og produktet er også beskrevet under dette avsnittet.

1.4.1 Generell terminologi

Aksesymmetri – Oppdeling av akser.

Aksiell deformasjon - Retning på deformasjon som har samme retning som senterlinjen til en rotasjonssymmetrisk komponent.

Annet arealmoment – Sier noe om hvordan tverrsnittsarealet ligger i forhold til senterlinje.

Bøyespennning – Spennning som oppstår når legemet blir utsatt for bøyning.

Deformasjon – En endring av et legeme på grunn av en tilført kraft.

Elastisk – Evnen et legeme har til å rette seg opp igjen til sitt opprinnelige form etter at det har blitt belastet med et arbeid som har ført til en deformasjon.

Elastisitetesmodul – Sammenheng mellom tøyning og spenning som er et mål på stivheten til et materiale

Enhetscelle – Minste inndelingen i en krystallstruktur

Flytespenning – Tilstand der spenningen til materialet endrer seg fra å være elastisk til plastisk.

FMECA – Feilmode-, effekt og kritikalitets analyse.

Forspenning – Spenningen som tilføres bolten i produktet som aktiverer bevegelsen til stålplatene og ringene.

Forflytning – Avstanden legemet tilbakelegger fra en posisjon til en annen.

Frihetsgrad – Beskrivelse av hvordan legemet kan bevege seg i rommet

Glideplan – Deler av en krystall som forskyver seg under plastisk deformasjon.

Ikke-lineær elastisitet – Spenningen er ikke proporsjonal med tøyningen.

Knutepunkt – Angir punkter som skal bygge opp modellen.

Konnektor – Det eksterne røret som ringene i Gripperen skal gripe seg til. Konnektoren sitter på et annet rør som er banket inn på havbunnen. Gripperen skal penetreres inn i konnektoren der ringene skal utvide seg ved hjelp av forspenningen på bolten.

Korrosjonsdyktig – Angir motstandsdyktigheten til et materiale mot korrosjon/rust.

Krystallstruktur – Oppbygging av materiale som består av gittere med enhetsceller

Lineærelastisk -Tilstand der Hookes lov gjelder, dvs når tøyningen er proporsjonal med spenningen.

Mesh – Inndeling av legemet i mindre kjente former

Node – Et forgreiningspunkt i Ansys

Nøytralakse – Den delen av et tverrsnitt som ikke har spenninger.

Plastisitet – En egenskap hos et materiale som gjør at den delvis eller ikke i det hele tatt går tilbake til sin opprinnelige form.

Plattform – Konstruksjoner ute på havet i forbindelse med leting eller undersøkelser petroleumsforekomster.

Radiell deformasjon - Retningen på deformasjon som går vinkelrett ut fra rotasjonsaksen på en rotasjonssymmetrisk komponent.

Risikoanalyse – Kartlegging av risikoene tilknyttet et forsøk

Rotasjonssymmetri – Symmetri for et roterende element.

ROV – Remote Operated Vehicle. En ubemannet miniubåt som kan utføre forskjellige operasjoner i havdypet.

Strekkspenning – Spenning som oppstår når legemet blir utsatt for strekk, og det blir en endring i lengden.

Tankskip – Skip som frakter olje og andre naturlige råstoffer fra utvinningsstedet til sjøs til land.

Verifikasjon – Sammenligning mellom resultater fra to modeller som samsvarer

1.4.2 Forkortelser

Tabell 1: Oversikt over forkortelser som er brukt utover i rapporten.

Begrep	Beskrivelse	Benevnelse
Do	Ytterdiameter på rør	mm
Di	Innerdiameter på rør	mm
R1	Nedre radius på ring	mm
R2	Øvre radius på ring	mm
L	Lengden mellom radiene på ring	mm
α	Startvinkel	°
θ	Vinkel på den koniske delen av øvre plate	°
γ	Vinkel på halvpart av ring	°
A	Areal	mm ²
H	Høyde	mm
L	Lengde	mm
B	Bredde	mm
ma	Momentarm	mm
cc	Tyngdepunkt	mm
Rm	Momentarm fra midten av rør til tyngdepunktet	mm
c	Momentarm fra midten av rør til ytterkant av ring	mm
x	Aksiell forflytning	mm
cl	Klarering mellom rør og det eksterne legemet	mm
σ	Spenning for et rotasjonssymmetrisk rør	MPa
R	Friksjonskraft	N
μ	Friksjonskoeffisient	
N	Normalkraft	N

1.4.3 Formler

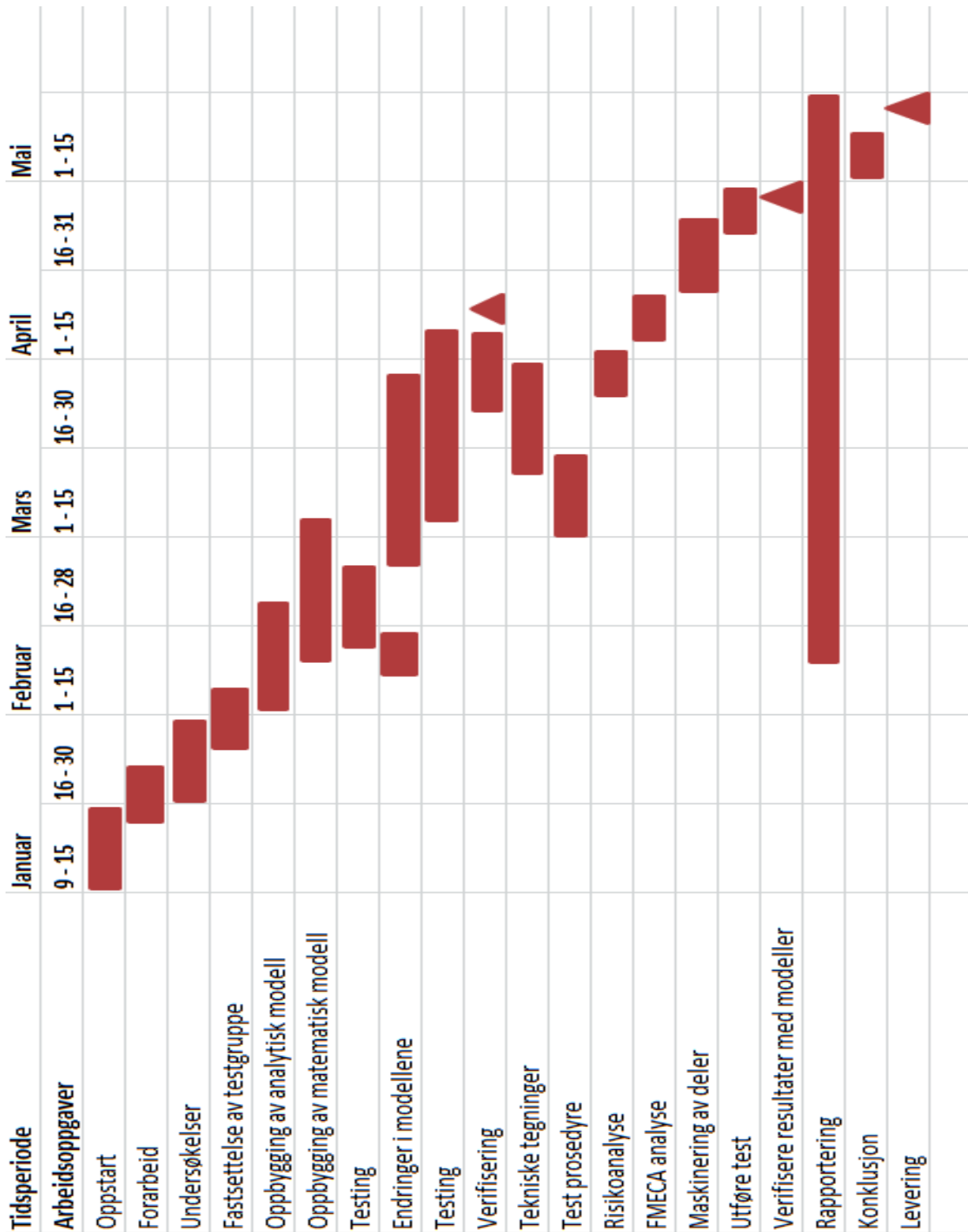
Tabell 2: Oversikt over formler som er brukt i rapporten.

Navn	Formel	Beskrivelse	Benevning
1	$\sigma = F/A$	Spenning er avhengig av påført kraft og areal	MPa
2	$A_{\text{halvsirkel}} = \frac{\pi}{2} \times R^2$	Arealberegning for halvsirkel	mm ²
3	$A_{\text{rektangel}} = H \times B$	Arealberegning for rektangel	mm ²
4	$A_{\text{trekant}} = \frac{L \times H}{2}$	Arealberegning for trekanter	mm ²
5	$h_{\text{sc}} = \frac{4}{(3 \times \pi)} \times R$	Beregning av tyngdepunktet for en halvsirkel	mm ²
6	$\cos(\alpha) = \text{HK}/\text{HYP}$	Funksjon for cosinus fra Pytagoras læresetning	°
7	$\sin(\alpha) = \text{MK}/\text{HYP}$	Funksjon for sinus fra Pytagoras læresetning	°
8	$\tan(\alpha) = \text{MK}/\text{HK}$	Funksjon for tangens fra Pytagoras læresetning	°
9	$NA = \Sigma \frac{(A_{\text{tot}} \times ma)}{A_{\text{tot}}}$	Beregning av nøytralakse	mm
10	$I_{\text{rektangel}} = \frac{L \times H^3}{12}$	Annet arealmoment for rektangel	mm ³

11	$I_{\text{trekant}} = \frac{L \times H^3}{36}$	Annet arealmoment for trekant	mm ³
12	$I_{\text{rektangel}} = \frac{L \times H^3}{12}$	Annet arealmoment for rektangel	mm ³
13	$I_{\text{halvsirkel}} = \frac{\pi}{8} \times R^4 - \frac{\pi \times R^2}{2} \times h_{sc}$	Annet arealmoment for halvsirkel	mm ³
14	$I_t = \Sigma I_i + \Sigma (A_i \times (m a_i - NA)^2)$	Steiners sats	mm ⁴
15	$M = F \times L$	Moment som er avhengig av kraft og armen	kNmm
16	$\delta = \frac{F \times R_m^2}{EA}$	Uttrykk for middelradiens økning	
17	$\theta = \frac{M \times R_m^2}{EI_y}$	Uttrykk for vrenningsvinkelen	
18	$F_{\text{radiell}} = \frac{(E \times I(\alpha) \times \pi \times D_o \times \cos(\alpha))}{(L \times R_m^2)}$	Den radielle kraften som virker på ringen	kN
19	$F_{\text{aksiell}} = \frac{(E \times I(\alpha) \times \pi \times D_o \times \sin(\alpha))}{(L \times R_m^2)}$	Den aksielle kraften som virker på ringen	kN

20	$F_x = \frac{F_r}{\tan(\theta)} + F_t$	Resultant kraften som er nødvendig for å vrenge ringen ut ønsket lengde	kN
21	$\sigma = \frac{(E \times c(\alpha))}{(R_m(\alpha))}$	Spenning for rotasjonssymmetrisk ring	MPa
22	$R_m = \frac{D_i}{2} + cc \times \cos(\alpha) + R_1$	Avstanden fra midten av ringen til ringens tyngspunkt	mm
23	Se vedlegg 6.	Tyngdepunktaksen	mm
24	$c(\alpha) = (R_1 + L - cc) \times \cos(\alpha)$	Avstanden fra midten av ringen til ytterkanten av ringen	mm
25	$R = \mu \times N$	Formel for beregning av friksjonskraften	kN
26	$\sigma = E \varepsilon$	Spenningen er en funksjon av elastisitetsmodulen og tøyningen til ringen.	MPa
27	$O = \pi \times D_o$	Omkrets for en sirkel	MPa

1.5 Fremdriftsplan



Figur 4: Fremdriftsplanen som viser hvordan tiden vil bli disponert gjennom perioden.

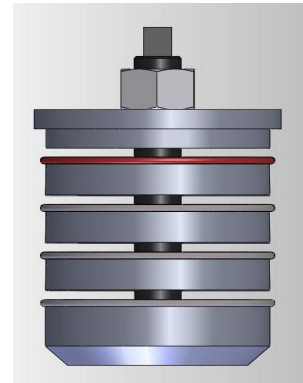
2. PRODUKTBESKRIVELSE

2.1 Anvendelser

Denne oppgaven handler om et konsept som vil kunne brukes i flere produkter. Noen av disse produktene er listet opp nedenfor.

Gripper:

Gripper er produktet som hovedsaklig ga grobunn til dette konseptet med elastisk deformerbare ringer. Produktet består av noen plater med ringene imellom. Ringene vil bli presset sammen som et følge av forspenningen, noe som vil føre til at ringene utvider seg utenfor platene. Dermed vil det være mulig for ringene å gripe tak i et eksternt rør. Det røret ringene griper tak i vil være en konnektor som skal festes med en lenke til et fastbanket rør på havbunnen. Denne konnektoren kan muligens ha noen spor som vil gjøre det lettere for ringene å gripe tak i. I denne applikasjonen er det nødvendig for ringene å ha en elastisk deformasjon slik at de kan bevege seg tilbake og slippe konnektoren når man ikke ønsker fortøyningen lenger. Dette produktet skal kunne fungere som et fortøyningsverktøy for lastskip og små plattformer. Figuren viser et utgangspunkt for produktet Gripper. Den røde ringen viser en av ringene i ferdig utvidet tilstand.



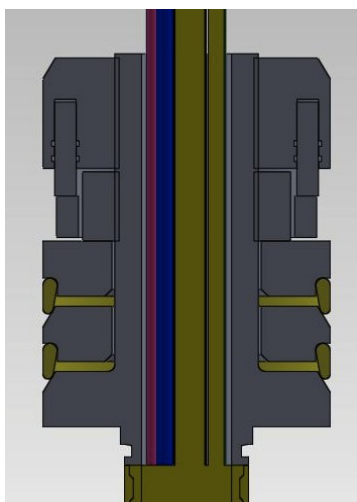
Figur 5: Første utkast av produktet Gripper.

Sealring:

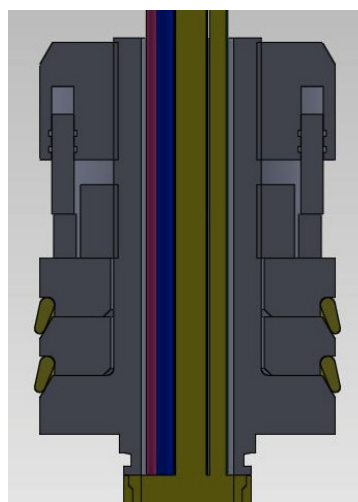
Sealringen vil fungere som en tetningsring som kan brukes til å tette igjen skrog eller rør. Ringen vil, i likhet med Gripper, utvide seg på grunn av en forspenning. I denne anvendelsen vil det ikke være nødvendig med en elastisk bevegelse, da ringen mest sannsynlig vil være i utvidet tilstand til røret/skroget blir fjernet.

Umbilical / slange : (19)

En slik applikasjon vil være en slange som inneholder flere mindre slanger som tilfører feks oksygen, gass eller andre elementer til utstyr under vann. Det vil altså være en samling av mindre slanger som blir ført ned under vann. Alle disse små slangene er samlet i et stempel. I dette stempelet vil ringene ligge, slik at de kan låse seg fast til det eksterne legemet slangene skal koble seg fast mot. Stempelet vil være styrt av et hydraulisk system som vil påføre krefter på ringene som vil føre til en utvidelse. På denne måten vil stempelet sitte fast i det eksterne legemet under havet slik at slangene kan festes til sine respektive bruksområder. Forskjellen på denne anvendelsen og Gripperen er konnektoren som Gripperen skal ta tak i. Festing av en konnektor for et fortøyningsselement er mer komplisert enn å bruke et stempel på denne måten på grunn av bøye- og strekkspenningene som vil oppstå.



Figur 6: Produktet Umbilical i utgangsposisjon. Ringene er illustrert med gulgrønn farge



Figur 7: Produktet Umbilical i låst tilstand der ringene har utvidet seg.

2.2 Ringene

Produktet for denne rapporten er ringene, da det er disse som skal utgjøre hovedkonseptet for produktene nevnt ovenfor. De opprinnelige tegningene fra Arne Sele viser at ringene har utgangsposisjon på 37.7 grader fra horisontalen. De øvrige spesifikasjonene er valgt for en 8" rør.

2.2.1 Produktspesifisering

Spesifikasjonene for modellen er basert på de gamle tekniske tegningene som ble produsert da ideen først ble lansert av Arne Sele på -90 tallet.

Tabell 3: Parametere som er anvendt i de opprinnelige tegningene.

Navn	Beskrivelse	Mål	Benevning
D_o	Ytterdiameter på rør	201.5	mm
D_i	Innerdiameter på rør	156.8	mm
R_1	Nedre radius på ring	5	mm
R_2	Øvre radius på ring	3.5	mm
L	Lengde mellom radiene på ring	17.5	mm
α_s	Startvinkel	37.7	°
α_{slu}	Sluttvinkel	5	°

Sluttvinkelen er basert på at radien skal øke med 3 mm.

De øvrige delene er utformet som klosser med ytter- og innerdiameter som er spesifisert i tabell 3. Disse spesifikasjonene vil bli brukt som et utgangspunkt for videre arbeid med oppgaven.

2.3 Test intervaller

En viktig del av denne undersøkelsen er å finne ut hvilken utgangsvinkel som er ideell for å oppnå ønsket deformasjon med minst mulig arbeid, og innenfor flytegrensen for det valgte materialet. Derfor ble det satt opp ulike utgangsvinkler for å bestemme hvilken vinkel som er best for å oppnå ønsket resultat.

Tabell 4: Alle posisjonene som skal testes med de utviklede modellene.

	Vinkel
A	37.217°
B	45°
C	75°
D	80°
E	85°

Bortsett fra den radielle deformasjonene er det også nødvendig å se tendensen i krefter og spenningen som oppstår ved de forskjellige vinklene.

3. ANALYSER

3.1 FEM modell ⁽¹⁴⁾ ⁽¹⁵⁾ ⁽¹⁶⁾

FEM modellen er blitt satt opp i FEM analyseprogrammet Ansys Mechanical Product Launcher 12.1. Det har blitt satt opp en modell som omfatter ringen samt den øvre og den nedre stålplaten ved hjelp av noder og knutepunkter.

3.1.1 Fastsatte parametere

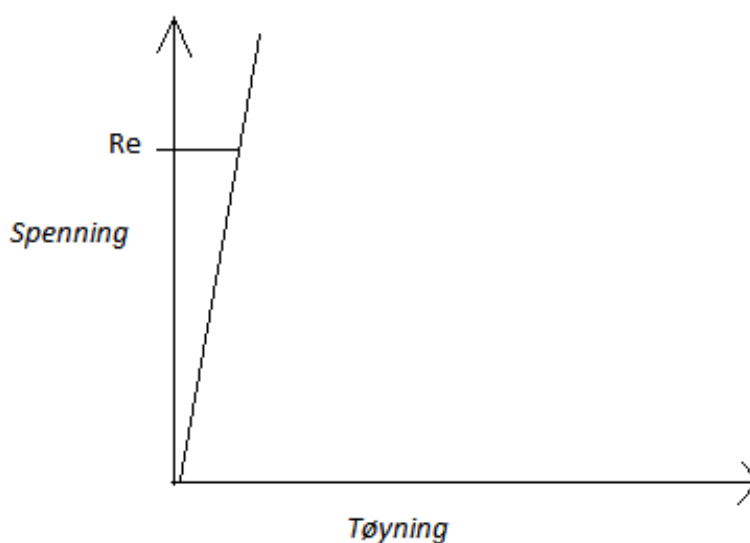
Tabell 5: Fastsatte parametere for den øvre og nedre platen

Navn	Mål / Nummer	Benevning
Materialnummer	2	-
Elastisitetsmodul	205205	MPa
Flytespenning	210	MPa
Bruddgrense	500	MPa
Poissons tall	0.3	
Temperatur	20	Grader celsius

Tabell 6: Fastsatte parametere for ringen

Navn	Mål	Benevning
Materialnummer	1	-
Elastisitetsmodul	125 139	MPa
Flytespenning	835	MPa
Bruddgrense	940	MPa
Poissons tall	0.32	
Temperatur	20	Grader celsius

Modellen har blitt fastsatt som en lineærelastisk modell, da det er ønsket at ringene ikke skal overstige flytegrensen og deformeres plastisk. Materialgrafene viser at deformasjonen er avhengig av tøyningen til ringen. Hvis tøyningen blir større enn punktet R_e vil deformasjonen bli plastisk og dermed permanent. Dette punktet tilsvarer flytegrensen til materialet. I det lineærelastiske området gjelder Hookes lov (26). Hookes lov beskriver sammenhengen mellom elastisitetsmodulen og tøyningen til legemet. Når tøyningen krysser den røde linjen, vil ringen gå over til det plastiske området. Ved dette tidspunktet vil ikke ringen gå tilbake til sin utgangsposisjon. Utgangspunktet for våre tester av den analytiske og den analytiske modellen er at ringen skal holde seg innenfor det lineærelastiske området.



Figur 8: Materialkurven som analysen i Ansys vil følge.

3.1.2 Elementbeskrivelse

Tabell 7: En oversikt over hvordan elementene er nummerert.

Element	Elementnummer
Øvre plate	1
Nedre plate	1
Ring	2

Elementene som har blitt modellert har blitt definert utifra elementbeskrivelsene som finnes i databasen til Ansys.

Tabell 8: Elementtypene som er anvendt i modellen og en beskrivelse av disse.

