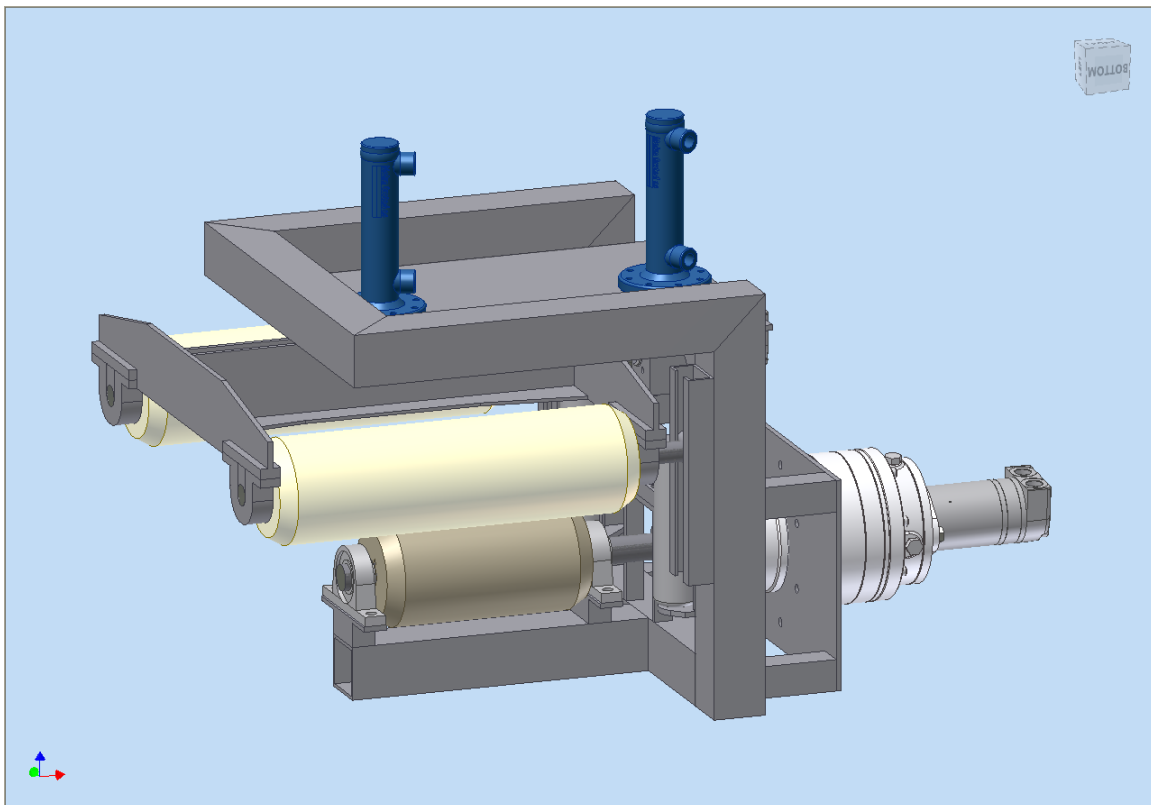


Bacheloroppgave

Design av maskineringsverktøy for bearbeiding av rørender

Av:

Vegar Rosnes
Jarle Steinsland
Odd Magne Førre



Høgskolen Stord/Haugesund
Studie for ingeniørfag
Bjørnsonsgt. 45
5528 HAUGESUND
Tlf. nr. 52 70 26 00
Faks nr. 52 70 26 01

Oppgavens tittel		Rapportnummer
Design av maskineringsverktøy for bearbeiding av rørender		(Fylles ikke ut)
Utført av		
Vegar Rosnes, Jare Steinsland og Odd Magne Førre		
Linje	Studieretning	
Maskin	Energi- og Prosessteknikk	
Gradering	Innlevert dato	Veiledere
Åpen	7.5.2010	Ståle Bright Pettersen Jens Chr. Lindaas Arne M. Kinn

Ekstrakt

I forbindelse med utvikling av en ny metode for fjernstyrt reparasjon av store undervannsrørledninger er det behov for et maskineringsverktøy for avfasing av rørkanten.

Imenco AS har gitt problemstillingen for denne oppgaven.

Oppgaven tar for seg designutviklingen av et slikt maskineringsverktøy.

Forord

Ingeniørutdanningen ved Høgskolen Stord/Haugesund avsluttes med en bacheloroppgave. Totalt utgjør den 15 studiepoeng og er dermed det viktigste enkeltelementet i utdanningen. Oppgaven utføres vanligvis som et prosjektarbeid der hensikten er å fordype seg i en gitt problemstilling. Problemstillingen kan være gitt fra Høgskolen eller fra en ekstern bedrift. Oppgaven bør utfordre studentene på en slik måte at kunnskap fra flere ulike fag må benyttes for å løse problemstillingen.

Denne oppgaven er blitt til etter at vi høsten 2009 tok kontakt med Imenco AS for å undersøke om de hadde en problemstilling som kunne være egnet for en bacheloroppgave.

Oppgaven vi ble tildelt omhandlet design av et maskineringsverktøy for bruk sammen med en ROV (Remotely Operated Vehicle). Vi fant problemstillingen inspirerende og så at arbeidet med denne oppgaven ville gi oss nyttig kunnskap og erfaring.

Emner fra utdanningen vi hadde særlig nytte av: Statikk og Fasthetslære, Undervannsteknologi og petroleumsproduksjon, Materialer og Tilvirkning, Teknisk Tegning, Maskinkonstruksjon 1 og 2, Rørkonstruksjon, Prosjektarbeid og Oljehydraulikk.

Vi har stort sett hatt bruk for alle fagkombinasjonene ved utarbeidelse av oppgaven, dette har bidratt til at prosjektet har vært utfordrende og inspirerende å jobbe med.

Innholdsfortegnelse.

EKSTRAKT	II
FORORD	III
SAMMENDRAG	VII
1. INNLEDNING	1
1.1 Imenco AS	1
1.2 Avgrensninger	2
1.3 Bakgrunn for oppgaven	3
1.4 Formål	4
1.5 Metodikk og prosjektgjennomføring	5
2. AVVIRKNING	6
2.1 Vannskjæring	7
2.2 Sliping	8
2.3 Fresing	9
2.3.1 Horisontal- og vertikalfresing	9
2.3.2 Mot- og medfresing	10
2.3.3 Utfordringer ved valg av fresemetode	12
2.3.4 Valg av fresehode og freseparametre	13
3. KONSEPT OG DESIGN.	17
3.1 Utforming	17
3.2 Friksjonskoeffisient mellom drivrull og rør	18
3.3 Ramme	19
3.3.1 Duplex. Kvalitet 2205	19
3.4 Aksler.	21

3.5 Drift	22
3.5.1 Rotasjon av verktøyet	22
3.5.2 Gir	22
3.5.3 Drift av fres	23
3.6 Utforming og innfesting av ruller	24
3.6.1 utfordringer og parametre	24
3.6.2 Materialvalg	25
3.6.3 Rulleramme og rulledesign	26
3.6.4 Rullenes innfestning mot aksel.	27
3.7 Lagre	27
3.7.1 Glidelager	27
3.7.2 Kulelager	28
3.8 Sylindre	28
3.9 Verktøyets hydraulikksystem	30
4. BEREKNINGER	32
4.1 Beregninger normal drift	34
4.2 Beregninger "Worst case"	58
4.4 ANSYS analyse	62
5. BRUKSPROSEDYRE	71
6. TILPASSING FOR ARBEID PÅ LAND	76
7. VEKTANSLAG	77
8. BUDSJETT	78
9. VIDEREUTVIKLING	79
10. KONKLUSJON	80
11. BEGREP OG ORDFORKLARING	81

12. KILDER	83
BILDELISTE	84
FIGURLISTE	85
VEDLEGG	86

Sammendrag

I forbindelse med utvikling av ny reparasjonsmetode for undervannsrør er det blitt behov for et ROV-verktøy til fasing av rørender. I den forbindelse har Imenco AS gitt gruppen i oppgave å konstruere et slikt verktøy. Verktøyet bør designes så kompakt og lett som mulig.

Gruppen tilegnet seg innledningsvis god kunnskap om ulike avvirkningsmetoder ved å studere litteratur og ved konsultasjon med fag personell. Det konkluderes med at fresing var best egnet til dette formål. Metoder som ble forkastet var blant annet vannskjæring og sliping.

De ble vurdert tre typer designutforminger av verktøyet.

- En løsning der verktøyet spennes fast mot rørets innervegg
- En løsning der verktøyet spennes fast rundt hele røret
- En løsning der verktøyet klemmes fast mot rørkanten

Løsningen som ble vurdert som best var den der verktøyet klemmes fast mot rørkanten.

Ulike løsninger for klem og drift ble vurdert, en eller to klemruller samt en eller to drivruller. Ut ifra konstruksjonsmessige årsaker fant gruppen at den beste løsningen var å bruke to klemruller og en drivrulle.

Styrkeberegninger tar utgangspunkt i de mest kritiske komponenter og snitt. De er gjort styrkeberegninger både for under normal drift og i "worst case". I tillegg til manuelle beregninger er det gjennomført simuleringer i styrkeberegningsprogrammet ANSYS Workbench. Material valg er tatt ut fra ønske om verktøyet skulle være så lett og kompakt som mulig samt at de var ønskelig med en høy korrosjonsbestandighet.

I Autodesk Inventor 10 ble komponentene modellert i 3D og satt sammen i sammenstilling.

Tegning av hydrauliksystemet ble utført i Autocad.

Gruppens forslag til verktøyets design, foretatte valg med begrunnelser samt beregninger og arbeidsmetode presenteres i denne oppgaven.

1. Innledning

1.1 Imenco AS

Imenco AS er leverandør av produkter og tjenester hovedsakelig innen petroleums- og offshorenæringen.

Selskapet ble etablert i 1979 som en ren ingeniørbedrift og har siden utviklet seg til også å levere:

Dykkesystemer

Drivstoffyllesystemer for helikopter og raketter

Industriell videoovervåking

Kompetanse og produkter innen løfting og håndtering.

Undervannskameraer, -lys og laser og Ex-kameraer.



Imenco AS har sitt hovedkontor på Risøy i Haugesund og avdelinger i Stavanger, Bergen, Aberdeen og Houston. Selskapet har omlag 140 ansatte og omsatte i 2008 for 103,8 millioner (NOK) med et driftsresultat på 10,8 millioner (NOK).

1.2 Avgrensninger

Denne oppgaven omtaler ikke disse forholdene.

Plassering og størrelse av flyteelementer

Verktøyets beskyttelsesramme

Plassering av verktøyets ROV håndtak

Verktøyets egenfrekvens

Slange og interface mot ROV

Dette er elementer det er naturlig å se nærmere på etter at verktøyet besluttes produsert.

1.3 Bakgrunn for oppgaven

Helt siden olje-/gassproduksjonen fra det første undersjøiske feltet ble åpnet i Mexicogulften i 1960- årene har det vært behov for rørledninger på havbunnen. Siden den gang har mange små og store felt kommet til og behovet for rørledninger har økt betraktelig. For å kunne utnytte petroleumsressursene effektivt krever dette ofte installasjoner på svært store havdyp. Særlig de siste 10 årene hvor produksjon av olje og gass har økt i takt med verdens økende energibehov ser man behovet for utbygging på større havdyp. Det har også blitt vanlig å transportere petroleumsprodukter direkte i rørledninger fra undervanns produksjonsfelt og konvensjonelt drevne felt inn til fastlandet eller andre installasjoner. Med tiden har dette medført et stort antall meter rør på havbunnen.

Havet og havbunnen er viktig for store deler av verdens fiskeriressurser, dyre- og planteliv. For at transport av petroleumsprodukter i rør ikke skal representere større risiko for miljøet enn nødvendig, kreves det god sikring og vedlikehold av rørledningene. Det er likevel uunngåelig at rørledninger fra tid til annen skades.

Vanligste årsaker til "Pipeline failure" i Nordsjøen er beskrevet i DnV rapport 3496:

1. Korrosjon.
2. Maritime aktiviteter som for eksempel skader påført fra en trål, et anker eller en fallende gjenstand.
3. Naturkrefter som strøm og bølgebevegelser. Det mest nærliggende er kan hende at havstrøm forårsaker utgraving av bunnen under rørledningen og dermed påføres skader grunnet manglende support.

På denne bakgrunnen utvikles det derfor stadig metoder for fjernstyrt reparasjon og vedlikehold av rør på havbunnen. Mange av rørledningene ligger på større havdyp enn hva dykkere kan oppholde seg og man kan forvente ytterligere innstramning av tillat dykkedybde. Det store havdypet gjør at vedlikeholdsarbeidet kan bli relativt komplisert og tidkrevende. Blant annet tid til transport og installasjon, store dyp og fraværet av dykkere begrenser mulighetene man har til rådighet. Disse utfordringene krever at man må løse oppgavene annerledes en man hittil har gjort.

1.4 Formål

En ny metode for fjernstyrt reparasjon og skjøting av store eksisterende undervannsrørledninger er under utvikling. Metoden går ut på at en eksisterende rørledning, enten på grunn av skade eller som følge av en vedlikeholdsreparasjon kuttet for deretter å skjøtes.

Metoden beskrives kort og kronologisk:

Utgangspunktet er et rør på havbunnen, størrelsesorden 20" – 48" OD. En del av røret er skadet. Den skadde rørlengden skal fjernes og erstattes med en ny rørlengde.

Røret graves frem og rengjøres for utvendig betongkappe.

Et kutteverktøy, typisk en diamantkjedesag, kutter røret på hver side av det skadde området.

Den avkuttete delen av røret fjernes og erstattes med en ny rørlengde.

Den nye rørlengden festes ved hjelp av såkalte skjøtemuffer (Welded & Repair Sleeves). Skjøtemuffene skal delvis entres inn på den eksisterende rørledningen og delvis over skjøtestykket (Pipe Spool).

Skjøtemuffene sveises på hver side, i skjøtestykket og i eksisterende rørledning.

Som et ledd i denne metoden er det behov for et verktøy for fjernstyrt maskinering av rørendene. Dette skyldes at når røret kuttet med en diamantkjedesag vil det medføre en skarp rørkant og ofte noe "skjegg". Skjøtemuffene har i begge ender innvendige tetningsringer. Tetningsringene er skjøre i forhold til røret, og for at de skal kunne entre korrekt og ikke skades må rørenden i forkant maskineres med en skrå entringskant. Denne oppgaven har som formål å utvikle et nytt design for å løse denne oppgaven.

1.5 Metodikk og prosjektgjennomføring

Ettersom den tildelte oppgaven omhandlet et nytt konsept fantes det lite eller ingen konkret informasjon å ta utgangspunkt i da gruppens ideutformingsfase begynte. Gruppen valgte derfor å studere ulike kjente bearbeidingsmetoder med formål å finne en egnet bearbeidingsmetode som kan danne utgangspunkt for videre designutforming.

Gruppen tilegnet seg god kunnskap om ulike avvirkningsmetoder og brukte den tilegnede kunnskapen til å fatte beslutninger.

Utgangspunkt er at det samme verktøyet skal benyttes på samtlige rørdimensjoner fra 20" til 48" med minimale og aller helst uten større modifikasjoner. Ut ifra hva oppgaveteksten sa om mobilitet, håndterbarhet samt tilpassningsdyktighet med hensyn til bruk på ulike rørdimensjoner var det en stor utfordring å designe en passende innspenning- og drivenhet.

Utvendig avfasing av røret hadde første prioritet. Gruppen valgte derfor å designe verktøyet med utgangspunkt i en utvendig avfasing. Samtidig ble det sett på muligheten for å bruke det aktuelle designet også ved innvendig avvirking. Ved innvendig avvirking er det viktig at verktøyets byggehøyde holdes på et minimum dette gjelder særlig ved bruk på de minste rørdimensjonene.

Med god kunnskap om ulike avvirkningsmetoder og designkriteriene i bakhodet ble det utarbeidet grovskisser og foretatt beregninger. Gruppen konsulterte tett med ulike fagpersoner innenfor ulike områder. Dette ble gjort for å finne gjennomførbare løsninger på de utfordringene som dukket opp.

Neste steg i prosessen var å bringe oppgaven fra grove skisser og beregninger inn i Autodesk Inventor 10. I Inventor ble komponentene modellert i 3D og satt sammen i en sammenstilling. Underveis i prosjektet ble det nødvendig å gjøre enkelte designjusteringer. I slike tilfeller er Inventor et egnet verktøy. Fra programmets grensesnitt kan det enkelt endres på enkeltkomponenter og justere designet deretter.

I ANSYS Workbench ble det foretatt FEA (Finite Element Analyse). Ved å importere sammenstillingsfiler fra Inventor til ANSYS kan man kjøre ulike styrkeanalyser. Simuleringen skjer forenklet beskrevet ved at man definerer opplagringspunkt, krefter og komponentmateriale for deretter å kjøre analyser. Ut fra analysene får en blant annet spenningsbilder av komponenter, og hvor spenningen er størst. Det ble kjørt stressanalyser på kritiske komponenter og sammenlignet spenninger og deformasjon med de utførte håndberegningene.

AutoCAD 2009 ble brukt til å tegne hydraulikksystemet. AutoCAD er et rent 2D tegneprogram egnet for å tegne oversikter av sammensatte systemer. Programmet støtter bruken av biblioteker og i disse finnes hydrauliske ISO-symboler som forenklet denne oppgaven.

Gjennom prosjektperioden har gruppen forholdt seg til prosjektplanleggingsverktøyet MS Project og diverse andre EDB- programmer for dokumenthåndtering blant annet MS Word, Excel, Power-Point og Dropbox. Av sikkerhetsmessige hensyn har det blitt foretatt jevnlig online backup av dokumenter og tegninger.

2. Avvirking

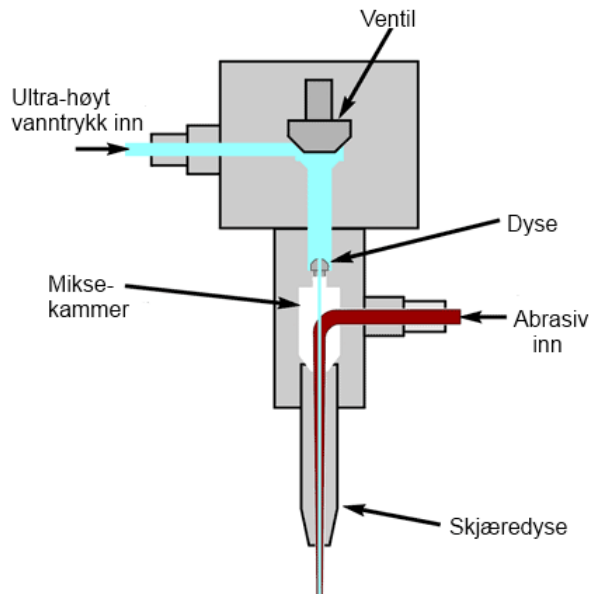
I utgangspunktet ble det vurdert tre ulike avvirkningsmetoder:

- Vannskjæring (Abrasive Water Jet Cutting)
- Fresing
- Sliping.

Andre metoder for avvirking som plasmakutting og skjærebrenning ble vurdert som for kompliserte. Det begrunnes med den høye vekten og konstruksjonsutgiftene en slik løsning ville fått sett opp mot den relativt beskjedne operasjonstiden verktøyet vil ha i løpet av sin levetid. Ved en løsning vil ikke energiforsyning fra ROV'en være tilstrekkelig.

2.1 Vannskjæring

Vannskjæringsteknologien kan brukes på alle typer stål. Metoden er relativt utbredt også i offshore-/ subseaindustrien. En høytrykksvannstråle, typisk 3000-4000 bar, blir tilsatt abrasiver som skjærer igjennom så og si alle materialer. Det gjøres uten varmeutvikling og er et nøyaktig kutt som ikke gir herding i det kuttede materiale.



Bilde 1 Illustrer vannskjæringsprinsippet.

Ved skjæring under vann kan utstyret betjenes ved hjelp av en ROV. Vannforsyningen må imidlertid leveres fra overflaten. Skjæredysen trenger liten plass og kan tilpasses ulike systemer for fjernstyring. Ved skjæring på store havdyp kreves da lange slanger og høyt trykk. Systemet blir dermed fort for tungt og komplisert til at metoden er egnet i dette verktøykonseptet.

Vannskjæring som avvirkningsmetode er forkastet pga. kravet om enkelthet, vekt og fleksibilitet. Videre er metoden vanskelig å bruke innvendig i rør uten å skade rørets overflate lenger inne. Avleiringer av abrasiver vil være ugunstig og metoden krever stor sikkerhetssone ved bruk på dekk. Systemet er hurtigskjærende, dermed er det fare for å ta av for mye og gjøre skade på den gjenværende rørdelen.

Vannskjæring utført under vann vil med dagens teknologi gi forholdsvis grov overflate til forskjell fra den forholdsvis fine overflaten en får ved å benytte vannskjæring i luft der det er vanlig å operere med en maskineringsnøyaktighet på 0,2 mm.

Den materialoverflaten man kunne oppnå ved å benytte denne avvirkningsmetoden ville vært for grov til at de innvendige pakningene i skjøtemuffene som skal tres inn på rørenden ville ha entret uskadet.

Det gjenstår da to alternative metoder for å fase av røret, sliping eller fresing.

2.2 Sliping

Det finnes ulike slipeskiver på markedet. Både skiver som brukes opp dvs. endrer diameter ettersom de brukes, og hardmetall/ HSS/ diamantbelagte rondeller av ulike former og størrelse med tilnærmet konstante dimensjoner. Felles for disse er at overflaten består av en mengde små slipekorn hvor hvert korn kan betraktes som et lite skjær. Disse vil imidlertid ha ulik form og orientering slik at kornene får ulike eggvinkler. I tillegg har kornene ulik plassering radielt i forhold til rotasjonsaksen slik at skjærehastigheten blir svært ulik avhengig av plasseringen for det enkelte korn som skjærer ettersom skiva slites. Kuttdybden ved sliping er forholdsvis liten (0,005-0,05 mm) og vil også variere med det enkelte korns plassering og orientering. Inngrepsdybden er også avhengig av hvor stor normalkraft som slipeskiva presses mot arbeidsstykket med. Effektforbruket ved sliping er typisk ca. 10 ganger større enn de andre sponfraskillende bearbeidingsmetodene. Mechanical Engineers' Handbook, angir typisk effektforbruk ved sliping til 0,46 kW/cm³/min.

ROV'en kan forsyne verktøyet med:

$$P = p \times q = 150 \text{ bar} \times 30 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 4500 \text{ W}$$

Dersom det antas at man kan bruke halvparten til drift av selve slipeprosessen vil det kunne fase av ca. 10 cm³/min og dermed få en bearbeidings tid på de største rørene på ca. 33 minutter.

Det er vurdert to ulike slipekonsepter:

Liten diamantbelagt sylinderrondell med svært høy omdreining for å få høy nok skjærehastighet. Disse finnes i mange størrelser med en diameter fra ca. 10 mm og større.

