



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

MASTEROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering: Konstruksjoner og materialer/maskindesign	Våren 2011 Åpen
Forfatter: Johannes M. Grøtteland (signatur forfatter)
Fagansvarlig: Hirpa Lemu Gelgele Veileder(e): Hans Are Vatland	
Tittel på masteroppgaven: Konseptutvikling, Design og beregning av borebom for datastyrt borerigger Engelsk tittel: Concept development, design and calculation of bore bommer for computer controlled boreriggs	
Studiepoeng: 30	
Emneord: Belastningsstudie, styrkeberegninger, modellering og design	Sidetall: 104 + vedlegg/annet: 101 Stavanger 14.06.2011

Forord

Dette er en masteroppgave skrevet ved Universitetet i Stavanger (UIS) våren 2011. Oppgaven er skrevet i forbindelse med Masterstudie som er gjennomført ved det teknisk-naturvitenskapelige fakultet. Studieretningen ved fakultetet er konstruksjoner og materialer med fordypning innen maskinkonstruksjoner. Selve problemstilling og tema til oppgaven er utarbeidet og formulert av Andersens Mekaniske Verksted (AMV). AMV har også stilt utstyr og materiell til disposisjon ved arbeidet med oppgaven.

Oppgavens hensikt er design og konseptutvikling av en vital del på en borerigg produsert av AMV. Borerigger har en sentral rolle ved driving av vei- og jernbanetunneler. Prosjektet har sitt utspring fra AMV hvor det er gitt uttrykk for et ønske om å videreutvikle dagens borerigg. Innholdet i rapporten kan deles i følgende hoveddeler:

- 1) Grunnleggende forståelse av hva problemstillingen omfatter og hvilket problem som er forsøkt løst. (kap. 1)
- 2) Design og konseptutvikling av nye løsninger. (kap. 2-3)
- 3) Lastanalyser og styrkeberegninger av modellerte nye løsninger. (kap. 4-5)
- 4) FMEA-analyse og vurdering av resultater. (kap. 6-8)

Det har gjennom hele oppgaveprosessen blitt gitt god oppfølging og tilbakemelding fra veileder Hirpa L. Gelgele ved UIS, og veileder Hans Are Vatland ved AMV. Jeg vil derfor takke disse to for bidragene de har gitt under oppgaveprosessen.

Flekkefjord, 10. juni 2011
Johannes M Grøtteland

Innhold

1.	Innledning.....	1
1.1.	Historie og bakgrunn	1
1.2.	Generelt om tunneldrift	3
1.3.	AMV og beskrivelse av utstyr.....	6
1.4.	Problemstilling	10
1.5.	Oppgavens utforming	11
2.	Designalternativer og designkrav	13
2.1.	Metodikk for designfasen	13
2.2.	Beskrivelse av konseptfasen.....	15
2.3.	Designkrav.....	16
2.4.	Designalternativer	17
2.4.1.	Beskrivelse av vekting.....	17
2.4.2.	Vurdering av alternativ design	21
2.4.3.	Alternativ 1.....	22
2.4.4.	Alternativ 2.....	23
2.4.5.	Alternativ 3.....	24
2.4.6.	Valg av alternativ	26
2.4.7.	Benchmark.....	27
3.	Valg av komponenter og designutforming	29
3.1.	Valg av komponenter	29
3.1.1.	Rotasjonsmotor.....	29
3.1.2.	Grunnlag for vurdering.....	32
3.1.3.	Hydraulikksystem.....	33
3.2.	Materialvalg.....	36
3.3.	Designutforming.....	37
3.3.1.	Ulike aspekter ved designutforming	37
4.	Analyse av krefter og dimensjonerende lasttilfeller	41
4.1.	Laster som virker på konstruksjonen.....	41
4.1.2.	Egenvekter	42
4.1.3.	Andre laster	42
4.1.4.	Utmattingsdata.....	43
4.2.	Sylindertrykkmålinger.....	44
4.3.	Beskrivelse av dimensjonerende lasttilfeller	47
4.4.	Oppplagringskrefter i sving og tilledd.....	50