Navn	Beskrivelse	Anvendelse
PLANE82	Modellerer for et solid element som gir mer nøyaktige resultater for elementer som har blandede former. Består av 8 noder som har to frihetsgrader hver. Elementet kan bli brukt som et plant eller et aksesymmetrisk element. Gir elementet evne til å ha plastisitet, krype, heve, stivhet, og tåle store deformasjoner og belastninger.	<u>KEYOPT 1,3,1</u> Elementtype 1 som er definert som PLANE82. Keyoption 3 som definerer hvor elementet oppfører seg. 1 angir at det er aksesymmetri.
TARGE169	Angir "target" flaten i et kontaktpar.	<u>ET,2,169,,,1</u>

	Kontaktelementene beskriver elementer som er deformerbare, og som potensielt skal i kontakt med et annet element. Denne typen blir ofte brukt i sammenheng med CONTA172. Det kan pålegges translatorisk og rotasjonell forflytning, temperatur, spenning, krefter og momenter.	Elementtype 2 som er definert som TARGE169. 1 angir element 1. <u>ET,4,169,,,1</u> Elementtype 4 som er definert som TARGE169. 1 angir element 1.
CONTA172	Blir brukt til å angi kontakt og glidning mellom to kontakt par, derav den ene blir angitt av TARGE169. Kontakt oppstår når det angitte elementene penetrerer kontaktflaten som er angitt av TARGE169.	<u>KEYOPT,3,5,4</u> Elementtype 3 som er definert som CONTA172. Keyoption 5 definerer hvordan kontakt justeringene skal gjøres. 4 bestemmer at kontaktjusteringene skal justeres automatisk. <u>KEYOPT,3,10,2</u> Elementtype 3 som er definert som CONTA172. Keyoption 10 definerer kontakt-stivheten. 2 bestemmer at hver iterasjon skal være basert på den daværende spenningen på elementene som skal i kontakt.
BEAM23	En elementtype som har strekkspenning og bøyningsevner. Det finnes tre frihetsgrader for hver node, derav translatorisk i x og y retningen og rotasjon i z retningen.	<u>KEYOPT,6,2,0</u> Elementtype 6 som er definert som BEAM23. Keyoption 2 som definerer deformasjon ved skjærkraft. 0 angir at skjærkrefter skal være inkludert i elementbeskrivelsen. <u>KEYOPT,6,4,0</u> Elementtype 6 som er definert som BEAM23. Keyoption 4 som definerer "member" krefter og

		<p>momenter . 0 angir at "member" krefter og momenter ikke skal være inkludert i elementbeskrivelsen.</p> <p><u>KEYOPT,6,6,2</u> Elementtype 6 som er definert som BEAM23. Keyoption 6 som definerer tverrsnittet. 2 angir at tverrsnittet er et sirkulært rør.</p>
--	--	---

3.1.3 Geometriske parametere

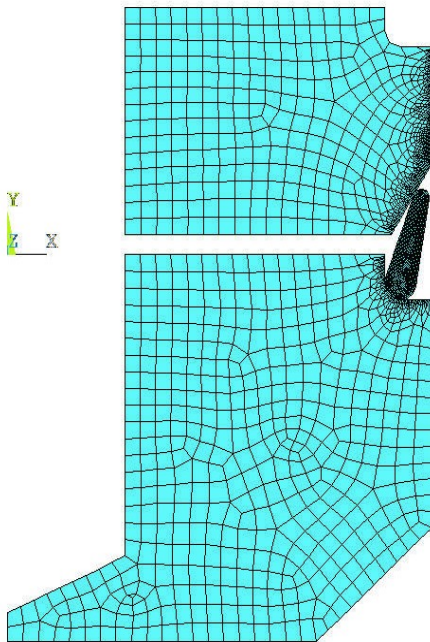
Geometrien for modellen er blitt satt opp ved hjelp av gamle tekniske tegninger som ble brukt under utviklingen på -90 tallet. Se vedlegg nr 5.

Tabell 9: Den grunnleggende geometrien basert på de gamle tegningene.

Navn	Beskrivelse	Mål	Benevning
H_nut	M42 boltstørrelse for bolten i midten. Se vedlegg: 5	42.0	mm
D_bolt	M42 boltstørrelse for bolten i midten. Se vedlegg: 5	42.0	mm
L_pipe	Lengden på hele systemet med 5 stålplater, 4 ringer og klarering. Se vedlegg : 5	357.0	mm
D_pipe	Ytterdiameter på det eksterne røret som hele systemet skal passe inn i. Se vedlegg: 5	219.1	mm

I tillegg til disse verdiene ble det brukt geometriske sammenhenger for å bygge modellen.

3.1.4 Meshing



Figur 9: En illustrasjon av hvordan ferdig meshede modellen vil se ut.

Figur 9 viser hvordan den meshede modellen ble seende ut. Modellen består av en øvre plate, en nedre plate og en ring i midten. Det er også lagt inn en klarering mellom den øvre og nedre platen som vil være nødvendig ved påsatt last som skal vrenge ringen utover.

Meshingen deler geometrien inn i flere mindre deler for at det skal være mulig å anvende kjente og enkle matematiske sammenhenger. Jo flere deler geometrien er delt inn, jo mer nøyaktig blir løsningen.

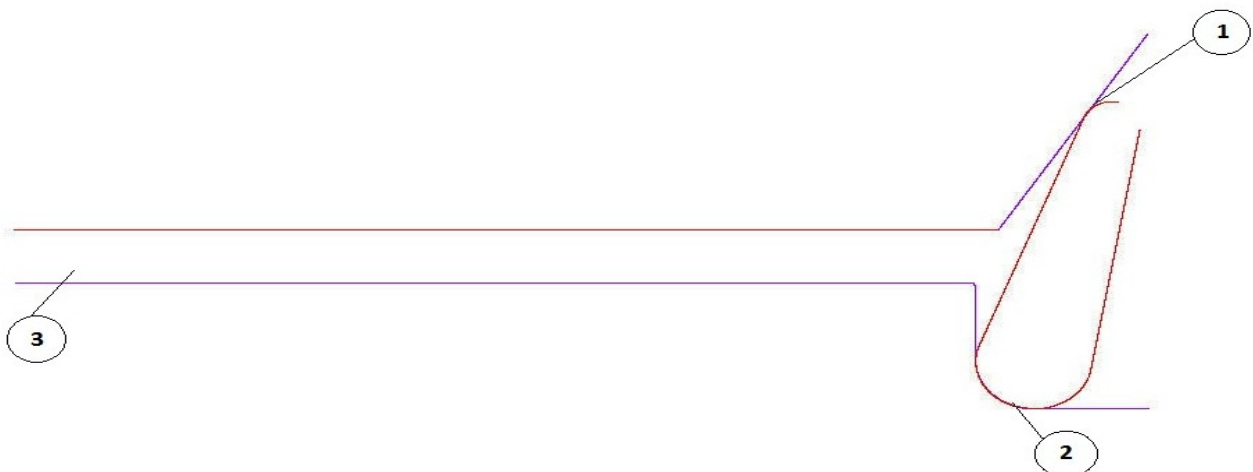
Meshing ble gjort stegvis av ringen og platene.

De mørke konturene på figur 1 skyldes det fine meshet i ringen og avrundingen på den øvre og nedre platen.

3.1.5 Kontaktflater

Det er blitt satt opp kontaktflatealgoritmer for å definere kontaktflatene mellom ringen og platene, i tillegg til elementbeskrivelsene. Dette er blitt gjort ved å velge de aktuelle linjene som skal være i kontakt, og definere Contact og Target elementene. Target flatene er definert

som den flaten som skal bli berørt av det andre elementet, derav navnet Target (= Mål). Contactflatene er de som kommer i bevegelse og vil utføre forflytningen.



Figur 10: Illustrasjon av et utsnitt av modellen der man ser de definerte kontaktparene. De lilla linjene viser target flaten, mens de røde linjene viser contact flaten.

Tabell 10: En oversikt over kontaktflatene som er definert i modellen

Kontakt	Beskrivelse
Flate 1	Kontakt mellom øvre del av ringen mot den øvre platen. Contact: Ring Target: Øvre plate
Flate 2	Kontakt mellom nedre del av ringen mot den nedre platen Contact : Ring Target: Nedre plate
Flate 3	Kontakt mellom den øvre og den nedre platen som muligens vil være i kontakt etter forflytningen. Contact: Øvre platekant Target: Nedre platekant

3.1.6 Laster

Lastpåføringen på ringen vil skje i tre steg. Dette gjøres på grunn av oppbyggingen til Ansys der det ikke er mulig å gjøre en sammenkrymping av legemene på den måten de er modellert. Dermed har dette blitt gjort ved hjelp av forflytning.

3.1.6.1 Første laststeg

Første laststeget vil utføre en forflytning som tilsvarer den lengden platen må bevege seg i aksiell retning for å oppnå ønsket radiell deformasjon.

Tabell 11: Beskrivelse av laststeg 1

Kode	Forklaring
Time,1	Definerer at dette er laststeg 1
Lsel,s,,8	Velger linje 8
Nsubst,20,1000,15	Forflytningen er delt opp i trinn, der antall steg er delt inn i 20. Det kan bli tatt maks 1000 steg, og minimum 15 steg for å fullføre forflytningen
Nsll,s,1	Velger alle nodene som finnes på valgt linje.
D,all,uy,5.0	Definere at alle nodene på linje 8 skal være valgt. Forflytningen skal være 5 mm i y retning.

3.1.6.2 Andre laststeg

Andre laststeget vil slette forflytningen som ble gjort i laststeg 1 og erstatte den med en last. Denne lasten vil være lik den som er nødvendig for forflytningen i laststeg 1. På denne måten vil modellen være på samme stadie som ved laststeg 1.

Tabell 12: Beskrivelse av laststeg 2

Kode	Forklaring
Time,2	Definerer at dette er laststeg 2
Neqit,100	Antall iterasjoner er satt til 100
Nsubst,1,1,1	Lasten påføres i et steg.
Lsel,s,,8	Lasten skal påføres linje 8.
Nsll,s,1	Velger alle nodene som finnes på valg linje
*get,nde,node,0,count *get,nono,node,0,num,min *do,i,1,nde *GET,fyn%i%,NODE,nono,RF,Fy F,nono,FY,fyn%i% DDEL,nono,UY	Velger en og en node på linje 8 og endrer forflytningen med laster.

3.1.6.3 Tredje laststeg

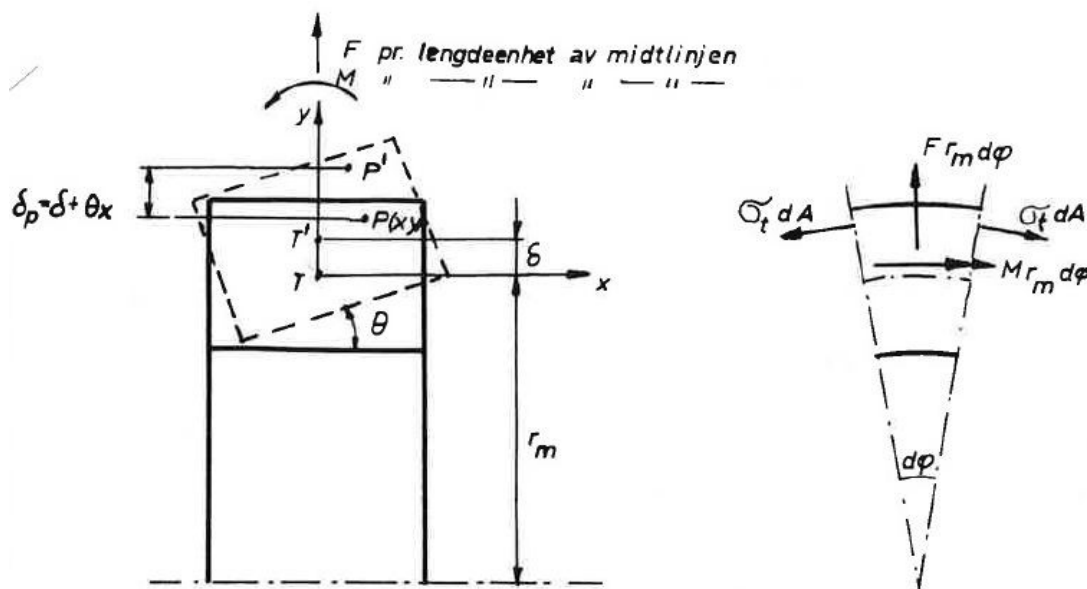
Det tredje laststeget setter på et trykk på den samme linjen som de laststegene ovenfor.

Tabell 13: Beskrivelse av laststeg 3

Kode	Forklaring
Time,3	Definerer at dette er laststeg 3
Neqit,100	Antall iterasjoner er satt til 100
Nsubst,25,1000,5	Trykkpåsettingen er delt opp i trinn, der antall steg er delt inn i 25. Det kan bli tatt maks 1000 steg, og minimum 15 steg.
Lsel,s,,8	Trykket skal påføres linje 8.
Sfl,all,pres,15	Overflatetrykket er satt til 15.

3.2 Analytisk modell (2)

3.2.1 Beskrivelse og forklaring



Figur 11: Grunnlaget for Roark's ring og den analytiske modellen.

Denne analytiske modellen er bygd opp på grunnlag av en teori for ringer med rotasjonssymmetrisk belastning.

Tabell 14: Figurforklaringer for figur 11.

Navn	Beskrivelse
T	Tyngdepunktet for platen i utgangsposisjon
T'	Tyngdepunktet for platen etter vinkelendringen
P (x,y)	Et tilfeldig valgt punkt på platen ved utgangsposisjon
P'	Det tilfeldig valgte punktet etter vinkelendringen
θ	Vrengningsvinkel
δ	Middelradiens økning
δ_p	Radiell deformasjon
Rm	Avstanden fra nullpunktet til tyngdepunktet

Bruken av denne modellen forutsetter at ringen ikke endrer form og størrelse ved deformasjon. Waløens beregningsmodell baserer seg på små vinkelendringer, og må derfor modifiseres for å passe vår modell.

Løsningen for et vilkårlig ringtverrsnitt blir gitt som følgende av Waløens modell:

$$\delta = \frac{F \times R_m^2}{(E \times A)} \quad \text{Formel 16 kap.1.4.3, uttrykk for middelradiens økning}$$

$$\theta = \frac{M \times R_m^2}{(E \times I_y)} \quad \text{Formel 17 kap.1.4.3 Uttrykk for vrenningsvinkel}$$

Målet for denne analytiske modellen er å kunne beregne hvor mye kraft som er nødvendig for å kunne vrenge ringen den ønskede radielle lengden. Denne lengden ble satt til 3 mm hver side på grunnlag av skjønsmessige vurderinger om hvor stor avstand det må være for at utstyret med ringene skal gli inn i et annet rør som den skal gripe tak i. Det kan ikke være for trangt slik at utstyret med ringene ikke kommer inn i røret, samtidig som det ikke må være for stort mellomrom for ringen å fylle. Denne verdien på 3 mm er ikke fastsatt, men vil bli brukt som et utgangspunkt.

Modellen er laget som en parametrisert modell, der det er fullt mulig å teste ulike tverrsnitt og utgangsvinkler.

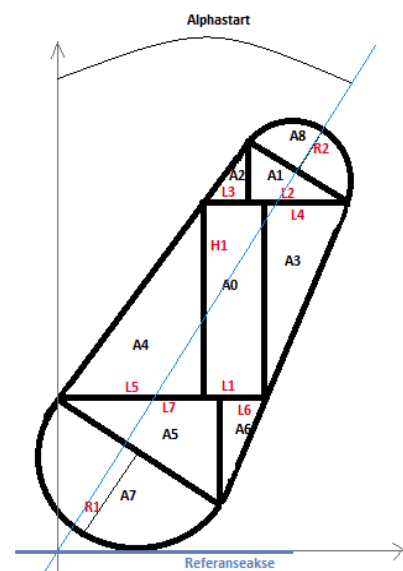
Ved innsetting av formel 15 og formel 27 i formel 17 får man følgende uttrykk for beregning av kraften som er nødvendig for å presse ringen ut den ønskede radielle lengden.

$$F = \frac{E \times I_y \times \pi \times D_o}{(L \times R_m^2)} \quad \text{Enklere form av formel 18}$$

Dette uttrykket vil kun beregne kraften som er nødvendig ved statisk posisjon. Siden ringen skal gjennom en vinkelendring vil det være nødvendig å gjøre dette uttrykket avhengig av vinkelen.

Som vi ser av Waløens modell vil tyngdepunktet endre lokasjon etter vinkelendringen. Det vil føre til at annet arealmoment, R_m og D_o vil endre seg. Disse tre parameterne blir derfor gjort avhengig av vinkelen. Følgende formel vil beregne den radielle kraften som er nødvendig for å vrenge ringen.

$$F_r = \frac{(E \times I_y(\alpha) \times \pi \times D_o \times \cos(\alpha))}{(L \times R_m(\alpha)^2)} \quad \text{Formel 18}$$



Figur 12: En illustrasjon som viser hvordan tverrsnittet er delt inn, med benevnelse på lengde og høyder som er beregnet.

Ringens tverrsnitt består av sammensatte former, noe som vil føre til vanskeligheter i beregning av areal og annet arealmoment. Derfor ble tverrsnittet delt inn i mindre definerbare arealer.

Tverrsnittet ble delt inn i 8 deler, som består av to halvsirkler, et rektangel og 5 rettvinklede trekkanter. På grunn av denne forenklingen kan det brukes sammenhenger og formler som allerede er definerte for disse ulike formene.

Disse arealene gjelder så lenge vinkelen holder seg innenfor ca 45°C. Dette må det tas hensyn til i den analytiske modellen.

Lengdene for arealene ble beregnet ved hjelp av enkle geometriske sammenhenger avhengig av vinkelen.

Følgende parametere ble beregnet for å bruke formel Fr.

Iy, annet arealmoment: Denne parameteren vil endre seg ved vinkelendring. Iy vil bli mindre når utgangsposisjonen nærmer seg horisontalen. For å beregne denne parameteren ble det brukt følgende fremgangsmåte:

- Bestemme en tilfeldig referanseakse på bunnen av tverrsnitt.
- Beregne avstandene fra alle de 8 ulike arealene til referanseaksen.
- Fastsette nøytralaksen ved hjelp av formel 9.
- Beregne annet arealmoment for alle de ulike arealene ved hjelp av formel 10-13.
- Bruke Steiners sats for å beregne det endelige annet arealmomentet med Formel 14.

Rm, avstanden fra midten av ringen til tyngdepunktet: Denne avstanden vil i likhet med annet arealmoment endre seg på grunn av vinkelendringen. Rm vil bli større når utgangsposisjonen nærmer seg horisontal posisjon. Denne avstanden ble beregnet av formel 23.

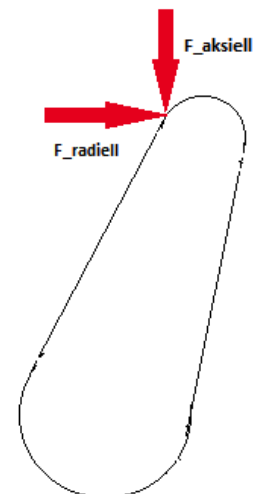
3.2.2 Krefter og momenter

Det er hovedsaklig to krefter som virker på ringen. Den ene er den radielle som holder ringen på plass, mens den andre er den tangentielle som får ringen til vrenge seg utover.

$$F_{\text{radiell}} = \frac{(E \times I(\alpha) \times \pi \times D_o \times \cos(\alpha))}{(L \times R_m^2)} \quad \text{Formel 18}$$

$$F_{\text{aksiell}} = \frac{(E \times I(\alpha) \times \pi \times D_o \times \sin(\alpha))}{(L \times R_m^2)} \quad \text{Formel 19}$$

Disse formlene er avhengige av vinkelen på ringen, og kraften vil bli beregnet for 1 grad om gangen. For å få inkludert alle vinklene ringen må gjennom er det valgt å gjøre et integral mellom start- og sluttvinkel.



Figur 13: En illustrasjon av hvor de radielle og de aksielle kreftene fungerer på ringen.

På den måten vil den radielle og den tangentielle kraften gjelde for den totale vinkelendringen.

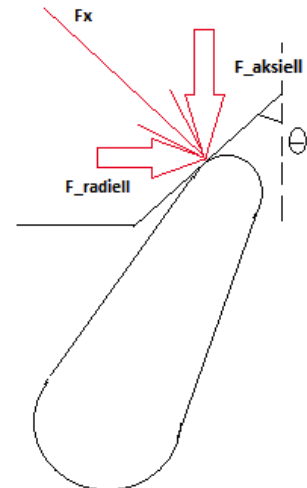
$$F_{\text{radiell}} = \int \frac{(E \times I(\alpha) \times \pi \times D_o \times \cos(\alpha))}{(L \times R_m^2)} \quad \text{Integralet av formel 18}$$

$$F_{\text{aksiell}} = \int \frac{(E \times I(\alpha) \times \pi \times D_o \times \sin(\alpha))}{(L \times R_m^2)} \quad \text{Integralet av formel 19}$$

Resultanten av disse to kreftene utgjør den totale kraften som skal til for at ringen skal vrenge seg og oppnå ønsket radiell deformasjon.

$$F_x = \frac{F_{\text{radiell}}}{(\tan(\theta))} + F_{\text{aksiell}} \quad \text{Formel 20}$$

θ vinkelen angir helningen på den koniske delen av den øvre platen. Denne må være 5-10 grader mindre enn sluttvinkelen på ringen. Kraftene som er vist figur 14 genererer motkrefter som vil virke på nedre del av ringen. På grunn av designutformingen vil ikke motkreftene påvirke ringen i særlig stor grad. Jeg velger derfor å se bort fra disse, og konsentrerer denne oppgaven rundt kreftene som er med på å vrenge ringen utover. Kraftene som blir generert er avhengig av utgangsposisjonen. Dette skyldes inndelingen av arealene som endrer seg ved rundt 45 grader. Når utgangsposisjonen nærmer seg horisontalaksen vil kraftparene gå fra å stå horisontalt til vertikalt. Dette har blitt tatt hensyn til under utviklingen av den analytiske modellen.



Figur 14: Kraftene virker på det punktet ringen er i kontakt med den øvre platen.

3.3 Materialvalg (1) (4) (5)

Det viktigste materialvalget er materialet for ringene, da det er noen egenskaper som er karakteristiske for hvordan ringene vil oppføre seg.

3.3.1 Ring

Noen av de viktigste kravene for materialet er som følger:

- Høy styrke
- Elastisitet
- Lett deformerbart
- Korrosjonsdyktig
- Kostnadseffektiv

Kravet om elastisitet og høy styrke innsnevrer valgmulighetene for materialvalget.

Aluminium og titan er to materialer som kan møte kravene som blir stilt. Aluminium er et svært elastisk materiale, men har noe lavere flytegrense og strekkfasthet enn titan. Titan vil møte alle kravene som blir stilt under den forutsetningen at det blir brukt en titanlegering. En legering for titan vil først og fremst føre til at materialet vil få forbedret styrke. Legeringer blir delt inn i tre grupper avhengig av krystallstrukturer. For å få en bedre forståelse av legeringsoppbyggingen er det nødvendig med en innføring i krystallstrukturer. Alle metaller er koblet sammen av krystallstrukturer som har en betydning for materialenes mekaniske egenskaper. Krystallstrukturen sier noe om mønsteret atomene i materialet er ordnet etter. Hva slags krystallstruktur et metall har, avhenger av metalltypen. De tre vanligste krystallstrukturene er som følger:

Kubisk flatesentrert: (7) (8) (9)

Enhetscellen er formet som en terning, med et atom i hvert hjørne. I tillegg til de i hjørnene ligger det et atom i midten av hver ytterflate. Denne typen struktur finnes i jern og karbonstål over 906°C , og i aluminium, kopper, bly, nikkel og gull. Materialer som har denne typen materialstruktur er lett formbare, men har liten styrke.



Figur 15 :
Oppbyggingen av en kubisk flatesentrert celle.

Kubisk romsentrert: (7) (8) (9)

Enhetscellen er, i likhet med flatesentrert struktur, formet som en terning med et atom i hvert hjørne. Denne strukturen har i tillegg et atom i sentrum av terningen. Denne strukturen finnes i jern og karbonstål som har temperatur under 906°C , og i krom og wolfram.



Figur 16:
Oppbyggingen av en kubisk romsentrert celle

Stål kan ha både kubisk romsentrert og kubisk flatesentrert struktur avhengig av temperaturen. Ved temperatur under 906°C vil strukturen være kubisk romsentrert, men når temperaturen øker vil atomene flytte seg i forhold til hverandre slik at strukturen vil gå over til å være kubisk flatesentrert.