Avvirkingsmessig er en i nærheten på de minste rørene men ikke på de større dimensjonene.

For å få stor nok avvirkning innefor akseptabel bearbeidings tid kreves det en større tradisjonell sylindereformet skive der kornene er fiksert i en bindingsmasse. Det kreves forholdsvis stor normalkraft for at matingen skal bli stor nok til å oppnå tilstrekkelig avvirket volum og det medfører store tangensielle reaksjonskrefter. Metoden vil kreve stabil verktøyramme og innfesting mellom verktøy og rør må være svært god. Vektbegrensing på verktøyet, varierende dimensjoner på rør og varierende overflatebeskaffenhet på rørendene gjør at sliping vurderes som en lite egnet avvirkningsmetode for dette konseptet

Videre vil sliping gi lite presis avvirkning ettersom radien på slipeskiven endres ved bruk. Etter hvert som skiven slites ned oppstår utfordringer med hensyn på å sikre en bestemt posisjon av ytterkanten av rondellen i forhold til røret og dermed sikre en presis avvikning.

2.3 Fresing

2.3.1 Horisontal- og vertikalfresing

Man skiller mellom ulike fresemetoder avhengig av drivmotorens akseretning; vertikal- / horisontalfresing.

Ved vertikalfresing brukes vanligvis såkalte pinnfreser. Disse fresene har vanligvis relativ liten diameter og høy rotasjon og har skjær både i enden og på sidene.



Bilde 2 Pinnfreser

Det finnes også sylindriske fresehoder med skjær bare på sidene.

Felles for disse er at drivakselen må ha en vinkel i forhold til rørets lengdeakse når en ønsker en avfasing av rørenden som er tilfellet her. Drivakselens vinkel må endres dersom vinkelen på fasen, α , skal endres.

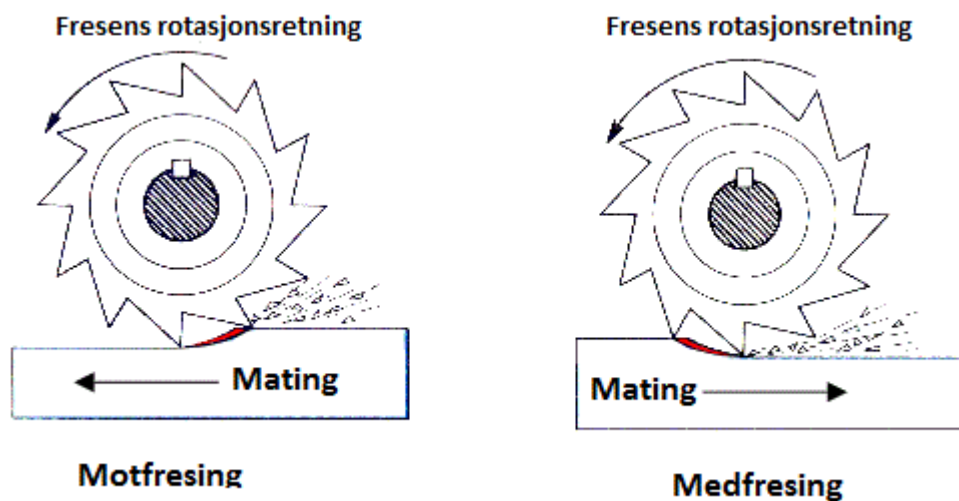
Fresing kan også foretas med et fresehode der skjærene er vinklet i forhold til fresehodets sentralakse. Dersom en ønsker andre fasvinkler må en benytte andre fresehoder med andre vinkler. Med denne løsningen er det ikke nødvendig med en tiltbar fres, en unngår dermed muligheten for slark i tiltemekanismen som kan gi opphav til vibrasjoner.

Ved vertikalfresing vil fresens drivmotor bygge i en ugunstig retning med hensyn til byggehøyde på verktøyet.

Horisontalfresing velges på bakgrunn av stabil innfestning samt gunstig løsning med tanke på verktøyets byggeretning.

2.3.2 Mot- og medfresing

En annen inndeling av fresemetoder er på bakgrunn av bevegelsen fresehodet har i forhold til arbeidsstykket. Matingens retning i forhold til fresens rotasjonsretning gir inndeling i mot- og medfresing. Matingens retning har innvirkning på hvordan tykkelsen på sponet som fjernes fra arbeidsstykket blir, på tykkelsen ved tenneses inngrep i arbeidsstykket og om denne øker eller minker.



Bilde 3 illustrerer mot-/ medfresing

Motfresing:

Fresens rotasjonsretning er motsatt av matingens retning

Her øker spontykkelsen fra 0 ved inngrep i arbeidsstykket til maksimal spontykkelse ved avslutning av kuttet

Fordeler:

- Skjæreggenes inngrep påvirkes ikke av arbeidsstykkets overflateegenskaper da inngrepet foretas i et allerede bearbeidet område
- Glødeskall eller andre forurensinger i overflaten vil ikke påvirke verktøyets standtid
- Skjæreforløpet er svært mykt og gir en jevn og vibrasjonsfri gange så lenge verktøyeggene er skarpe

Ulemper:

- Verktøyet har en tendens til å skli på overflaten, særlig dersom matingen er stor
- Arbeidsstykket vil dras opp mot fresen slik at det er viktig med stabil innfesting
- Spon faller bak matingen og vil derfor kunne gi problemer med sponevakuuming
- Høyere effektforbruk på grunn av større friksjon fordi inngrepet går fra null til full spontykkelse og tenneses skraping langs arbeidsstykket like før inngrep
- Den bearbejdede overflatens finhet forringes av tenner som skraper på overflaten like før inngrep i arbeidsstykket

Medfresing

Matingen og fresens rotasjon har samme retning

Her er største spontykkelse ved inngrep som reduseres til 0 ved avslutning av kuttet

Fordeler:

- Ved medfresing vil den bearbejdede overflaten bli mye finere enn ved motfresing på grunn at den enkelte skjæreegg ikke skraper i den ferdig maskinerte overflaten. Dette forutsetter imidlertid plane eller lite kurvede overflater
- Sponavgangen skjer i samme retning som matingen til verktøyet og vil derfor ikke påvirke freseprosessen
- Mindre slitasje på verktøyet enn ved motfresing dersom arbeidsstykket ikke har glødeskall
- Lavere effektforbruk enn motfresing

Ulemper:

- Da inngrepet skjer med full spontykkelse kan vibrasjoner lett oppstå dersom innspenningen ikke er stabil nok
- Medfresing bør ikke benyttes dersom arbeidsstykket har et ytre glødeskall fordi et slikt glødeskall er herdet materiale og vil kunne forårsake ustabilitet og dermed redusert levetiden på verktøyets skjæreegger

2.3.3 utfordringer ved valg av fresemetode

Under vanlige driftsforhold i verksted-/ maskineringsindustrien foretrekkes i all hovedsak medfresing. Argumentene som brukes er først og fremst effektforbruk, overflatefinhet og sponavviklingen som skjer i samme retning som mating og fresens rotasjon. Spon kan dermed ikke komme i klem mellom tenner og arbeidsstykket eller dras med av fresens rotasjon.

Ved operasjon av verktøyet vil en arbeids – ROV holde seg posisjonert ved hjelp av en thrustereffekt på ca. 50 kW. Videre vil fresens inngrep på rørenden ha en avstand til havbunnen på minimum ca. 1,5 m (OD på minste rør + verktøyets byggehøyde ut fra røret+ klaring til bunnen). Bruk av ROV'ens thrustere vil skape turbulente strømminger som sammen med de geometriske forholdene vil bidra til at avvirket spon på en effektiv måte fjernes fra rørenden. Muligheten for at avvirket spon kommer i konflikt med nye inngrep i arbeidsstykket er derfor vurdert som liten.

Man bør imidlertid være oppmerksom på at spon kan legge seg mellom klemrullene og rørveggen. Dette kan føre til at klemrullene må rulle over spon. Ved mye spon på røret kan dette være ugunstig for operasjonen. En bør da vurdere hvorvidt det er behov for å montere en skrape som fjerner spon fra røroverflaten.

Effektforbruket pr. avvirket volumenhet blir vurdert som en lite relevant parameter da den totale driftstiden av verktøyet blir svært liten i forhold til forventet levetid.

Når det gjelder kravene til overflatefinhet er disse ikke entydig definert.

For at pakningen skal entre godt uten å bli skadet trenger ikke overflaten være svært fin men samtidig må ikke overflaten være for grov da dette vil medføre at det må brukes unødvendig store krefter på skjøtestykket som skal tres inn på røret. Pakningene kan ikke påføres et glidemiddel som for eksempel grease fordi dette vil være ugunstig for sveisingen som skal utføres senere i reparasjonssekvensen.

Et viktig moment under utviklingen av verktøyet har vært faren for vibrasjoner på grunn av at verktøyet ikke har stabil nok innfesting på rørenden. Store vibrasjoner kan føre til at verktøyet faller av eller at verdifull tid går tapt ved at verktøyets posisjon må korrigeres av ROV'en.

Hensynet til vibrasjon er hovedargumentet for at motfresing velges som fresemetode.

Røroverflaten vil kunne ha et ytre glødeskall eller skjegg som følge av den forutgående kutteoperasjonen. Dette kan medføre at verktøyets utsettes for vekslende belastning under drift. Kraftene fresen utsettes for blir mindre dersom motfresing benyttes under de forventede driftsforhold.

Beregnet avvirket volum ved $\alpha = 30^\circ$ som er den største avfasingen verktøyet designes for:

- 20"rør- $138,2 \text{ cm}^3$
- 48"rør- $331,7 \text{ cm}^3$

2.3.4 Valg av fresehode og freseparametre

Det ble tatt kontakt med Dormer som er en av de største leverandørene i Norge av sponskjærende verktøy. Det ble avtalt og gjennomført flere møter med deres representant i Haugesund ved (Maskinforetningen Thv. Christensen- Tools) Bent Tørresdal.

Bakgrunnen for møtene var en viss usikkerhet med hensyn til hvilken skjærhastighet de ulike fresene tålte under de aktuelle driftsbetingelsene.



Bilde 4 Dormer D552 vinkelendfres

Gruppen hadde på forhånd plukket ut en fres, Dormer D552 som er av typen vinkelendfres som leveres i størrelser fra 50 til 160 mm. Fresen med diameter 63 mm er den minste utgaven med riktig vinkel α . Standardutgaven av denne er utført i et koboltbelagt high-speed stål som i henhold til Dormer garanterer en standtid på 30 minutter ved en skjærhastighet på 29 skjæremeter pr. minutt.

Skjæremeter er et mye brukt begrep i maskineringsammenheng og er gitt som:

$$V_c = D \times n \times \pi$$

Der:

V_c	Skjærehastighet	m/min
D	Diameter på fresen	m
n	Omdreininger	$^\circ/\text{min}$

Den garanterte standtiden fra Dormer tar utgangspunkt i vanlige verkstedsforhold.

Utgangspunktet for valg av fres, skjærehastighet, mating og freseretning er å minimere muligheten for vibrasjon:

Stor egenvekt på fresehodet vil være gunstig dersom det forutsettes at massen er rotasjonssymmetrisk. Svært stor skjærehastighet eller mating kan øke faren for vibrasjoner ved ubalanse.

Det ble på denne bakgrunnen valgt 100 mm utgaven som et kompromiss mellom ulike hensyn for et utgangspunkt i det videre konstruksjonsarbeidet.

En større utgave av fresen ville ha medført ugunstige mål på bredden av rammen i forhold til de rørdimensjonene som skulle maskineres.

En mindre utgave vil ha færre skjær/ antall tenner og dermed lettere føre til at standtiden på fresehodet blitt for kort. Videre ville en liten størrelse økt faren for at fresen ikke ville være i fullt inngrep dersom det skulle oppstå ustabile driftsforhold. Dersom nesten hele skjæret må være i inngrep for å fjerne material fra røret vil det lett kunne oppstå en situasjon ved ustabile driftsforhold som fører til at en ikke får avvirket alt. Fresen kan dermed skades idet kanten på skjæret igjen kommer i inngrep. I så fall vil fresen "klatre" eller "slå ut" og det vil være fare for at operasjonen må avbrytes.

Mating pr. tann er en viktig parameter både for total bearbeidingstid og faren for vibrasjon forårsaket av reaksjonskreftene. Reaksjonskreftene øker ved økt mating.

Etter en samlet vurdering har gruppen etter å ha konsultert Tørresdal kommet frem til at en tar utgangspunkt i en mating pr. tann på 0,025 mm. Dette er svært lite i forhold til vanlige produksjonsforhold hvor det er vanlig med mating på ca. 0,05 – 0,1 mm pr. tann. Ved å benytte svært lav mating pr. tann reduseres faren for vibrasjoner.

For å oppnå tilfredsstillende avvirkning spesielt med tanke på de største rørene og den valgte matingen vil det være nødvendig med høyere skjærehastighet enn Dormer i utgangspunktet anbefaler. Fresen kan som spesialutgave leveres i en utgave med Titankarbonsnitrid (TiCN). Dette belegget fører til at friksjonskoeffisienten mellom freseskjær og arbeidsstykket minker samtidig som seighet og slitestyrke øker. Fresen tåler da en langt høyere skjærehastighet, og Dormer regner med en faktor på 2,0 i forhold til standardutgaven altså at fresen tåler $2 \times 29 = 58$ skjæremeter pr. minutt med 30 minutters standtid. Denne standtiden tar utgangspunkt i vanlig mating pr. tann (0,05-0,1 mm).

Etter konsultasjon med Tørresdal kom gruppen fram til at en passende rotasjon av fresen ville være 150 rpm.

For å kunne maskinere de største rørdimensjonene med en mating på 0,025 mm pr. tann vil den totale bearbeidings tiden på et 48" rør bli:

$$T = \frac{o}{n \times N \times s_z} = \frac{3830,3 \text{ mm}}{150 \text{ rpm} \times 22 \text{ tenner} \times 0,025 \text{ mm}} = 46,4 \text{ min ved } 150 \text{ rpm.}$$

Beregning av fresehodets standtid:

Den mest brukte beregningsformelen for verktøyets standtid er ved hjelp av Taylors' formel:

$$T^n \times V_c = C$$

Der:

V_c [m/min]	Skjærehastighet
T [min]	Eggvarighet
C [-]	Konstant
n [-]	Konstant som følger av de spesifikke fresebetingelsene: Fres, materiale i arbeids stykket, skjærehastigheten, kjøling, smøring etc.

Fresehodet har med den valgte utgaven ulik skjærehastighet i ulike punkt i inngrepet. Det er beregnet en midlere skjærehastighet midt i inngrepet, det anses for å være en god tilnærming til virkeligheten.

Den midlere skjærehastighet beregnes:

$$V_c' = 150 \times \pi \times \frac{(100 - 2 \times \tan(30^\circ) \times 5) + (100 - 2 \times \tan(30^\circ) \times 5 - 2 \times 10)}{2}$$

$$= 39690 \text{ mm} \approx 39,7 \text{ m}$$

Dormer oppgir ingen data som kan brukes i en beregning ved hjelp av Taylors ligning. Ut fra Mechanical Engineering's Handbook er det rimelig å anta at levetiden kan beregnes konservativt med $n = 0,4$, dette gir $C = 226$

Med utgangspunkt i $C = 226$ blir levetiden:

$$T = \left(\frac{C}{V_c}\right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{226}{39,7}\right)^{\frac{1}{0,4}} = 77,3 \text{ min}$$

Beregning av eggvarigheten har imidlertid en rekke feilkilder, og det antas derfor at den valgte fresens levetid for å være lenger enn beregnede tiden. Dette begrunnes med:

- Vesentlig bedre kjøling enn under normal drift.

- Svært liten mating pr. tann vil være gunstig med hensyn til standtid. Dette forholdet blir ikke tilstrekkelig tatt hensyn til i Taylors' formel.
- Avansert materiale i skjæreeggene vil gi avvik. Gyldigheten er imidlertid dårligere jo mer komplekse materialer som brukes i skjæreeggene på fresen, Taylor publiserte sin formel i 1907.

Det har fra flere ulike hold vært gjort forsøk på å forbedre Taylors' formel ettersom nye materialer har blitt tatt i bruk. Så langt har det ikke vært mulig å finne en beregningsformel for forventet levetid som tar hensyn til de spesielle betingelsene i denne oppgaven. Det fremgår av den litteraturen som har blitt gjennomlest under arbeidet at n- verdien må bestemmes eksperimentelt, men alle data indikerer en lengre standtid enn beregnet. Dersom det skulle vise seg at standtiden blir for kort til å bearbeide begge rørendene ved de største rørdimensjonene må verktøyet tas opp for å bytte fresehodet.

Standtiden til fresehodet kan bare avklares gjennom forsøk, men gruppen vurderer at muligheten for en videre freseoptimalisering med hensyn både på rotasjon og mating vil gjøre skifte av fresehode unødvendig selv ved bruk av det samme fresehodet på to 48" rørender.

Med den valgte løsningen for fresing må man benytte andre fresehoder dersom man ønsker andre vinkler på avfasingen. Disse kan leveres som spesialutgaver fra Dormer.

Fresingen skal foretas i en operasjon. Det vil si at hele avvirkingen foretas ved en omdreining på rørenden. Bakgrunnen for dette er at dette vil sikre at kuttet blir så presist som mulig. Jo mer kompleks selve freseoperasjonen blir jo større blir også muligheten for at "noe" kan gå galt under operasjon. En bearbeiding av røret gjennom flere omdreininger vil også medføre at en ved betjening av freseverktøyet må kunne styre eksakt posisjonering av fresehodet i flere steg. Dette vil igjen medføre at verktøyet må ha flere komponenter for å kunne bestemme denne posisjonen og et enda høyere krav om stabilitet av verktøyet inn mot rørenden. Verktøyet ville derfor blitt tyngre og mer komplekst å operere.

3. Konsept og design.

3.1 Utforming

Utfordringen ved utformingen av hovedstrukturen låg i at man ønsket minst mulig modifikasjoner mellom rørdiametrene og at innfestningen ble stabil nok. Det ble vurdert flere ulike typer utforminger på hovedstrukturen. De 3 mest aktuelle løsnigene var:

En løsning der verktøyet spennes fast mot rørets innervegg.

En løsning der verktøyet spennes fast rundt hele røret.

En løsning der verktøyet klemmes fast mot rørkanten.

Et verktøy som ville bli spent fast mot rørets innervegg måtte vært svært lite og kompakt for å få innpass i de minste rørene. Plassbegrensninger innover i røret ville skapt problemer for en slik løsning.

Ved en løsning der verktøyet spennes fast rundt røret ville man oppnå en svært stabil innfestning. Men de kreves store modifikasjoner ved bruk på ulike rørdiametre.

Ved fastklemming på rørenden fås en stabil innfestning av verktøyet og modifikasjoner ved endrede av rørdimensjoner er minimale. Utfordringen ved en slik løsning er at byggehøyden på innsiden av røret, da verktøyet må få innpass i et 20" rør.

Det ble konkludert med at den best egnede utformingen på verktøyet ville være en fastklemming på rørkanten. Man ville da oppnå stabil innfestning mor samt at modifikasjonene ved endrede rørdimensjoner blir holdt på et minimum.

Ulike løsninger ble vurdert; en eller to "klemruller" samt en eller to "drivruller". Ut ifra konstruksjonsmessige årsaker fant gruppen at den beste løsningen var å bruke to klemruller og en drivrulle. Ved å bruke en drivrulle fremfor to ble fremdriften av verktøyet på røret, rotasjonen enklere og mer robust. En synkronisering mellom to ruller eller en kraftoverføring fra en drivrull til en annen ville legge begrensinger på designmuligheter og i tillegg øke vekten på verktøyet.

For å opprettholde stabiliteten i fastklemmingen mot røret ble det videre valgt å designe verktøyet med to klemruller. Disse måtte kunne flyttes vertikalt og samtidig gi nok klemkraft til at verktøyet satt godt nok fast under freseoperasjonen.

3.2 Friksjonskoeffisient mellom drivrull og rør

Det ble tidlig i oppgaven klart at friksjonskoeffisienten en legger til grunn mellom rør og ruller ville bety mye for de øvrige beregningene av verktøyet.

Etter mye informasjonssøk ble et klart at det foreligger svært lite informasjon om den situasjonen man her er stilt ovenfor. Valget ble da enten å foreta egne forsøk med tilhørende beregninger eller å forholde seg til beste tilgjengelige data. Det ble i denne sammenheng konsultert med Imenco som har erfaringsverdier basert på egne forsøk. Der ble det oppgitt at dersom en bruker friksjonskoeffisient lik 0,1 er dette svært konservativt. Denne verdien brukes videre i oppgaven.

Siden friksjonskoeffisienten er så grunnleggende for de videre beregningene vil dette konservative valget medføre en allerede innebygget sikkerhetsfaktor. Til sammenligning er friksjonskoeffisienten for tørt stål mot tørt stål 0,8 og smurt stål mot stål 0,16.

I friksjonskoeffisientene nevnt ovenfor er det tatt utgangspunkt i forholdsvis plane flater uten noen form for maskinert overflatestruktur. Ved å maskinere en struktur på rullenes overflate vil de ved en påtrykt kraft mot røroverflaten kunne deformere denne slik at den statiske friksjonskoeffisienten vil øke vesentlig.

3.3 Ramme

Verktøyet bør veie minst mulig for å kunne oppfylle kravet om mobilitet og håndterbarhet. Dette måtte imidlertid bli en avveining der en brukte ingeniørskjønn og veide for og imot med hensyn til stabilitet og materialvalg. Designes verktøyet for smalt og kompakt går dette ut over stabilitet og styrken. For stort og bredt medfører høy vekt, mindre håndterbart og lite fleksibelt med hensyn til de minste rørdimensjonene. Vedrørende materialvalg er det viktig at verktøyets bæreramme er utført i et materiale som er tilstrekkelig stivt. Rammen bør ha en tilstrekkelig evne til å motstå korrosjon. Aluminium som rammemateriale ble vurdert men på tross av sin lave egenvekt og korrosjonsbestandighet forkastes aluminium på grunn av dårlig stivhet. Titan ble vurdert men forkastet på grunn av kostnader.

Valget falt på et Duplex 2205 stål, et korrosjonsbestandig konstruksjonsstål med gode styrkemessige egenskaper

Det vil også være aktuelt å bruke stål av 316 kvalitet til rammen men dette medføre økt vekt dersom styrken skal bli like stor som ved bruk av Duplex 2205 kvalitet.

3.3.1 Duplex. Kvalitet 2205

Duplex er et svært egnet korrosjonsbestandig materiale til konstruksjonsbruk. Det kombinerer de beste egenskapene fra ferittiske og austenittiske stål. Ordet Duplex henspiller på blandingsstrukturen som er ca. 50 % feritt og 50 % austenitt.