5.	Dimensjonering og styrkeberegninger	53
5.1.	Sveiseberegninger	54
5.1.1.	Beregning av sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur	55
5.1.2.	Beregning av sveis i strukturen mellom rektangelprofil og rørprofil	57
5.1.3.	Beregning av sveis mellom rektangelprofil og innfestningsøre til bolt	59
5.1.4.	Beregning av sveis til feste av strukturboltsylindere	62
5.2.	Dimensjonering av bolter	64
5.2.1.	Dimensjonering av bolter til svingsylinder	67
5.2.2.	Dimensjonering av strukturbolt	70
5.3.	Utrivning av bolteører	75
5.4.	Dimensjonering av sylindrestang	76
5.5.	ANSYS resultater	78
5.5.1.	Sving og tittledd	80
5.5.2.	Struktur	86
5.5.3.	Sylinderopplagring	90
5.5.4.	Verifisering av ANSYS resultater	93
6.	FMEA-analyse	96
7.	Diskusjon	98
8.	Konklusjon	101
9.	Kilder	103
10.	Vedlegg	104

Sammendrag

Oppgaven omfatter en vital del på en borerigg produsert av AMV. Borerigger er sentral ved driving av tunneler. Den brukes blant annet til å bore hull i tunneltverrsnittet som senere fylles med sprengstoff. En standard borerigg fra AMV har tre boremaskiner som sitter på hver sin borebom.

Hensikten med oppgaven er å designe og utvikle en ny del på en borerigg. Dagens utforming har flere begrensninger som knyttet seg til fleksibilitet og rekkevidde av borebommen ved boring. Det er derfor gjort en studie av nye mulige løsninger. Disse er vurdert opp mot hverandre og det er i samarbeid med AMV valgt ut et alternativ som det i resten av oppgavene er jobbet videre med. Videre i oppgaven er det valgt ut komponenter og modellert en 3-D modell i programmet Inventor. Det er videre gjort en lastanalyse av krefter som virker på denne nye konstruksjonen. Dette omfatter egenvekter og laster som oppstår ved boring. Verdiene fra denne analysen er videre brukt til å gjøre dimensjoneringer og strykeanalyser av konstruksjonen. Det følger så en FMEA-analyse av det nye alternativet. Denne analysen er en prosedyre i produktutvikling for å klassifisere alvorlighetsgrader og sannsynligheter for feil ved konstruksjonen. Til sist i følger en drøfting og konklusjon av arbeidet som er gjort.

De viktigste resultatene som er funnet kan nevnes under:

- 1) Det er lagt fram tre ulike alternativer hvor det ene av disse er valgt ut som mest aktuelt for videre beregninger. Slik som resultatene fremstår og på bakgrunn av de vurderinger som er gjort, vil det være mulig å utvikle en løsning med tanke på fleksibilitet og rekkevidde. Det skal i tillegg være mulig å redusere antall bevegelige ledd samtidig som egenskapene nevnt over ivaretas.
- 2) Det vil være hensiktsmessig å øke trykket på komponenter som er valgt da dette vil redusere vekt og størrelse på komponenter.
- 3) Noen områder vil kreve videreutvikling av modelleringsarbeid og beregningsarbeid. Dette gjelder spesielt hydraulikksystemet.

Konklusjonen som er gitt for prosjektet er at det foreligger et forslag som etter alt å dømme vil gjøre konstruksjonen mer fleksibel og gi den større rekkevidde. Det gjenstår imidlertid noe videreutvikling av enkelte områder før en endelig konklusjon kan foreligge. Et naturlig neste steg for prosjektet vil være å ferdigstille disse områdene og gjøre en endelig vurdering, samt lage en eventuell prototype av løsningen