Heksagonal tettpakket struktur: (7) (8) (9)

Denne strukturen er mer innviklet enn de to overstående. Enhetscellen består av to sekskantede endeflater med et atom i hvert hjørne, og et atom i midt i endeflaten. I tillegg til disse er det et plan i midten med tre atomer.

Denne strukturen finnes i blant annet titan, sink og magnesium, og gjør materialene vanskelige å forme og er sprø.

Materialer med denne strukturtypen er vanskeligst å deformere i forhold til kubisk flatesentrert og kubisk romsentrert krystallstruktur. Dette skyldes at denne typen struktur kun har basisplanene som glideplan.



Figur 17: En illustrasjon av heksagonal tettpakket celle

De tre gruppene innenfor titanium-legeringer er som følger: (10)

- α – legering
- $\alpha + \beta$ – legering
- β legering

I tillegg til de tre overnevnte finnes det to andre legeringstyper, som kalles Super – α og Metastabil (β). Disse to typene er ikke så utbredt, og jeg har derfor valgt å utelate de i denne beskrivelsen.

Den legeringstypen som vil være aktuell for vårt tilfelle vil være innenfor $\alpha + \beta$ – legering. α elementene tilfører elastisitet mens β elementene tilfører hardhet. En blanding disse to gir en legering som kalles Titan grad 5. Denne består av 6 % aluminium og 4 % Vanadium, der aluminium tilfører α elementer og Vanadium tilfører β elementer. Dette er en legeringstype som er mye brukt på grunn av de gode mekaniske egenskapene.

Tabell 15: Egenskaper for Titan Grad 5 som ringene vil bli produsert i.

Navn	Mål
Re	835 MPa
Rm	940 MPa
Tetthet	4.42 g/cm ³
E modul	123 994 MPa
Kokepunkt	3287 °C

3.3.2. Friksjon

3.3.2.1 Statisk og glidende friksjon

Friksjonen vil oppstå der det vil være kontakt mellom to overflater. Det finnes to typer friksjon, statisk og glidende.

Den statiske friksjonen er motstand mot glidning mellom to overflater som ikke beveger seg i forhold til hverandre. Dette er for eksempel den motstanden man møter ved å dytte på tung eske som ikke beveger seg. Med en gang esken begynner å bevege seg vil den statisk friksjonen gå over til glidende friksjon. Glidende friksjon er motstanden som oppstår når to overflater glir i forhold til hverandre. Som eksemplet ovenfor med esken som dyttes bortover gulvet. Glidende friksjon blir også kalt for kinetisk friksjon.

I vårt tilfelle vil det være friksjon der ringen er i kontakt med den øvre og nedre platen. Friksjonen vil være statisk så lenge kraften prøver å vrenge ut ringen, uten noe resultat. I tidspunktet der ringen begynner å bevege seg, vil friksjonen gå fra å være statisk til glidende.

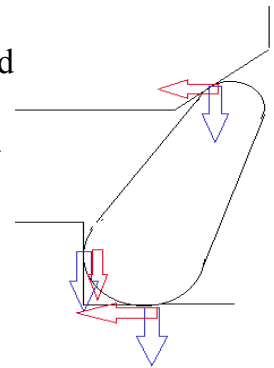
3.3.2.2 Friksjonskoeffisient

Friksjonen er ofte beskrevet ved hjelp av en friksjonskoeffisient. Friksjonskoeffisienten beskriver hvor god glidning det er mellom to overflater. Dette er avhengig av materialene på overflatene.

Tabell 16: En oversikt over friksjonstall for ulike overflater

Overflate	Friksjonsstall μ
Stål mot stål (Tørre overflater)	0.6
Stål mot stål (Smurte overflater)	0.01-0.1
Aluminium mot stål	0.5
Stål mot titan	0.55

Under kapittel 3.4.1 ble det bestemt at ringene skulle produseres i titan. For stålplatene vil det mest aktuelle materialet være rustfritt stål. Dermed vil friksjonskoeffisienten gjelde for kontakten mellom stål og titan. Friksjonskoeffisienten er anslått, utenom å finne støtte i litteraturen, til å være 0.55.



Figur 18: Normal- og friksjonskrefter

3.3.2.3 Friksjonskraft

Friksjonskraften (24) vil alltid virke i motsatt retning av bevegelsen ved glidende friksjon. Ved statisk friksjon vil friksjonskraften virke i motsatt retning av den potensielle bevegelsen.

$$R = \mu \times N$$

Friksjonskraften er et produkt av friksjonskoeffisienten og normalkraften. Normalkraften er avhengig av forspenningen som blir tilført. Figuren viser en oversikt over friksjons- og normalkreftene som virker ved kontaktpunktene. De røde pilene representerer friksjonskraften som peker i motsatt retning av bevegelsen. Normalkraften er illustrert med blå piler som er påvirket av tyngdekraften.

Friksjonskoeffisienten er ikke illustrert på figuren, men den vil oppstå ved de tre kontaktflatene som vises på figur 18.

4. TESTING

Testingen ble utført med de samme grunnbetingelsene som er beskrevet i foregående kapittel, med modifikasjoner på geometrien for å passe de aktuelle utgangsposisjonene. De ulike testposisjonene er beskrevet under delkapittel 2.3.

Det viktigste for denne testen er å undersøke hvilken posisjon som vil passe best for de ulike applikasjonsområdene. Kriterier som blir lagt spesielt vekt på er følgende:

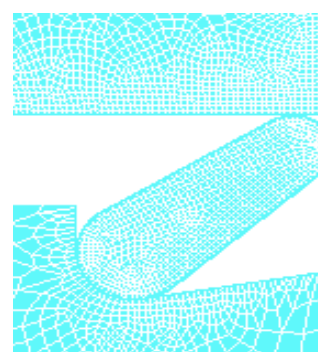
- Størrelse på krefter som er nødvendig for å vrenge ringen tilstrekkelig
- Spenninger som oppstår i ringen
- Utstrekning av ringen som følge av vregningen
- Vinkelforskjell

4.1 Posisjon A

4.1.1 Modelloppbygging

Tabell 17: Oversikt over parametere som var grunnlaget for første modelleringen under testingen.

Parameter	Mål
Do	201.5 mm
Di	156.8 mm
R1	5 mm
R2	3.5 mm
L	17.5 mm
α	37.7 °
cl	3 mm



Figur 19: Modellen ved 37.7 grader

4.1.2 Krefter

Tabell 18: Oversikt over tilførte forflytning og trykk

Parameter	Mål
x	5 mm
Pres	13



Figur 20 : Kraftene som virker på ringen

Figuren viser rosa piler der det oppstår krefter. På øvre og nedre plate vil det oppstå krefter på ytterkantene pga forflytningen og kraften som blir påført linje 8 på nedre platen. Den øvre platen responderer med motkrefter i henhold til Newtons 3.lov.

På ringen er det krefter som oppstår under påtrykkningen. Disse oppstår ved kontaktflatene ved øvre og nedre plate. Kreftene som oppstår ved den nedre platen er ringkrefter som holder ringen på plass, og virker i y retningen. Kraften som skal vrenge ringen utover virker i x retningen, og er illustrert ved den øvre delen av ringen.

Kraften som blir beregnet i den analytiske modellen tilsvarer kraften som virker i x-retning.

4.1.3 Resultater

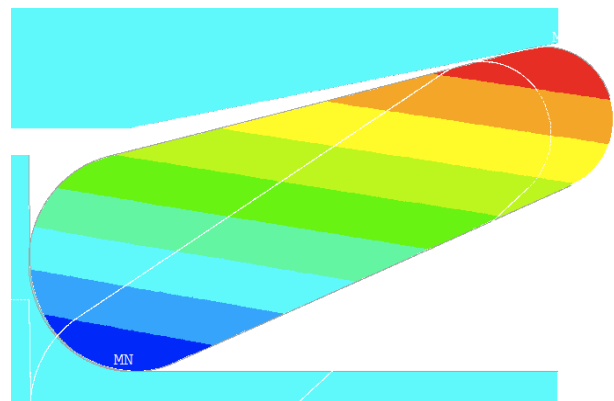
Resultater som er av interesse er størrelsen på kraften som er nødvendig for å tette igjen klareringen mellom det eksterne legemet og røret. I tillegg til det er det viktig å undersøke om ringene fortsatt vil være innenfor det elastiske området etter vregningen.

Tabell 19: Resultater fra FEM modell

Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	610 kN
Ringspenning	4397 MPa
Vinkelforskjell	35°

Tabell 20: Resultater fra analytisk modell

Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	619 kN
Ringspenning	3696 MPa
Vinkelforskjell	35°



Figur 21: Sluttposisjonen til ringen ved 37.7 grader. Fargene definerer hvilket område som har størst deformasjon, der rød er størst deformasjon.

Resultatene viser at det krever relativt store krefter for å vrenge ringen slik det er ønsket samtidig som det blir generert spenninger som ikke er realistiske og overstiger flytegrensen til materialet.

4.1.4 Endringer

Da disse ringene skal bli brukt sammen med flere ringer, vil det være nødvendig med en bolteforspenning som er større enn kreftene som er nødvendig for å vrenge samtlige ringer.

Ved for eksempel bruk av 4 ringer vil disse kreve $610 \text{ kN} * 4 = 2440 \text{ kN}$. Dette er enorme krefter som vil føre til praktiske problemer med tanke på forspenning og antall bolter.

Derfor velger jeg å forminske tverrsnittet slik at det skal kreve mindre krefter å få vregnet ringen. Dette vil også føre til mindre spenninger i ringen.

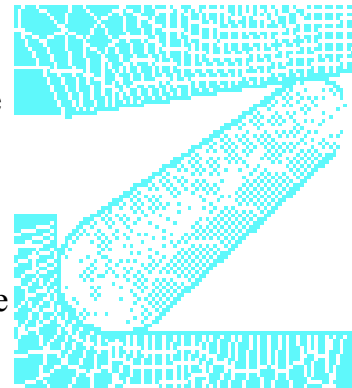
Ved den analytiske modellen i Ansys viste resultatet at det ble generert store spenninger i den øvre platen ved kontaktflaten. Dette utgjør fare for brudd i platen. Konsekvensen av dette vil være at ringen vil miste sin kontakt med lasten som blir påført, og vil muligens

glippe ut av sitt spor. Derfor har det blitt foretatt en designendring på den øvre platen.

Denne posisjonen på 37.7 grader er nesten horisontal, og vil derfor kreve en stor vinkelendring for å oppnå ønsket radiell deformasjon. Sluttvinkelen er 5 grader som tilsvarer at ringen må vrenses 32.3 grader. Dette, i tillegg til stort tverrsnitt, er grunnen til at det kreves store krefter for å vrenge ringen utover.

Neste forsøk på posisjon A vil omfatte følgende endringer:

- Konisk vinkel på øvre plate. På denne måten vil det ikke være like stor belastning på platen da spenningene vil bli fordelt over et større område. Vinkelen på dette må være mindre enn sluttvinkelen til ringen, slik at det til enhver tid kun er kontakt ved kontaktpunktet. Hvis vinkelen er lik sluttvinkelen på ringen, vil det være kontakt mellom hele ryggen til ringen mot platen. Dette vil generere spenninger som ikke vil være tilstrekkelig for å vrenge ringen. Derfor blir den koniske vinkelen satt til å være 5-10 grader mindre enn sluttvinkelen til ringen. På den måten vil det kun være kontakt over en liten flate. Problemstillingen angående store spenninger i den øvre platen vil elimineres med denne utformingen.
- Mindre tverrsnitt. Tverrsnittet ble gjort mindre slik at kraften og spenningen skulle komme innenfor et realistisk intervall. Dette tverrsnittet vil samsvare med materialet som er tilgjengelig for maskineringen av delene for testen. Alle posisjonene for den analytiske og den analytiske modellen vil anvende dette tverrsnittet. På den måten vil det være lettere å verifisere de to modellene med en fysisk test.



Figur 22: Modellen med den koniske delen på den øvre platen.

Tabell 21: Parametere for den modifiserte modellen.

Parameter	Mål
Do	136 mm
Di	116.6 mm
R1	3 mm
R2	2 mm
L	12.5 mm
α	37.7 °
cl	3 mm

- Vinkelendring. Denne posisjonen på 37 grader krever en relativt stor vinkelforskjell som resulterer i store krefter. De andre posisjonene som skal testes vil derimot ha

mindre vinkelforskjell for å oppnå like stor radiell deformasjon.

4.1.5 Resultater etter endringer

Konsekvensen av endringene som er nevnt under kapittel 4.1.6 er følgende:

Tabell 22 : Resultater fra FEM modell

Beskrivelse	Mål
Kraft som vranger ringen	237 kN
Ringspenning	4794 MPa
Vinkelforskjell	35°

Tabell 23 : Resultater fra analytisk modell

Beskrivelse	Mål
Kraft som vranger ringen	225 kN
Ringspenning	4514 MPa
Vinkelforskjell	35°

4.1.6 Konklusjon

Ved første forsøk ble det observert at det ble generert krefter og spenninger som ikke lå innenfor et realistisk område. Med endringene som er beskrevet under kapittel 4.1.4 ble det registrert en markant nedgang i størrelsen på krefter. Spenningene derimot holdt seg i samme område.

Ved posisjon A vil vinkelendringen være fra 37.7 grader til 5 grader. Det vil si en forskjell på 32.3 grader som oppnår den ønskede radielle deformasjonen på 3 mm.

Spenningene i ringen er veldig høye og ligger langt over det elastiske området. Dette er et resultat som vil bli diskutert seinere i rapporten.

Konklusjonen er derfor at testingen fortsetter videre med de ulike posisjonene med det endrede tverrsnittet, og den koniske vinkelen på den øvre platen. Testene skal fortsatt oppnå radiell deformasjon på 3 mm.

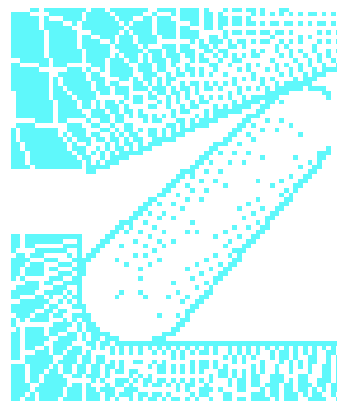
4.2 Posisjon B

4.2.1 Modelloppbygging

Modellen ble bygd opp av det endrede tverrsnittet som ble presentert under kapittel 4.1.4.

Tabell 24: Grunnlaget for oppbygging av modell

Parameter	Mål
Do	136 mm
Di	116.6 mm
R1	3 mm
R2	2 mm
L	12.5 mm
α	45 °
cl	3 mm



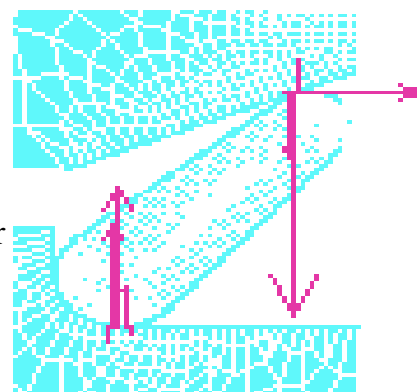
Figur 23: Modellen ved 45 grader

Figur 23 viser at det endrede tverrsnittet inkluderer den koniske vinkelen og mindre tverrsnitt på ringen.

4.2.2 Krefter

Kreftene som ble påført modellen er identiske med kreftene definert under kapittel 4.1.2. Modellen er fastspent på den øvre delen da forflytningen skjer av den nedre platen.

Kreftene illustrert på figur 24 viser kreftene og motkreftene. På ringen oppstår det parallelle kraftpar som vil vrenge legemet. Figuren illustrerer veldig godt at kraftparene endrer retning ved 45 grader.



Figur 24: Kraftene som virker på ringen ved 45 grader

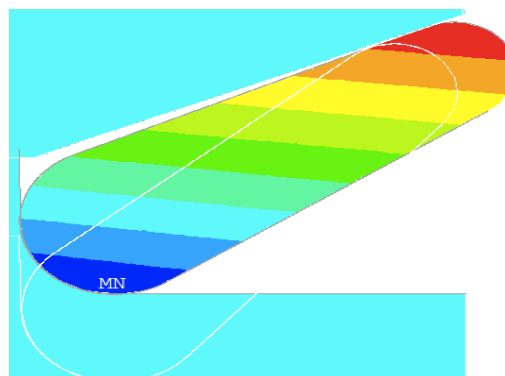
4.2.3 Resultater

Tabell 25: Resultater fra FEM modell

Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	268 kN
Ringspenning	4261 MPa
Vinkelforskjell	35°

Tabell 26 : Resultater fra analytisk modell

Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	272 kN
Ringspenning	4323 MPa
Vinkelforskjell	35°



Figur 25: Sluttposisjonen til ringen ved 45 grader

4.2.4 Konklusjon

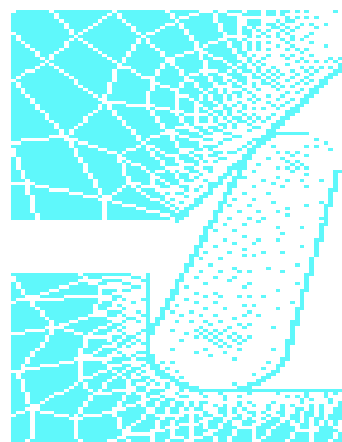
Resultatene fra den analytiske og den analytiske modellen stemmer veldig godt overens. Det forekommer et avvik på ringspenningen men det er akseptabelt. Tverrsnittet og den koniske vinkelen fungerer utmerket for denne posisjonen med tanke på hvor stor vinkelendring som er nødvendig for å få tett igjen klareringen mellom det eksterne legemet og ringen. Vinkelforskjellen er på 36 grader, noe som fortsatt er mulig å redusere. Forsøkene fortsetter med andre utgangsposisjoner.

4.3 Posisjon C

4.3.1 Modelloppbygging

Tabell 27: Grunnlaget for oppbyggingen av modellen

Parameter	Mål
Do	136 mm
Di	116.6 mm
R1	3 mm
R2	2 mm
L	12.5 mm
α	75 °
cl	3 mm



Figur 26: Modellen ved 75 graders utgangsvinkel

Figur 26 viser modellen med parameterne illustrert i tabellen ovenfor. Ringen står i posisjon på 75 grader fra et horisontalt utgangspunkt. Ved denne posisjonen er ringen stivere enn den har vært på foregående posisjoner. Det vil føre til at ringen vil kreve større krefter for å kunne vrenge ringen tilstrekkelig. Men på den andre siden vil denne posisjonen kreve mindre vinkelforskjell for å tette igjen klareringen.

4.3.2 Krefter

Kreftene virker på samme måte som de posisjonene som er beskrevet ovenfor for øvrige posisjoner.

4.3.3 Resultater

Tabell 28 : Resultater fra FEM modell

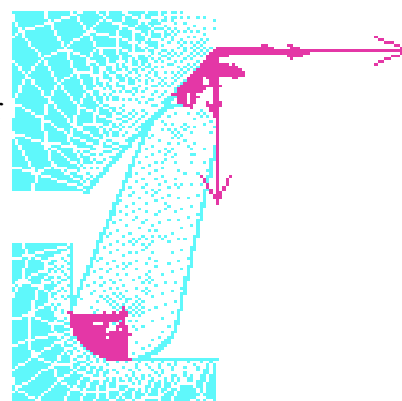
Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	423 kN
Ringspenning	4396 MPa
Vinkelforskjell	15°

Tabell 29 : Resultater fra analytisk modell

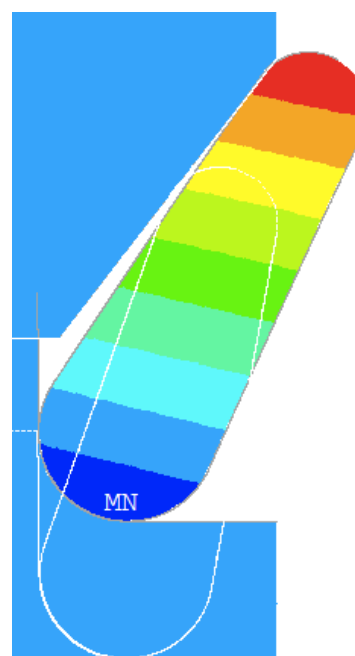
Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	485 kN
Ringspenning	3751 MPa
Vinkelforskjell	14°

4.3.4 Konklusjon

Posisjonen ved 75° er midt mellom den opprinnelige posisjonen og den vertikale posisjonen. Dette er en ideell posisjon som ivaretar fordelene med både horisontal og vertikal posisjon. Den største fordel er at det kreves mye mindre vinkelendring for å oppnå ønsket radiell deformasjon. Kreftene som er nødvendig er høyere enn ved horisontal posisjon, noe som skyldes at ringen er mye stivere ved 75° enn ved horisontale posisjoner. Den analytiske testen i Ansys hadde ingen vanskeligheter med å fullføre analysen, noe som tyder på at denne posisjonen vil være enklere i realiteten enn mer vertikale posisjoner. For variasjonens skyld vil posisjonene ved 80 og 85° også testes.



Figur 27: Kreftene som virker på ringen



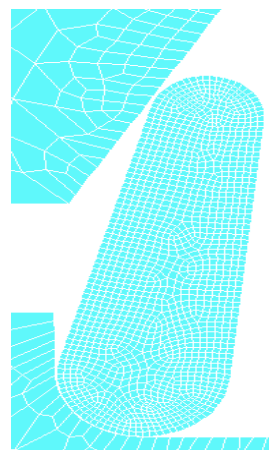
Figur 28: Sluttposisjon ved 75 grader. De hvite kantlinjene angir modellen før deformasjonen.

4.4 Posisjon D

4.4.1 Modelloppbygging

Tabell 30 : Grunnlaget for oppbygging av modellen ved 80°

Parameter	Mål
Do	136 mm
Di	116.6 mm
R1	3 mm
R2	2 mm
L	12.5 mm
α	80 °
cl	3 mm



Figur 29: Modellen ved 80 grader.

4.4.2 Krefter

Kreftene vil virke på de samme punktene som de øvrige posisjonene. Det vil si øverst på ringen der kreftene vil prøve å vrenge ringen, og ringkreftene nedenfor som holder ringen på plass.

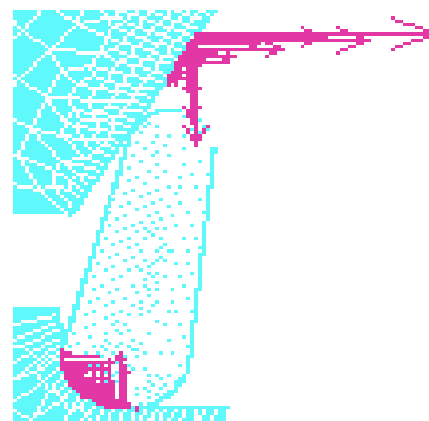
4.4.3 Resultater

Tabell 31 : Resultater fra FEM modell

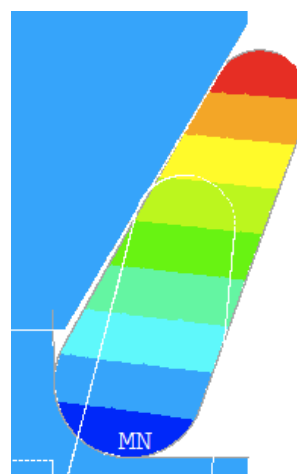
Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	461 kN
Ringspenning	3869 MPa
Vinkelforskjell	14°

Tabell 32: Resultater fra analytisk modell

Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	546 kN
Ringspenning	3671 MPa
Vinkelforskjell	14°



Figur 30: Kraftene som virker på ringen ved 80 graders utgangsvinkel



Figur 31: Ringen ved sluttposisjon med start på 80 grader.