Duplex kvalitet – 2205 er en typisk representant for Duplex stålene. Duplex kvalitetene kjennetegnes av høy styrke samtidig som de er adskillig mer korrosjonsbestandig enn et konvensjonelt konstruksjonsstål. 2205-kvaliteten inneholder en relativt lav andel av legeringselementer i forhold til enkelte andre Duplex kvaliteter noe som gjør det enklere å bruke i konstruksjonssammenheng da dette gir mindre problemer med tanke på diffusjon i HAZ ved sveising.

Kjemisk sammensetning:

$$C = 0,03, Cr = 22\%, Ni = 5,5\%, Mo = 3\%, N = 0,12\%.$$

$$R_{0,2} = 450 \text{ MPa}, R_m = 650 \text{ MPa}$$

PRE – verdi:

$$PRE = \%Cr + 3,3 \times \%Mo + 16 \times \%N$$

$$PRE = 22\% Cr + 3,3 \times 3,0\% Mo + 16 \times 0,14\% N = 34,14$$

Som sammenføyningsmetode av rammens hovedstruktur benyttes buttsveissveis med full gjennombrenning i materialet.

I følge NS 3472, 12.6.3: ”kapasiteten av en buttsveis med full gjennomsveising er lik kapasiteten av den svakeste av de platedeler som inngår i forbindelsen”

På grunnlag av NS 3472 er det ikke beregnet sveiser i denne strukturen.

Anbefalte sveiseparametre:

	Bueenergi	Interpass temperatur
SAF2205	0,5 – 2,5 Kj / mm	< 250 °C

Alle steder i rammen hvor det er tette hulrom må det lages hull. Det må gjøres for å utligne den høye trykkdifferansen som ellers ville ha oppstått ved nedsenkning på store havdyp. Hullene bør plassere på en slik måte at verktøyet lett dreneres på dekk og kan benyttes ved spyling etter bruk. En må også ta hensyn til at luft enkelt kan evakuere ved senkning gjennom plaskesonen. Det er viktig at hullene ikke plasseres slik at de svekker konstruksjonen.

3.4 Aksler.

Til akslene er det valgt å bruke et EN 1.4418. Det er et seigherdet korrosjonsbestandig QT stål som brukes mye som akselstål som leveres av Norsk Stål. Stålet har høy styrke, lavt karboninnhold og en blandingsstruktur av 80 % martensitt, 10 % austenitt og 10 % feritt. Stålets motstandsdyktighet mot korrosjon kan sammenlignes med det mer kjente 304 stålet, hvilket anses som god nok da verktøyet ikke utsettes for korrosive miljø i særlig lang tid av gangen.

Stål kvaliteten leveres fra Norsk Stål i standard størrelser med minimum diameter 20 mm

Data for EN 1.4418

Mekaniske egenskaper			
$R_{0,2}$		R_m	
620 N/mm^2		830 – 1030 N/mm^2	
Kjemisk analyse			
C	Cr	Ni	Mo
0,03 %	16 %	5,0 %	1,0 %

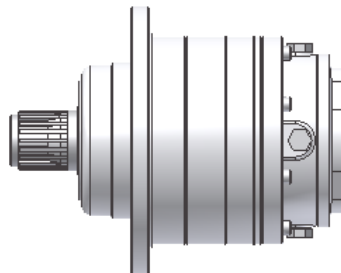
3.5 Drift

3.5.1 Rotasjon av verktøyet

Motor- og girvalg ble foretatt på bakgrunn av freseberegninger. Avgjørende faktorer er mating og rullenes diameter.

I konsept og designfasen ble det klart at det var nødvendig med en utveksling mellom drivrullen og drivmotor for å få tilstrekkelig høyt dreiemoment på drivrullen. Rullen skal ha en svært lav rotasjonshastighet for å få passende mating på freseoperasjonen. De mest ugunstige forholdene for verktøyet vil være under drift på land idet verktøyet er på vei opp, halvveis opp på røret, klokken 9. Dette skyldes både gravitasjonens retning og rørets geometri samt at verktøyets vekt i luft er større enn verktøyets vekt i vann. I dette punktet vil friksjonskraften ha samme retning som gravitasjonen. I denne situasjon er det behov for størst dreiemoment

3.5.2 Gir



Figur 1 RR65T MS gir fra Sauer-Danfoss.

De ble vurdert ulike utvekslingsløsninger for å oppnå ønsket rotasjon av verktøyet.

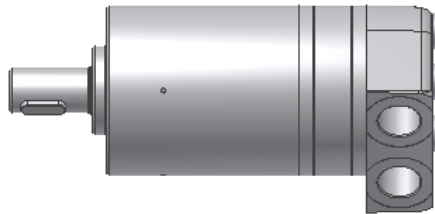
- Tannhjulsutveksling
- Reimdrift
- Snekkegir
- Planetgir

Tannhjulsutveksling og reimdrift ble ansatt for å være sårbart og lite gunstig konstruksjonsmessig. Etter konsultasjon med Sauer-Danfoss ble de anbefalt å bruke et planet gir under de forutsatte driftbetingelser.

3.5.3 Drift av fres

Fresens effektbehov er relativt beskjeden og kan drives direkte av en hydraulikkmotor uten noen form for utveksling. For tilpassning mellom fresemotor og fresehode benyttes en overgang med kort byggelengde som vil redusere faren for vibrasjoner. Det kan være ønskelig å endre fresens turtall. Dette kan skyldes bruk av andre fresehoder eller for å unngå kritisk turtall. Det oppnås ved å benytte en proporsjonal reguleringsventil.

Det er valgt å benytte to identiske motorer fra Sauer-Danfoss, type OMM 50. Motorene kan leveres med innebygget sensor for turtallsovervåking. Ved valg av motorer er det lagt vekt på lav vekt, kompakt bygget og god tilgang på reservedeler. Ved å benytte to identiske motorer holdes antall komponenter på et minimum.



Figur 2 OMM 50 motor fra Sauer-Danfoss.

3.6 Utforming og innfesting av ruller

3.6.1 utfordringer og parametre

Verktøyet har to ulike typer ruller; en drivrulle og to klemruller. For å bestemme rullenes ytre dimensjoner er det flere ulike forhold det må tas hensyn til.

❖ Ulik rørdiameter

Rør som skal bearbeides har størrelse fra 20" til 48" OD. Dette medfører at verktøyet må følge ulike krummingsradier ved operasjon. Det er særlig de minste rørene som er bestemmende for plassen tilgjengelig for freseenheten. Som det tidligere er beskrevet er det valgt en løsning med to klemruller på utsiden av røret og en drivrulle inne i røret.

❖ Styrke og geometri

Innledningsvis ble det stipulert at minste aktuelle rullediameter på klemrullene var ca. 50 mm med tanke på at det skulle være plass til en aksel gjennom rullen i tillegg til et glidelager mellom aksel og ytre delen av rullen. Det må også være tilstrekkelig styrke i denne ytre delen av rullen slik at det ble nødvendig med en viss godstykkelse i overflaten. Rullenes overflate kan maskineres, slik oppnås en struktur som gjør at rullene til en viss grad vil deformere rørets overflate slik at verktøyet sitter godt fast.

❖ Verktøyets vekt

Det ble videre antatt at største aktuelle OD på rullene ville være ca 100 mm først og fremst med tanke på å holde vekten på verktøyet nede. Rullenes vekt har et ikke uvesentlig bidrag til totalvekten. Rullenes lengde vil også være en viktig faktor for verktøyets totalvekt samt verktøyets totale byggelengde.

❖ Plassering på rørenden

Videre ville det være gunstig at klemrullene har en noe lenger byggelengde ut fra rammen enn drivrullen slik at det er lettere å plassere verktøyet inn på røret. Tanken er at klemrullene ved påsetting av verktøyet på røret kan fungere som styring for å skli verktøyet inn på røret. Gruppen antok en passende differanse i byggelengde på ca 150 mm ville være passende. Alternativt kunne drivrullen ha lenger byggelengde enn klemrullene, men dette ble ansett som ugunstig fordi drivrullen vil være mindre robust enn klemrullene. Den fremste delen av verktøyet vil være utsatt for store kreftene ved en utilsiktet kollisjon med rørenden under påsetting på røret. Det foreslås derfor at alle rullene påsettes en gummi

For å bestemme akselavstanden mellom klemrullene ble det tatt utgangspunkt i største og minste rørdimensjon. Ulike akselavstander ble skissert og passende akselavstand ble anslått til 300 – 400 mm. Mindre akselavstand gir for liten klaring for fresen. Større avstand gjør det

nødvendig med en stor bevegelse av klemrullene for å tilpasse vektøyet til de ulike rørdiametrene og rørtykkelsene.

Etter en samlet vurdering ble det besluttet å gå opp til 100 mm rullediameter både på klemruller og drivruller hovedsakelig for å få plass til planetgiret mellom fresens motor og giret. Akselavstanden til klemrullene ble bestemt til 400 mm. Faktorene stabilitet under operasjon, plass til fres, fremtidig vedlikehold og tilpasningsdyktighet mellom de ulike rørdimensjonene var de avgjørende faktorene. Lengde på klemrullene ble bestemt til 350 mm, drivrullen til 200 mm. Dette var en avveining der hensynet til plassering på rørenden ble satt opp mot verktøyets vekt og totale byggelengde.

3.6.2 Materialvalg

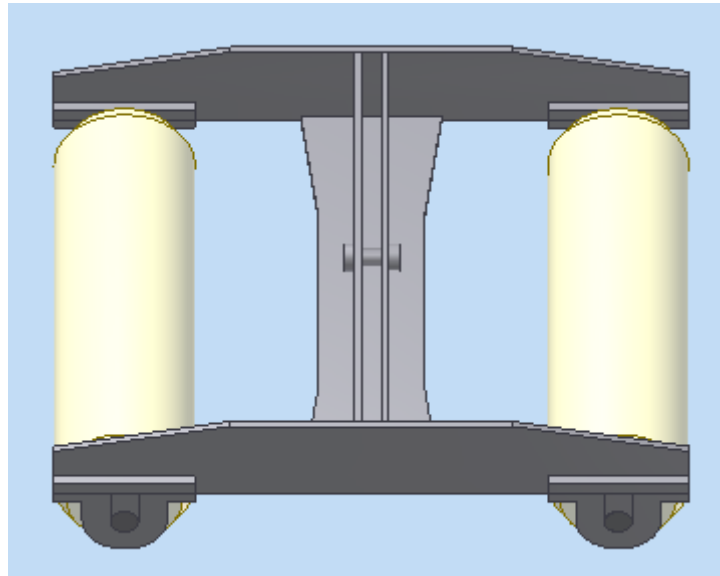
Av vekthensyn er det ikke gunstig å bruke kompakt stål som rullemateriale.

Drivrullen kan utføres i en hard aluminiumslegering. Om nødvendig kan drivrullen ha en ytre foring i Duplex stål. Dette vil være mest aktuelt om en velger å maskinere inn en struktur på drivrullens overflate. En kan i så fall maskinere et tynnvegget Duplex rør som limes eller krympes på en indre kjerne av en aluminiumslegering. Det kan også være mulig å bruke sterk plastkvalitet som kjerne. Ved bruk av plastmateriale på drivrullen må en i så fall se nærmere på innfesting mellom rull og aksel for å få et større kraftoverførende areal.

Det er valgt en hard aluminiumslegering som materiale til drivrullen.

Klemrullene utføres i en vannstabil herdeplast med en hardhet på ca. 60 shore D. Mjøsplast AS kan levere dimensjonsstabile ruller i små serier og har anbefalt plastkvaliteten Baytec PE 89-548. En må imidlertid være oppmerksom på at rullene utført i dette materialet har dårligere mekaniske egenskaper over ca. 40 °C men dette vil bare ha betydning ved operasjon på land. Ved høye temperaturer der verktøyet er utsatt for solskinn vil det derfor være nødvendig at rullene kjøles ned før en klemmer verktøyet fast på røret. Klemmrullene representerer en stor volumandel av verktøyet. Bruk av plast på klemrullene er dermed gunstig med hensyn til å begrense totalvekten.

3.6.3 Rulleramme og rulleddesign



Figur 3 Rulleramme med ruller.

Klemrullene er montert i et oppheng. Opphenget betegnes som ”rulleramme” i denne oppgaven. Rullerammen er hengslet i en bolt som forbinder rullerammen med klemsylinderen. Dermed tillates en viss vippe bevegelse mot rørets lengdeakse. Slik reduseres faren for driftsforstyrrelser dersom spon bygger seg opp på røroverflaten. Rullerammen har støtte mot hver av hoveddrammens to vertikale bjelker. Denne forbindelsen består av glideklosser og glideskinner. Glideklossene er festet til klemrullenes aksler og er utformet slik at det tillates en vinkling av klemrullene i forhold til de vertikale rammebjelkene. Ved å velge en slik løsning reduseres faren for at verktøyet kjører seg av røret. Videre sikres det at klemrullene har full kontakt med røret selv om rammen deforms.

For ytterligere å sikre at verktøyet ikke skal skli av røret under drift kan det være nødvendig med en utforming av rullene slik at verktøyet mates inn på røret. Dette kan oppnås ved at rullenes aksel har et lite vinkelavvik i forhold til normalretningen på planet maskineringen foretas i, eller rullene kan maskineres i overflaten med en heliksstruktur som skrur verktøyet inn på rørenden.

Den valgte aluminiumsdrivrullene velges å utføre med en heliksstruktur. Klemrullene har glatt overflate. Løsningen anses som den best i kombinasjon med den hengslede rullerammen. Løsningen tillater verktøyet å skli inn på røret ved påsetting samtidig med at matingen inn på røret ivaretas. Rullerammen oppnår et vinkelavvik i forhold til normalretningen på planet maskineringen foretas i forårsaket av friksjon mellom klemruller og rørets yttervegg.

For å unngå komplikasjoner forårsaket av skjegg på rørenden er rullene faset på enden samt plasseres de noe innen forbi rørkanten. Avfasingen i framkant på rullene letter påsetting av verktøyet.

3.6.4 Rullenes innfestning mot aksel.

Drivrullens aksel er beregnet til 25 mm OD. Rulletorsjon oppnås ved kilspor og sporkiler. Til overføring av moment mellom aksel og gir benyttes en overgang. Overgangen er satt direkte på girets utgående aksel som er utført med splines. Det er viktig at overgangen ikke tar opp bøyemoment og normalkrefter, kun vriment. Dette oppnås ved presis oppretting i forhold til girets aksel.

Klemrullenes aksler beregnes til 20 mm OD. Det er ingen drift av disse rullene. De roterer indirekte av at verktøyet drives rundt røret.

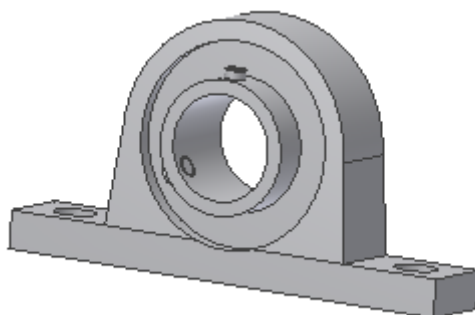
3.7 Lagre

3.7.1 Glidelager



Bilde 5 Deva-tex glidelager.

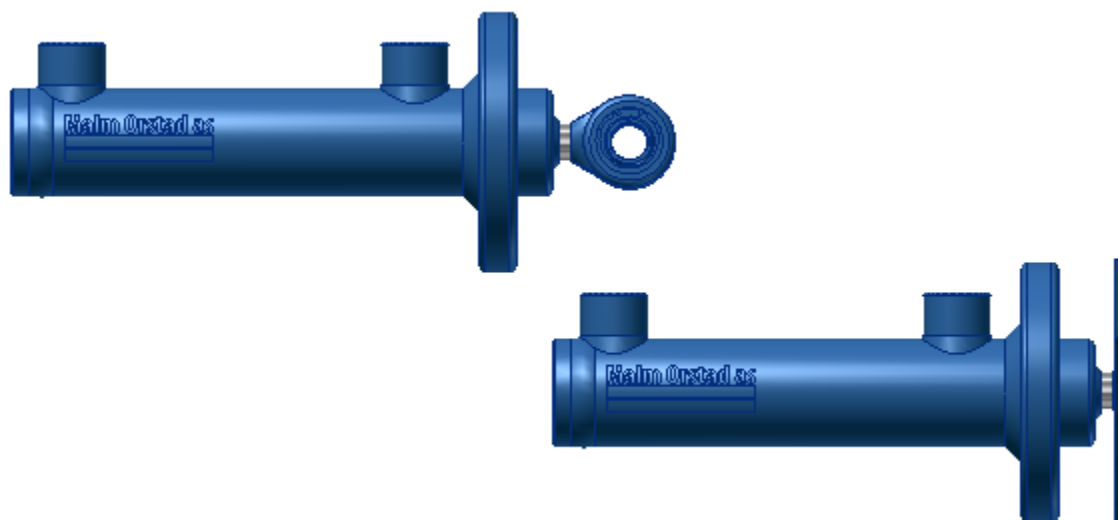
Det benyttes Deva-tex glidelager mellom klemruller og aksler. Glidelageret er laget av glassfiberforsterket kompositt og er selvsmørende. Det er viktig ved valg av glidelager at en sikrer god glideevne selv ved lave hastigheter. Det er også viktig at det er lett å vedlikeholde og ikke minst at lagerets dimensjoner er stabile i vann. Disse egenskapen ivaretas av Deva-tex. Lageret har i tillegg god styrke mot vibrasjoner og slag.



Figur 4 FYH USP S6 kulelager.

Det er benyttet to kulelager av typen FYH USP S6 med pute. Lagrene støtter opp drivakselen og er utført i rustfritt stål. Sammen tar lagrene opp moment og sørger for oppretting av drivakselen i forhold til girets aksel. Det bør vurderes om det er hensiktsmessig å bore inn en dreneringskanal i lagerhuset for å unngå at det blir stående vann inne i lagrene etter operasjon.

3.8 Sylindre

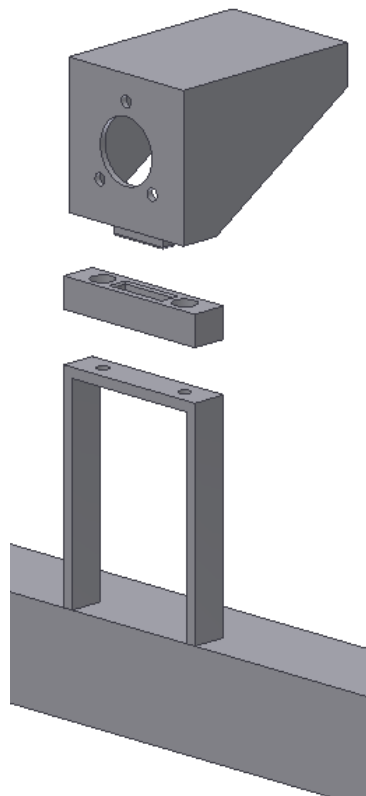


Figur 5 Syllindre fra Malm Orstad AS

For å få en kort bygglengde på sylindrene er det valgt en utgave med en utvendig flens. Dette sikrer samtidig en stabil innfesting som er spesielt viktig i forhold til freseoperasjonen. For å gjøre verktøyets vedlikehold enklest mulig, og holde antallet reservedeler på et minimum er det valgt lik sylindere også på klemdelen. Valgte sylindere med slaglengde 100 mm er levert fra

Malm Orstad AS etter forslag fra Imenco som hadde gode erfaringer med sylindere fra denne leverandøren. Cylinderhuset er utført i karbonstål, sandblåst og påført en malingsfilm utvendig i henhold til NORSOK M-501, no.7. Cylinderstangen er tilvirket av rustfritt stål. Den sylindere som beveger fresen radielt i forhold til røret har en modifisert innfesting av cylinderstangen mot fresemotoren. I stedet for et standard cylinderhode har en her valgt å erstatte dette med en påsveist plate. Dette vil gi en bedre innfesting mot motorhuset. Denne innfestningsmetoden anses også som den mest hensiktsmessige for å unngå vibrasjoner i fresen under operasjonen.

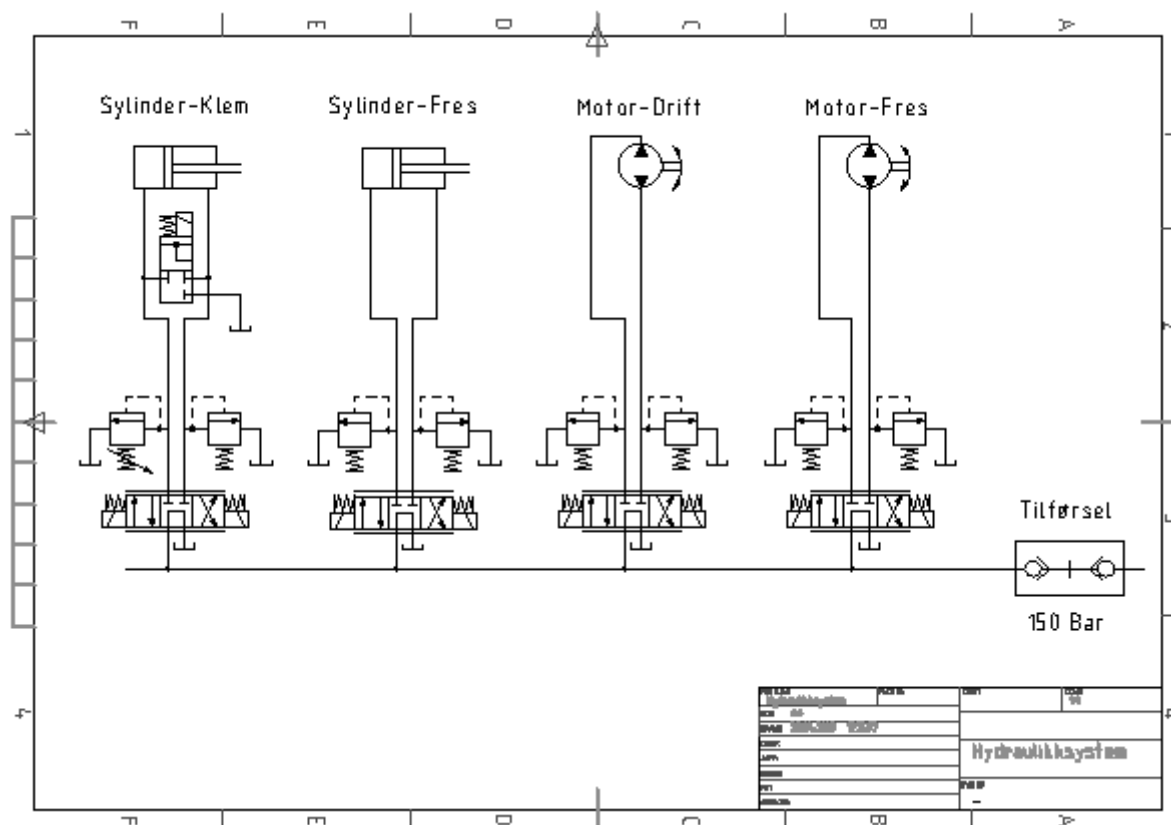
Som det fremgår av modellen har gruppen også valgt å lage en låseanordning for hindre uønskede vibrasjoner. Låseanordningen består av et mothold påskrudd en brakett. Motholdet har fast lengde mens braketten må skiftes ut for ulike tykkelser på rørveggen. Braketten har en forsenkning tilpasset motorhusets låsekloss.