1. Innledning

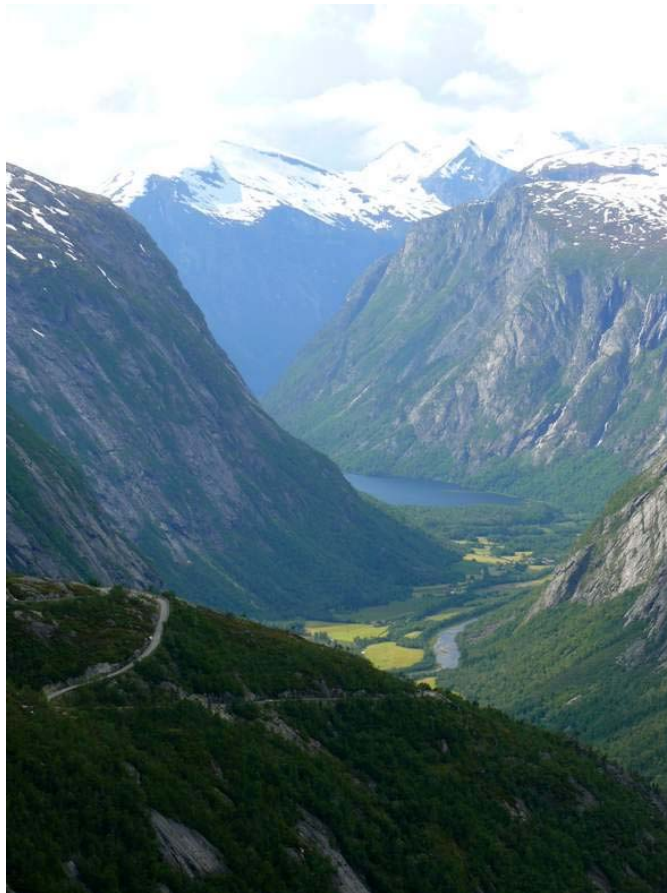
Det vil i følgende kapittel bli gitt en kort innføring i historie generell tunelldrift. Det vil i tillegg bli gjort rede for hva en borerigg brukes til og hvordan dagens løsning fra Andersens mekaniske verksted (AMV) er utformet i dag. Til sist i kapitlet vil problemstilling for oppgaven og oppgavens utforming bli presentert.

1.1. Historie og bakgrunn

Norge med sine fjorder og fjell, er helt avhengig av tunneler for å ha en tilfredsstillende veistandard. Som man ser på Figur 1. kan terrenget variere svært mye. Vestlandet har et spesielt behov for tunneler for å bedre fremkommeligheten og for å gjøre reiseavstander kortere.

Det finnes i dag ca ett tusen vegtunneler i Norge. Disse har en samlet lengde på over 800 Km. Dette tilsvarer nesten Stavanger-Oslo tur/retur! Hvert år bygges det 20-30 Km med nye tunneler i Norge. Til nå er det bygget 31 undersjøiske tunneler, og flere er under planlegging. [21].

Tunnelbygging har lange tradisjoner i Norge. De tidligste tunnelene ble laget på 1500-tallet i forbindelse med gruvedrift [10]. På slutten av 1800-tallet kom den store jernbaneutbyggingen. I etterkrigstiden kom det også store vannkraftutbygginger som gav utslag i mange hundre kilometer med vanntunneler. De fleste vannkraftutbyggingene ble bygget før 1990. I dag er de fleste tunneler som blir laget enten veitunneler eller jernbanetunneler [28].



Figur 1 Fjell og fjorder i Norge

Vegtunneler ble tidligere sett på som en svært kostbar investering som kun ble vurdert på noen få veistrekninger. Tunneler er fortsatt svært kostbare å bygge, men det er i dag en mye stor vilje hos politikere til å bygge tunneler. Dette gjelder ikke bare vegstrekninger med mye trafikk men også veger med lite trafikk. Dette kan forklares med at tunneler er en svært gunstig investering sett i et langt perspektiv. Tunneler gir en betydelig miljøgevinst av kortere kjøreavstand og færre høydemeter. Ser man på faktorer som rasfare, brøyting og salting er tunneler et mye bedre alternativ. Viljen til å bygge tunneler er påvirket av at det er utviklet bedre utstyr og metoder som gjør at drivning av tunneler er mer effektivt enn tidligere. Det er i de senere år også kommet en del undersjøiske tunneler som skal erstatte ferjesamband. Den lengste undersjøiske tunnelen i verden er Eiksundsambandet i Møre og Romsdal med sine 7765 meter.[21] Den lengste veitunnelen i verden er Lærdalstunnelen med 24 509 meter [29]. Denne kan sees i figur 2 under.