4.4.4 Konklusjon

Ved denne posisjonen vil ringen være veldig stiv, noe som vil føre til at det vil kreves større krefter enn ved den andre posisjonene. Resultatene under 4.4.3 viser en markant forskjell mellom kreftene beregnet i den analytiske modellen og resultatet fra den analytiske testen. Dette skyldes stivheten til ringen som gjorde at den analytiske testen ikke ville fullføre analysen. Det ble derfor gjort noen modifikasjoner på den analytiske modellen. Modifikasjonen gikk ut på at det ble satt inn en kontaktalgoritme som tvang analysen til å fullføre ved å endre kontaktstivheten til ringen. Dette gjorde at analysen fullførte, men det ble en større forskjell mellom den analytiske og den analytiske modellen. Denne posisjonen krever en mindre vinkelendring men vil antageligvis gi noen utfordringer med tanke på stivheten til ringen ved 80 grader.

4.5 Posisjon E

4.5.1 Modelloppbygging

Tabell 33: Oppbygging av modell på figur 32.

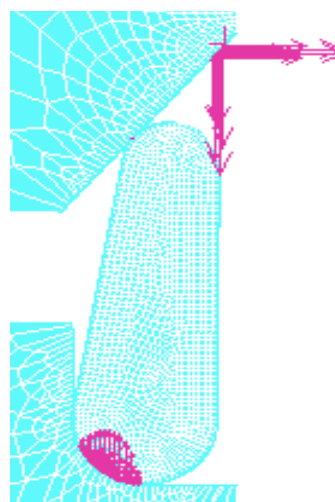
Parameter	Mål
Do	136 mm
Di	116.6 mm
R1	3 mm
R2	2 mm
L	12.5 mm
α	85 °
cl	3 mm

4.5.2 Krefter

Kreftene virker på samme måte som de øvrige posisjonene. Ved denne posisjonen er ringen på sitt stiveste noe som fører til at det krevet mye større krefter til å vrenge ringen enn ved tidligere posisjoner.



Figur 32: Startposisjon på 85 grader.



Figur 33: Kreftene som er påført ringen ved 85 grader.

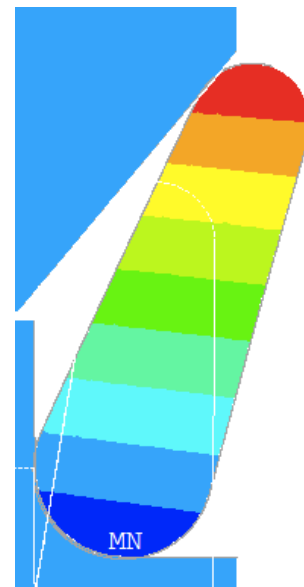
4.5.3 Resultater

Tabell 34 : Resultater fra FEM modell ved 85°

Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	485 kN
Ringspenning	4448 MPa
Vinkelforskjell	14°

Tabell 35: Resultater fra analytisk modell ved 85°

Beskrivelse	Mål
Kraft som vrenger ringen	634 kN
Ringspenning	3610 MPa
Vinkelforskjell	14°



Figur 34: Sluttposisjonen til ringen ved 85 grader.

4.5.4 Konklusjon

Konklusjonen er at denne posisjonen ikke er praktisk. Selv om den vil gi størst utstrekning på kort relativt liten vinkelendring, vil det ikke være mulig å gjennomføre det på grunn av de store kreftene som er nødvendig. På grunn av stivheten ble det gjort de samme endringene som er nevnt under kapittel 4.4.4. Det er den største feilkilden til forskjellen mellom kreftene beregnet i den analytiske modellen og resultater fra den analytiske modellen.

4.6 Vurdering av resultater

Resultatene viser at det er størst effekt ved de vertikale posisjonene med tanke på den radielle deformasjonen og vinkelforskjellen. De vertikale posisjonene på 80 og 85 grader viser ringen da den er på det stiveste. Som følge av dette vil det være nødvendig med enorme krefter for å vrenge ringen den lille vinkelforskjellen som trengs.

Ved den horisontale posisjonen på 37.7 grader krever ringen mindre krefter for å deformere seg ønsket avstand. Derimot vil ringen gjennomgå en mye større vinkelforskjell ved horisontal posisjon.

Uansett er det nødvendig med store krefter for å vrenge ringen 3 mm utover en vei. Spenningen som blir generert i modellene viser at ringspenningen ligger langt over elastisitetsområdet til titanlegeringen. Modellene er bygd opp etter linærelastisk teori, men resultatene viser at spenningene overstiger dette. Ringen går over til plastisk område. Dette understrekes med spenningene som er observert i testingen. Med bakgrunn i de resultatene er det sannsynlighet for at elastisiteten som er i ringene etter deformasjonen ikke er nok for ønsket resultat. Dette vil bli testet under den fysiske testen som er beskrevet seinere i rapporten.

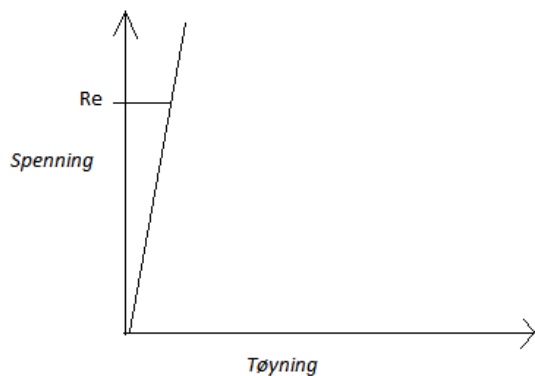
Hvis det viser seg at ringen ikke har nok elastisitet igjen, må det vurderes tiltak som kan gjøres for å bruke ringen slik den er. Tiltakene vil være avhengig av bruksområdet.

En metode for å bli kvitt de høye spenningene er å sage i ringen slik at ringen ikke blir sammenhengende. På den måten vil det ikke kreves like store krefter for å vrenge ringen noe som vil føre til mye mindre spenninger. Ulempen med denne løsningen er at det muligens ikke vil være mulig å få ringen tilbake til sin utgangsposisjon, samtidig som at ringen ikke vil være sammenhengende. En ikke sammenhengende ring kan ikke brukes som tetning. Det kan være mulig å bruke den kuttete ringen i Gripper eller Umbilical, men det er avhengig av om det er nok elastisitet.

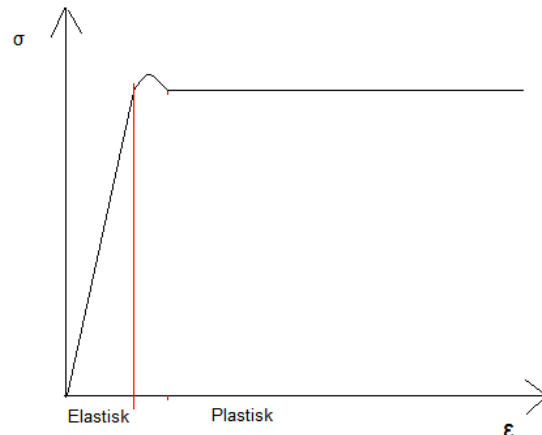
Foreløpig har resultatene vist at ringene mest sannsynligvis vil bli plastisk deformert. På grunn av dette må FEM- og den analytiske modellen modifiseres for å gjelde plastisitetsteorien.

4.6.1 Endringer for FEM modell

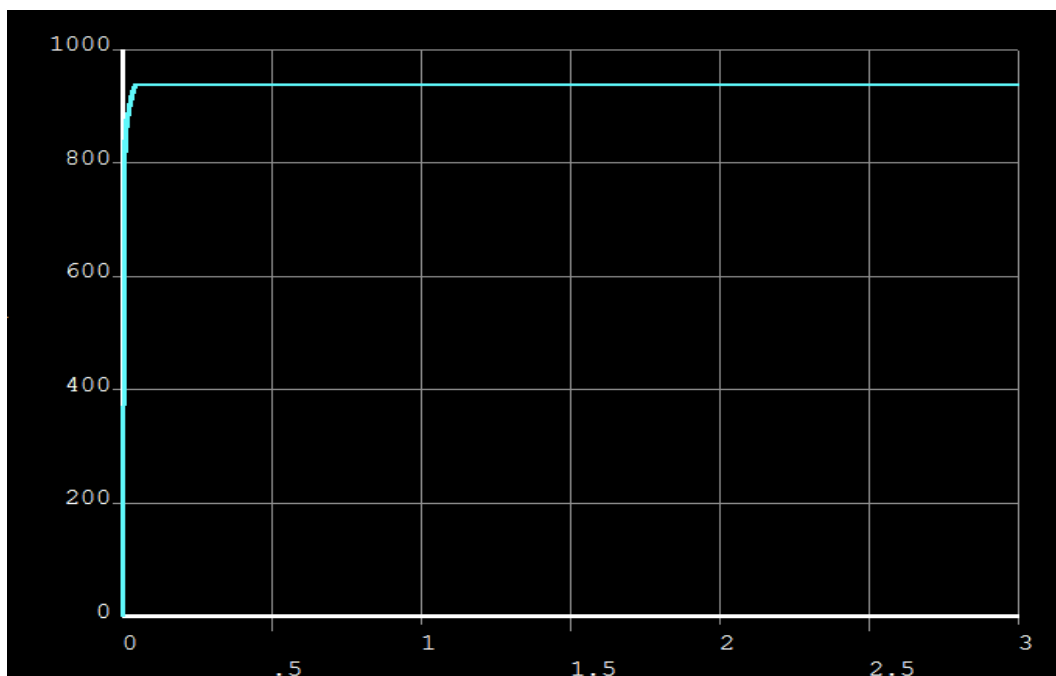
For den analytiske modellen innebærer endringene at materialspesifikasjonene til ringen endres. Det blir lagt inn flere verdier for tøyningen og flytegrensen, som vil samsvare med strekkfastheten til titan grad 5. På denne måten vil modellen utnytte det plastiske platået. Plastisiteten vil begynne på den øvre delen av ringen, og bevege seg nedover avhengig av kraftpåføringen. Med den linærelastiske modellen pekte materialgrafene rett oppover uten noe grense. Derfor ga modellen spenninger som lå langt over det som er realistisk.



Figur 35: Materialgraf ved lineærelastisk modell



Figur 36: Materialgraf som viser overgangen til plastisitet.



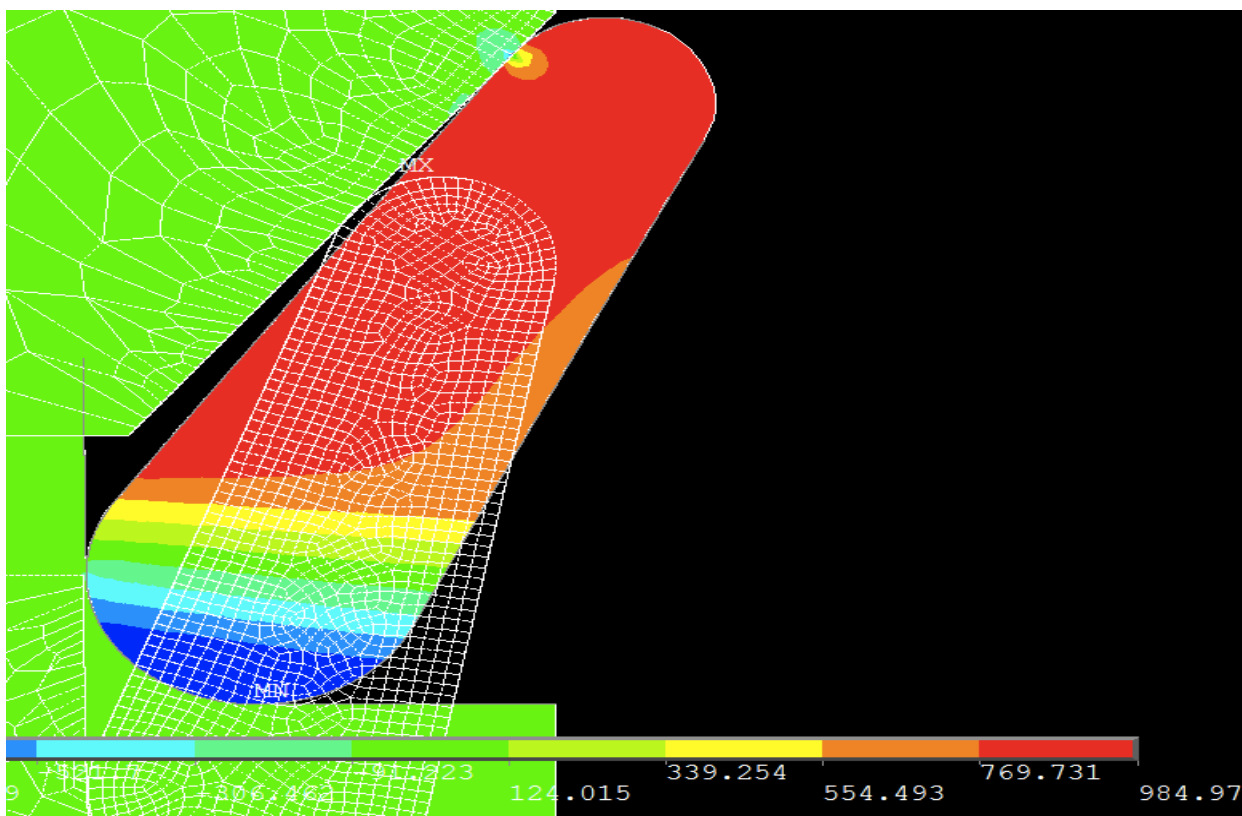
Figur 37: Materialgraf på grunnlag av tabell 36.

X-aksen er angitt som spenninger i MPa, mens y-aksen er satt til tøyningen i mm.

Det høyeste punktet på materialgrafene tilsvarer strekkfastheten som er satt til 940 MPa. Når materialet har nådd sflytegrensen ved 835 MPa, vil tøyningen være idealplastisk til man påfører så mye last at materialet går til brudd. Idealplastisk er et stadie der materialet oppnår sin fulle elastisitet, og vil gå over til brudd ved ytterligere påført last.

Tabell 36 : Materialspesifikasjonen for plastisk teori i FEM modell

Definering i Ansys	Tøyning	Strekkfasthet
TBPT,DEFI,	0.00591684	740.43
TBPT,DEFI,	0.00641684	773.43
TBPT,DEFI,	0.00725684	806.43
TBPT,DEFI,	0.00824684	828.43
TBPT,DEFI,	0.01031684	850.43
TBPT,DEFI,	0.01431684	872.43
TBPT,DEFI,	0.02061684	894.43
TBPT,DEFI,	0.03031684	916.43
TBPT,DEFI,	0.04351684	938.43
TBPT,DEFI,	0.08703369	938.43



Figur 38: En illustrasjon av hvor mye av ringen er blitt plastisk deformert som er angitt av det røde området ved utgangsposisjon på 75 grader. Diagrammet på nedre siden angir spenningene ved de ulike områdene.

Den plastiske modellen ble bygd opp med samme grensebetingelser som den lineærelastiske med unntak av materialgrafene som er illustrert på figur 37. Utgangsposisjonen for den plastiske modellen er 75 grader. Vi ser av figurene ovenfor at ringspenningen er mye lavere ved plastisk teori enn ved lineærelastisk.

Det ble brukt 195 kN for å vrenge ringen ut 3 mm ved plastisk teori. Dette tallet er markant mindre enn kreftene som ble generert under lineærelastisk modell.

Ringspenningen viser at det røde området på ringen har oversteget flytgrensen til titan, noe som betyr at den røde delen av ringen har gått over til plastisk tilstand, og ikke vil være mulig å reversere. Det betyr at det vil være noe elastisitet i ringen etter den radiale deformasjonen, men det vil ikke være nok for tilbakeføringen av ringen.

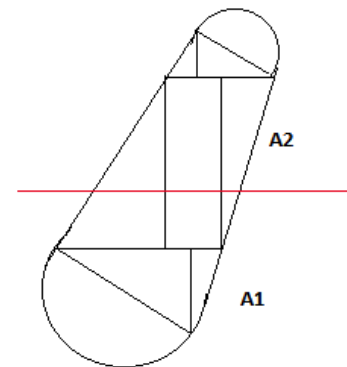
4.6.2 Endringer for analytisk modell (3)

Den analytiske modellen ved lineærelastisk teori er kun avhengig av materialet ved elastisitetsmodulen. Det tar ikke hensyn til plastisiteten som vil oppstå etter en viss tøyning. For at den analytiske modellen skal gjelde for plastisk teori må det gjøres endringer slik at elastisitetsmodulen blir beregnet utifra tøyningen.

Beregningen av nøytralaksen må endres da nøytralaksen i et plastisk tverrsnitt ikke er avhengig av tverrsnittets tyngdepunkt. Nøytralaksen er lokalisert der tverrsnittet kan bli delt inn i to like store deler. Det første steget mot å lage en analytisk modell for plastisk teori er å finne punktet på tverrsnittet der den blir delt i to like store deler. Deretter beregnes tyngdepunktaksene fra den plastiske nøytralaksen til tverrsnittets arealer. Til slutt summeres alle statiske momentene til de ulike arealene om nøytralaksen. Summen vil være det plastiske motstandmomentet som er angitt som W_p . For noen kjente tverrsnitt er W_p beregnet i profiltabeller. Det finnes også tabeller som angir forholdet mellom det plastiske motstandmomentet og det elastiske motstandmomentet for kjente tverrsnitt. Dette blir kalt plastisitetsfaktoren. Men siden tverrsnittet på ringen omfatter flere former vil ikke det være mulig å anvende slike fastsatte faktorer.

Figuren viser hvordan inndelingen av de ulike formene er på ringens tverrsnitt. Det er ikke mulig å dele tverrsnittet på to for å finne nøytralaksen der tverrsnittet er delt inn i to like store deler. Dette på grunn av forskjellen mellom den øvre og nedre radien som vil føre til at nøytralaksen ikke kan ligge midt på tverrsnittet.

På grunn av tidsbegrensningen vil ikke disse endringene bli implementert under dette prosjektet.



Figur 39: Inndeling av tverrsnittet ved analytisk modell av plastisk teori.

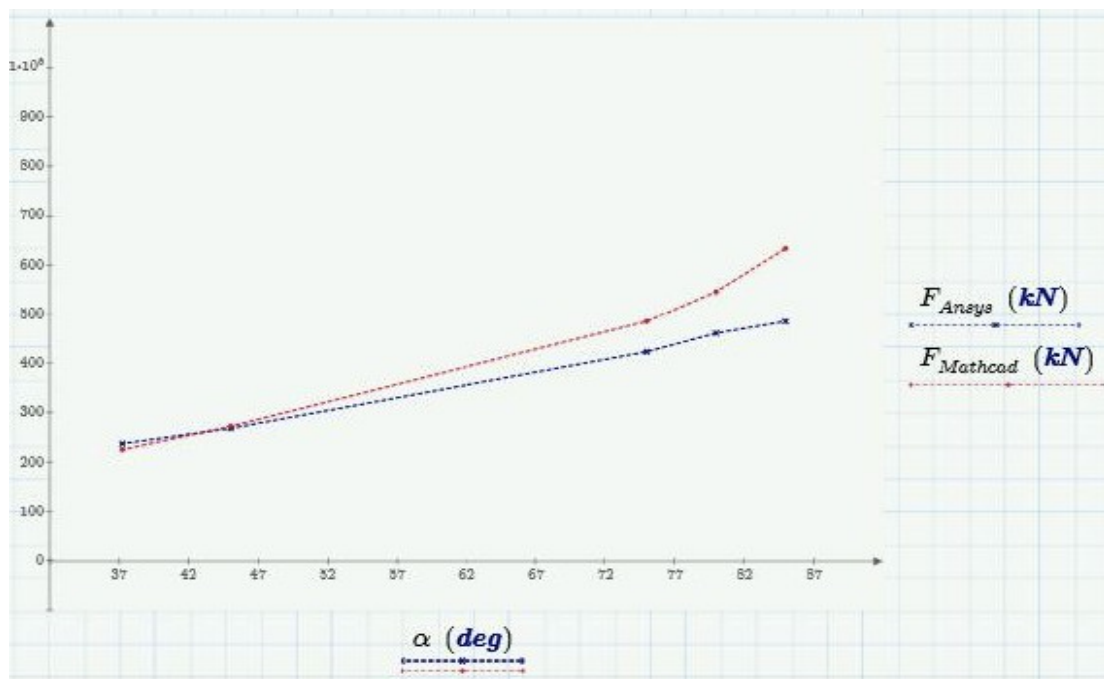
5. VERIFISERING AV MODELLER

5.1 FEM modell og den analytiske modellen

For å verifisere FEM modell og den analytiske modellen ble resultatene fra begge modellene plottet i et diagram. Dette ble gjort for å illustrere spredningen av resultatene, og for å undersøke om det var noe sammenheng mellom FEM modellen og den analytiske modellen.

j	α (deg)	F_{Ansys} (kN)	$F_{Mathcad}$ (kN)	σ_{Ansys} (MPa)	$\sigma_{Mathcad}$ (MPa)
1	37.217	237	225	4794	4514
2	45	268	272	4261	4323
2	75	423	485	4396	3751
3	80	461	546	3869	3671
4	85	485	634	4448	3610

Figur 40: Liste over parametrene som blir grafisk fremstilt



Figur 41: Plottet som viser samsvar mellom FEM modell og den analytiske modellen. X aksen er angitt som kN, og Y aksen angir grader.

Diagrammet ble plottet i Mathcad Prime 2.0. Alle resultatene ble tatt for de ulike posisjonene med nøyaktig samme tverrsnitt og grensebetingelser slik at grunnlaget for resultatene skulle være så korrekt som mulig.

Vi ser av diagrammet at resultatene fra FEM modellen og den analytiske modellen følger samme kurven. Ved noen posisjoner som posisjon D og E er det større forskjeller enn ved øvrige posisjoner. Den største feilkilden bak disse resultatene er resultatene fra FEM analysen. Posisjon D og E var tilnærmet vertikale posisjoner, noe som tilsvarer posisjonen der ringen er mest stiv. På grunn av dette var det svært vanskelig for Ansys å gjennomføre sin analyse. FEM modellen ble derfor modifisert med annerledes kontaktalgoritmer slik at analysen kunne fullføre. Endringen var at kontaktflaten mellom den øvre og den nedre platen ble fjernet, slik at ved komprimering vil den nedre platen kunne penetrere den øvre platen. Kraftene som ble påført ble også redusert. Konsekvensen av disse endringene ble at analysen ble fullført men resultatet ble slik de er illustrert i figur 41. Det kan konkluderes med at resultatene fra FEM- og den analytiske modellen stemmer overens. Modellene verifiseres ved at resultatene samsvarer.