Figur 6 Låseanordning for fres mot ramme.

3.9 Verktøyets hydraulikksystem

Det fremgår av dataene gitt fra Imenco AS at en har 150 bar hydraulisk trykk tilgjengelig fra ROV'ens supply. Enkelte arbeids ROV'er vil ha mulighet til å tilføre et trykk til verktøyet på opptil ca. 210 bar. Dersom ROV'en som skal brukes til å operere verktøyet har så stort trykk på hydraulikksystemet eller det er fare for kortvarig trykkøkning over 150 bar bør det monteres en hurtiglukkende trykkbegrensningsventil mellom ROV'en og verktøyet.



Figur 7 Verktøyets hydraulikksystem.

Det fremgår av hydraulikkskjemaet at trykkbegrensningsventilen på plusslaget til klem sylindren er justerbar. Dermed oppnås det en viss fleksibilitet med tanke på den klemkraften som verktøyet kan utvikle. I de tilfellene hvor en trykkjustering er ønskelig vil de andre hydraulikksløyvene være uberørt dersom leveringstrykket fra ROV'en ikke faller under 150 bar.

Det er i tillegg montert en løsning for hydraulikkdumping til tank på klemsløyfen. Denne er normalt stengt men åpnes ved blackout (kraftbrudd). Dersom man får en blackout vil 4/3 ventilene gå i midtposisjon og hindrer dermed klem sylindren i å blø av trykket. Dersom blackout forekommer vil verktøyet være låst fast til røret. En unødvendig, dyr og komplisert redningsaksjon vil måtte iverksettes for å få løs verktøyet. Det er derfor montert en ventil som holdes stengt av en magnetspole. Ved blackout vil fjæren skyve sleiden over og trykket

avlastes til tank. Samtidig vil den nødvendige oljemengden til minusslaget også kunne suges fra tanken og en unngår at det oppstår undertrykk på minus slagsiden.

På samtlige hydraulikksløyfer er det montert proporsjonale 4/3-ventiler. Det er gjort for å få presis styring med sylindrenes radielle bevegelser samtidig som en oppnår fleksibilitet med hensyn på matingen og rotasjonshastigheten på fresen. På grunn av varierende og ofte redusert sikt under vann er presis og fleksibel styring av sylindrene svært viktig.

For å ha god fleksibilitet ved endrede driftsparametre samt etterkomme driftserfaringer er det valgt å benytte proporsjonale 4/3-ventiler også på motorsløyfene.

Den foreslåtte hydraulikkonfigurasjonen gjør det ikke absolutt nødvendig med en trykkbegrensningsventil mellom ROV eller HPU og verktøyet. Det anbefales imidlertid å montere en slik i forkant av verktøyets hydraulikksystem. Dette sikrer at verktøyet ikke utsettes for høyere trykk enn det er designet for forårsaket av tregheter i systemet.

4. Beregninger

4.1 BEREGNINGER NORMAL DRIFT	34
4.1.1 Ser på Tangensial kraft, Ft.	34
4.1.2 Beregning av bearbeidingstid	36
4.1.3 Beregning av klemkraft	36
4.1.4 Rulleramme	38
4.1.5 Topplate	42
4.1.6 Momentbalanse i ramme	46
4.1.7 Nedre støtte	47
4.1.8 Lagerreaksjoner i opplagringen av drivaksel	48
4.1.9 Nedre aksel	50
4.1.10 Klemaksel	53
4.1.11 Vridning i nedre tverrbjelke	55
4.1.12 Sylinder	56
4.1.13 Bruk av verktøyet på land	57
4.2 BEREGNINGER "WORST CASE"	58
4.2.1 Rulleramme	58
4.2.2 Topplate	59
4.2.3 Nedre støtte	60
4.2.4 Vridning i nedre tverrbjelke	60
4.3 Oppsummering og sammenligning av beregninger	61
4.4 ANSYS ANALYSE	62
4.4.1 Rulleramme	63

4.4.2 Topplate	64
4.4.3 Nedre Støtte	65
4.4.4 Drivaksel	66
4.4.6 Klemaksel	67
4.4.7 Tverrbjelke	68
4.4.8 Total Deformasjon	69

Innledning

Som det tidligere har vært nevnt ble det valgt å ta utgangspunkt i freseoperasjonen ved design og utforming av verktøyet. Utgangspunktet for styrkeberegningene er at det må genereres en klemkraft som er stor nok til å holde verktøyet på røret samt skape nok friksjonskraft til at verktøyet kan rotere rundt.

Materialer som brukes i firkantrør og plater har en flytegrense på 450 MPa, mens akslinger har en flytegrense på 620 MPa.

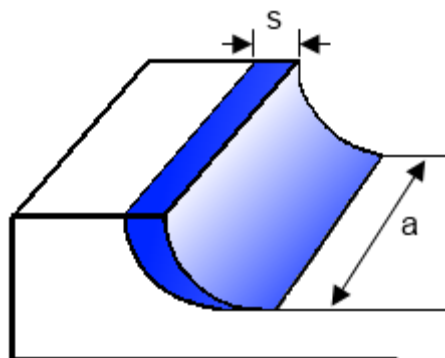
Sikkerhetsfaktoren innbefatter:

Materialfaktor	1,25
Ingeniør og design feil	1,4
Total sikkerhetsfaktor	1,75

Siden verktøyet er svært saktegående vil det være en god tilnærming å beregne konstruksjonen statisk. Konstruksjonen vil heller ikke være utsatt for utmatting siden forventet totale brukstid er kort.

4.1 Beregninger normal drift

4.1.1 Ser på Tangensial kraft, F_t .



Figur 8 illustrerer sponareal.

$$F_t = K_s \times A$$

$$F_t = K_s \times a \times s$$

Det avvirkede arealet har form som en trekant dermed kan det benyttes formel for et kvadrat dividert på to.

$$F_t = K_s \times \frac{a \times s}{2} =$$
$$F_t = 2500 \text{ N/mm}^2 \times \frac{10 \text{ mm} \times 0,025 \text{ mm}}{2} = 312,5 \text{ N}$$

Skjærfastheten K_s sier noe om materialets motstand mot brudd ved skjæring. Skjærfastheten vil være avhengig av midlere spontykkelse hm . For overslagsberegninger brukes 2500 N/mm^2 for karbonstål.

Dette er en verdi som finnes i kompendiet fra faget ”Materialer og Tilvirkning”, Dormer antyder imidlertid at en verdi mellom $2100 - 2400 \text{ N/mm}^2$ kan benyttes. Ved å benytte $k_s = 2500 \text{ N/mm}^2$ vil en sikre at de videre beregninger beror på de største fresekrefter.

For å unngå vibrasjoner må sponndybden a være flere ganger større enn matingen s . Belastningen på eggen blir mindre ved et høyt a/s forhold.

$$\frac{a}{s} = \frac{5 \text{ mm}}{0,025 \text{ mm}} = 200$$

Ettersom det er flere tenner i inngrep samtidig multipliseres den tangensiale kraften med en faktor på 1,8. Faktoren beror på ingeniørskjønn med rot i beregninger som viser at det aldri er mer enn 2 tenner i inngrep samtidig. På tidspunktet der to tenner er i inngrep er en tann i skjærets slutfase og en tann i skjærets startfase, følgelig er da de utviklede krefter fra den enkelte tann ikke likt rettet. Ved å bruke faktoren 1,8 er en sikret at de krefter som det tas utgangspunkt i ved de videre beregninger er store nok. Risiko for underdimensjonering unngås og den er heller ikke stor nok til at det anses at overdimensjonering til å bli et problem.

$$F_{fres} = F_t \times 1,8 =$$
$$F_{fres} = 312,5 \text{ N} \times 1,8 = 562,5 \text{ N}$$

4.1.2 Beregning av bearbeidingstid

$$s = s_z \times n \times z =$$

$$s = 0,025 \text{ mm} \times 150 \text{ } ^\circ/\text{min} \times 22 \text{ tenner}/_0 = 82,5 \text{ mm}/\text{min}$$

$$t = \frac{o}{s} = \frac{d \times \pi}{s} =$$

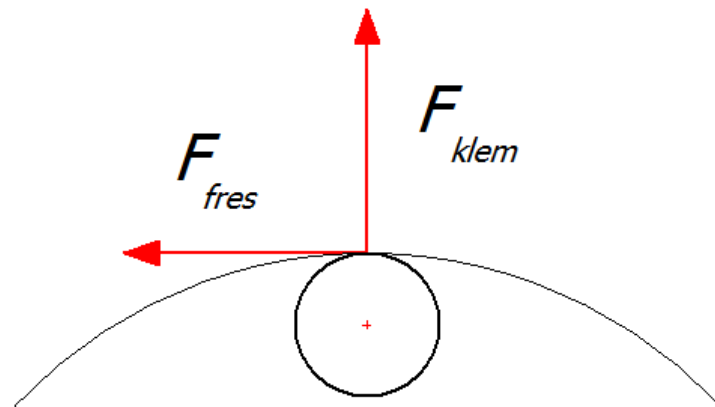
Bearbeidingstid OD = 48''

$$t = \frac{1220 \text{ mm} \times \pi}{82,5 \text{ mm}/\text{min}} = 46,46 \text{ min}$$

Bearbeidingstid OD = 20''

$$t = \frac{508 \text{ mm} \times \pi}{82,5 \text{ mm}/\text{min}} = 19,34 \text{ min}$$

4.1.3 Beregning av klemkraft



Figur 9 Klemkraft og fresekrefter.

Ved beregning av klemkraften, F_{klem} som klemsylinderen tar en utgangspunkt i fresekraften F_{fres} . Størrelsen på klem kraften må være slik at friksjonskraften mellom rør og ruller blir stor nok til å overvinne fresekraften.

$$F_{fres} = \mu \times F_{Klem}$$

$$F_{klem} = \frac{F_{fres}}{\mu}$$

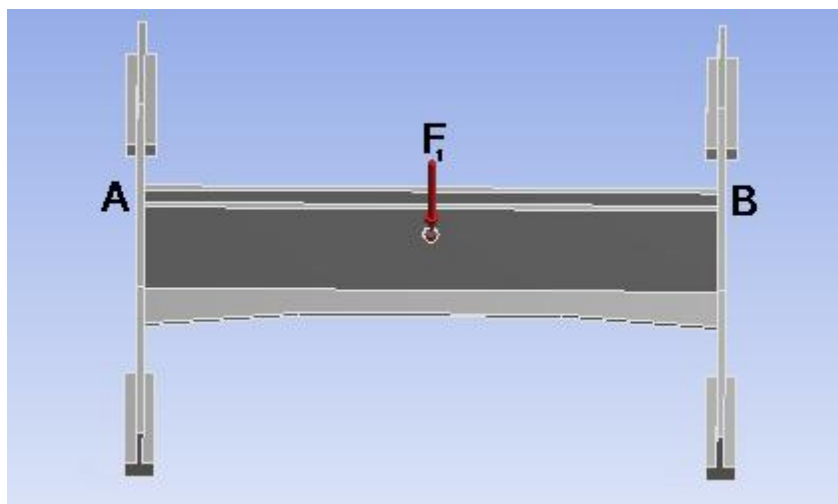
$$F_{klem} = \frac{562,5 \text{ N}}{0,1} = 5625 \text{ N}$$

For å få tilfredsstillende jevn drift rundt røret uten glipp tak kreves $F_{frikisjon} > F_{fres}$.

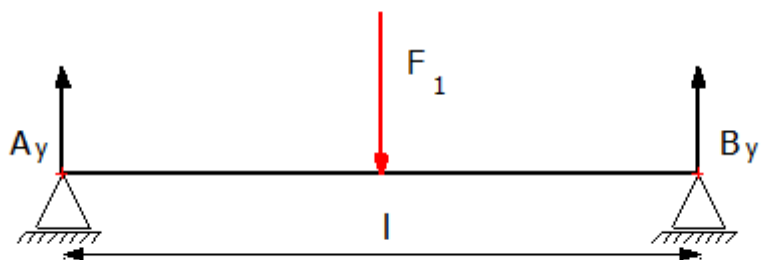
F_{klem} økes og avrundes dermed til 6000 N. Viktigheten av friksjonskoeffisienten μ er tydelig komnt frem tidligere i oppgaven og et konservativt valg er viktig.

$$F_{klem} = 6000 \text{ N}$$

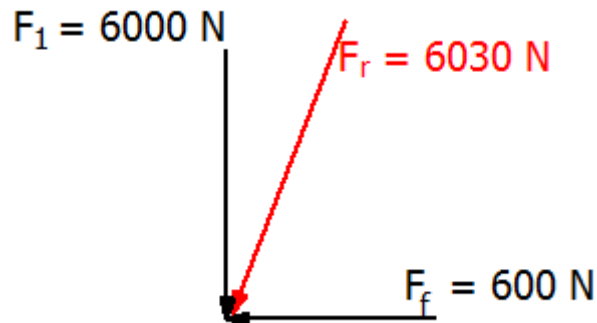
Klemkraften fordeler seg jevnt over to ruller på oversiden av røret. Motkreftene på innsiden av røret fordeler seg jevnt på den nederste rullen.



Figur 10 Oversikt av rullerammen og kraftens angrepspunkt.



Figur 11 Forenklet skisse av rullerammen.



Figur 12 Neglisjerer friksjonskraften

Kraften fra friksjonene neglisjeres da den har liten innvirkning på størrelse og retning på totalkraftene.

$$F_r^2 = F_1^2 + F_f^2$$

$$F_r = \sqrt{(6000 \text{ N})^2 + (600 \text{ N})^2} = 6030 \text{ N}$$

Lagerkrefter

$$\sum F_y = 0$$

$$A + B - F_1 = 0$$

$$\sum M_a = 0$$

$$B \times l - F_1 \times \frac{l}{2} = 0$$

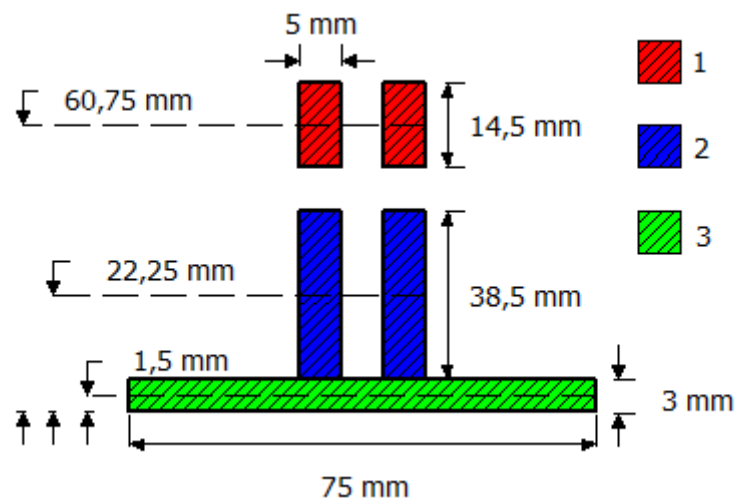
$$B = \frac{F_1}{2} = \frac{6000 \text{ N}}{2} = 3000 \text{ N}$$

$$A = F_1 - B = 6000 \text{ N} - 3000 \text{ N} = 3000 \text{ N}$$

Maks bøyemoment

Det maksimale bøyemomentet opptrer midt på tverrstivere

$$M_{maks} = A \times \frac{l}{2} = 3000 \text{ N} \times \frac{190 \text{ mm}}{2} = 285000 \text{ Nmm}$$



Figur 13 Illustrerer tverrsnittet midt på rullerammen.

Areal og avstand fra undersiden til nøytral akse

$$A_1 = 2 \times 14,5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm} = 145 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 2 \times 38,5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm} = 385 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = 75 \text{ mm} \times 3 \text{ mm} = 225 \text{ mm}^2$$

$$y_1 = 3 \text{ mm} + 38,5 \text{ mm} + 12 \text{ mm} + \frac{14,5 \text{ mm}}{2} = 60,75 \text{ mm}$$

$$y_2 = 3 \text{ mm} + \frac{38,5 \text{ mm}}{2} = 22,25 \text{ mm}$$

$$y_3 = \frac{3 \text{ mm}}{2} = 1,5 \text{ mm}$$

$$y_0 = \frac{A_1 \times y_1 + A_2 \times y_2 + A_3 \times y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$y_0 = \frac{145 \text{ mm}^2 \times 60,75 \text{ mm} + 385 \text{ mm}^2 \times 22,25 \text{ mm} + 225 \text{ mm}^2 \times 1,5 \text{ mm}}{145 \text{ mm}^2 + 385 \text{ mm}^2 + 225 \text{ mm}^2} = 23,46 \text{ mm}$$

Arealtreghetsmomentet

$$I_1 = 2 \times \frac{b \times h^3}{12} = 2 \times \frac{5\text{mm} \times (14,5\text{mm})^3}{12} = 2540,5 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 2 \times \frac{b \times h^3}{12} = 2 \times \frac{5\text{mm} \times (38,5\text{mm})^3}{12} = 47555,5 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{75\text{mm} \times (3\text{mm})^3}{12} = 168,75 \text{ mm}^4$$

$$I_{Tot} = I_1 + I_2 + I_3$$

$$I_{Tot} = 2540,5 \text{ mm}^4 + 47555,5 \text{ mm}^4 + 168,75 \text{ mm}^4 = 50264,8 \text{ mm}^4$$

Spenninger

Overside av tverrsnittet

$$\sigma_o = \frac{M_b}{I_{Tot}} \times h_o = \frac{285000 \text{ Nmm}}{50264,8 \text{ mm}^4} \times (68 \text{ mm} - 23,46 \text{ mm}) = 252,5 \text{ MPa}$$

Underside av tverrsnittet

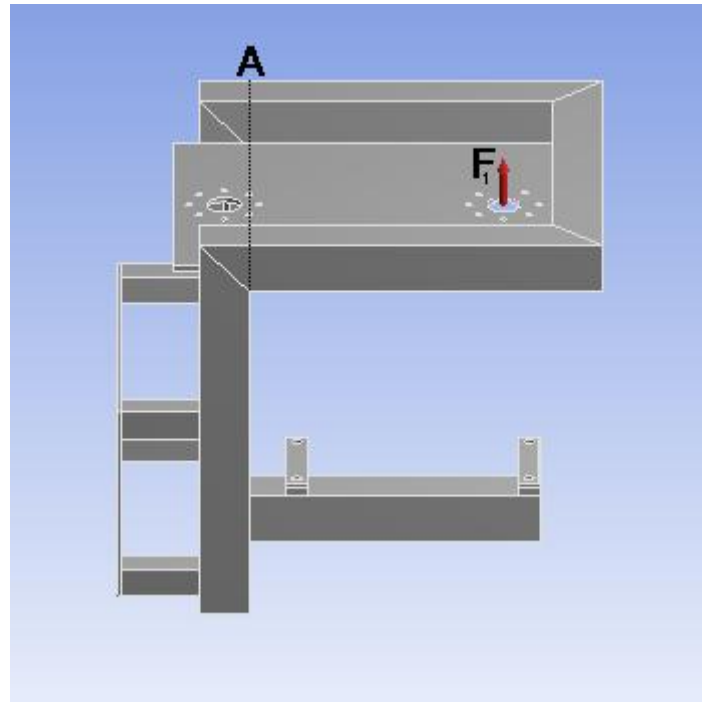
$$\sigma_u = \frac{M_b}{I_{Tot}} \times h_u = \frac{285000 \text{ Nmm}}{50264,8 \text{ mm}^4} \times 23,46 \text{ mm} = 133 \text{ MPa}$$

Det blir trykk på oppsiden og strekk på undersiden av tverrsnittet. Den største spenningen vil forekomme på oversiden av tverrsnittet.

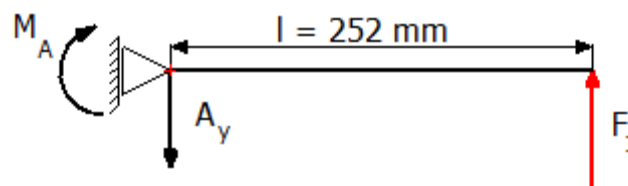
Sikkerhet mot flyt

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_o} = \frac{450 \text{ MPa}}{252,54 \text{ MPa}} = 1,78$$

God sikkerhet mot flyt



Figur 14 Oversikts figur av topplaten



Figur 15 Forenklet skisse av topplaten.

For bjelker der bjelkelengde l er mye større en bjelkehøyden h vil de ekstremale bøyesspenningene bli langt større enn den maksimale tverrsnittsspenningen. For en bjelke av et isotropt elastisk materiale kan tverrsnittsspenningene dermed neglisjeres.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 - A_y = 0$$

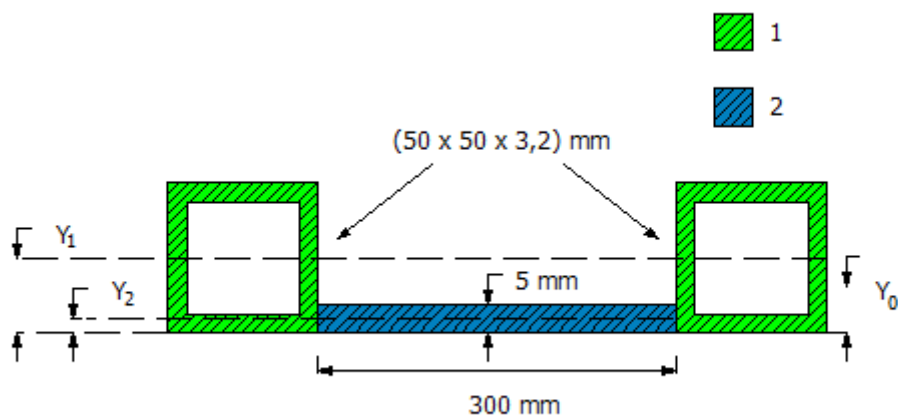
$$A_y = F_1 = 6000 \text{ N}$$

Moment i innfestning

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - F_1 \times l = 0$$

$$M_A = F_1 \times l = 6000 \text{ N} \times 252 \text{ mm} = 1512000 \text{ Nmm}$$



Figur 16 Tverrsnittet ved opplagringen.