Tunneler sett i forhold til vanlige veier har ikke bare fordeler. Et område hvor farerisikoen øker i tunneler er ved branntilløp. Konsekvenser er mye større ved branntilløp i tunneler enn på vanlige veger. Frost kan også være et problem i tunneler.[10] Når vann fryser kan det sprenger ut små og store steiner inne i tunnelen som kan falle ned i kjørebanelen. Det er derfor strengere krav til nødutstyr som brannslukkere og nødtelefon. Man vil også kunne oppleve lekkasje problemer i tunneler. Dette skjedde i stor skala ved Romeriksporten i 1995. Problemene i denne tunnelen fikk konsekvenser som kostet over 1 milliard kroner.[25]

Tradisjonelt er tunneler i Norge laget ved å bruke berget som byggemateriale. Berget blir sikret med bolter og betong der dette er nødvendig. Norske bergarter er generelt godt egnet for tunneldrift. Fastlandet i Norge har bergarter som regnes for gamle i geologisk forstand. Disse er harde og stive og karakteriseres som ”Hard Rock”. Tunneler i Norge er derfor relativt billig å bygge sett i forhold til andre plasser i verden. [20]

Tunneler blir ofte finansiert på en tredelt måte. Staten, fylke/kommunen og brukerne. Brukeren betaler i form av skatter og bompenger.



Figur 2 En snu og vende plass inne i Lærdalstunnelen.

1.2. Generelt om tunneldrift

Det vil i følgende kapittel bli gitt en kort beskrivelse av hvordan en tunnel lages og hvordan en borerigg brukes. Det vil bli gitt en beskrivelse av hvordan systemet på dagens borerigg ser ut og viker. Her vil det bli vist hvordan en borerigg brukes og hvordan dagens løsning ser ut. Det er også pekt på mulige forbedringer ved et nytt system. Det er navngitt en del komponenter i tekst og som merknader i figurer. Disse beskrivelsene er det viktig å merke seg, da de kommer til og blir brukt videre i oppgaven.

Generelt

Ved drift av en tunnel med bruk av borerigger bruker man sykluser for å anslå drivetid og fremdrift. En syklus består av fem ulike prosesser [21]. Disse er beskrevet på neste side.

En syklus består av følgende fem prosesser.

1. Forinjeksjon
2. Boring og lading
3. Sprengning
4. Utlasting
5. Rensk og sikring

Ved drift av en tunnel er tidsbruken i hver syklus svært viktig. Dette bestemmer framdriften på tunnelen og prosjektets økonomiske styring er ofte kontrollert av antall sykluser. I løpet av en uke med normal tunneldrift vil antall sykluser komme opp i 6-10.[32] Dette avhenger selvfølgelig av tverrsnittsstørrelse, fjellforhold og drivetid.

Boring er en sentral del i syklusen. En forbedring og effektivisering av boreprosessen vil derfor være av stor økonomisk betydning for driving av tunneler.

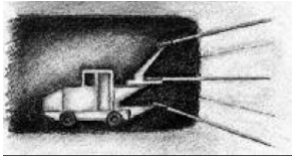
Det eksisterer også driving av tunneler med såkalte Tunnel boremaskiner (TBM). Figur 3 viser en TBM. Disse er spesielt egnede for lange tunneler, og tunneler med mindre tverrsnitt og løs bergmasse. Det er liten tradisjon for bruk av denne typen utstyr i Norge. Dette skyldes i all hovedsak at de er dyrere å bruke her til lands enn borerigger.[21]



Figur 3 En TBM fra selskapet Robbins

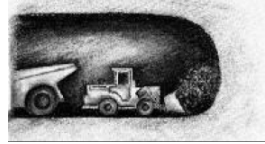
Tunnelsyklus

En typisk norsk 2-felts veitunnel er 8,5 bred og har et tverrsnittareal på ca 50 m²[32]. Under følger en nærmere beskrivelse av hvordan en slik tunnel drives. Dette er en tradisjonell metode for å drive tunnel med borerigger. Avsnittet er i stor grad hentet fra kilde [22]



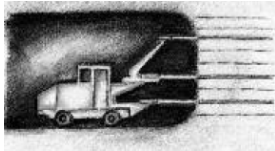
1) Forinjeksjon

Det bores hull som er 20-25 meter lange. Disse fylles med betong under høyt trykk. Det er for å gjøre fjellet mer stabilt før sprengning.