5.2 Variasjon av tverrsnitt

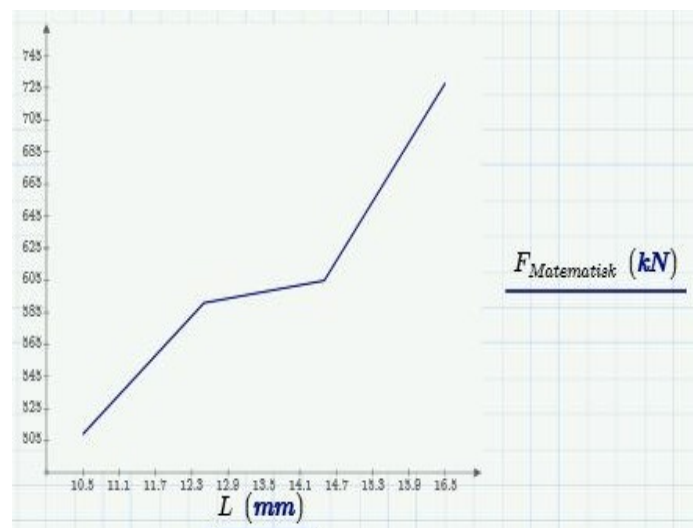
For videre utvikling av ringen er det viktig å vite hvordan endringer av de ulike parametrene vil påvirke kreftene og spenningene. Derfor har det blitt gjort en undersøkelse på hvordan resultatene vil endre seg ved å forandre tre av de mest sentrale parametrene, øvre og nedre radius og lengden på ringen. Variasjonen vil kun bli testet i den analytiske modellen. Kun en av parameteren vil bli endret, mens øvrige vil bli stående slik de ble modellert under testingen.

Y akse viser alltid krefter, mens x akse varierer mellom lengde, øvre radie og nedre radie.

5.2.1 Endring av lengde

j	L (mm)	R_1 (mm)	R_2 (mm)	$F_{\text{Matematisk}}$ (kN)	$\sigma_{\text{Matematisk}}$ (MPa)
0	10.5	3	2	509	4128
1	12.5	3	2	591	3846
2	14.5	3	2	605	3638
3	16.5	3	2	728	3477

Figur 42: Tabell over parametere som blir brukt til å se effekten av variasjon i lengde.



Figur 43: Plottet som viser at kreftene øker ved økt lengde. X akse angir kN, mens Y akse viser lengde.

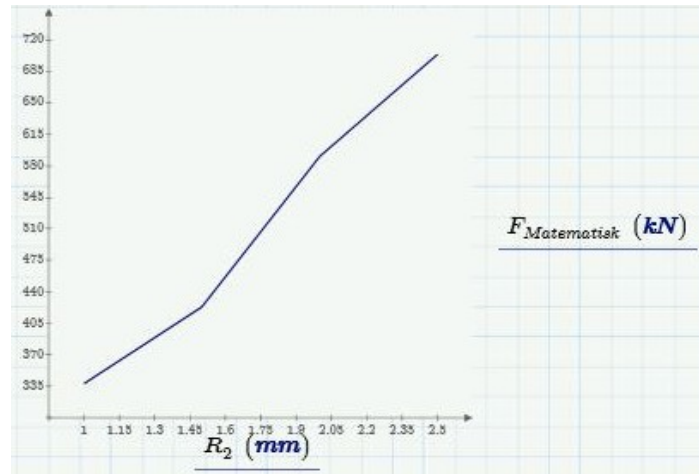
Ved økning av lengden mellom radiene til ringen vil kraften øke, mens ringspenningen vil synke.

5.2.2 Endring av øvre radius

j	L (mm)	R_1 (mm)	R_2 (mm)	$F_{Matematisk}$ (kN)	$\sigma_{Matematisk}$ (MPa)
0	12.5	3	1	338	4297
1	12.5	3	1.5	423	4064
2	12.5	3	2	591	3846
3	12.5	3	2.5	704	3642

Figur 44: Tabell over parametere som blir brukt til å se effekten av variasjon av øvre radie i ringen.

Variasjon i den øvre radien av ringen viser at kreftene blir mindre, jo mindre R_2 er. Kraften øker drastisk med en forskjell på 0.5 mm på radien.

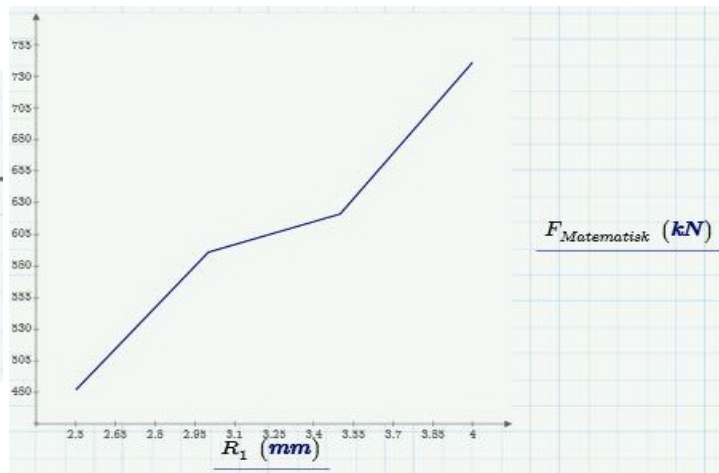


Figur 45: Plot som viser at kreftene øker ved økt øvre radie av ringen. X aksen viser kN, og Y aksen viser radius.

5.2.3 Endring av nedre radius

j	L (mm)	R_1 (mm)	R_2 (mm)	$F_{Matematisk}$ (kN)	$\sigma_{Matematisk}$ (MPa)
0	12.5	2.5	2	482	3448
1	12.5	3	2	591	3846
2	12.5	3.5	2	621	4231
3	12.5	4	2	741	4606

Figur 46: Tabell over parametere som blir brukt til å se effekten av variasjon av nedre radie i ringen



Figur 47: Plot som viser at kreftene øker ved økt nedre radie av ringen. X aksen viser kN, og Y aksen viser radius.

Ved å øke den nedre radien på ringen vil kraften øke.

5.2.4 Vurdering av variasjoner

Plottene illustrert under kapittel 5.2.1 – 5.2.3 viser at ved økning av de tre valgte parametrene resulterer i en markant økning av kraften som er nødvendig for å vrenge ringen. Parametrene bør derfor holdes på det minimale for å kunne teste systemet på praktisk mulig måte. Tverrsnittet på ringen blir stående som den var under testingen av den analytiske og den analytiske modellen.

Tabell 37: Resultatet for hvordan tverrsnittet vil være basert på resultater fra varisjonsundersøkelsen.

Beskrivelse	Mål
Lengde	12.5 mm
Nedre radie	2 mm
Øvre radie	3 mm

5.3 Fysisk test av prototype

Det ble planlagt å utføre en fysisk test med en prototype for å undersøke om resultatene som ble verifisert i kapittel 5.1 stemmer overens med virkeligheten. Prototypen ble produsert med samme tverrsnitt som er grunnlaget i modellene beskrevet under kapittel 3.1 og kapittel 3.2.

Før testen kunne gjennomføres, var det nødvendig å dokumentere en testprosedyre og en risikoanalyse.

5.3.1 Testprosedyre

Målet med denne testen er å undersøke hvordan ringen vil oppføre seg under last, og forhåpentligvis kunne verifisere FEM modellen for plastisitetsteori.

Ringene som vil bli produsert vil ha en utgangsposisjon på 75 grader. Dette begrunnes med at denne vinkelen er omtrent midt mellom den opprinnelige posisjonen på 37.7 grader og en vertikal posisjon som vil gi størst radiell deformasjon på minst vinkelendring.

Ringene skal tilføres krefter via forspenningen som vil være kontrollert med en veiecelle.

Forspenningen vil i første omgang øke med 100 kN opp til ca 500 kN.

Resultatene som vil bli dokumentert er forskjellen i ytterdiameteren til ringen og høyden.

Det er også svært viktig å undersøke hvorvidt ringen er elastisk eller ikke.

Før testingen starter har det blitt gjennomført en liten test med veiecellen og det hydrauliske utstyret for å se om det fungerer slik det skal.

Utstyr:

- 4 ringer
- 1 øvre plate
- 1 nedre plate
- 1 ½ “ gjenget bolt med 2 muttere
- 1 ½ “ veiecelle
- Hydraulisk strekkeverktøy
- Digital skyvelære
- Avleser for veieceller
- Smøremiddel

Fremgangsmåte:

- Fastspenn bolt i skrustikke
- Sett på veiecelle
- Smøre den koniske vinkelen på den øvre platen og lommen i den nedre platen
- Tre den nedre platen på bolt
- Sett ringen på plass oppå den nedre platen
- Tre på den øvre platen. Pass på at kontaktflaten mellom den øvre platen og ringen er slik den skal være.
- Sett på mutter
- Koble på hydraulisk strekk utstyr
- Tilføre trykket som tilsvarer kraften som er ønsket
- Mål deformasjon i høyde og ytterdiameter på ringen
- Frigjør forspenningen
- Ved elasticitet etter frigjort forspenning, gjenta prosedyren med samme ring
- Gjenta prosedyren på de tre punktene over med nye ringer
- Sag gjennom den ene ringen
- Forspenn bolt
- Ta nødvendige mål.
- Avslutt testingen.

Tabell 38: Intervallene testen skal gjennomføres for. Intervallene er delt inn på grunnlag av resultatene fra den lineærelastiske modellen

Forspenning (kN)	Trykk (bar)	Forskjell i ytterdiameter på ringen (mm)	Høydeforskjell (mm)
100 kN			
150 kN			
200 kN			
250 kN			

300 kN			
350 kN			
400 kN			
450 kN			

Valg av bolt:

Størrelsen på bolten vil være avhengig av materialet og diameteren. Boltene vil være av typen L7 som tilsvarer en type rustfritt stål. Flytegrensen for boltene er 724 MPa. For å finne ut hvor stor bolt som vil være nødvendig ble det brukt formel 1. Det blir antatt at 2/3 av flytegrensen blir brukt under bruk av boltene.

$$\text{Spenning i bolt under påført last} : \frac{2}{3} \times 724 \text{ MPa} = 483 \text{ MPa}$$

$$\text{Bolteareal} : \frac{450 \text{ kN}}{483 \text{ MPa}} = 931.677 \text{ mm}^2$$

Boltene må ha et areal på 931.677 mm² for å kunne tåle belastningen som vil bli påført. Lengden på boltene er avhengig av lengden på de ulike delene som er beskrevet under utstørslisten.

Lengden på testsystemet vil inkludere følgende:

- Øvre plate (45 mm)
- Ring (17.5 mm)
- Mellomrom (9 mm)
- Nedre plate (48 mm)
- Veiecelle (17 mm)
- Gjenger
- Mutter (35 mm)

Lengden må ha plass til alle delene og det må være plass til jekken som skal strekke boltene med det hydrauliske utstyret. Det var ikke noe tilgjengelig bolt på lageret hos Vector AS som kunne brukes under testingen. Det ble derfor bestilt en bolt med muttere fra Arvid Nilsson som leverer festemateriell i Skandinavia. Lengden på boltene ble valgt til å være 370 mm. Det vil være mer enn nok til testingen.

Hydraulisk strekkeverktøy (13): For å forspenne boltene under testingen vil det bli brukt et hydraulisk strekkeverktøy med pumpe fra Tentec. Tentec er ledende i markedet på hydraulisk utstyr for bolter. Utstyret inneholder en pumpe som tilfører systemet trykk. Trykket som blir tilført vil samsvare med den kraften som er angitt under vedlegg 7. Det er lagt ved en graf som viser sammenhengen mellom trykk og kraft slik at det ikke skal være noen usikkerheter

tilknyttet trykkpåføringen. Ved påføringen av trykket vil bolten komprimeres som vil tilføre krefter utover ringen. For å avløse kreftene vil trykket tas bort slik at man kan måle elastisiteten. Med dette utstyret vil det ikke være nødvendig å sette delene fast i noe skrustikke, da utstyret er så tungt at det ikke vil være noe fare for at systemet vil bevege seg noe særlig.

Veiecelle: Veiecellen vil bli brukt til å ha kontroll over hvor mye krefter som blir tilført bolten og ringen. Veiecellen blir bestilt fra BoltSafe som leverer lastmålingssystemer. Veiecellen vil bli satt under platene og ringen slik at den mest mulig nøyaktig kan lese av hvor mye kraft som blir tilført systemet. Det ble valgt en 1 1/2" veiecelle slik at det vil passe i den valgte bolten. Det ble bestilt type CMS, som kontinuerlig måler hvor mye last som blir påført bolten. På den måten vil enhver usikkerhet om hvor mye last som er påført bli eliminert. Det vil også gi mer sikkerhet med tanke på resultater og bedre kontroll mens man utfører testingen. Veiecellen vil bli kontrollert opp mot det hydrauliske strekkutstyret for å verifisere at trykket som blir påført samsvarer med kraften som er beregnet, (ref vedlegg 7). Dette vil bli gjort i forkant av testen.



Figur 48: Veiecelle CMS som ble brukt under den fysiske testen. Veiecellen kommer med en digital avleser. (11) (12)

Sammen med veiecellen er det også bestilt en håndholdt digital avleser som vil avgi verdiene. Denne avleseren vil da etter testen bli koblet til en datamaskin der all informasjonen vil bli lagret.

5.3.2 Risikoanalyse

Målet til denne risikoanalysen er å utrede om det er noe risiko tilknyttet testingen av en prototype for gripper ringene.

Risiko er definert som fare for skader av personene involvert i testingen. Denne risikoanalysen dekker ikke faktorer tilknyttet feiling av den tekniske mekanismen bak testen, og/eller at testen ikke lar seg utføre.

Denne analysen vil kategorisere risikoene som er aktuelle å forekomme ved denne typen test.

Risiko kategoriene er som følger:

- Klemming av fingre
- Bruk av for ukontrollerte krefter
- Miste tungt utstyr
- Brann
- Driftsfeil
- Feil på testdeler

Tiltak:

- a) Klemming av fingre / andre kroppsdeler: Denne risikoen må reduseres, da det er store

krefter i omløp ved forspenning av bolten som kan forårsake alvorlige kroppsskader. Dette reduseres ved at elementene som blir komprimert er bygd opp slik at det ikke skal være mulig å få en finger eller andre kroppsdeler inn.

b) Bruk av ukontrollerte krefter: Denne risikoen må reduseres slik at kreftene som er i sving under testen ikke er til fare for omgivelsene eller personene til stede. Denne risikoen reduseres ved at man påfører ønsket last stegvis, slik at man har kontroll.

c) Miste tungt utstyr: Denne risikoen må reduseres, da det kan være fare for konsekvenser som er nevnt under risikokategori a. Dette gjøres ved at all utstyr som kan fastmonteres vil bli fastmontert. Det resterende utstyret må behandles med stor forsiktighet og omhu.

d) Brann: Denne risikoen må reduseres, da den kan få fatale konsekvenser. Det vil bli gjort ved å ikke ha noe brennbart ved noe lettantennelig. Testlokasjonen er i tillegg utstyrt med brannvarslere og brannslukningsutstyr.

e) Driftsfeil: Denne risikoen må reduseres, da det ikke vil være mulig å utføre noe test hvis det finnes noe driftsfeil på utstyret som skal benyttes. For å minimalisere denne risikoen vil det bli gjort test av utstyret i forveien for å unngå uheldige overraskelser. Det finnes også retningslinjer for utstyr som blir fulgt opp for å vedlikeholde utstyret på best mulig måte.

f) Feil på testdelene: Denne risikoen omhandler det faktum at det kan oppstå uforventede hendelser med de ulike delene. Bolten, den øvre og den nedre platen er massive elementer som antageligvis ikke vil være utsatt for noe bevegelse under kraftpåføringen. Ringen er et mindre element som vil ta all kraften påført. Det er meningen at ringen skal vrenge seg ut, men det er en risiko for at ringen kan hoppe ut fra sitt spor og fly avgårde. Denne risikoen må minimaliseres da det kan føre til store ødeleggelse. Kraften vil bli påført stegvis slik at det eventuelt vil være mulig å oppdage dislokaliseringen av ringen. Det vil også bli satt i gang sikkerhetstiltak som at testen utføres bak skjermer, slik at det ikke er nærkontakt mellom observatører og ringen under testen.

For allmenn sikkerhet vil testen bli utført i et lukket område slik at det ikke vil være i veien for noen av observatørene eller øvrige arbeidere på stedet. Testen vil bli utført hos Teknisk Produksjon sine lokaler da de har avlukker beregnet for tester utført med hydraulisk utstyr.

1 – Lite sannsynlighet / Liten konsekvens

5 – Høy sannsynlighet / Stor konsekvens

Tabell 39: Faktorer for kalkulering av risiko

Kategori	Sannsynlighet	Konsekvens	Kalkulert risiko
a	1	5	5
b	2	4	8

c	1	4	4
d	1	5	5
e	3	5	15
f	2	4	8

Tabell 40: Grense betingelser for karakterisering av risiko

Kalkulert risiko	Beskrivelse
1 - 5	Lite risiko
6 – 15	Risiko men utførbar
16 - 25	Høy risiko – store sikkerhetstiltak iverksettes, eller utsett test.

Analysen viser at utførelsen av denne testen kan være risikabel, men fullt mulig å utføre under trygge omgivelser.

5.3.3 Maskinering av deler

For å kunne utføre testen ble det maskinert noen deler som ville bli brukt til testingen. På grunn av tidsskjemaet og tilgang til verkstedet var det ikke mulig å produsere ringen i alle de ulike utgangsposisjonene. Det ble derfor fattet en felles beslutning med veileder på UMB og Vector om at ringen skulle produseres med en utgangsvinkel på 75 grader. Dette begrunnes med at denne posisjonen er midt mellom den opprinnelige vinkelen på 37.7 grader og den vertikale posisjonen som ville gitt størst radiell deformasjon på minst vinkelendring. En annen grunn til å velge denne posisjonen er at det kreves overkommelige krefter for å vreges tilstrekkelig.

Delene som skal maskineres er som følger:

- Ring
- Øvre plate
- Nedre plate

Den øvre og den nedre platen må maskineres etter dimensjoner som er avhengig av vinkelen. Dette gjelder hovedsaklig vinkelen på den koniske delen på den øvre platen. Lagerbeholdningen hos Vector viste at det var et godstykke av titan grad 5 som var tilgjengelig. Målene på dette godset var som følger:

Tabell 41: Dimensjoner for titangodset delene skal maskineres fra.

Beskrivelse	Mål
Ytterdiameter	140 mm
Lengde	130 mm

Materialsertifikatet for materialet er lagt ved som vedlegg nr 4.

Ytterdiameteren på godset har satt grunnlaget for parametrene som er brukt under modelleringen og testingen av FEM- og den analytiske modellen.

Maskineringen skal foregå ved Teknisk produksjon AS (TP) som er et firma i Drammen.

Bedriften holder til vegg i vegg med Vector og maskinerer etter tegninger og gitte spesifiseringer. Det var derfor svært viktig å generere riktige og nøyaktige tekniske tegninger. Tegningene inneholder detaljer om toleranser og overflateruhet. Tegningene måtte gjennom sjekk og godkjenningsprosessen hos Vector før tegningene ble levert til TP.

Ringene og den øvre platen ble modellert på samme måte som den analytiske og den analytiske modellen, men den nedre platen måtte gjennom noen endringer. Endringene forekommer på grunn av utstyret som skal brukes under testen. Det var planlagt å bruke hydraulisk vridentstyr som ville skapt en friksjon mellom utstyret og bolten. Derfor vil det være nødvendig med smøremiddel på bolten. Ved bruk av dette utstyret vil det være nødvendig med en kraftarm som vil vri bolten. På grunn av denne bolten ble den nedre platen maskinert med en forlengelse med plass til en ekstra bolt. Under maskineringen kom det frem fra en av serviceingeniørene hos Vector at det ville være mest praktisk å bruke hydraulisk strekkutstyr. Fordelen med det vil være at bolten ikke vil bli vridd eller utsatt for noe friksjon. Med strekkutstyr vil bolten strekkes og komprimeres etter trykket som blir påført. Trykket som blir påført er beregnet for å passe til kraften som er ønsket å påføre ringen. Trykket blir påført ved hjelp av en pumpe og slange. Det hydrauliske strekkutstyret ble bestilt, men den nedre platen vil fortsatt bli maskinert med forlengelsen til tross for at det ikke vil bli brukt.

En annen endring som ble gjort for den fysiske testen var å lage en "lomme" på den nedre platen slik at ringen ikke skulle sprette ut fra sin posisjon. Dette kan skje under testingen av ringen som skal sages. Ved saging av ringen vil kreftene og spenningen reduseres kraftig, og det kan være fare for at ringen vil forlate sin posisjon. Denne lommen vil være en forhøyningen på kanten som vil fungere som en stopper for ringen.

Se vedlegg 9 for tekniske tegninger over delene.

Tabell 42: Delene ble maskinert etter følgende krav og metode

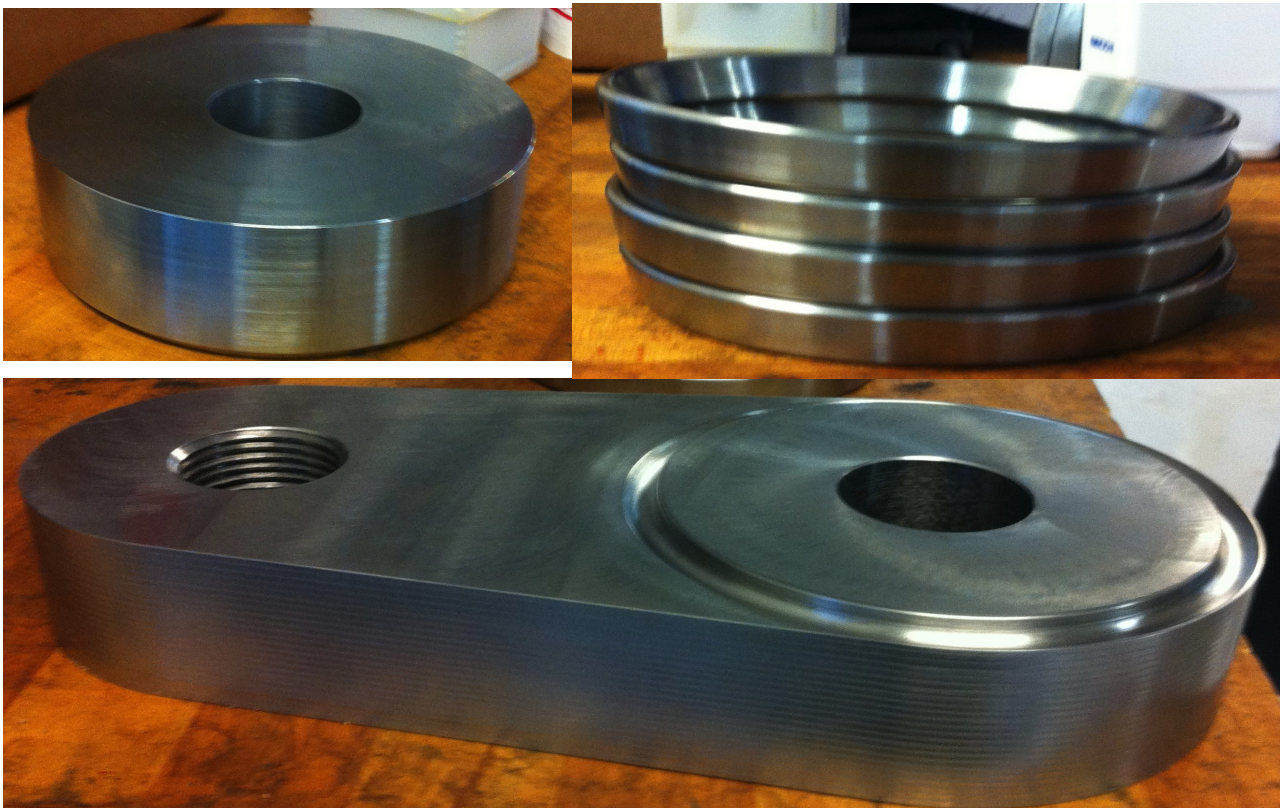
Del	Dimensjoner	Materiale	Maskineringsmetode
Ring	Lengde : 12.5 mm	Titan grad 5 6% aluminium og 4 % vanadium	Dreeing
	Øvre radie : 2 mm		
	Nedre radie : 3 mm		
	Vinkel : 75 °		
	Ytterdiameter : 136 mm		
Øvre plate	Vinkel på konisk del : 50°	F65 – rustfritt stål	Dreeing
	Ytterdiameter : 136 mm		

Nedre plate	Vinkel på opphøyning : 50°	F65 – rustfritt stål	Dreeing
	Ytterdiameter : 136 mm		

Alle delene ble merket med navnet som er angitt på de tekniske tegningene.