Areal og avstand fra undersiden til nøytral akse

$$A_1 = 2 \times (50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} - 43,6 \text{ mm} \times 43,6 \text{ mm}) = 1198 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 5 \text{ mm} \times 300 \text{ mm} = 1500 \text{ mm}^2$$

$$A_{Tot} = A_1 + A_2 = 2698 \text{ mm}^2$$

$$y_0 = \frac{A_1 \times y_1 + A_2 \times y_2}{A_1 + A_2}$$

$$y_0 = \frac{1198 \text{ mm}^2 \times 25 \text{ mm} + 1500 \text{ mm}^2 \times 2,5 \text{ mm}}{1198 \text{ mm}^2 + 1500 \text{ mm}^2} = 12,49 \text{ mm}$$

Arealtreghetsmomentet for plate, I_{plate} .

$$I_{plate} = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_{plate} = \frac{300 \text{ mm} \times (5 \text{ mm})^3}{12} = 3125 \text{ mm}^4$$

Arealtreghetsmomentet for 50x50x3,2 firkant rør, $I_{rør}$.

$$I_{rør} = \frac{B \times H^3 - b \times h^3}{12}$$

$$B = H \text{ og } b = h$$

$$I = \frac{H^4 - h^4}{12}$$

$$I_{rør} = \frac{(50 \text{ mm})^4 - (43,6 \text{ mm})^4}{12}$$

$$I_{rør} = 219696 \text{ mm}^4$$

Totalt arealtreghetsmoment for tverrsnittet

$$I_{Tot} = 2 \times I_{rør} + I_{plate}$$

$$I_{Tot} = 2 \times 219696 \text{ mm}^4 + 3125 \text{ mm}^4 = 442517 \text{ mm}^4$$

Overside av tverrsnittet.

$$\sigma_o = \frac{M_b}{I_{Tot}} \times h_o = \frac{1512000 \text{ Nmm}}{442517 \text{ mm}^4} \times (50 \text{ mm} - 12,49 \text{ mm}) = 128,2 \text{ MPa}$$

Underside av tverrsnittet.

$$\sigma_u = \frac{M_b}{I_{Tot}} \times h_u = \frac{1512000 \text{ Nmm}}{442517 \text{ mm}^4} \times 12,49 \text{ mm} = 42,7 \text{ MPa}$$

Det opptrer trykk på oversiden og strekk på undersiden av tverrsnittet

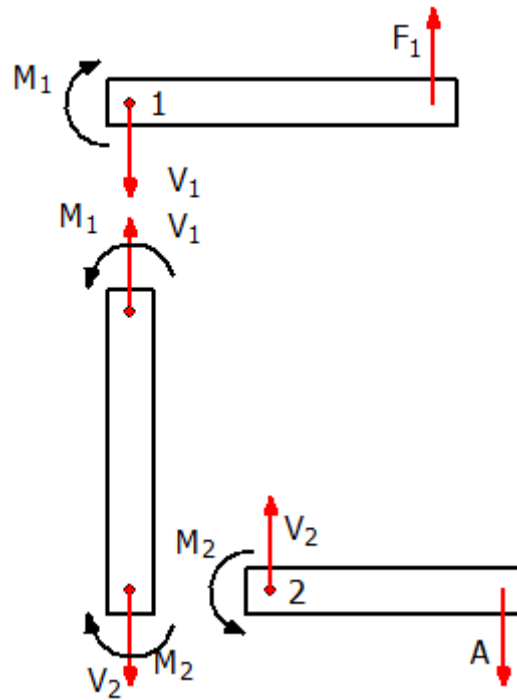
Den største spenningen opptrer på oversiden av tverrsnittet.

Sikkerhet mot flyt

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_o} = \frac{450 \text{ MPa}}{128,2 \text{ MPa}} = 3,5$$

God sikkerhet mot flyt.

4.1.6 Momentbalanse i ramme



Figur 17 Forenklet skisse av momentballansen i rammen.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 - V_1 = 0$$

$$F_1 = V_1 = V_2 = A$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_1 \times l_1 - M_1 = 0$$

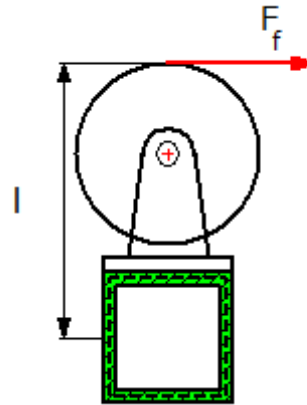
$$F_1 \times l_1 = M_1$$

$$M_2 = M_1$$

$$M_2 = 6000 \text{ N} \times 252 \text{ mm} = 1512000 \text{ Nmm}$$

4.1.7 Nedre støtte

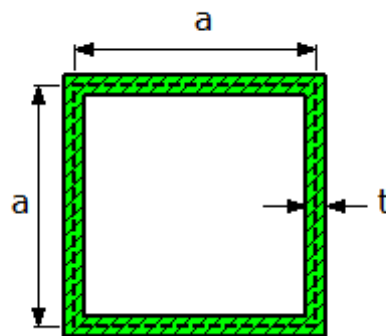
Vrimoment som kommer av friksjon



Figur 18 Forenklet skisse av friksjonskreften på drivrullen.

$$F_f = \mu \times F_2 = 0,1 \times 6000 \text{ N} = 600 \text{ N}$$

$$T = F_f \times l = 600 \text{ N} \times 135 \text{ mm} = 81000 \text{ Nmm}$$



Figur 19 Illustrerer tverrsnittet i et firkantrør.

Antar tynnvegget firkantrør

$$\tau_{Maks} = \frac{T}{2 \times a^2 \times t} = \frac{81000 \text{ Nmm}}{2 \times (50 \text{ mm} - 3,2 \text{ mm})^2 \times 3,2 \text{ mm}} = 5,8 \text{ MPa}$$

Bøyespennning

$$M_b = M_2$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b}{\frac{B \times H^3 - b \times h^3}{6 \times H}} = \frac{M_b \times 6 \times H}{H^4 - h^4}$$

$$\sigma_b = \frac{1512000 \text{ Nmm} \times 6 \times 50 \text{ mm}}{(50 \text{ mm})^4 - (43,6 \text{ mm})^4} = 172 \text{ MPa}$$

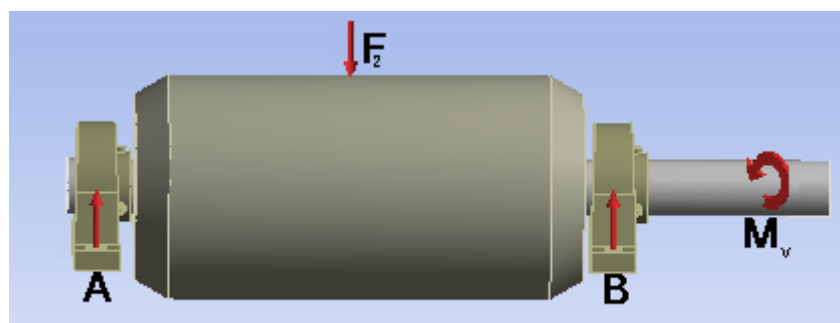
Spenningen som kommer fra vrilmomentet neglisjeres siden den er liten i forhold til bøyespenningen. Firkanttrør er forøvrig meget motstandsdyktig mot vridning.

Sikkerhet mot flyt

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_b} = \frac{450 \text{ MPa}}{172 \text{ MPa}} = 2,6$$

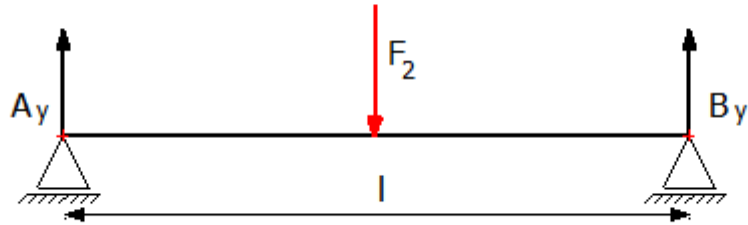
God sikkerhet mot flyt

4.1.8 Lagerreaksjoner i opplagringen av drivaksel



Figur 20 Oversikt over kreften i drivakselen.

Det antas at lasten er jevnt fordelt over rullen og man kan da plassere kraften F_2 midt på rullen.



Figur 21 forenklet skisse av drivakselen.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_2 - A_y - B_y = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

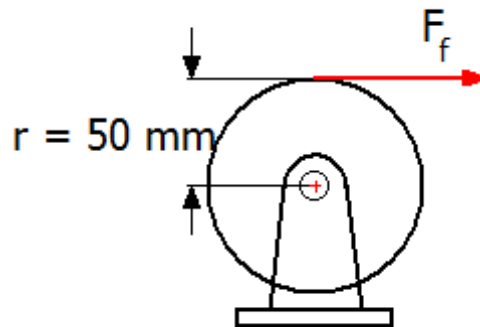
$$F_2 \times \frac{l}{2} - B_y \times l = 0$$

$$B_y = \frac{F_2}{2} = \frac{6000 \text{ N}}{2} = 3000 \text{ N}$$

$$A_y = F_2 - B_y = 6000 \text{ N} - 3000 \text{ N} = 3000 \text{ N}$$

4.1.9 Nedre aksel

Vrimoment som kommer fra friksjon



Figur 22 Forenklet skisse som viser vrimomentet i drivakselen.

$$F_f = \mu \times F_2$$

$$F_f = 0,1 \times 6000 \text{ N} = 600 \text{ N}$$

$$M_v = F \times r$$

$$M_v = 600 \text{ N} \times 50 \text{ mm} = 30000 \text{ Nmm}$$

Bøyemoment

$$M_b = \frac{F \times l}{8} = \frac{6000 \text{ N} \times 230 \text{ mm}}{8} = 172500 \text{ Nmm}$$

På grunn av vrimomentet og at bøyemomentet skifter retning i akselen blir formelen for tillatt spenning som følger.

$$\sigma_{till} = \frac{R_p}{3}$$

$$\sigma_{till} = \frac{620 \text{ MPa}}{3} = 207 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75 \times (\alpha_0 \times M_v)^2}}{\frac{\pi \times d^3}{32}}$$

Beregner diameteren på akselen ved å sette σ_{jf} lik σ_{till} og snur formelen på d.

$\alpha_0 = 0,6$ Ved vekslende bøyning og hvilende torsjon.

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75 \times (\alpha_0 \times M_v)^2} \times 32}{\pi \times \sigma_{till}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(172500 \text{ Nmm})^2 + 0,75 \times (0,6 \times 30000 \text{ Nmm})^2} \times 32}{\pi \times 207 \text{ MPa}}} = 20,4 \text{ mm}$$

Det velges å gå opp til 25 mm aksling ettersom det noen steder på akselen er laget kilspor.

Dette er en svært konservativ beregningsmetode. Selv om metoden er konservativ er den gunstig å bruke til dimensjonering. Den tar ikke hensyn til at akslingen er innkapslet. I dette tilfellet omslutter drivrullen så godt som hele akslingen. Ettersom akselen er tilnærmet innsluttet i et stivt legeme vil det ikke oppstå så stort bøyemoment i akselen som metoden over antar.

Sjekker spenningene som vil opptre i en 25mm aksel

$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75 \times (\alpha_0 \times M_v)^2}}{\frac{\pi \times d^3}{32}}$$

$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{(172500 \text{ Nmm})^2 + 0,75 \times (0,6 \times 30000 \text{ Nmm})^2} \times 32}{\pi \times (25 \text{ mm})^3} = 112,9 \text{ MPa}$$

Sikkerhet mot flyt.

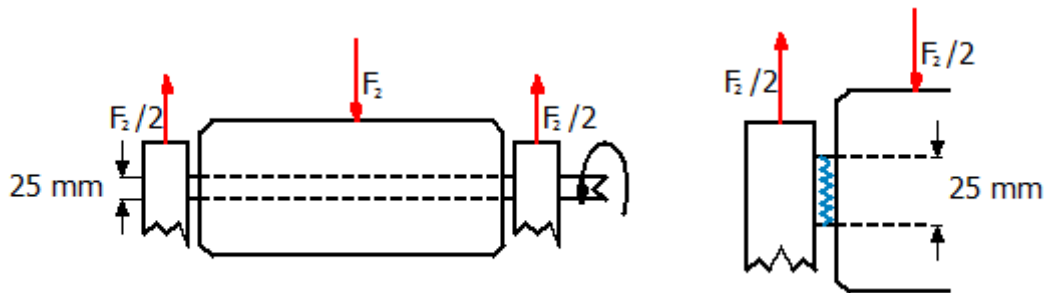
$$n = \frac{R_p}{\sigma_{jf}} = \frac{620 \text{ MPa}}{112,9 \text{ MPa}} = 5,5$$

God sikkerhet mot flyt.

I dette tilfellet vil skjærkreftene som akselen blir utsatt for gi et mer korrekt spenningsbilde. Den følgende metoden har neglisjer bøyemomentet i akselen, i praksis vil det opptre et lite

bøyemoment mellom kulelageret og drivrull. Følgende beregning illustrerer dette mer sannsynlige spenningsbildet.

Skjærspenning og torsjonsspenning mellom lager og aksel



Figur 23 Oversikt og nærbilde krefter og lagerreaksjoner i drivakselen.

$$\tau = \frac{F_2}{A} = \frac{2 \times F_2}{\pi \times d^2} = \frac{2 \times 6000 \text{ N}}{\pi \times (25 \text{ mm})^2} = 6,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_v = \frac{M_v \times 16}{\pi \times d^3} = \frac{30000 \text{ Nmm} \times 16}{\pi \times (25 \text{ mm})^3} = 9,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{jf} = \sqrt{3 \times \sigma_v^2 + 3 \times \tau^2} = \sqrt{3 \times (9,8 \text{ MPa})^2 + 3 \times (6,1 \text{ MPa})^2} = 20 \text{ MPa}$$

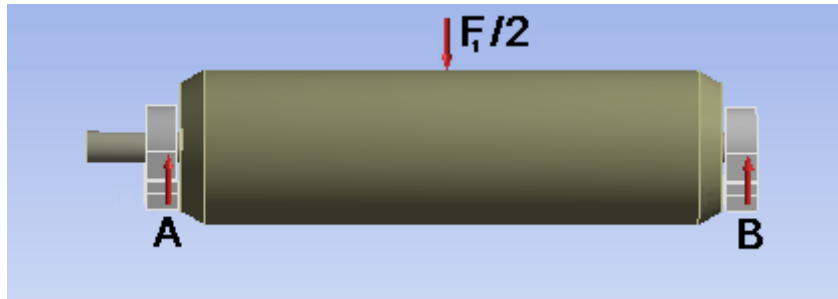
Sikkerhet mot flyt

$$n = \frac{R_p}{\sigma_{jf}} = \frac{620 \text{ MPa}}{20 \text{ MPa}} = 31$$

God sikkerhet mot flyt.

På tross av høy sikkerhetsfaktor velges det en aksling på 25mm. Dette vil være et naturlig valg og begrunnes med behovet for tilstrekkelig stivhet i akselen. Også dimensjonsmessig sett i forhold til verktøyet er dette et naturlig valg.

4.1.10 Klemaksel



Figur 24 Over sikt over krefter på klemakselen.

Det antas at lasten er jevnt fordelt over rullen og man kan da plassere kraften $\frac{F_1}{2}$ midt på rullen.

$$M_b = \frac{\frac{F_1}{2} \times l}{8}$$

$$M_b = \frac{6000 \text{ N} \times 375 \text{ mm}}{16} = 140625 \text{ Nmm}$$

Ingen vridning, bare bøyemoment. Konstant bøyemoment, og det virker på samme side av akselen. Derfor blir de ingen utmattingspåkjenning. Ingen kjerv.

$$\sigma_{till} = \frac{R_p}{2}$$

$$\sigma_{till} = \frac{620 \text{ MPa}}{2} = 310 \text{ MPa}$$

Beregner akseldiameter

$$\sigma_b = \frac{M_b \times 32}{\pi \times d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_b \times 32}{\pi \times \sigma_{till}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{140625 \text{ Nmm} \times 32}{\pi \times 310 \text{ MPa}}} = 16,7 \text{ mm}$$

Det velges 20 mm aksel.

Dette er en svært konservativ beregningsmetode. Selv om metoden er konservativ er den gunstig å bruke til dimensjonering. Den tar ikke hensyn til at akslingen er innkapslet. I dette tilfellet omslutter drivrullen så godt som hele akslingen. Ettersom akselen er tilnærmet innsluttet i et stivt legeme vil det ikke oppstå så stort bøyemoment i akselen som metoden over antar.

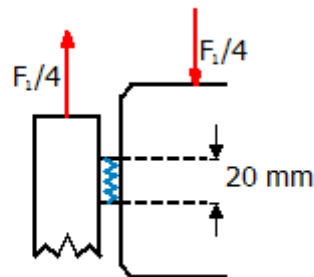
$$\sigma_b = \frac{M_b \times 32}{\pi \times d^3}$$
$$\sigma_b = \frac{140625 \text{ Nmm} \times 32}{\pi \times (20 \text{ mm})^3} = 179 \text{ MPa}$$

Sikkerhet mot flyt

$$n = \frac{R_p}{\sigma_b} = \frac{620 \text{ MPa}}{179 \text{ MPa}} = 3,46$$

God sikkerhet mot flyt.

I dette tilfellet vil skjærkreftene som akselen blir utsatt for gi et mer korrekt spenningsbilde. Den følgende metoden har neglisjer bøyemomentet i akselen, i praksis vil det opptre et lite bøyemoment mellom kulelageret og drivrull. Følgende beregning illustrerer dette mer sannsynlige spenningsbildet.



Figur 25 Illustrerer hvor avskjæringen vil oppstå i klemakselen.

$$\tau = \frac{\frac{F_1}{4}}{A} = \frac{F_1}{\pi \times d^2} = \frac{6000 \text{ N}}{\pi \times (20 \text{ mm})^2} = 4,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{jf} = \tau \times \sqrt{3} = 4,8 \text{ MPa} \times \sqrt{3} = 8,3 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{R_p}{\sigma_{jf}} = \frac{620 \text{ MPa}}{8,3 \text{ MPa}} = 74,7$$

4.1.11 Vridning i nedre tverrbjelke

Momentet fra nedre støtte blir overført til vrilmoment i nedre tverrbjelke.

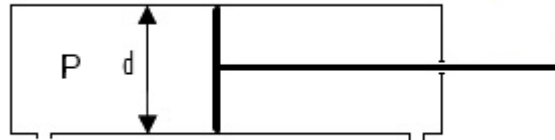
$$T = M_b = 1512000 \text{ Nmm}$$

Antar tynnvegget rør.

$$\tau_{Maks} = \frac{T}{2 \times a^2 \times t} = \frac{1512000 \text{ Nmm}}{2 \times (50 \text{ mm} - 3,2 \text{ mm})^2 \times 3,2 \text{ mm}} = 107,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{jf} = \tau_{Maks} \times \sqrt{3} = 107,9 \text{ MPa} \times \sqrt{3} = 186,9 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_{jf}} = \frac{450 \text{ MPa}}{186,9 \text{ MPa}} = 2,4$$



Figur 26 forenklet skisse av sylinder.

Maksimum Trykkraft

$$F = P \times A = P \times \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$F = 150 \times 10^5 \text{ Pa} \times \frac{\pi \times (25 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 7363 \text{ N}$$

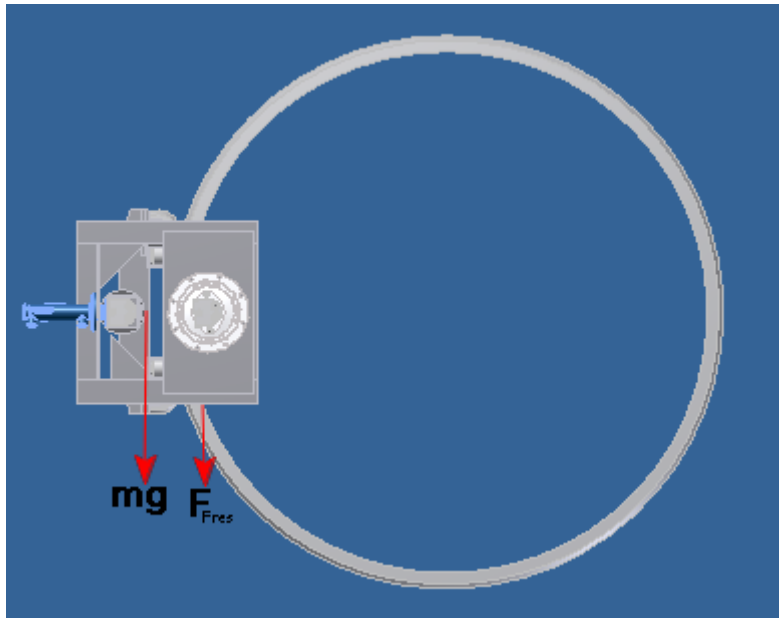
Minimum trykk ut fra ROV

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F \times 4}{\pi \times d^2}$$

$$P = \frac{6000 \text{ N} \times 4}{\pi \times (25 \times 10^{-3})^2} = 12223100 \text{ Pa} \approx 122 \text{ bar}$$

Det fremkommer at tilgjengelig trykkdifferanse fra ROV ikke må komme under 122 bar for å oppnå tilfredsstillende klemkraft. Trykkbegrensningsventilen til klem sylindere må stilles inn på 122 bar slik at en får ønsket trykkraft.

4.1.13 Bruk av verktøyet på land



Figur 27 Illustrerer verktøyet i kl 9 posisjon

$$F_{klem} = \frac{F_{fres}}{\mu} + mg$$

$$F_{klem} = \frac{562,5 \text{ N}}{0,1} + 70 \text{ kg} \times 9,81 \text{ N/kg} = 6312 \text{ N}$$

Behovet for klemkraft som trengs for å drive verktøyet i luft i posisjon kl 9 er litt høyere enn den klemkraften som man har under normaldrift. Denne posisjonen er den verste for driften av verktøyet rundt røret. Ved bruk av verktøyet i luft er det rimelig å anta at man har en større friksjonsfaktor enn man har under vann. Man vil da ha tilstrekkelig med klemkraft.

4.2 Beregninger "Worst case"

Ved "wors case" senarioer anses en sikkerhetsfaktor på 1,25 som tilstrekkelig.

$$p = 150 \text{ bar}$$

$$\text{Maksimum trykkraft} = 7363 \text{ N}$$

4.2.1 Rulleramme

Lagerkrefter

$$\sum F_y = 0$$

$$A + B - F_1 = 0$$

$$\sum M_a = 0$$

$$B \times l - F_1 \times \frac{l}{2} = 0$$

$$B = \frac{F_1}{2} = \frac{7363 \text{ N}}{2} = 3681,5 \text{ N}$$

$$A = F_1 - B = 7363 \text{ N} - 3681,5 \text{ N} = 3681,5 \text{ N}$$

Maks bøyemoment

$$M_{maks} = A \times \frac{l}{2} = 3681,5 \text{ N} \times \frac{190 \text{ mm}}{2} = 349742,5 \text{ Nmm}$$

Størst spenning vil opptre på oversiden av tverrsnittet.

$$\sigma_o = \frac{M_b}{I_{Tot}} \times h_o = \frac{349742,5 \text{ Nmm}}{50264,8 \text{ mm}^4} \times (68 \text{ mm} - 23,46 \text{ mm}) = 309,9 \text{ MPa}$$

Sikkerhet mot flyt.