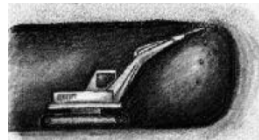
4) Utlasting

Den sprengte massen fraktes ut av tunnelen og det jevnes til i bunnen av tunnelen.



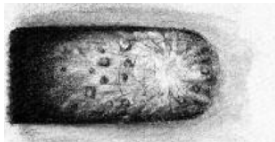
2) Boring og lading

Her bores det ca 5 meter langer hull i hele tunneltverrsnittet som fylles med sprengladninger.



5) Rensk og sikring

Løst fjell slås løst med en hydraulisk hammer. Er fjellet dårlig, sikres taket og veggene i tunnelen med bolter, sprøytebetong eller armeringsbuer



3) Sprengning

Ved sprengning er det vanlig å dele sprengningen opp i flere små ladninger for å minske rystelser på overflaten.

Krav til nøyaktighet

Ved boring av spreng hull er kravet til nøyaktighet stort. Ved sprenging er det ønskelig at korrekt tverrsnitt sprenges vekk. Blir tverrsnittet for lite må entreprenøren bore og spreng på nytt for å tilfredsstille tverrsnittskravet. Blir tverrsnittet for stort vil det bli mye unødvendig masse som må fraktes ut av tunnelen. I tillegg er det viktig at tverrsnittet i tunnelen blir mest mulig rundt slik at trykkspenningene fra fjellet over tunnelen blir jevnt fordelt, slik at man unngår spenningstopper i tunnelen.

Boreriggene til AMV er utstyrt med et datasystem som leveres av Bever Control. Styringssystemet er vist i figur 4 under. Systemet har en borenøyaktighet på +/- et par cm. Dette systemet gjør det også mulig å lagre sprengningsprogrammer som gjør at hver enkelt salve optimaliseres. Ved rette strekkinger hvor fjellet er relativt likt er dette også en fordel da programmet kan kjøres flere ganger og man slipper å lage nye programmer for hver sprengning.

Stuffen

Ved tunneldrift kalles tverrsnittet hvor boringen holder på for stuffen. I et slikt tverrsnitt bores det mellom 75-150 hull. Hver syklus fjerner i overkant av 5 meter fjell. Dette betyr at man borer ca 22 000 hull per km. Klarer man å redusere boretiden med noen få prosent gir dette store utslag for fremdriften av tunnelen. [21]



Figur 4 Styringssystem i en AMV borerigg

1.3. AMV og beskrivelse av utstyr

AMV

Andersens Mekaniske verksted AS (AMV) ble i 1860 startet som en smie i Flekkefjord. De er i dag et privateid aksjeselskap med rundt 120 ansatte. AMV utvikler og produserer utstyr for tunnel og anleggsbransjen. De har egen ingeniøravdeling, maskineringsavdeling, sveiseavdeling og montøravdeling. Alt dette befinner seg i samme bygg.

Hovedprodukter er tunge maskiner for tunneldrift. De lager blant annet borerigger, betongsprøyteroboter og arbeidsplattformer.

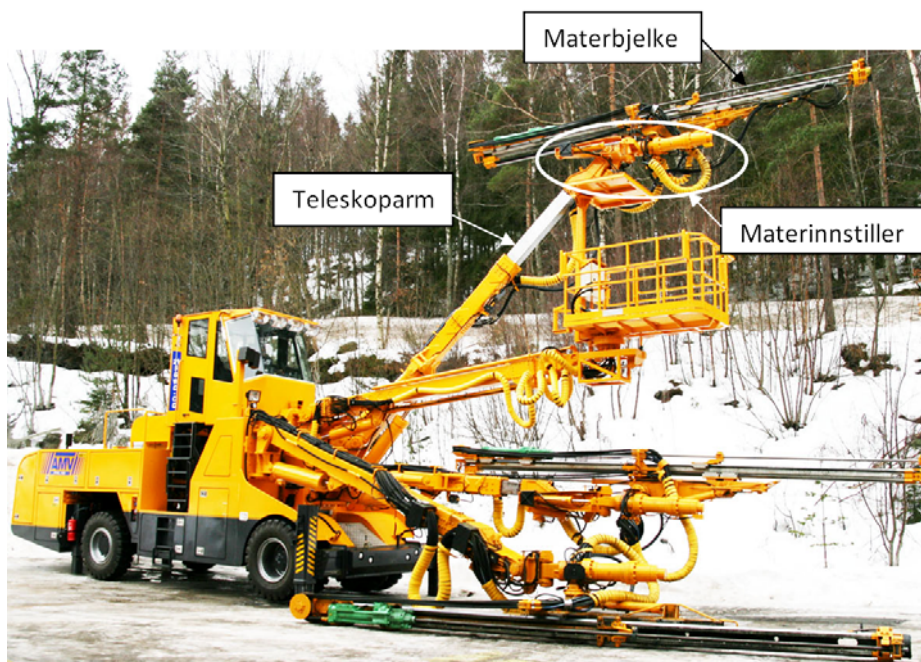
AMV har siden 1970-tallet vært ledende på tunnelborerigger og de senere tiår på datastyrte tunnelborerigger. Denne teknologien er en forutsetning for moderne tunneldrift og AMV har fulgt denne utviklingen siden starten.