5.3.4 Resultater

5.3.4.1 Maskinerte deler



Figur 49: Øverst til venstre: Den øvre platen, Øverst til høyre: 4 ringer, Nederst: Den nedre platen.

5.3.4.2 Utstyr



Figur 50: Øverst til venstre: Den hydrauliske pumpen, Øverst til høyre: Test av veiecelle, Nederst: Skyvelære.

Før testen kunne gjennomføres måtte all utstyret testes slik at det ikke var noe usikkerhet knyttet til det. Det hydrauliske utstyret ble koblet opp til et lufttrykk, og testet at det gikk luft gjennom slangen. På den måten er vi sikre på at det ikke er noe galt med det hydrauliske utstyret. Veiecellen ble testet ved å koble den til det hydrauliske utstyret, og sette på et trykk. Det er lagt ved en graf med det hydrauliske utstyret som ble sendt fra Tentec, vedlegg 7. Den viser sammenhengen mellom trykk og kraft. For å teste veiecelle ble det påført 200 bar på systemet. Veiecellen viste 100 kN. Dette stemmer veldig bra overens med sammenhengen mellom kraft og trykk. Da har det blitt verifisert at veiecellen fungerer slik den skal.

Ringene ble målt og nummerert før de ble satt i sporet.

5.3.4.3 Resultater fra test

Tabell 43: Målinger som ble gjort av ringene før testen startet

Før test	Ytterdiameter	Høyde
1 ring	136.89	101.97
2 ring	136.98	101.98
3 ring	136.97	102.27

Ring 1:

Tabell 44: Resultater fra testingen med den første ringen

Forspenning (kN)	Trykk (bar)	Ytterdiameter	Høyde	Forskjell i ytterdiameter på ringen (mm)	Høydeforskjell (mm)
100	200	137.83	101.7	0.935	0.27
150	300	BRUDD			

Ringen går til brudd etter påføring av ca 260 bar. Dette tilsvarer en kraft på 125 kN. Dette var mye lavere enn kraften som er blitt beregnet på grunnlag av den lineærelastiske teorien. Testen fortsetter med de andre ringene, der kraften som blir påført vil være mindre enn 125 kN slik at det skal være mulig å måle ytterdiameteren og høyden før ringen går til brudd.

Ring 2:

Tabell 45: Resultater fra testingen med den andre ringen.

Forspenning (kN)	Trykk (bar)	Ytterdiameter	Høyde	Forskjell i ytterdiameter på ringen (mm)	Høydeforskjell (mm)
100	200	137.96	101.09	0.98	0.89
115	220	140.77	98.66	3.8	3.32
150	300	BRUDD			

Ringen oppførte seg identisk som ring 1, og gikk til brudd før veiecellen viste 150 kN. Neste forsøk vil gjentas på samme måte, bortsett fra at ringen ikke skal gå til brudd men trykket avløses slik at det kan bli registrert om det er noe elastisitet i ringen.

Ring 3:

Tabell 46: Resultater fra testingen med den tredje ringen

Forspenning (kN)	Trykk (bar)	Ytterdiameter	Høyde	Forskjell i ytterdiameter på ringen (mm)	Høydeforskjell (mm)
100	200	138.06	100.18	1.09	

115	220	138.44	-	1.5	-
-----	-----	--------	---	-----	---

Etter påført 115 kN ble trykket forløst. Systemet vil avløses og komprimeringen vil avta. Ringen beholdt sin radielle deformasjon. Det viser at ringen er blitt plastisk deformert, og ikke vil bevege seg tilbake til sin utgangsposisjon.

Den siste ringen ble kuttet i et båndsgag. På den måten blir ringspenningene redusert kraftig slik at ringen skal kreve mindre krefter til å vrenge seg utover.

Ring 4:

Tabell 47: Resultater fra testingen av den fjerde ringen som var kuttet

Forspenning (kN)	Trykk (bar)	Ytterdiameter	Høyde	Forskjell i ytterdiameter på ringen (mm)	Høydeforskjell (mm)
100	200	136.80	-	-0.195	-
115	220	136.33	-	-0.665	-

Den kuttede ringen begynte å vrenge seg ut av sitt spor da trykket begynte å nærme seg 220 bar. Det var tydelig at ringen utvidet sitt ytterdiameter under lastpåføringen. Da det var upraktisk å måle ytterdiameteren under last, ble det ikke målt før lasten var fjernet. Ved fjerning av lasten, krympet ytterdiameteren til ringen. Ringen viste elastisitet som var stor nok til å tilbakeføre bevegelsen slik det var ønsket. I dette forsøket var det ikke satt opp noe motstand som ringen skulle gripe tak i, noe som førte til ringen utvidet seg mer enn ønsket. Dette er illustrert i vedlegg 10, figur 53. Hvis det hadde vært satt på et rør/legeme utenpå ringen, ville ringen antageligvis gripe tak i dette røret/legemet ved påføring av krefter. Det ville også antageligvis slippe tak, og gå tilbake til sitt utgangspunkt ved fjerning av lasten. Hvis bevegelsen tilbake kan bli kontrollert i form av at man vet hvor mye den bever seg tilbake, vil en kuttet ring være et godt alternativ til bruk i produkter som Gripper og Umbilical. I disse produktene er det ikke bruk for tetning slik at det ikke gjør noe skade om ringen ikke er kontinuerlig. Den kuttede ringen ga best resultat med tanke på elastisitet, og vil bli tatt med videre i utviklingen, der neste steg vil være å modellere denne i FEM og i den analytiske modellen.

6. ØKONOMI

6.1 Arbeidskostnader

Den største utgiften i et slikt prosjekt er arbeidskostnadene. Dette skyldes at det blir brukt en god del timer på å fundere og prøve ulike løsninger før det blir fastsatt hva som fungerer. I dette tilfellet ble det brukt mest tid på å utvikle den analytiske metoden. Dette skyldes lite erfaring med å bygge opp slike modeller i Ansys Mechanical der det ikke er gitt noen retningslinjer på forhånd. Ansys modellen ble bygd opp ved prøving og feiling, og blitt gjort mest mulig parametrisk.

Tabell 48 : Arbeidstimene som har blitt brukt i dette prosjektet

Aktivitet	Beskrivelse	Antall timer
Oppstart	<ul style="list-style-type: none"> • Forarbeid • Lage arbeidsplan • Undersøke markedet • Bruksområder 	69
FEM modell	<ul style="list-style-type: none"> • Bygge opp opprinnelige modell • Vurdere endringer • Implementere endringer • Vurdere resultat 	105
Analytisk modell	<ul style="list-style-type: none"> • Bygge opp enkel modell på bakgrunn av Roark's ring • Dele opp tverrsnitt med hensyn på 37.7 grader 	97
Vurderingsfase	<ul style="list-style-type: none"> • Vurdere opprinnelig modell • Angi flere testposisjoner • Angi endringer i ansys og analytisk modell 	94
Implementere endringer i FEM modell	<ul style="list-style-type: none"> • Bygge opp parametrisk modell i ansys 	146

	<ul style="list-style-type: none"> • Teste ulike posisjoner • Vurdere feilmeldinger • Eliminere feilmeldinger 	
Implementere endringer i analytisk modell	<ul style="list-style-type: none"> • Bygge opp analytisk modell i MathCad • Dele opp tverrsnittet slik at det passer alle posisjoner • Beregne kraft ved hjelp av integral • Teste ulike posisjoner • Eliminere feilmeldinger 	137
Forberede og utføre fysisk test	<ul style="list-style-type: none"> • Velge testposisjon • Angi dimensjoner for tekniske tegninger • Produsere tekniske tegninger • Godkjenningsprosess • Bestille utstyr • Maskinere deler • Utføre test 	112
Diskusjon og konklusjon	<ul style="list-style-type: none"> • Vurdere resultater • Trekke konklusjon 	72
Sum		832

Arbeidskostnaden basert på antallet timer brut på prosjektet blir følgende:

Timer	Pris	Sum
832	650 kr / time	540 800 ,-

6.2 Produksjonskostnader

Produksjonskostnadene omfatter produksjon av delene og kostnadene tilknyttet materialet som er brukt. Under denne posten vil også innkjøp av utstyret til den fysiske testen bli inkludert.

Tabell 49: Kostnader tilknyttet maskinering og utstyr for den fysiske testen.

Aktivitet	Beskrivelse	Pris
Maskinering av øvre og nedre plate	2 plater i henhold til tegninger	25 122.50,- **
Maskinering av ringer	4 ringer i henhold til tegninger	17 565,- **
Materialforbruk av titan grad 5	Titan grad 5 for 4 ringer	2000,-
Materialforbruk av stål	Karbonstål for øvre og nedre plate	500,-
Veiecelle	4 stk + avleser	29 662,- *
Hydraulisk strekkverktøy	Ble lånt av Tentec	0,-
Bolt	1 stk L7 370 mm med to muttere	487,- ***
Sum		75 336.50,-

* Beregnet ut fra valutakurs per 03.05.2013

<http://www.norges-bank.no/valutakurser/eur>

** Prisene for maskinering er inkludert 25% mva.

*** Prisen inkluderer 25% mva, frakt og emballasjekostnader

6.3 Totalkostnader for prosjektet

Tabell 50: Totalkostnadene er summen av arbeidskostnadene og produksjonskostnadene. Det har ikke blitt beregnet mva og lignende for noen poster.

Kostnadspost	Kostnad
Arbeid	540 800,-
Produksjon	75 336.50
Sum	616 136.50,-

Kostnadene illustrert i dette kapittelet utgjør kostnadene tilknyttet arbeidet med denne rapporten. Det er ikke tatt hensyn til markedsprisen og lignende, da det vil være sterkt avhengig av hele produktet. Ved serieproduksjon av ringene, vil naturlig nok kostnadene bli mindre enn det er ved produksjon av en prototype.

7. DISKUSJON OG VIDERE ARBEID

7.1 Diskusjon

Testingen av FEM- og den analytiske modellen ga resultater som samsvarte med hverandre. Dette tyder på at modellene er korrekte, og kan brukes videre i utviklingen uavhengig av vinkelposisjonene. Kreftene som blir generert er store i forhold til tverrsnittets størrelse, noe som tyder på at det vil kreve enorme krefter hvis ringene blir produsert i realistisk målestokk. Resultatene fra testingen av de ulike posisjonene har vist at både vertikal og horisontale posisjoner har sine fordeler og ulemper.

Som nevnt tidligere i rapporten er det mange ulike bruksområder. Det er mest sannsynlig at ringene blir brukt i en Umbilical i første omgang, da det ikke krever så mye mer enn selve stempelet å utvikle. For Umbilical kan dessuten den kuttete ringen anvendes på grunn av den gode elastisiteten, så lenge man klarer å kontrollere tilbakeføringen av ringen.

Designutformingen har blitt endret utover perioden. De opprinnelige tegningene viser utgangsposisjon på 37.7 grader, med en øvre plate som er designet som en sirkulær blokk. Dette viste seg å ikke være en god løsning da det ble veldig store spenninger konsentrert over den lille kontaktflaten. På grunn av dette og avgjørelsen om å teste flere utgangsposisjoner ble det foretatt en designendring av den øvre platen. Det ble laget en konisk vinkel på ytterkanten til den øvre platen. Det vil hjelpe ringen til å gli lettere for å oppnå den radielle deformasjonen, samtidig som man eliminerer problemet med store spenninger i platen. Denne designendringen vil bli stående da det ga gode resultater.

Gjennom arbeidet med denne rapporten har det blitt bevist at det er mulig for ringene å utvide seg slik at de kan ta tak i et eksternt legeme. Det kan konkluderes med at utgangsvinkelen på ringen er avhengig av bruksområdet, og hvorvidt det er viktig med elastisitet. De vertikale posisjonene ga noe lavere spenninger enn horisontale posisjoner. Det betyr at det vil være noe høyere elastisitet i ringene ved vertikale posisjoner. Derfor kan vertikale posisjoner bli anvendt i feks produktet Gripper eller Umbilical som skal brukes til å fortøye lastskip osv ute på havet. I Gripper/Umbilical er det viktig med elastiske ringer slik at de kan slippe tak i konnektoren når fortøyningstiden er over. Derfor vil vertikal posisjon være godt egnet til en slik anvendelse.

En annen ting som kan vurderes for å oppnå mindre spenninger og høyere elastisitetsgrad er å minke avstanden mellom det eksterne legemet og ringen. Det vil føre til en mindre vinkelendring slik at det kreves mindre krefter. Ved mindre vinkelendring vil ringen muligens ikke bli plastifisert over et like stort område.

Med horisontale posisjoner må ringen gjennom en omtrent dobbelt så stor vinkelendring for å oppnå den samme radielle deformasjonen enn ved vertikale posisjoner. Men det kreves til gjengjeld lavere krefter. Det er større sannsynlighet for at ringen blir mer plastisk deformert ved horisontale posisjoner på grunn av den store vinkelendringen enn ved vertikale

posisjoner. Selv om man minker avstanden til det eksterne legemet vil det ikke være noe markant forskjell i størrelsen på vinkelendringen. Horisontale posisjoner vil kunne anvendes i produkter der ringen kun er ment som en tetningsring. Der vil det ikke være noe bruk for elastisitet da ringen antageligvis vil tette igjen det aktuelle skroget/røret til det skal fjernes.

Materialet for ringene var titanlegering grad 5. Dette ble valgt på grunnlag av legeringens styrke og elastisitet. Den fysiske testen viste at det ikke var nok elastisitet i ringen til tross for egenskapene i titanlegeringen. Dette skjedde på grunn av størrelsen på kreftene. For å opprettholde elastisiteten må det tilføres mindre krefter enn det som er gjort under den fysiske testen. Det finnes også muligheter for å vurdere andre materialer, men det var ikke ønsket fra bedriftens side.

Det ble satt opp en fremdriftsplan under kapittel 1.5 som ga en pekepinn på hvor lang tid som skulle bli brukt under hver av aktivitetene. Det er blitt lagt vekt på under hele perioden å følge den planen så godt som mulig, men det viste seg at det ble beregnet litt for kort tid under utviklingen / modifiseringen av FEM modellen. Da modellene måtte modifiseres for plastisk teori måtte tidsskjemaet forflyttes. Dette gikk utover FMECA aktiviteten som ikke er blitt nevnt i rapporten. FMECA står for feilmode-, effekt og kritikalitetsanalyse, En FMECA analyse går ut på å kartlegge alle hendelser som kan forekomme i produktet. Kartleggingen går ut på å vurdere sannsynligheten for faktorer som kan gå galt i produktet. På grunn av tidsbegrensningen ble ikke dette fullført, men det er laget et utkast. Se vedlegg 8.

7.2 Videre arbeid

Veien videre for et fullkomment produkt er lang. Først og fremst er det viktig å bestemme seg for hvilket produkt man vil satse først på slik at utviklingen kan rette seg innover mot dette. Dette vil kunne bli bestemt basert på markedsundersøkelser slik at man kan få klarert hvilket produkt det er mest etterspørsel etter i markedet. Det vil bli gjort ved å føre en samtale med nåværende kunder hos Vector som kan være potensielle kunder av et produkt med utvidbare ringer. Dette kan bli gjort på et tidlig stadiet i utviklingen av produktet, slik at kundes preferanser kan ivaretas. På denne måten vil et ferdig produkt være mer attraktivt for kunden.

For ringenes utvikling er det viktigste punktet at den analytiske modellen blir modifisert med hensyn på plastisk teori. Som beskrevet under kapittel 4.6.2 er det noen endringer som må gjøres på den nåværende analytiske modellen for at det skal stemme overens med realiteten.

For den analytiske modellen omfatter videre arbeidet følgende punkter:

- Finne nøytralaksen ved å dele inn tverrsnittsarealet i to like store deler
- Beregne plastisk motstandsmoment
- Beregne krefter på samme måte som den elastiske modellen

Ved å gjøre disse endringene vil modellen gi resultater som antageligvis vil være noe mindre

enn de resultatene vi har fått med de linærelastiske modellene, og vil forhåpentligvis samsvare med resultatene fra den fysiske testen og FEM analysen basert på plastisk teori. Et annet viktig punkt som må gis mer oppmerksomhet er den kuttete ringen. Det er viktig å få utarbeidet en analytisk og FEM modell for en slik ring, slik at ringen kan implementeres i et produkt.

Det må utarbeides en patentsøknad for ringene som vil omfatte bruksområdene og tanken bak konseptet. På den måten vil det være beskyttet for ett visst antall år slik at det vil være nok tid til å videreutvikle flere produkter med ringene.

Når spesifiseringen rundt ringene er på plass med tanke på den plastiske teorien og verifiseringen av modellene, er det på tide med et møte med Det Norske Veritas. Der vil det bli lagt frem hva man tenker med produktet, og føre en diskusjon om hvorvidt dette vil slå an i markedet. Her vil man også motta råd og anbefalinger om hva som kan/bør endres eller forbedres. Sånne møter er svært effektive da man får inn en tredjepart som ser på konseptet med helt nye øyne, og har et bedre grunnlag til å være kritisk og bedømme arbeidet som er blitt gjort. Endringer eller forbedringer som kommer frem av dette møtet vil bli fulgt opp og implementert i produktet.

8. KONKLUSJON

Testene har vist at ringene utvider seg slik det var ønsket. Kreftene som er nødvendig for å utvide ringene er avhengig av utgangsvinkelen til ringen. Det kreves mindre krefter når ringen har en utgangsvinkel nærmere horisontalen, enn ved vertikal posisjon. Dette styres av ringens stivhet. Ved vertikale posisjoner vil ringen være stivere enn ved horisontale posisjoner. Ved økt stivhet vil det kreves mye større krefter å vrenge ringen slik at den utvider seg tilstrekkelig.

Resultatene fra de linærelastiske modellene har vist at ringspenningene overstiger det elastiske området som fører til at ringen blir plastisk deformert. Utviklingen av den analytiske modellen for plastisk teori har ikke blitt gjennomført i denne perioden på grunn av tidsbegrensningen. Det er satt opp essensielle punkter under kapittel 7.2 som må gjennomføres for å få modifisert den analytiske modellen slik at den illustrerer kreftene og spenningene som vil oppstå når ringer går over til plastisk deformasjon.

Tabell 51: Resultater med plastisk modell ved 75 grader

	Fysisk modell	Analytisk modell	FEM modell
Vrengningkrefter	125 kN	-	195 kN

Da det ikke var mulig å måle spenningen i ringen ved fysisk test, viser resultatene kun sammenhengen mellom kreftene. Tabellen viser at det er god samsvar mellom fysisk modell og den plastiske FEM modellen. Det gir grobunn for at den modifiserte analytiske modellen også vil gi lignende resultater.

Konklusjonen for dette prosjektet er at ringene utvider seg slik det var ønsket, med høyere krefter enn antatt. Det er fordeler og ulemper ved alle posisjoner, men alle posisjonene kan anvendes i ulike bruksområder.

FEM- og den analytiske modellen verifiserte hverandre, mens den fysiske testen ble verifisert av den FEM modellen som ble modifisert for plastisk teori. Forsøket med den kuttete ringen ga positive resultater, noe som vil føre til at det tiltaket vil bli vurdert nærmere.

Arbeidet med dette prosjektet har gitt meg verdifull kunnskap om prøving og feiling, og hvordan det er å jobbe selvstendig. Å jobbe med verktøy som MathCad og Ansys Mechanical har vært en bratt læringskurve, som har gitt meg utrolig mye kunnskap og ny forståelse for slike programmer. Spesielt arbeidet med Ansys Mechanical har til tider vært frustrerende, men som har tvunget meg til å dykke etter mer informasjon slik at problemene kunne løses. Det ga til slutt et resultat som ble tilfredsstillende.

Arbeidet med denne konseptet vil fortsette etter denne perioden, og vil forhåpentligvis resultere i noen produkter.