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_o} = \frac{450 \text{ MPa}}{309,9 \text{ MPa}} = 1,45$$

4.2.2 Topplate

Lagerreaksjon

$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 - A_y = 0$$

$$A_y = F_1 = 7363 \text{ N}$$

Moment i innfestning

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - F_1 \times l = 0$$

$$M_A = F_1 \times l = 7363 \text{ N} \times 252 \text{ mm} = 1855476 \text{ Nmm}$$

Størst spenning vil opptre på oversiden av tverrsnittet.

$$\sigma_o = \frac{M_b}{I_{Tot}} \times h_o = \frac{1855476 \text{ Nmm}}{442517 \text{ mm}^4} \times (50 \text{ mm} - 12,49 \text{ mm}) = 157,3 \text{ MPa}$$

Sikkerhet mot flyt

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_o} = \frac{450 \text{ MPa}}{157,3 \text{ MPa}} = 2,9$$

Tilstrekkelig sikkerhet mot flyt.

4.2.3 Nedre støtte

Bøyespenning

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b}{\frac{B \times H^3 - b \times h^3}{6 \times H}} = \frac{M_b \times 6 \times H}{H^4 - h^4}$$
$$\sigma_b = \frac{1855476 \text{ Nmm} \times 6 \times 50 \text{ mm}}{(50 \text{ mm})^4 - (43,6 \text{ mm})^4} = 211,1 \text{ MPa}$$

Sikkerhet mot flyt

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_b} = \frac{450 \text{ MPa}}{211,1 \text{ MPa}} = 2,1$$

Tilstrekkelig sikkerhet mot flyt.

4.2.4 Vridning i nedre tverrbjelke

Momentet fra nedrestøtte blir overført til vrilmoment i nedre tverrbjelke

$$T = M_b = 1855476 \text{ Nmm}$$

Antar tynnvegget rør.

$$\tau_{Maks} = \frac{T}{2 \times a^2 \times t} = \frac{1855476 \text{ Nmm}}{2 \times (50 \text{ mm} - 3,2 \text{ mm})^2 \times 3,2 \text{ mm}} = 132,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{jf} = \tau_{Maks} \times \sqrt{3} = 132,4 \text{ MPa} \times \sqrt{3} = 229,3 \text{ MPa}$$

Sikkerhet mot flyt.

$$n = \frac{R_{0,2}}{\sigma_{jf}} = \frac{450 \text{ MPa}}{229,3 \text{ MPa}} = 2$$

Tilstrekkelig sikkerhet mot flyt.

4.3 Oppsummering og sammenligning av beregninger

Navn	Normal drift		"Worst case"	
	Max σ_{ff}	Sikkerhetsfaktor n	Max σ_{ff}	Sikkerhetsfaktor n
Rulleramme	252,5 MPa	1,78	309,9 MPa	1,45
Topplate	128,2 MPa	3,5	157,3 MPa	2,9
Nedre støtte	172 MPa	2,6	211,1 MPa	2,1
Tverrbjelke	186,9 MPa	2,4	229,3 MPa	2

Ved bruke av 316 stål får en disse sikkerhetsfaktorene

Navn	Normal drift	"Worst case"
Rulleramme	0,87	0,7
Topplate	1,7	1,4
Nedre støtte	1,3	1
Tverrbjelke	1,2	0,9

Dersom en velger å benytte stål av 316 kvalitet må rulleramme, nedre støtte og tverrbjelke forsterkes. Forsterkningen kan gjøres ved å gå opp i godstykkelse. Verktøyets vekt vil da øke.

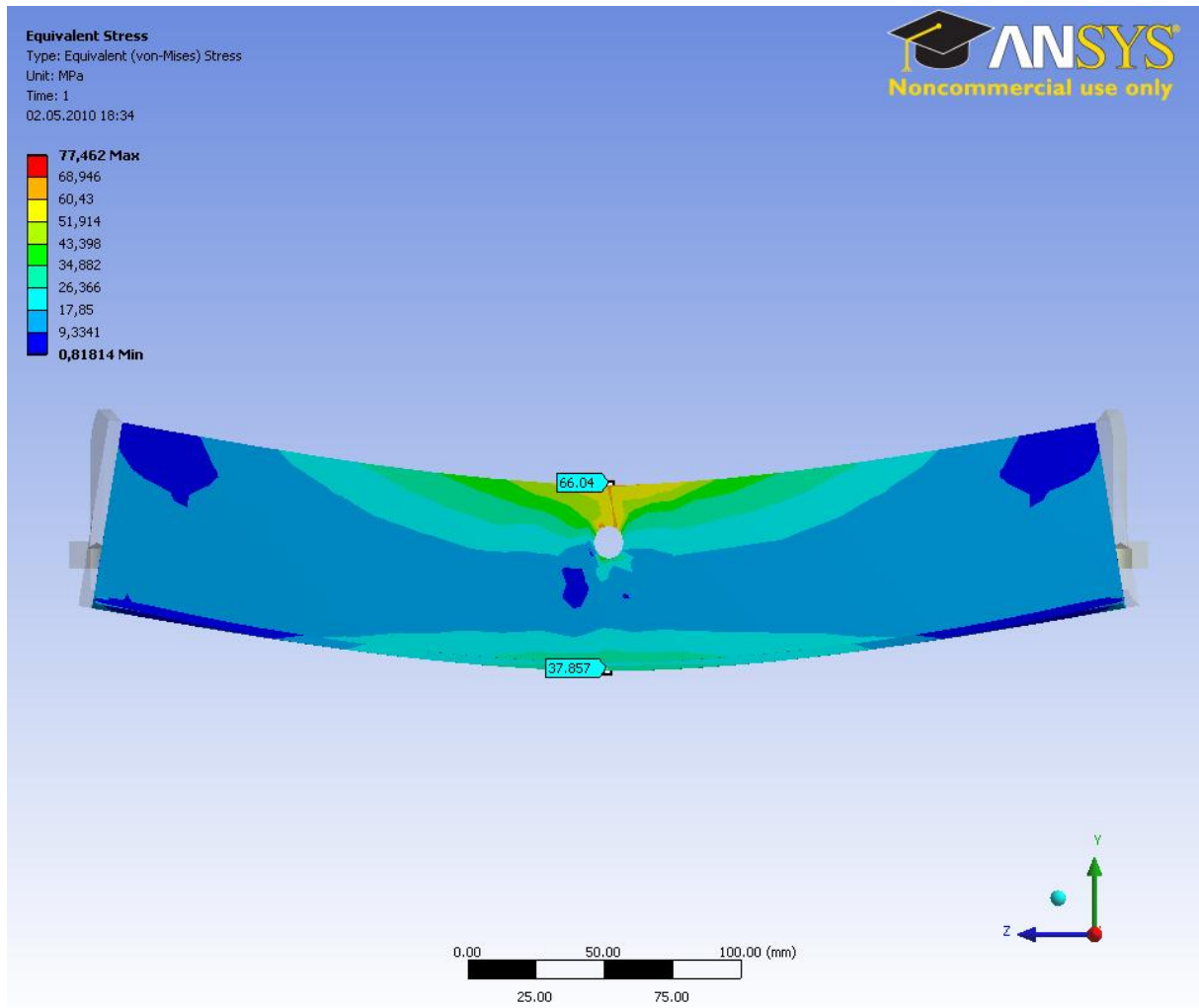
4.4 ANSYS analyse

I ANSYS er det utført analyser på enkelt komponenter, det gir mest nøyaktig resultater i denne sammenhengen. Bakgrunnen for det er kompleksiteten av den fullstendig sammensatte modellen. Skoleversjonen av ANSYS ville fått problemer med mesh genereringen, altså oppdelingen i elementer. Dette problemet oppstår bare til dels i denne simuleringen. Det vises ved at i områder nærliggende skarpe kanter og overganger blir spenningskonsentrasjonen uforholdsmessig store og må derfor ses bort ifra. Løsningen er å bruke ANSYS sin probe funksjon, hvor en selv plasserer merkelapper med det faktiske spenningsnivået i det aktuelle punktet.

I grensesnittet hvor man definerer material data er det lagt til materialdata for Duplex og EN 1.4418, plast og rustfritt stål er på forhånd definert i ANSYS.

Krefter de ulike komponentene blir utsatt for er definert samt opplagringspunkt. Det er også kontrollert at kontaktflaten mellom de ulike delene i komponenten er korrekt. ANSYS setter som default "bounded". Resultatene fra ANSYS vises under og sammenligning mellom manuelle beregninger og ANSYS resultater følger. For mer inngående analysedetaljer henvises det til vedlegg.

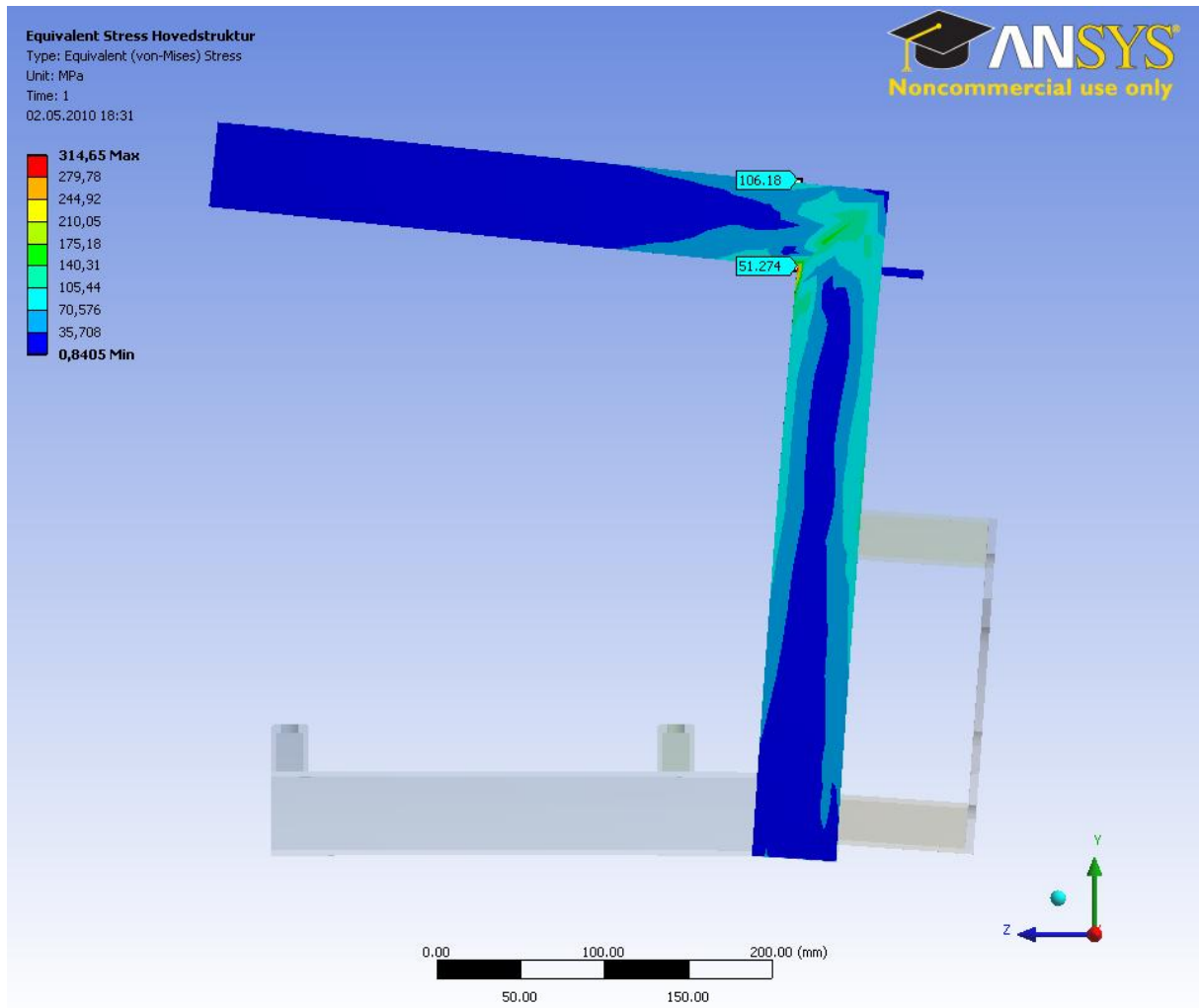
4.4.1 Rulleramme



Figur 28 Spenninger på over og undersiden i Rullerammens stivere.

Rulleramme		
	Egne beregninger	ANSYS beregninger
Overside	252,5 MPa	66 MPa
Underside	133 MPa	37,9 MPa

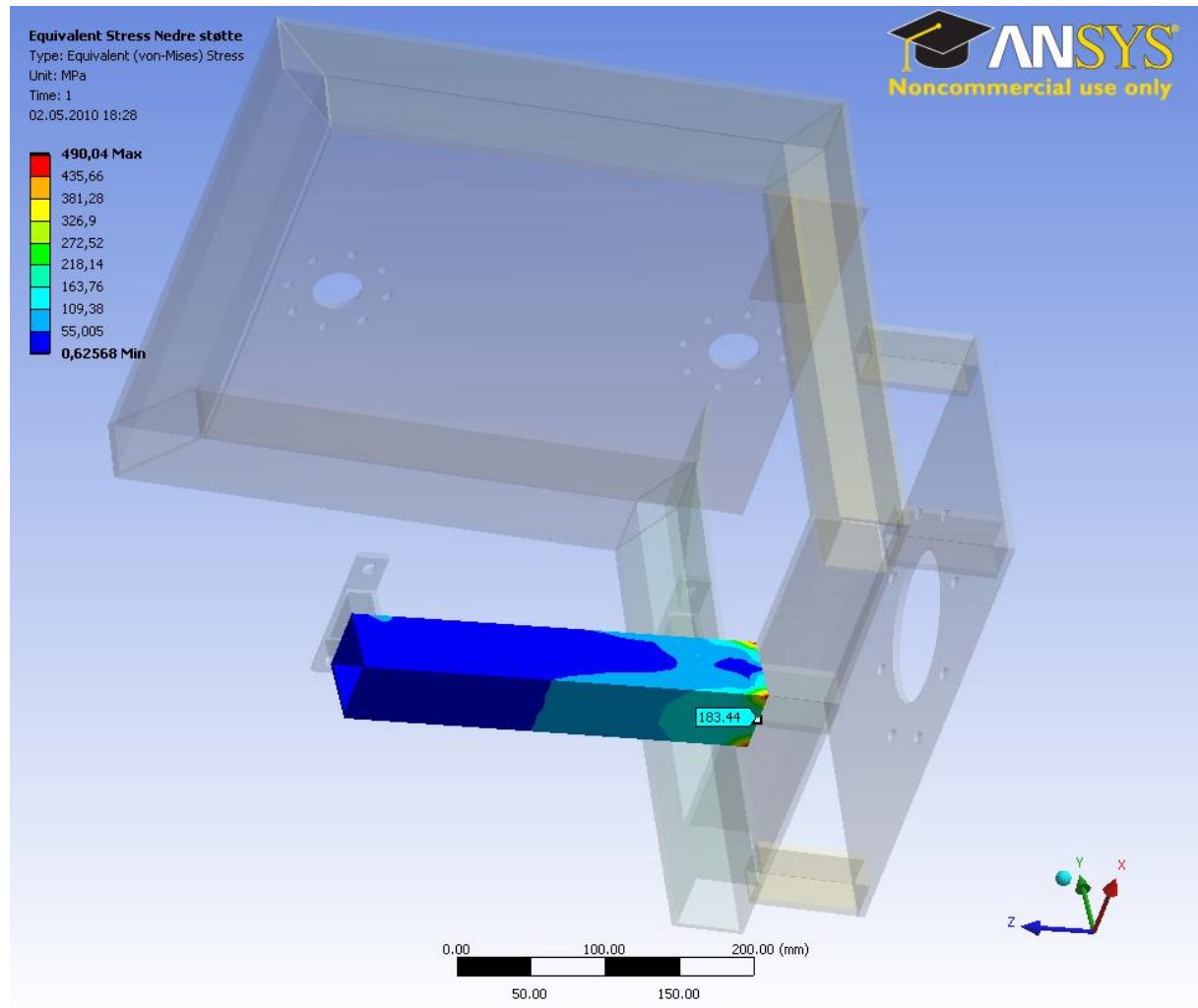
4.4.2 Topplate



Figur 29 Spenninger på topplattens over og underside.

Topplate	Egne beregninger	ANSYS beregninger
Overside	128,2 MPa	106,2 MPa
Underside	42,7 MPa	51,3 MPa

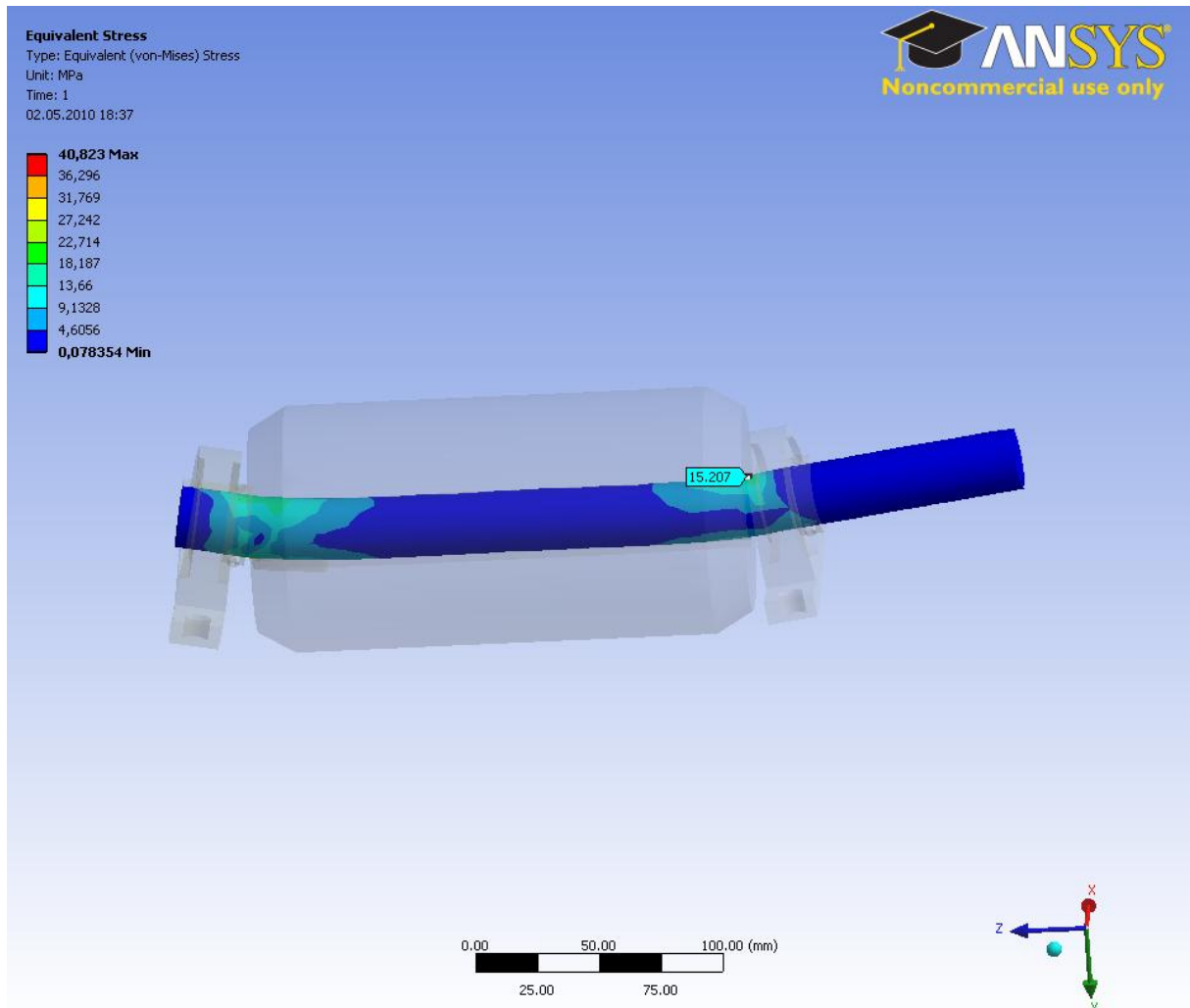
4.4.3 Nedre Støtte



Figur 30 Spenninger på nedre støttes underside.