9. FIGURLISTE

Figur 1: Bedriftslogo for Vector	1
Figur 2: En skisse av produktet Gripper	10
Figur 3: Hull i BallGrab som er største konkurrenten til produktet Gripper	10
Figur 4: Fremdriftsplan	18
Figur 5: Et potensielt produkt Gripper	19
Figur 6: Potensielt produktet Umbilical i åpen posisjon	20
Figur 7: Produktet Umbilical i låst posisjon	20
Figur 8: Materialkurve for lineærelastisk modell	23
Figur 9: Ferdig meshet modell	26
Figur 10: Oversikt over kontaktflater i Ansys	26
Figur 11: Grunnlaget for den analytiske modellen Roark's ring	29
Figur 12: Inndeling av tverrsnitt, og lengder/høyder som er beregnet	30
Figur 13: Oversikt over radiell og aksielle krefter på ringen	31
Figur 14: Krefter på ring med den koniske delen	32
Figur 15: Oppbygging av kubisk flatesentrert celle	33
Figur 16: Oppbygging av kubisk romsentrert celle	33
Figur 17: Oppbygging av heksagonal tettpakket celle	33
Figur 18: Oversikt over normal- og friksjonskrefter	35
Figur 19: Modell ved 37.7 grader	36
Figur 20: Krefter på ringen ved 37.7 grader	36
Figur 21: Sluttposisjon til ring ved 37.7 grader	37
Figur 22: Modell ved 37.7 grader med endringer	38
Figur 23: Modell ved 45 grader	40
Figur 24: Krefter på ring ved 45 grader	40
Figur 25: Sluttposisjon til ring ved 45 grader	41
Figur 26: Modell ved 75 grader	41
Figur 27: Krefter på ring ved 75 grader	42
Figur 28: Sluttposisjon til ring ved 75 grader	42
Figur 29: Modell ved 80 grader	43
Figur 30: Krefter på ring ved 80 grader	43
Figur 31: Sluttposisjon til ring ved 80 grader	43
Figur 32: Modell ved 85 grader	44
Figur 33: Krefter på ring ved 85 grader	44
Figur 34: Sluttposisjon til ring ved 85 grader	45
Figur 35: Materialgraf ved lineærelastisk modell	47
Figur 36: Materialgraf ved plastisk modell	47
Figur 37: Materialgraf ved plastisk modell i Ansys	47
Figur 38: Ring ved 75 grader med plastisk modell som viser hvor mye av ringen er blitt plastisk deformert.	49
Figur 39: Inndeling av tverrsnitt ved den analytiske modellen med plastisk teori	50

Figur 40: Parametere for verifisering av den matematiske og den analytiske modellen	51
Figur 41: Plot basert på informasjon fra figur 40	51
Figur 42: Parametere for variasjon av lengde på ring	52
Figur 43: Plot basert på informasjon fra figur 42	52
Figur 44: Parametere for variasjon av øvre radie for ring	53
Figur 45: Plot basert på informasjon fra figur 44	53
Figur 46: Parametere for variasjon av nedre radie	53
Figur 47: Plot basert på informasjon fra figur 46	53
Figur 48: Bilde av veiecelle	57
Figur 49: Bilde av de maskinerte delene for testing av prototype	61
Figur 50: Bilde av utstyret som er benyttet under den fysiske testen	62
Figur 51: Oppstillingen av alle delen før testen startet	93
Figur 52: Brudd i ringen som oppstod ved ca 120 kN	93
Figur 53: Utvidelsen av den kutta ringen under last	94

10. TABELLER

Tabell 1: Oversikt over forkortelser	14
Tabell 2: Oversikt over formler	15
Tabell 3: Parametere fra opprinnelig tegning	20
Tabell 4: Intervaller som skal testes	21
Tabell 5: Parametere fra øvre og nedre plate	22
Tabell 6: Parametere for ring	22
Tabell 7: Elementnummerering i Ansys	23
Tabell 8: Beskrivelse av elementtyper	23
Tabell 9: Oversikt over grunnleggende geometri	25
Tabell 10: Oversikt over kontaktoverflater	27
Tabell 11: Beskrivelse av laststeg 1	27
Tabell 12: Beskrivelse av laststeg 2	28
Tabell 13: Beskrivelse av laststeg 3	28
Tabell 14: Figurforklaringer for figur 11	29
Tabell 15: Egenskaper for titanlegering grad 5	34
Tabell 16: Oversikt over friksjontall for ulike overflater	35
Tabell 17: Grunnlaget for første modell på 37.7 grader	36
Tabell 18: Oversikt over forflytning og trykk	36
Tabell 19: Resultater fra FEM modell	37
Tabell 20: Resultater fra analytisk modell	37
Tabell 21: Parametere for modifisert modell	38
Tabell 22: Resultater fra FEM modell	39
Tabell 23: Resultater fra analytisk modell	39
Tabell 24: Parametere for oppbygging av modell ved 45 grader	40
Tabell 25: Resultater fra FEM modell	40
Tabell 26: Resultater fra analytisk modell	41
Tabell 27: Parametere for oppbygging av modell ved 75 grader	41
Tabell 28: Resultater fra FEM modell	41
Tabell 29: Resultater fra analytisk modell	42
Tabell 30: Parametere for oppbygging av modell ved 80 grader	43
Tabell 31: Resultater fra FEM modell	43
Tabell 32: Resultater fra analytisk modell	43
Tabell 33: Parametere for oppbygging av modell ved 85 grader	44
Tabell 34: Resultater fra FEM modell	45
Tabell 35: Resultater fra analytisk modell	45
Tabell 36: Materialspesifikasjoner for plastisk teori	48
Tabell 37: Tverrsnittoppbygging for analytisk modell	54
Tabell 38: Oversikt over intervaller ringen skal testes for	55
Tabell 39: Faktorer for kalkulering av risiko	58
Tabell 40: Grensebetingelser for karakterisering av risiko	59

Tabell 41: Dimensjoner for titangods	59
Tabell 42: Oversikt over krav og metoder ringen ble produsert etter	60
Tabell 43: Målinger av ring før testingen	62
Tabell 44: Resultat fra testing av ring 1	63
Tabell 45: Resultat fra testing av ring 2	63
Tabell 46: Resultat fra testing av ring 3	63
Tabell 47: Resultat fra testing av ring 4	64
Tabell 48: Antall timer brukt på prosjektet	65
Tabell 49: Kostnader tilknyttet maskinering og utstyr	67
Tabell 50: Totalkostnader	67
Tabell 51: Resultatet med plastisk teori	71

11. KILDER

11.1 Skriftlige kilder

Materialer

1. Materials science and engineering, William D. Callister and David Rethwisch, John Wiley & Sons 2011, 978-0-470-50586-1

Analytisk modell

2. Åge Ø. Waløen, Maskindeler 2, Tapir forlag 1997- 82-519-1145-1
3. Geir Terjesen, Innføring i plastisitetsteori, IMT/UMB 2012
4. Åge Ø. Waløen, Maskindeler 2, Tapir forlag, 82-519-0180-4
5. Warren C. Young, Roark's Formulas for Stress & Strain, McGraw-Hill Book Company, 6th Edition 1989, 0-07-100373-8

Toleranser og overflateruhet

6. Åge Ø. Waløen, Maskindeler 1, Tapir forlag, 82-519-0884-1

11.2 Nettkilder

Materialer

7. http://www.fagteori.dk/media/8743/kubisk-flade-pic_150x144.jpg
8. <http://www.seeto.no/gem/servlet/getGemObject?id=10645>
9. materialteknologi.hig.no/Materiallare/arbeidsplan/lettmetaller/Ti-Ti-legeringer/Materiallaere-titan-kompendium.pdf
10. http://www.nfv.no/fileadmin/940103_Materialvalg/Innledende_materialteknikk.pdf

Fysisk test

11. http://www.boltsafe.nl/uploads/media/CMS_01.pdf
12. <http://www.boltsafe.nl/11/>

13. <http://www.hytorc.com/us/torque-tools-equipment/hydraulic-tools/stealth-low-clearance-torque-wrench>

FEM modell

14. http://www.edr.no/produkter/ansys_caepipe/ansys_fem

15. <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Mechanics/ANSYS+Mechanical>

16. Katalog i Ansys Mechanical APDL Product Launcher, versjon 12.1.

Konkurrenter

17. <http://www.firstsubsea.com/fspages/mooring/subsea-mooring-systems.htm>

18. <http://www.balltec.com/balltec-products/balltec-products-moorlok>

19. <http://www.cortlandcompany.com/products/umbilicals/umbilical-hoses>

12. VEDLEGG

Vedlegg 1: Ordrebekreftelse fra Boltsafe

Vedlegg 2: Bestillingsordre fra Arvid Nilsson

Vedlegg 3: Faktura fra Teknisk Produksjon AS

Vedlegg 4: Materialsertifikat for titan grad 5

Vedlegg 5: Teknisk tegning fra -90 tallet

Vedlegg 6: Den analytiske modellen for lineærelastisk teori

Vedlegg 7: Graf som viser sammenheng mellom trykk og kraft

Vedlegg 8: FMECA analyse

Vedlegg 9: Maskinerings tegninger (6)

Vedlegg 10: Bilder fra testing

Vedlegg 1:



QUOTATION

Date of quotation: 8-3-2013
 Our quotation nr: **BSQ-101230**
 Price: in Euro, exclusive 21 % V.A.T.
 Delivery time: 2 weeks after order
 Validity: 30 days
 Our reference: Laurens Elshuis
 Terms of payment: Net. pr. 30 days
 Terms of delivery: DPP
 Shipment: Transmission

Art Nr	Description	Quantity	Currency	Price each	Total amount
5 BS 112C	Bolt Load Sensor 1-1/2" CMS (max. 629 kN)	4	EUR	€ 508,00	€ 2.032,00
Cal	Calibrationreport	4	EUR	€ 0,00	€ 0,00
5 BS 0025	SM-200 Bolt Load Handheld Reader	1	EUR	€ 1.445,00	€ 1.445,00
(26-)	Freight- and Handlingcosts	1	EUR	€ 80,00	€ 80,00
Optional:					
5 BS 0032	PC Cable for Handheld Reader	1	EUR	€ 100,00	€ 100,00
5 BS 0030	Bolt Load report program for handheld reader	1	EUR	€ 242,00	€ 242,00
Total amount			EUR		€ 3.899,00

Prices are given ex. V.A.T.

Please refer to our quotation number when you have questions to this: **BSQ-101230**

Yours sincerely,
BoltSafe
 Laurens Elshuis

Tel: +31 24 6790 797
 mail: info@boltsafe.com
 web: www.boltsafe.com

BoltSafe

A division of Total Flange Care BV
 Platinowert 8
 NL - 6641 TL Beuningen
 The Netherlands
 Tel: +31 (0)24 - 6 790 797
 Fax: +31 (0)24 - 6 790 799
 Web: www.totalflangecare.nl
 E-Mail: info@totalflangecare.nl

Chamber Commerce Gelderland:

Nr. 30180736
VAT Nr:
 NL 8187.04.214 B01

BoltSafe bank data:

Rabobank Nijmegen 12-3248-019
 IBAN Code:
 NL 67 RABO 01232 48019
 BIC/Swiftcode: RABO NL 2U

Vedlegg 2:

Arvid Nilsson Norge AS
 Rosteinvegen 7, Vinjarmoen
 NO-2870 Dokka
 Telefon: +47 61 11 30 00
 Foretaksregisteret:
 NO 959 514 887 MVA

Nordea Bank Norge ASA
 Kontonummer 6005.05.79770
 Account No. 6005.05.79770
 Swift NDEANOKK
 IBAN NO2460050579770



87513
 VECTOR INTERNATIONAL AS
 PO Box 2176
 3003 DRAMMEN

Faktura

Leveringsadresse 87513
 VECTOR INTERNATIONAL AS
 C.O.LUNDSGATE 24
 N-3003 DRAMMEN

Fakturanr.	67302301
Fakturadato	30.04.2013
Kundenr.	87513
KID nr.	673023016
Betalingsbetingelser	30 dager netto
Leveringsbetingelser	DDP >7500 Øst
Brutto vekt	4,406 KG
Saksbehandler	CHR
Side	1 av 1

Pos.	Material/beskrivelse	Antall	Enhetspris	Rabatt	Beløp
Din referanse: Att. Maria Ordre nummer: 10823789 / 30.04.2013 Følgeseddel nr.: 188145796 / 30.04.2013					
10	00402-38-370 AA320/A194-L7/Gr.7-VF 8UN1 1/2x370 Studb	1 ST	220,00 /1		220,00
Emballasjekostnader					19,75
Frakt					150,00
Total ekskl. MVA					389,75
MVA 25,00 NOK					97,44
Total inkl. MVA NOK					487,19
Varer tas kun i retur etter avtale med Salgsavdelingen telefon + 47 61 11 30 60. Vi henviser for øvrig til våre salgs- og leveringsbetingelser på www.arvidnilsson.com - Produkter & Løsninger - Betingelser.					



Arvid Nilsson AS Vinjarmoen 2870 Dokka Foret. Nr: NO 959 514 887 MVA
 Tlf: +47 61 11 30 00 Fax: +47 61 11 30 90 info@arvidnilsson.no www.arvidnilsson.com

Vedlegg 3:



Vector AS
Postboks 2176, Strømsø
c/o Lunds gt 24
3003 Drammen

Faktura 1016695

Fakturadato: 06.05.2013
Bet.bet: 45
Forfall: 20.06.2013
Side: 1
Kundenr: 12479
Fakturakunde: 12479
Ordre nr: 27919
Vår ref.: E.H
Deres ref: 21566

Produktnr	Beskrivelse	Antall	Pris	Rabatt %	Beløp
1	Maskinering Titanringer ihtl TEGNING	4	3 513,00		14 052,00
1	Maskinering av Testplater ihtl Tegning (stål) Til Testprosjekt. R.E	2	10 049,00		20 098,00

KID	1247910166954	SUM	34 150,00	MVA	8 537,50	TOTAL I NOK:	42 687,50
-----	----------------------	-----	------------------	-----	-----------------	--------------	------------------

Adresse/Address: C.O. Lunds gt. 22
Postboks 2019
N-3003 Drammen

Telefon/Phone: 32 89 29 20
Telefax/Facsimile: 32 89 29 21

Bank/Bankers: NORDEA: 6198.00.54564
IBAN: NO0091380654554
Swift: - NDEANORX

Foretaksregisteret: NO 919 207 965 MVA

Vedlegg 4:

沈阳市苏家屯区天隆有色金属材料厂
 ShenYang City SuJiaTun TIANLONG Nonferrous Materials Works

MATERIAL CERTIFICATE

ACC TO EN 10204:2004 3.1

Producer: ShenYang City SuJiaTun TIANLONG Nonferrous Materials Works
Supplier: Tool Peaks Industries Limited
ISOcert.No.:00707Q11204R05 **Issued date:**2007-12-12, **Validity to:**2010-12-11

PO#:470764
Cert. No.: TIT10082(2)
DATE: 2010-10-14

CONSIGNEE: Sverdrup Haussen Spesialstål AS
DESTINATION: Stavanger , Norway

Commodity: Titanium Bars
Specification: ASTM B381,GR5 to NACE MR-0175
Condition: Annealed

Case No	Size (mm)	Quantity (pcs)	Net Weight (kg)	Heat No.
	Dia 120 x L1000-2000	2	161	10-63-1#
	Dia 140 x L1000-2000	2	217.5	10-63-1#
	Dia 220 x L800-1500	2	520	10-63-1#
	Dia 255 x L800-1500	2	490	10-63-1#

Case No	Chemical Composition(content in)%							
	C	Fe	N	O	H	Al	V	Ti
Requirements	Max 0.08	Max 0.40	Max 0.05	Max 0.20	Max 0.015	5.50-6.75	3.5-4.5	Balance
	0.033	0.10	0.011	0.13	0.006	6.24	4.31	Balance

Case No	Mechanical Test			
	Tensile Strength (Mpa)	Yield Strength 0.2% (Mpa)	Elongation (%)	Reduction of Area (%)
Requirements	Min.895	Min.828	Min.10	Min.25
	940	835	11	27
	Ultrasonic Test	DPI Test		
	Acceptable	Acceptable		

We hereby certificate that the material described above has been manufactured, sampled, tested, And inspected in accordance with above standard and specification and satisfies the requirement.

- Remarks:** 1. Visual inspection are passed
 2. Dimensional inspection: acceptable
 3. Packing in ply-wood case.

MANAGER OF Q.C. DEPT.

Tool Peaks Industries Limited

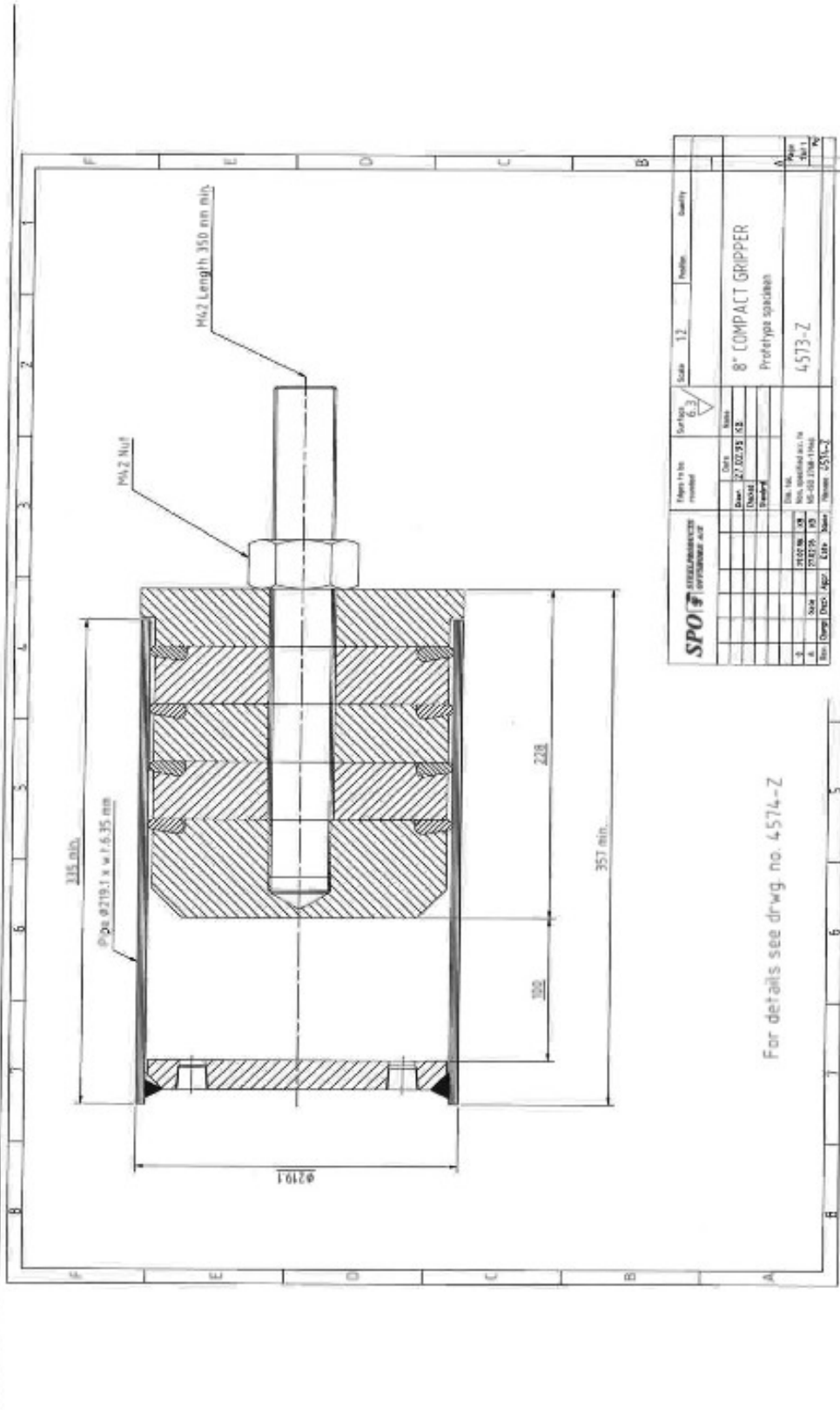
Witnessed by *钱强*



VECTOR 4/3/11 VECTOR AS

BESTILLING: 17442
 ORDRE: 50-8372/1000
 ITEM:
 HK038547

Vedlegg 5:

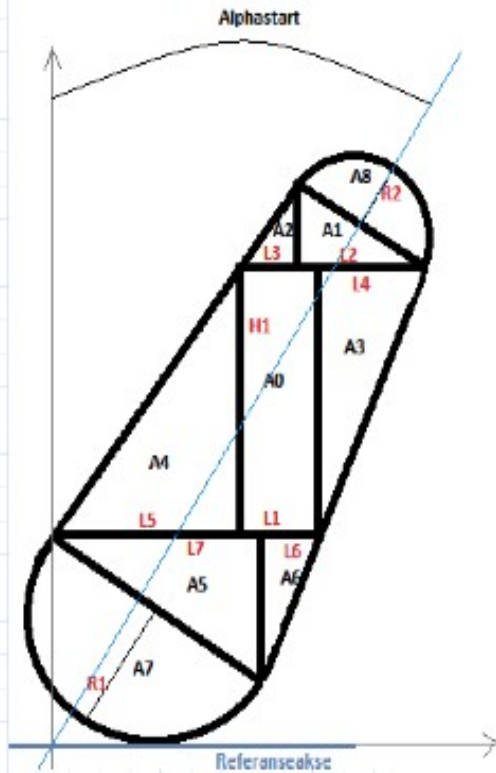


Vedlegg 6:

$cl := 3.0 \cdot mm$	Klarering mellom ring og det elementet den skal ta tak i.
$E := 105000 \cdot MPa$	Elastisitetsmodulen for titanlegering
$D_o := 136 \cdot mm$	Ytterdiameter for røret
$L := 12.5 \cdot mm$	Lengde mellom R1 og R2
$R_1 := 3 \cdot mm$	Nedre radius på ring
$R_2 := 2 \cdot mm$	Øvre radius på ring
$\alpha_s := 15 \cdot deg$	Startvinkel med vertikalt referansepunkt
$\alpha_{stu} := \arcsin\left(\sin(\alpha_s) + \frac{cl}{L}\right)$	Formel for beregning av sluttvinkel basert på avstanden ringen må utføre
$\alpha_{stu} = 29.922 \cdot deg$	
$A_7 := \frac{\pi}{2} \cdot R_1^2$	Arealberegning for element 7
$A_8 := \frac{\pi}{2} \cdot R_2^2$	Arealberegning for element 8
$h_{ac1} := \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot R_1$	
$h_{ac2} := \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot R_2$	
$D_i := D_o - (R_2 + L \cdot \sin(\alpha_s) + R_1) \cdot 2$	Formel for beregning av innerdiameter basert på parametere for ringen og startvinkel
$D_i = 119.53 \cdot mm$	
$\gamma := \arctan\left(\frac{R_1 - R_2}{L}\right)$	
$\gamma = 4.574 \cdot deg$	
$rotangle := \alpha_{stu} - \alpha_s$ $rotangle = 14.922 \cdot deg$	Forskjellen mellom start- og sluttvinkel
$i := 0 .. 8$	Arealet for ringen er delt inn i elementer fra 0 til 8

$$I(\alpha) := \begin{cases} H_1 \leftarrow L \cdot \cos(\alpha) - R_1 \cdot \sin(\alpha) - R_2 \cdot \sin(\alpha) \\ L_2 \leftarrow 2 \cdot R_2 \cdot \cos(\alpha) \\ H_2 \leftarrow \sqrt{(2 \cdot R_2)^2 - L_2^2} \\ L_3 \leftarrow H_2 \cdot \tan(\alpha + \gamma) \\ L_4 \leftarrow H_1 \cdot \tan(\alpha - \gamma) \\ L_1 \leftarrow L_3 + L_2 - L_4 \\ L_5 \leftarrow 2 \cdot R_1 \cdot \cos(\alpha) \\ H_3 \leftarrow \sqrt{(2 \cdot R_1)^2 - L_5^2} \\ L_6 \leftarrow H_3 \cdot \tan(\alpha - \gamma) \\ L_7 \leftarrow L_6 + L_5 - L_1 \\ A_0 \leftarrow H_1 \cdot L_1 \\ A_1 \leftarrow L_2 \cdot \frac{H_2}{2} \\ A_2 \leftarrow L_3 \cdot \frac{H_2}{2} \\ A_3 \leftarrow L_4 \cdot \frac{H_1}{2} \\ A_4 \leftarrow L_7 \cdot \frac{H_1}{2} \\ A_5 \leftarrow L_5 \cdot \frac{H_3}{2} \\ A_6 \leftarrow L_6 \cdot \frac{H_3}{2} \\ A_7 \leftarrow \frac{\pi}{2} \cdot R_1^2 \\ A_8 \leftarrow \frac{\pi}{2} \cdot R_2^2 \\ A_i \leftarrow \sum_i A_i \\ ma_0 \leftarrow R_1 \cdot \sin(\alpha) + R_1 + \frac{H_1}{2} \\ ma_1 \leftarrow R_1 \cdot \sin(\alpha) + R_1 + H_1 + \frac{H_2}{3} \\ ma_2 \leftarrow R_1 \cdot \sin(\alpha) + R_1 + H_1 + \frac{H_2}{3} \\ ma_3 \leftarrow R_1 \cdot \sin(\alpha) + R_1 + \frac{2}{3} \cdot H_1 \\ ma_4 \leftarrow R_1 \cdot \sin(\alpha) + R_1 + \frac{H_1}{2} \end{cases}$$

Beregningen av lengder for de ulike elementene.



Arealberegninger for alle elementene.

Summen av alle arealene

Beregning av tyngdepunktet til hvert av arealene fra referanseaksen.

$$ma_5 \leftarrow R_1 \cdot \sin(\alpha) + \frac{1}{3} \cdot H_3$$

$$ma_6 \leftarrow R_1 \cdot \sin(\alpha) + \frac{1}{3} \cdot H_3$$

$$ma_7 \leftarrow R_1 - h_{sc1} \cdot \cos(\alpha)$$

$$ma_8 \leftarrow R_1 + L \cdot \cos(\alpha) + h_{sc2} \cdot \cos(\alpha)$$

$$NA \leftarrow \frac{\sum_i (A_i \cdot ma_i)}{A_t}$$

Beregning av nøytralaksen

$$I_0 \leftarrow \frac{L_1 \cdot (H_1)^3}{12}$$

$$I_1 \leftarrow \frac{L_2 \cdot (H_2)^3}{36}$$

$$I_2 \leftarrow \frac{L_3 \cdot (H_2)^3}{36}$$

$$I_3 \leftarrow \frac{L_4 \cdot (H_1)^3}{36}$$

$$I_4 \leftarrow \frac{L_7 \cdot (H_1)^3}{36}$$

$$I_5 \leftarrow \frac{L_5 \cdot (H_3)^3}{36}$$

$$I_6 \leftarrow \frac{L_6 \cdot (H_3)^3}{36}$$

$$I_7 \leftarrow \frac{\pi}{8} \cdot R_1^4 - \frac{\pi \cdot R_1^2}{2} \cdot (h_{sc1} \cdot \cos(\alpha))^2$$

$$I_8 \leftarrow \frac{\pi}{8} \cdot R_2^4 - \frac{\pi \cdot R_2^2}{2} \cdot (h_{sc2} \cdot \cos(\alpha))^2$$

$$I_t \leftarrow \sum_i I_i + \sum_i (A_i \cdot (ma_i - NA)^2)$$

Beregning av annet arealmoment for alle arealelementene

Bruk av Steiners sats for å beregne annet arealmoment for hele ringen

$$cc := \frac{-A_7 \cdot h_{sc1} + A_8 \cdot (h_{sc2} + L) + \frac{L^2}{2} \cdot 2 \cdot R_2 + (R_1 - R_2) \cdot \frac{L^2}{3}}{A_7 + A_8 + L \cdot 2 \cdot R_2 + (R_1 - R_2) \cdot L}$$

Beregning av tyngdepunktakse

$$cc = 5.191 \text{ mm}$$

$$\theta := \text{Ceil}\left(\frac{(\alpha_{slu} + \gamma)}{\text{deg}}, 5\right) \cdot \text{deg}$$

Vinkel på koniske delen av den øvre platen ved sluttvinkel
 $\theta = 35 \text{ deg}$

$$Rm(\alpha) := \frac{D_i}{2} + cc \cdot \cos(\alpha) + R_1$$

Momentarmen fra midten av ringen til tyngdepunktaksen
 $Rm(\alpha) = 67.956 \text{ mm}$

$$Lc(\alpha) := L \cdot \cos(\alpha)$$

Endring i lengden på ringen pga vinkel

$$c(\alpha) := (R_1 + L - cc) \cdot \cos(\alpha)$$

$$c(\alpha) = 10.309 \text{ mm}$$

$$x := \frac{cl}{\tan(\theta)} + (L \cdot \cos(\alpha_s) - L \cdot \cos(\alpha_{slu}))$$

Avstanden som må til for at ringen skal utvide seg 3 mm
 $x = 5.525 \text{ mm}$

$$F_r := \int_{\alpha_s}^{\alpha_{slu}} \frac{E \cdot I(\alpha) \cdot \pi \cdot D_o \cdot \cos(\alpha)}{L \cdot (Rm(\alpha))^2} d\alpha$$

$$F_t := \int_{\alpha_s}^{\alpha_{slu}} \frac{E \cdot I(\alpha) \cdot \pi \cdot D_o \cdot \sin(\alpha)}{L \cdot (Rm(\alpha))^2} d\alpha$$

$$F_r = 321.611 \text{ kN}$$

$$F_t = 131.526 \text{ kN}$$

$$F_x := \frac{F_r}{\tan(\theta)} + F_t$$

$$\sigma := \int_{\alpha_s}^{\alpha_{slu}} \frac{E \cdot c(\alpha)}{Rm(\alpha)} d\alpha$$

$$F_x = 590.834 \text{ kN}$$

$$\sigma = 3845.6 \text{ MPa}$$

Vedlegg 7:

Tentec®

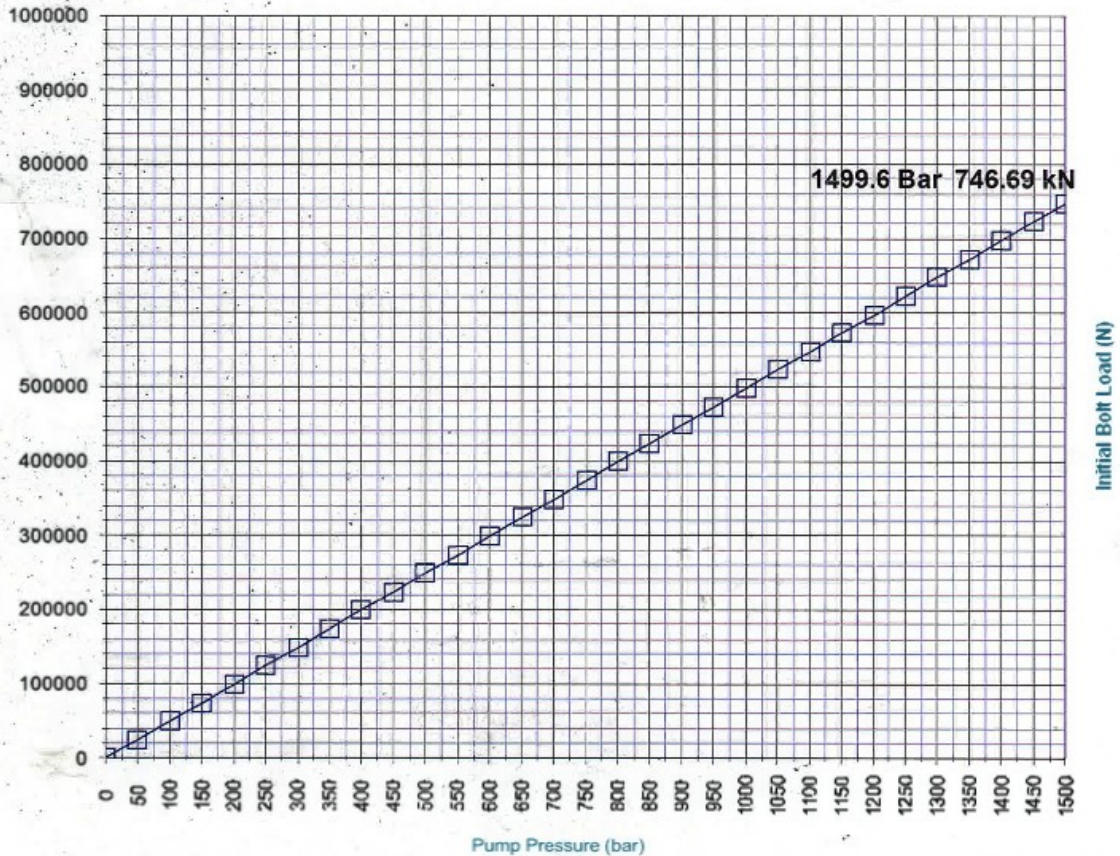
www.tentec.net

Tensioner Specification

Metric Units

Tensioner Ident	HTT.9703.999A
Hydraulic Pressure Area (advance)	4979.28 mm ²
Max Working Pressure (advance)	1499.6 Bar
Max Load Capacity (advance)	746.69 kN
Max Piston Movement	30.00 mm

Initial Bolt Load v Pump Pressure



Tentec Limited

Plymouth House Guns Lane, West Bromwich,
West Midlands, England B70 9HS
Tel: +44 (0)121 524 1990 Fax: +44 (0)121 525 1999
email: tech@tentec.net web: www.tentec.net

Tentec products are subject to continual development and Tentec reserve the right to make changes in the specification and design of their products without prior notice. All rights reserved. Reproduction in whole or in part without the permission of Tentec Limited is prohibited.

● Document: Load v Pressure Graph
© 2013 Tentec Limited

TQP-405904 02/05/2013 10:43

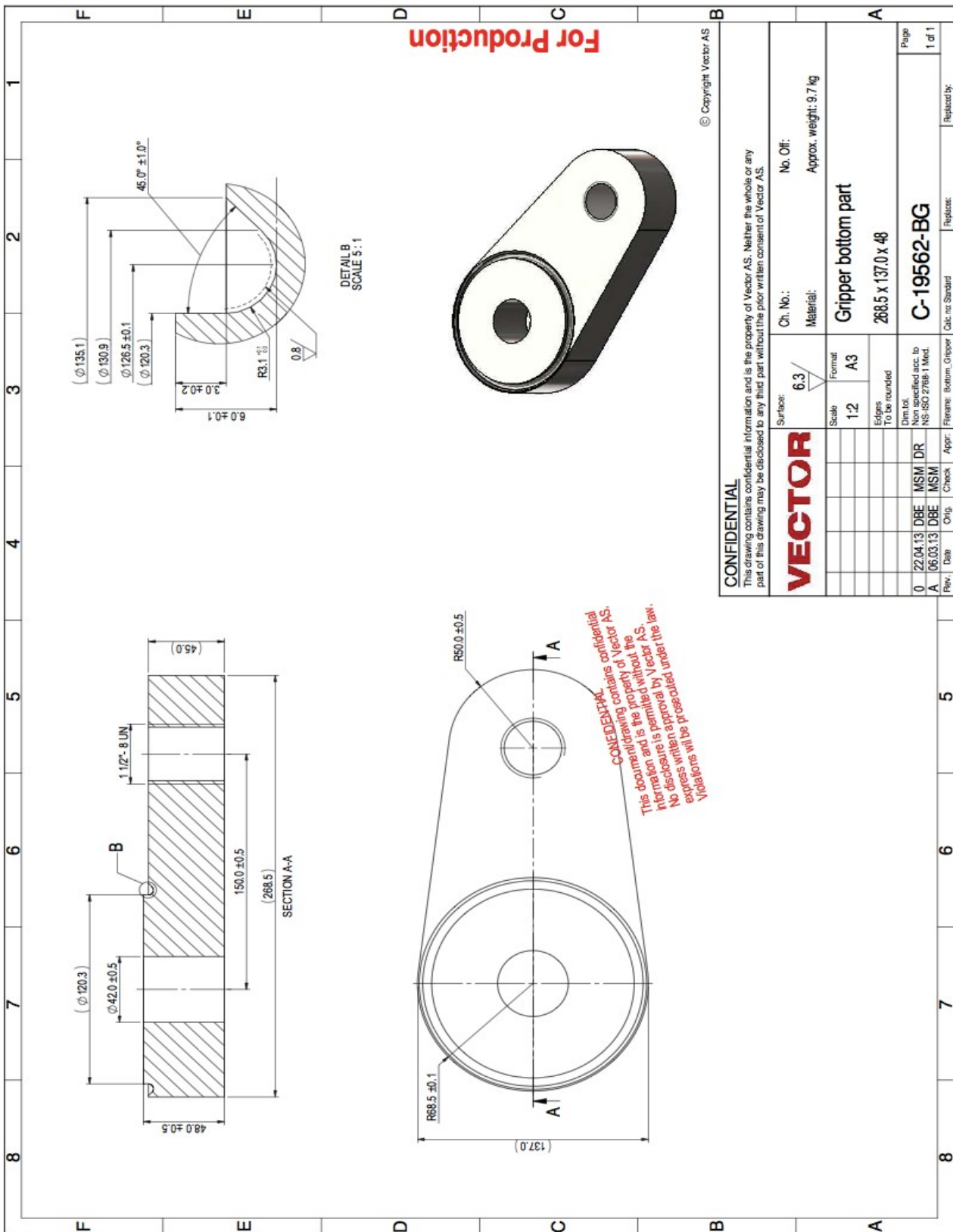
Vedlegg 8:

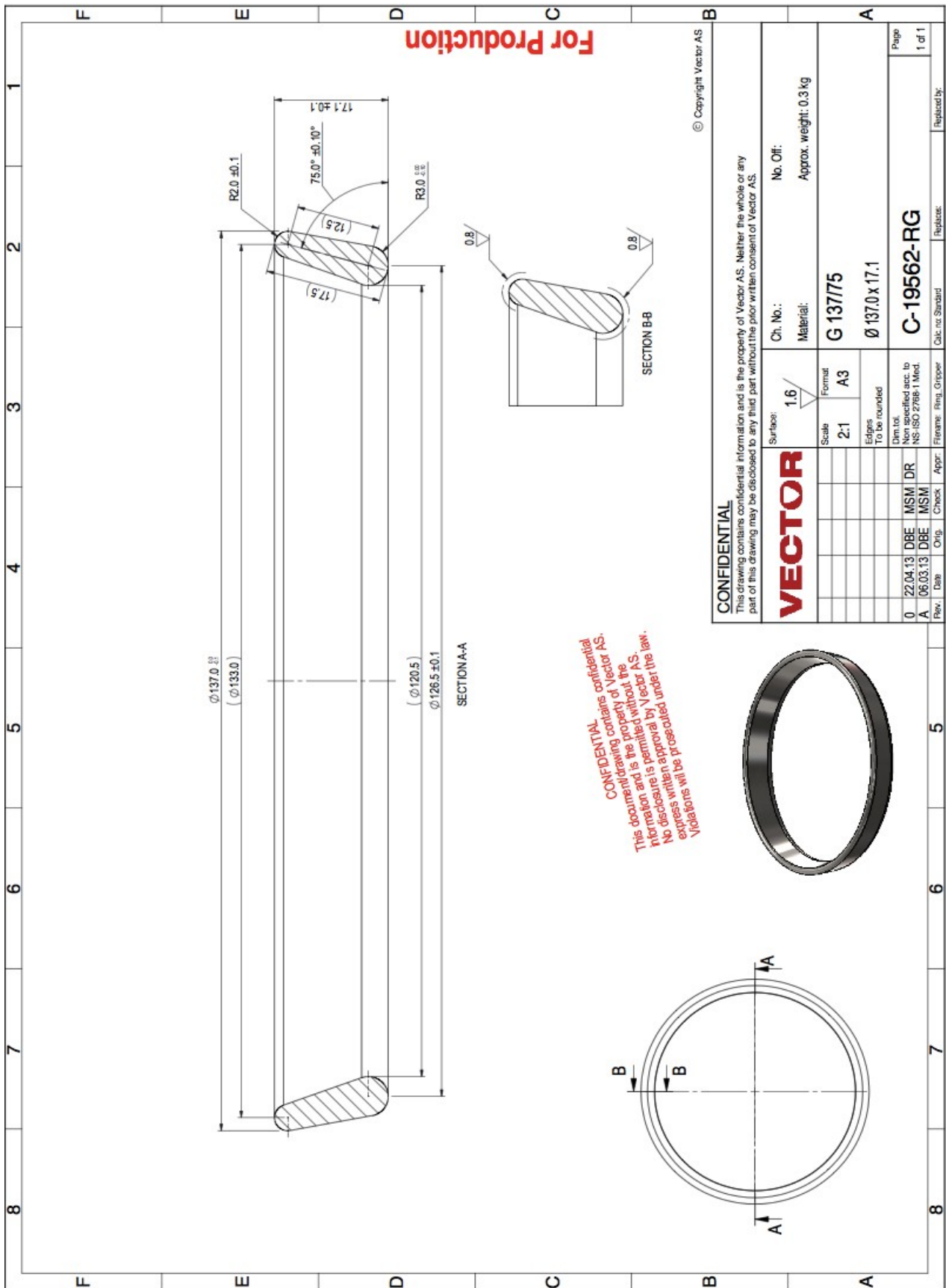
System: Flexibel/Hose
 Connection
 Sub System:
 Mode of Operation: Installation,
 Load reaction,
 Removal
 Purpose/Function:
 Interfaces:

Technology Ranking: New Application New Technology 4

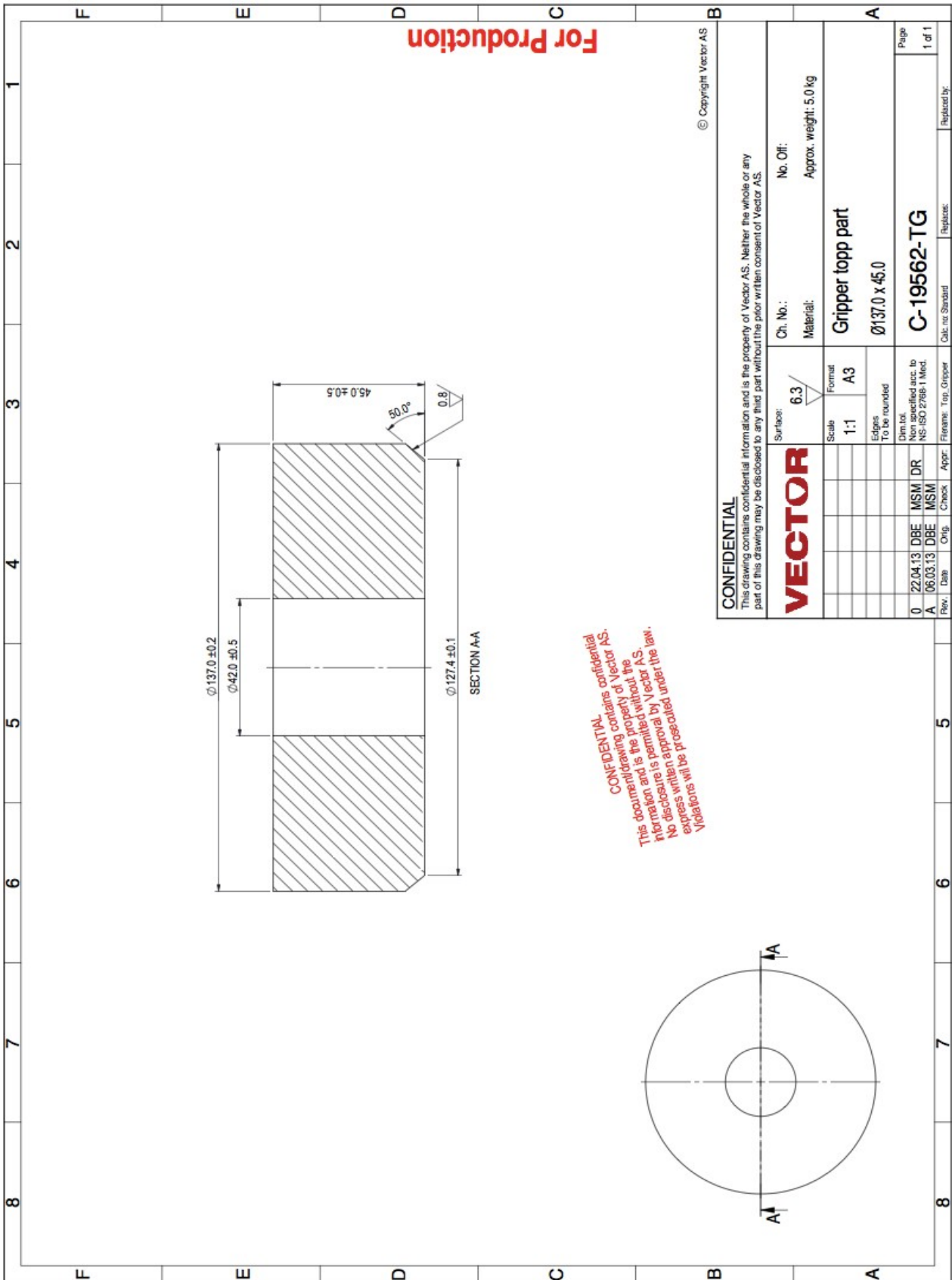
ID	FUNCTION	FAILURE MODE	FAILURE MECHANISM	SYSTEM FAILURE EFFECT	GLOBAL FAILURE EFFECT	FAILURE DETECTION	SAFEGUARD	Category	Consequence	Likelihood	Criticality	COMMENTS	ACTION ITEMS
1.01.00	Gripper Ring Installation												
1.01.01		Fracture	Brittle fracture										
1.01.02		Jamming	Not properly located										
1.01.03		Galling											
1.01.04		Wearing	Excessive movement over contacting surfaces										
1.02.00	Gripper Ring Under Load												
1.02.01		Gripper Material	Shear failure under load										
1.02.02		Receptacle Material	Compressive failure under load										
1.02.03			Fatigue										
1.03.00	Gripper Ring Removal												
1.03.01		Jamming	Excess Plastic deformation										

Vedlegg 9:





CONFIDENTIAL
This document contains confidential information and is the property of Vector AS. Neither the whole or any part of this drawing may be disclosed to any third party without the prior written consent of Vector AS.
No disclosure is permitted without the express written approval by Vector AS. Violations will be prosecuted under the law.



CONFIDENTIAL
 This document contains confidential information and is the property of Vector AS. Neither the whole or any part of this drawing may be disclosed to any third party without the prior written consent of Vector AS.
 No disclosure is permitted by Vector AS.
 Violations will be prosecuted under the law.

CONFIDENTIAL		This drawing contains confidential information and is the property of Vector AS. Neither the whole or any part of this drawing may be disclosed to any third party without the prior written consent of Vector AS.	
VECTOR	Surface: 6.3	Ch. No.:	No. Off:
	Scale: 1:1	Material:	Approx. weight: 5.0 kg
	Format: A3	Gripper topp part	
	Edges: To be rounded	$\varnothing 137.0 \times 45.0$	
	Dim. tol. Non specified acc. to NS-ISO 2768-1 Med.	C-19562-TG	
Rev. Date	Orig. Check	Calc. nr Standard	Replaced by:
0 22.04.13 DBE MSM DR	A 06.03.13 DBE MSM		
			Page 1 of 1

Vedlegg 10:



Figur 52: Bruddet i ringen som oppstod ved ca 120 kN



Figur 51: Oppstillingen av alle delene før testingen startet



Figur 53: Utvidelsen av den kutta ringen under last