Nedre støtte		
	Egne beregninger	ANSYS beregninger
Spenning	172 MPa	183,4 MPa

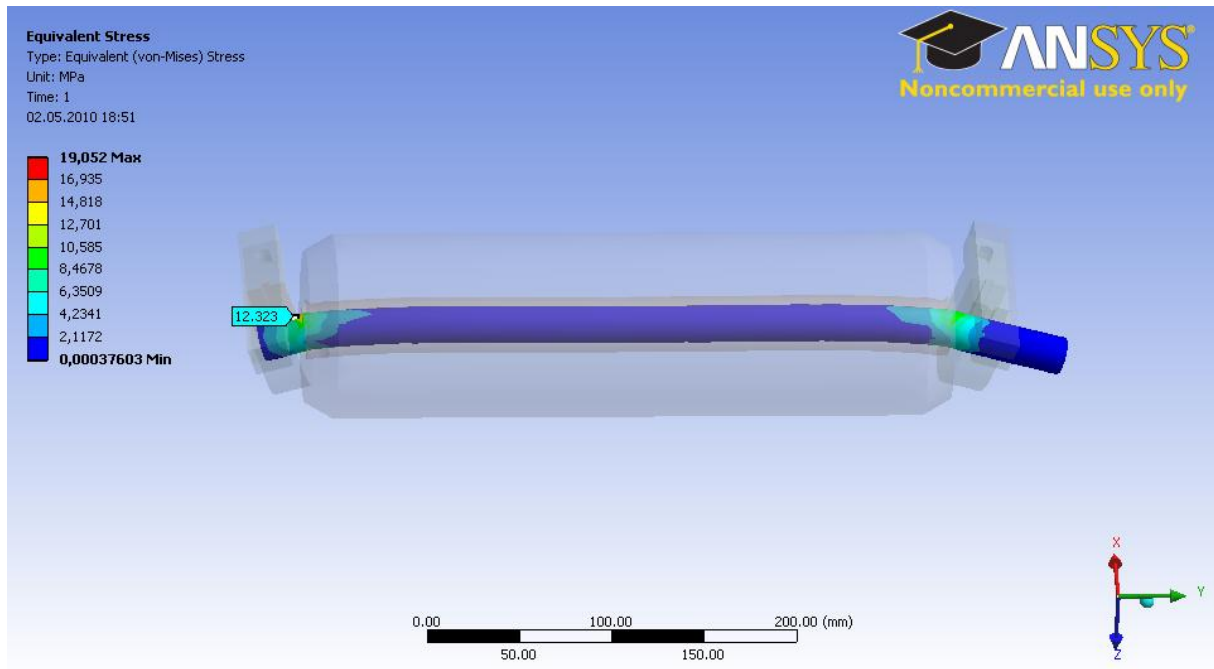
4.4.4 Drivaksel



Figur 31 Spenninger i drivaksels

Drivaksel	Egne beregninger	ANSYS beregninger
Spenning	20 MPa	15,2 MPa

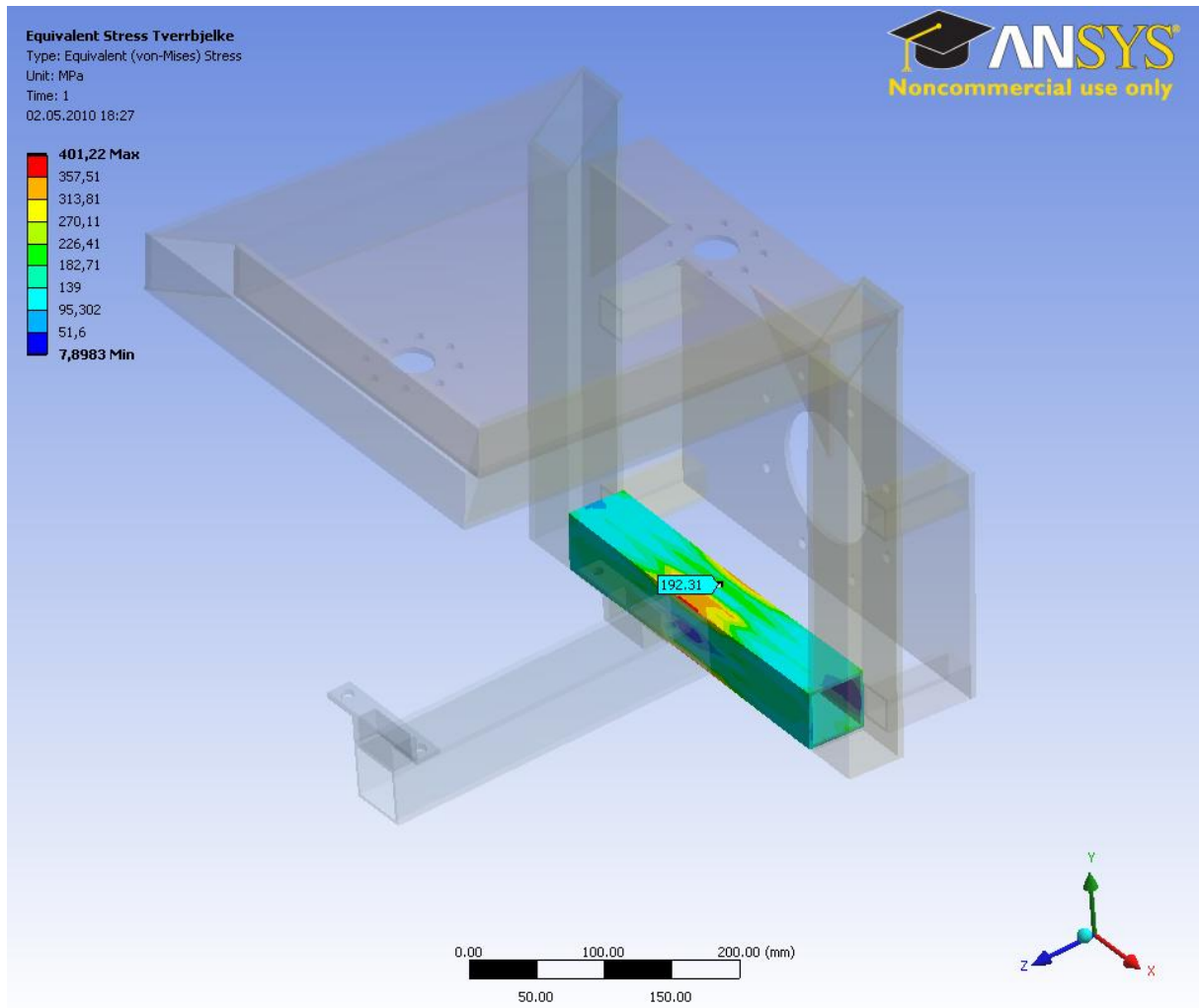
4.4.6 Klemaksel



Figur 32 Spenninger i klemakselen.

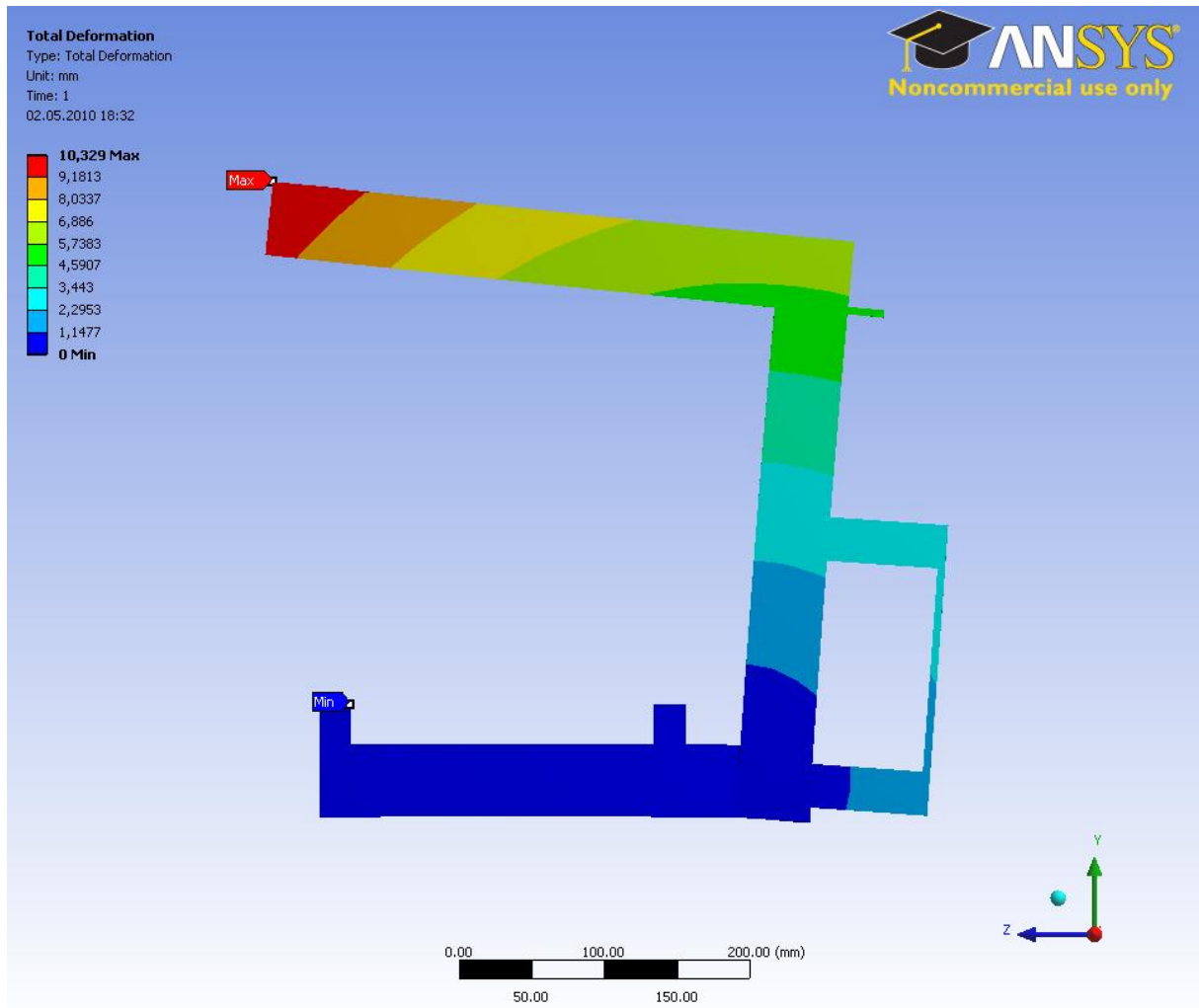
Klemaksel		
	Egne beregninger	ANSYS beregninger
Spenning	8,3 MPa	12,3 MPa

4.4.7 Tverrbjelke



Tverrbjelke	Egne beregninger	ANSYS beregninger
Spenning	186,7 MPa	192,31 MPa

4.4.8 Total Deformasjon



Figur 33 Total deformasjon i rammen

Kommentarer

De manuelle beregningene stemmer godt overens med ANSYS beregninger. Et avvik finnes i rullerammen hvor ANSYS beregner adskillig lavere spenningsnivå enn det som finnes ved de manuelle beregningene. Dette kan best forklares med måten ANSYS har definert kraftpåvirkningen i hullet. De manuelle beregningene ble dobbeltsjekket og det ble ikke funnet feil i disse. Det konkluderes med at ANSYS beregningen ikke kan tas til etterretning.

Det som fremgår er at ANSYS er svært nyttig program til beregninger. Man må imidlertid være oppmerksom på at ved enkelte tilfeller kan det oppstå situasjoner der resultatene er misvisende. Derfor er det viktig med god kunnskap om hvordan manuelle beregninger utføres.

For øvrig nevnes det at samtlige ANSYS og manuelle beregninger ligger godt innenfor den på forhånd definerte sikkerhetsfaktor på 1,75.

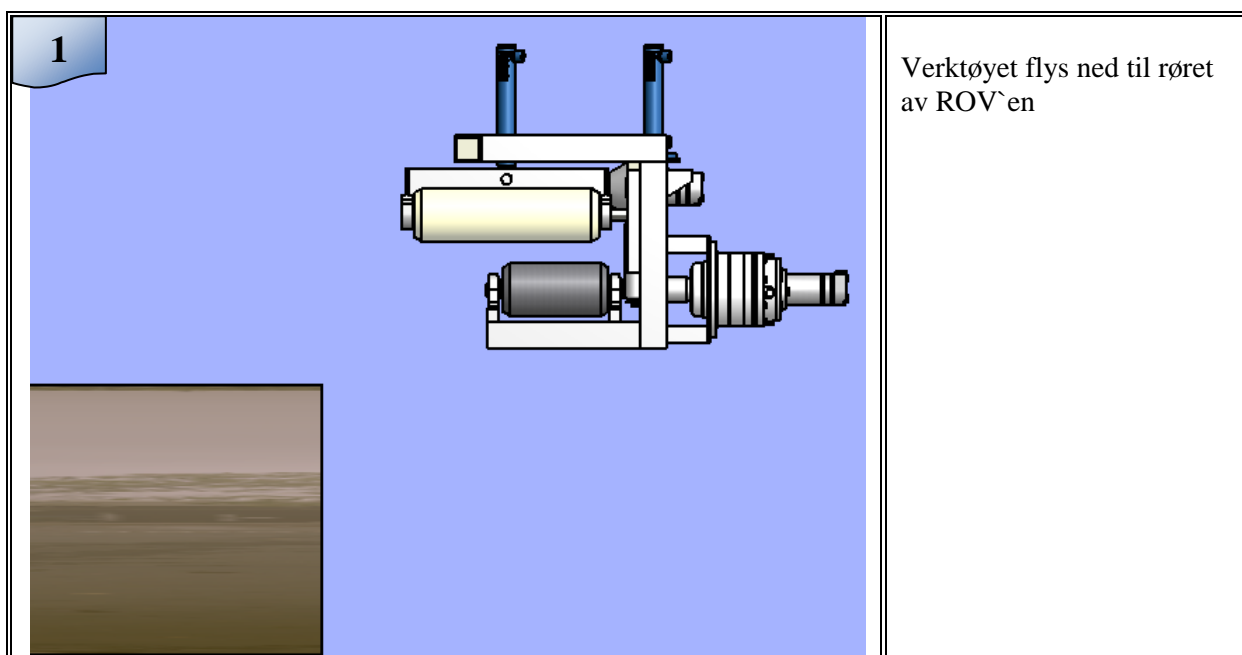
5. Bruksprosedyre

Før bruk

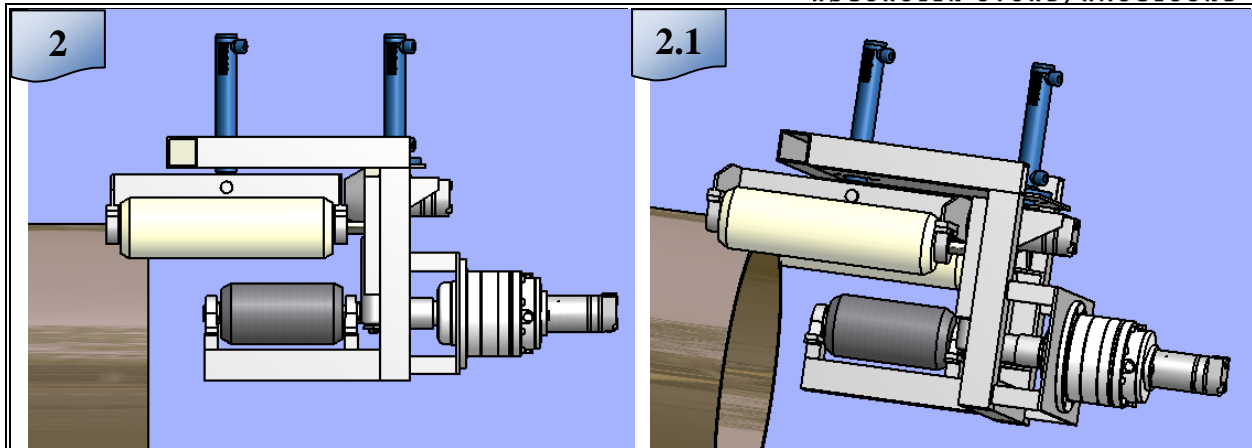
Vektøyet kobles sammen med ROV'en og funksjonstestes på dekk før det senkes sammen med ROV'en i sjø.

Under bruk

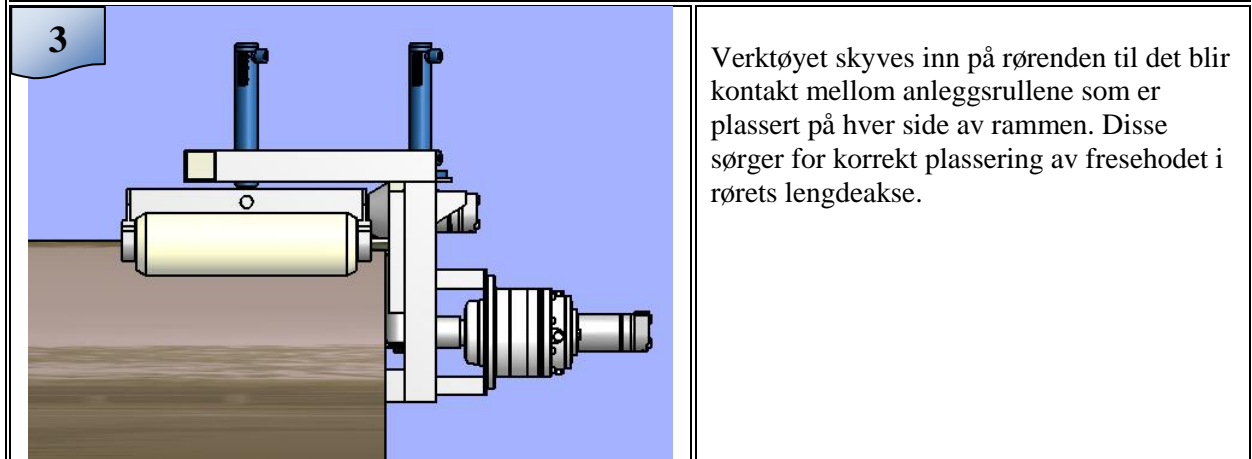
Illustrativbruksprosedyre



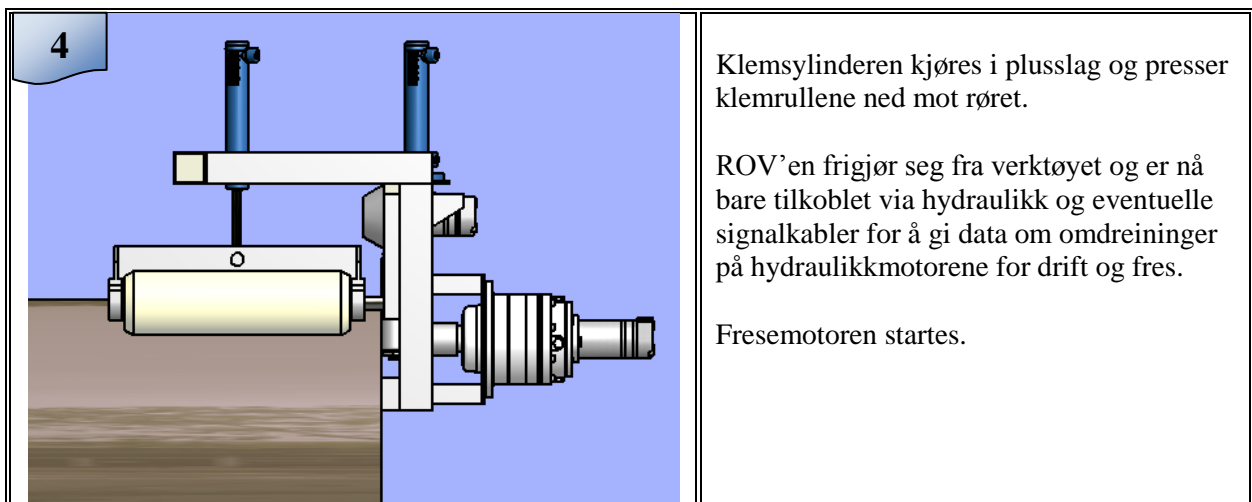
Verktøyet settes på røret øverst klokken 12. Det anses å være det beste påsettingspunktet ved bruk under vann, her er avstanden mellom ROV og havbunnen størst og manøvreringsmuligheten best. Faren for å virvle opp sediment fra havbunnen og dermed redusere sikten er også mindre. For bruk på land vil det være like aktuelt å sette på verktøyet i nedre kant av røret.



ROV'en bruker klemrullene som "guide" for å styre vektøyet inn på rørenden.



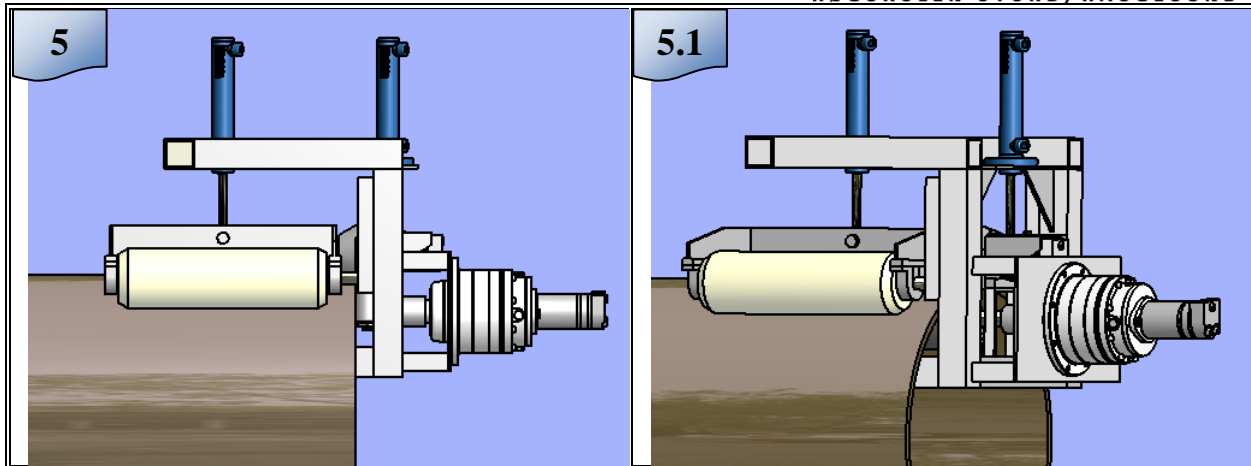
Verktøyet skyves inn på rørenden til det blir kontakt mellom anleggsrullene som er plassert på hver side av rammen. Disse sørger for korrekt plassering av fresehodet i rørets lengdeakse.



Klemsylinderen kjøres i plusslag og presser klemrullene ned mot røret.

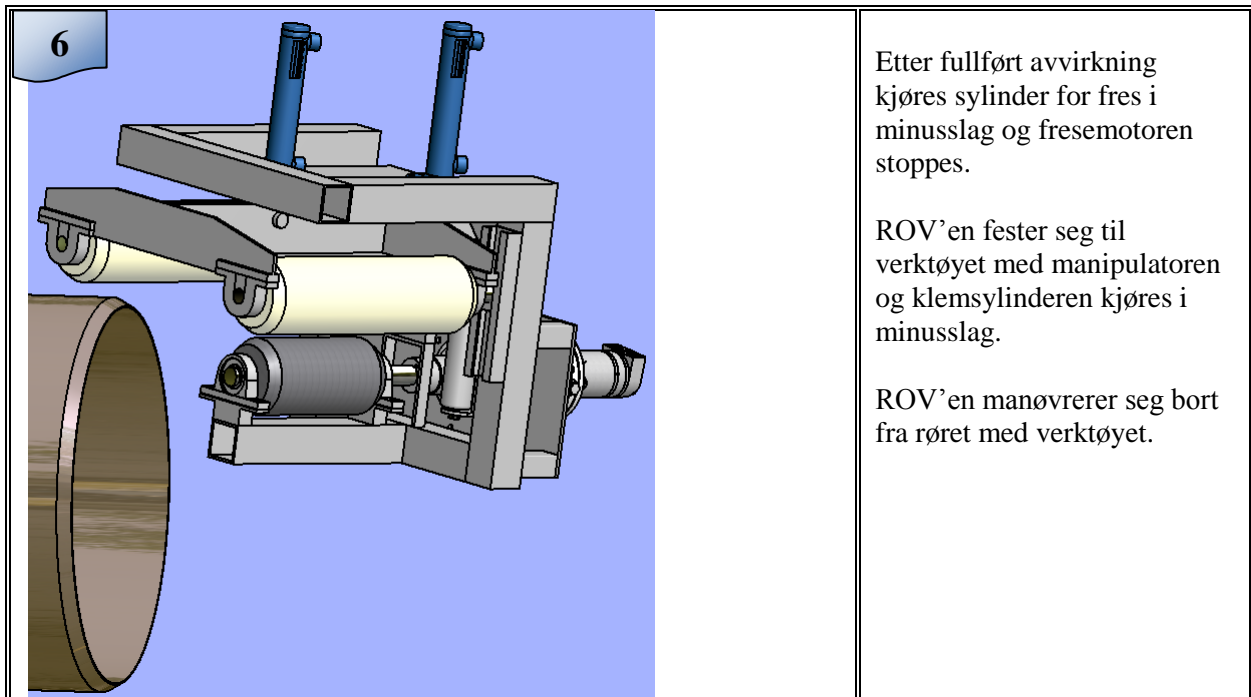
ROV'en frigjør seg fra verktøyet og er nå bare tilkoblet via hydraulikk og eventuelle signalkabler for å gi data om omdreininger på hydraulikkmotorene for drift og fres.

Fresemotoren startes.



Sylinder for fres kjøres i plusslag inntil fresehodet begynner å skjære. Fresen stopper mot motholdet i rammen slik at den forhåndsdefinerte høyde på avvirkningen oppnås.

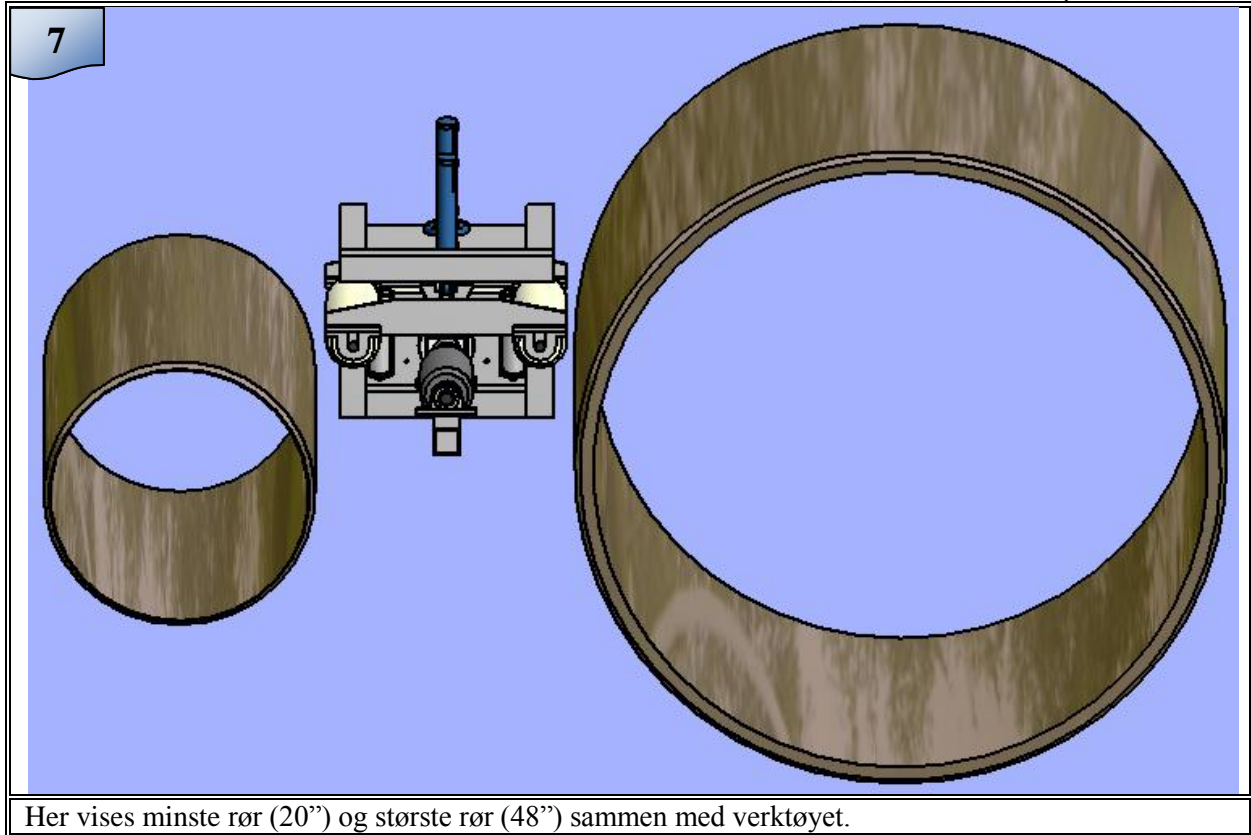
Motoren for drift startes og verktøyet roterer på røret mens fresingen foregår. Om vibrasjon skulle inntreffe må rotasjonen omkring røret stoppes midlertidig.



Etter fullført avvirkning kjøres sylinder for fres i minusslag og fresemotoren stoppes.

ROV'en fester seg til verktøyet med manipulatoren og klemsylindren kjøres i minusslag.

ROV'en manøvrerer seg bort fra røret med verktøyet.



Etter bruk

- Vedlikeholdsprosedyre og lagring av verktøy etter operasjon.

Verktøyet må spyles grundig med ferskvann. Særlig lagrene for akselen til drivrullen og andre trange spalter hvor det lett kan bli saltavleiringer er utsatt og bør spyles i flere omganger. Utfelte saltkrystaller vil da løses opp og skylles bort.

Sylinderstengene på fres- og klemsylinderen bør kjøres lengst mulig inn i sylinderhuset både for at sylinderstengene ikke skal bli påført mekaniske skader under lagringsperioden men også for å unngå korrosjon.

Fresehodet demonteres og lagres separat innendørs.

Det foretas en visuell inspeksjon av verktøyet for å avdekke mekaniske skader, sprekkdannelse, eller andre forhold som bør utbedres før verktøyet tas i bruk igjen. Inspeksjonen bør utføres særlig grundig når verktøyet er forholdsvis nytt og dersom det er lenge siden det sist var i bruk. På bakgrunn av faren for at verktøyet har vært utsatt for spaltekorrosjon bør det videre vurderes nærmere om utsatte sveiser bør sprekkkontrolleres.

Slanger og koblinger må ikke utelates fra inspeksjon.

Alle lager bør fettes opp med ny grease.

Hele verktøyet bør etter at det har lufttørket påføres en konserverende olje, gjerne vegetabilsk, for ytterligere korrosjonsvern.

Ruller/ aksler bør roteres slik at en sikrer en jevn film av konserverende olje over hele enheten.

6. Tilpassing for arbeid på land

Ved operasjon på land vil endringene i driftsforhold i hovedsak bestå i:

- Endrede kjølebetingelser
- Krav om at verktøyet ikke kan påføre skade på personell

Endrede kjølebetingelser

Nedsenket i vann vil kjølebetingelsene bli svært gode og reduseres kraftig når freseoperasjonen skal foregå i luft. Det vil derfor være nødvendig å kjøle fresehodet og arbeidsstykket under drift. Dette kan enklest ivaretas ved å rette en eller flere vannstråler mot fresehodet. Dette vil også hjelpe til sponevakueringen.

Ved utilstrekkelig kjøling må matingen reduseres og bearbeidingstiden vil da øke. Da bearbeidingstiden ikke er like kritisk ved bruk på land som når verktøyet brukes på havbunnen ansees dette ikke som særlig viktig.

Personellsikkerhet

Ved bruk på land må verktøyet utstyres med ekstra beskyttende skjermer. Personell som oppholder seg i umiddelbar nærhet av verktøyet må ikke kunne skades ved at de utilsiktet for eksempel plasserer hender i nærheten av fresehodet. Et tiltak for å unngå dette er å montere beskyttende skjermer på verktøyet. Skjermene kan utføres i tynnplate eller finmasket gitter.

Det må plasseres en skjerm på rammen for å skjerme tilgangen til fresehodet. Denne bør utføres i gitter for effektiv kjøling. Det kan vurderes nærmere om en skjerm bør plasseres for å unngå utilsiktet tilgang til drivakselen. Med en så saktegående aksel som 0,25 rpm. ansees det unødvendig. Det kan imidlertid likevel være gunstig med en skjerm her for at ikke spon skal føres inn mellom drivrullen og rørveggen. Det vil da være mest hensiktsmessig å lage denne skjermen i tynnplate.

Videre kan det vurderes om det bør monteres et gitter i mellomrommet mellom planetgiret og rammen.

Muligheten for at verktøyet kan falle av rørenden er også en uønsket hendelse som kan skade personell. En må derfor begrense oppholdstiden for personell nær verktøyet til tidsrommet hvor verktøyet påsettes rørenden og før freseoperasjonen starter.

7. Vektanslag

Verktøyet i luft

Delnavn	stk	Kg/stk	Total
Plate topp	1		4,21
Vinkel	2	0,2	0,40
Støtte toppplate sider	2	1,5	3,00
Støtte toppplate front	1		1,50
Tverrstiver for rulleram.	2	0,94	1,88
Endestykke for rulleram.	2	1,27	2,54
Rulleramme klemmer	2	0,4	0,80
Platestiver rulleramme	1		0,73
Plate gir	1		2,54
Overgang til fres	1		0,18
Overgang gir-motor	1		0,53
Mutter Rulleramme	1		0,02
Motorhus fres	1		0,53
Lagerbrakett	2	0,17	0,34
Akselkiler	2	0,01	0,02
Glideskinne	2	0,55	1,10
Glidekloss	2	0,24	0,48
Mothold fres	1		0,20
Firkantrør l:300	1		1,45
Firkantrør l:288	1		1,40
Firkantrør l:400	2		1,81
Firkantrør l:76	4	0,20	0,80
Brakett for fres	1		0,14
Bolt Rulleramme	1		0,05
Brakett for anleggsrulle	2	0,48	0,96
Aksel klemrulle	2	1,6	3,20
Aksel drivrulle	1		1,30
Klemrulle (plast)	2	2,63	5,26
Drivrulle (aluminium)	1		3,83
Sylinder	2	1,7	3,4
Motor	2	2,4	4,8
Gir	1		14,2
Fresehode	1		0,80
			64,4
Slanger, olje			5,6
Totalvekt			70

Verktøyet i vann

Volumet av verktøyet er anslått til å være ca 17 liter det vil medføre en vekt i vann på
 $70 \text{ kg} - 17 \text{ kg} = 53 \text{ kg}$

8. Budsjett

Estimat for produksjon av freseverktøy:

Komponenter:	Antall	Pris pr.stk	Total
Kulelager-FYH/ Stainless steel USP-S6/ 25 mm	2	400,-	800,-
Sylinder-MO21F/ 25-12/ 100 mm	2	4 980,-	9 960,-
Hydraulikkmotor-OMM 50	2	1 535,-	3 070,-
Planetgear-RR650TMS	1		5 238,-
Aksel- 25 med mer	1		200,-
Aksel- 20 med mer	2	150,-	300,-
Klemruller-100 mm levert av Mjøsplast AS	2	1 500,-	3 000,-
Drivrulle-100 mm	1		500,-
Fresehode Dormer D-552, 100 med mer	1		4 500,-
Duplexstål (inkl. ca 40 % kapp)			2 000,-
Bolter, muttere, skiver, div.			1 000,-
Hydraulikkuplinger (inkl. påpressing)	20	700,-	14 000,-
Hydraulikkslange- Tess 5020/4/2	20	204,-	4 080,-
Sum kostnader			48 648,-
Arbeidskostnad	Antall timer	Pris pr. time	
Maskineringskostnad-deleproduksjon	16	800,-	12 800,-
Sammenstilling	16	600,-	9 600,-
Sum kostnader			22 400,-
Total kostnader			71048,-

Merknad:

Alle priser oppgitt er enten faktiske innhentede priser eller kalkulerte priser etter konsultasjon med aktuelle leverandører.

9. Videreutvikling

Overgangen mellom drivaksel og gir kan lages med gjennomgående splint i innfestningen mot aksel. Splinten designes for å knekke ved overbelastning.

På verktøyets fremste del bør det vurderes å montere en gummidemper, dette for å beskytte verktøyet når det settes på røret.

For å kunne bestemme og få en nøyaktig tilbakemelding på fresens og rullenes lineære posisjoner, kan en om ønskelig utstyre sylindrene med lineære posisjons givere. Dette vil gjøre operasjonen av verktøyet enklere og man kan utføre freseoperasjonen mer kontrollert. Posisjongivere kan enten bygges inn i selve sylindren under produksjon av enheten, eller påmonteres i etterkant utvendig. En slik utvendig montering vil imidlertid være mindre beskyttet og følgelig mer utsatt for skader.

I tillegg kan det være aktuelt å sette på ekstrautstyr som et minikamera og eventuelt lys. Det kan også være aktuelt med en trykkbryter som indikerer kontakt mellom rørende og anleggssruller.

En mer inngående vurdering av verktøyet i henhold til Maskinforskriften, Sjøfartsdirektoratets sikkerhetsbestemmelser og andre relevante forskrifter vil bli for omfattende å redegjøre nærmere for i denne oppgaven, men disse vurderingene må gjøres dersom det besluttes å sette verktøyet i produksjon og salg.

Under arbeid med konseptutforming av verktøyet vurderte gruppen å foreta dybdeintervjuer med noen få ROV- operatører. Bakgrunnen for dette var både et ønske fra gruppen om å lære mer om hvordan slike verktøy opereres, men også en erkjennelse av at en erfaren ROV-pilot ville kunne bidra med svært verdifull kunnskap.

Det ble besluttet å ikke gjennomføre intervjuer i den innledende utformingen hovedsakelig fordi gruppen så at en slik undersøkelse på det tidspunktet kunne gi for sterke føringer på konseptutformingen. ROV-operatørene ville kunne ha svært bestemte oppfatninger om konsept og utforming som ville kunne påvirke den videre utvikling på en uheldig måte i oppstarten av prosjektet.

Gruppen vil imidlertid anbefale at en i forbindelse med videreutvikling av verktøyet vurderer å gjennomføre en slik undersøkelse for å få innspill på aktuelle operasjonsutfordringer.

10. Konklusjon

Verktøyet som er blitt utviklet gjennom denne oppgaven oppfyller de funksjonskrav som ble satt av Imenco AS.

En har ved utviklingen av verktøyet forsøkt i størst mulig grad benyttet lett tilgjengelige standardkomponenter for å holde produksjonskostnadene lave.

Videre har det ved design av verktøyet blitt fokusert på funksjon og robusthet fremfor utseende og ”smarte” løsninger.

Verktøyet er i utgangspunktet klart til prototypeproduksjon men det anbefales å verifisere designet ved å konsultere personer med høy ROV-kompetanse som for eksempel ROV operatører.

11. Begrep og ordforklaring

Abrasiver.

Små skarpkantede partikler typisk brukt som tilsats ved vannskjæring

Avvirkning, bearbeidet, avfaset.

Begreper som brukes om sponfraskillende bearbeiding

Blackout.

I denne oppgaven omtales kraftbrudd som blackout

Bounded.

ANSYS definerer som standard at komponentene ikke er mulig å skille, de er limt sammen

Ex.

Klassifisering som benyttes på eksplosjonssikkert utstyr

HAZ.

Heat Affected Zone – Varme påvirket sone

HSS.

Eng. High Speed Steel. No. Hurtig stål

Interpass temperatur.

Temperaturen til materialet i sveiseområdet like før andre sveisesekvens og mellom hver mellomsvaisesekvens når det sveiser flere strenger. Ofte lik minimum forvarme

OD.

Eng. Outer Diameter. No. Ytre diameter (brukes om rør)

Operere.

Betegner bruken av verktøyet under avvirkningsprosessen

PRE.

Pitting Resistance Equivalent – Verdi for motstandsdyktighet mot korrosjon

ROV.

Remotely Operated underwater Vehicle. No. Fjernstyrt undervannsfarkost

rpm.

Eng. Revolutions per minute. No. Omdreininger per minutt

Rustfritt stål.

Er brukt om en 316-kvalitet eller bedre

Skjegg.

Benevner i denne sammenhengen deformasjoner av rørkanten som gir en endret veggtykkelse av røret. Ofte skarpkantet

Skjøtemuffer, Welded & Repair Sleeves

Skjøtehylse med noe større indre diameter enn rørene som hylsen skjøter

Thrustere.

Begrepet benyttes om ROV'ens propeller

Vertikalplan/ Horisontalplan.

Begreper som vertikal-/ horisontalplan brukt i oppgaven refererer til verktøyet i klokken 12 posisjon

Bakgrunnsstoff

Aasen Arne Teknisk tegning og dokumentasjon [Bok]. - Bergen : Fagbokforlaget Vigmonstad & Bjørke AS, 1999. - 2. utgave. - 82-7674-622-5.

Bergland Håvard og Hansen Johny Mekanikerpermen Tegning og tegningslesing [Bok]. - Tangen : Gyldendal Nors Forlag AS, 2003. - 4. utgave. - 82-05-30762-8.

Dahlvig Gunnar, Christensen Sigmund og Strømsnes Gunnar Konstruksjonselementer [Bok]. - Aurskog : Gyldendal Norsk Forlag AS, 2000. - 2. utgave. - 82-585-0700-1.

Det Norske Veritas AS Material Risk - Ageing Offshore Installations [Rapport]. - [s.l.] : Det Norske Veritas AS, 2006. - 3496.

DORMER Teknisk Handbok [Bok]. - [s.l.] : www.dormertools.com, 2005.

Irgens Fridtjov Fahetslære [Bok]. - Trondheim : Tapir Akademiske Forlag, 2006. - 7. utgave. - 82-519-2137-6.

Irgens Fridtjov Statikk [Bok]. - Trondheim : Tapir Akademisk Forlag, 2005. - 7. utgave. - 82-519-2067-1.

Kutz Myer MECHANICAL ENGINEERS HANDBOOK [Bok] = Manufacturing and Management. - Hoboken : John Wiley & Sons, Inc, 2006. - 3. utgave. - 13 978-0-471-44990-4.

Tveit Audun Rørteknologi 1 - Regler & beregninger [Kompendium] = ING 2109. - 2010.

Valbrunanordic [Internett] // Produktblad. - <http://www.valbrunanordic.se/prsheet.asp>.

Stephenson David A og Agapiou John S Metal cutting theory and practice [Bok]. - Boca Raton : Taylor & Francis, 2006. - 2. utgave. - 0-8247-5888-9.

Sjøfartsdirektoratet Regler for pasasjer- og lasteskip mv. 2010 [Bok]. - Bergen : Fagbokforlaget, 2010. - 978-82-450-0981-1.

Standarder

Norges Standardiseringsforbund NS 3472 [Standard] // Prosjektering av stålkonstruksjoner Beregning- og konstruksjonsregler. - Lysaker : Pronorm AS, 2001.

Norges Standardiseringsforbund NS-ISO 1219-1 [Standard] // Hydraulikk og pneumatikk
Tegnsymboler og koplingskjemaer del 1: Tegnsymboler. - Lyssaker : Pronorm AS, 1996.

Norsk Standardiseringsforbund Surface preparation and protective coating [Standard] //
NORSOK Standard M-501. - Lysaker : Norsk Standardiseringsforbund, 2004.

Formelsamling

Pedersen Svein Erik [et al.] Teknisk formelsamling med tabeller [Bok]. - Oslo :
Universitetsforlaget AS, 1998. - 7. utgave. - 82-00-42450-2.

Internett

Carbide Depot Technical Resources for Manufacturing Professionals [Internett] // Coefficient
for static friction of steel. - <http://www.carbidedepot.com/formulas-frictioncoefficient.htm>.

FOR 2009-05-20 nr 544: Forskrift om maskiner [Internett]. - 2009. - Januar - mai 2010. -
<http://www.lovdata.no/cgi-wift/idles?doc=/sf/sf/sf-20090520-0544.html>.

Norsk Stål [Internett] // Produktkatalog. - www.norskstaal.no.

Norsk Verkstedsindustri Standardiseringsentral NS 470 [Standard] // Sveiste
stålkonstruksjoner Regler for beregning og utførelse. - [s.l.] : Norges
Standardiseringsforbund, 1969. - 3. Opplag. - Vol. 1985.

Bildeliste

Bilde 1 Illustrer vannskjæringsprinsippet.	7
file://localhost/F:/HP-OM-tegninger/water-jet-head_1.gif	
Bilde 2 Pinnefres	9
http://zealcnc.com/products/cutting-tools/high-helix-end-mills-for-aluminium-and-brass/	
Bilde 3 illustrerer mot-/ medfresing	10
http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Manufacturing/Milling.html	
Bilde 4 Dormer D552 vinkelendfres	13
http://www.lundqvist.se/frameset.asp?GoTo=/visa_produkt.asp?nr%3D29686	
Bilde 5 Deva-tex glidelager.....	27
Produktkatalog	

Figurliste

Alle figurer er hentet ut fra Inventor og ANSYS samt AutoCad.

Figur 1 RR65T MS gir fra Sauer-Danfoss.	22
Figur 2 OMM 50 motor fra Sauer-Danfoss.....	23
Figur 3 Rulleramme med ruller.	26
Figur 4 FYH USP S6 kulelager.	28
Figur 5 Syllindre fra Malm Orstad AS.....	28
Figur 6 Låseanordning for fres mot ramme.....	29
Figur 7 Verktøyets hydraulikksystem.	30
Figur 8 illustrerer sponareal.	34
Figur 9 Klemkraft og fresekrefter.	36
Figur 10 Oversikt av rullerammen og kraftens angrepspunkt.....	38
Figur 11 Forenklet skisse av rullerammen.	38
Figur 12 Neglisjerer friksjonskraften 39	39
Figur 13 Illustrerer tverrsnittet midt på rullerammen.....	40
Figur 14 Oversikts figur av topplaten 42	42
Figur 15 Forenklet skisse av topplaten..... 42	42
Figur 16 Tverrsnittet ved opplagringen..... 43	43
Figur 17 Forenklet skisse av momentballansen i rammen. 46	46
Figur 18 Forenklet skisse av friksjonskreften på drivrullen..... 47	47
Figur 19 Illustrerer tverrsnittet i et firkantør. 47	47
Figur 20 Oversikt over kreften i drivakselen. 48	48
Figur 21 forenklet skisse av drivakselen. 49	49
Figur 22 Forenklet skisse som viser vrimomentet i drivakselen. 50	50
Figur 23 Oversikt og nærbilde krefter og lagerreaksjoner i drivakselen..... 52	52
Figur 24 Over sikt over krefter på klemakselen. 53	53
Figur 25 Illustrerer hvor avskjæringen vil oppstå i klemakselen. 55	55
Figur 26 forenklet skisse av sylinder..... 56	56
Figur 27 Illustrerer verktøyet i kl 9 posisjon..... 57	57
Figur 28 Spenninger på over og undersiden i Rullerammens stivere. 63	63
Figur 29 Spenninger på topplatens over og underside. 64	64
Figur 30 Spenninger på nedre støttes underside..... 65	65
Figur 31Spenniger i drivakselens 66	66
Figur 32Spenninger i klemakselen. 67	67
Figur 33 Total deformasjon i rammen..... 69	69

Vedlegg

VEDLEGG. A	A
Ramme	A
VEDLEGG. B	B
Rulleramme	B
VEDLEGG. C	C
Sveisetegninger	C
VEDLEGG. D	D
Hydraulikkskjema	D
VEDLEGG. E	E
Andre deler	E
VEDLEGG. F	F
Produktdatablad	F
Vedlegg. G	G
ANSYS- rapport	G

Vedlegg. A

Ramme

Vedlegg. B

Rulleramme

Vedlegg. C

Sveisetegninger

Vedlegg. D

Hydraulikkskjema

Vedlegg. E
Andre deler

Vedlegg. F

Produktdatablad

Vedlegg. G
ANSYS- rapport