Beskrivelse av dagens utstyr

AMV leverer mange ulike borerigger. En borerigg kan sees i figur 5. Borebommen er prinsipielt den samme på alle riggene. Med borebommen menes hele teleskoparmen, materinnstilleren og materbjelken. Disse benevningene kan sees i samme figur.

Lengden på materbjelken og teleskoparmen kan variere ettersom kravet til rekkeviddet er noe ulikt. Denne oppgaven tar for seg en 18 fot materbjelke. Dette er den tyngste materbjelken og vil derfor gi mest belastning på materinnstilleren. [30]

En borerigg brukes til å bore hull i tunnelen. Disse hullene har flere ulike formål. Det kanskje viktigste formålet er å bore hull som kan fylles med sprengstoff. Boreriggen brukes også til å bore hull til å feste sikringsbolter i. Sikringsbolter brukes både for å sikre tunnelen for ras av løse steiner, men også for å stabilisere fjellet hvor det har sprekker eller svake soner. Borehullene brukes til sist for injeksjon av betong eller annen tetningsmasse. Dette gjøres for å tette sprekker i fjellet slik at det ikke oppstår lekkasjer inn i tunnelen. [6]



Figur 5 En trebomms borerigg fra AMV



Figur 6 Enden på en borerigg under boring

Ved boring for sprengning bores det 100-150 hull som senere fylles med sprengstoff. Dette antallet varierer med tverrsnittsstørrelse og bergkvalitet. Hull som bores for bolter og injeksjon varierer med bergkvalitet og andre faktorer. I figur 6 ser man materbjelken under boring

Boreriggen er datastyrt og helautomatisk. Den har tre borebommer og en korgbom til personløft. Borebommen har 8 ledd som gjør det mulig å bore i alle mulige vinkler. Kravet til presisjon, navigering og repeterbarhet er høyt. Miljøet den jobber i stiller også store krav til robusthet og styrke.

Utstyrsbeskrivelse slik det er i dag

Denne oppgaven omfatter en del på borebommen. Denne kalles materinnstilleren og kan sees i figur 7. Formålet til materinnstilleren er å kunne bevege boremaskinen i ulike retninger. Ved driving av tunneler er det behov for både å bore hull innover i tunnelen og til siden i tunellen.



Figur 7 Materinnstilleren på en borerigg

Det stilles derfor store krav til fleksibilitet og bevegelighet av materinnstilleren. Alle bevegelser på borebommene skjer ved hjelp av hydraulikk. Bak på selve boreriggen sitter tre store hydraulikkpumper som drives av elektriske motorer. Disse motorene får strøm fra generatorer som er plassert ved inngangen til tunnelen. Hydraulikkpumpene kan levere trykk opp til 350 bar. Selv om dagens hydraulikksystem kun er beregnet på 210 Bar.

Materinnstilleren består av fire ledd. Tre av disse styres av hydraulikksylindere mens det siste leddet blir styrt av et hydraulisk vrielement. Et vrielement er en spiralformet bolt som roterer om boltens akse ved hjelp av hydraulikk. Dette er mer beskrevet i 3.1.1

Materbjelken er laget av en aluminiumsprofil. På toppen av denne sitter en boremaskin som kan gli fram og tilbake langs materbjelken. Det er to hydraulikksylindere som presser boremaskinen og materbjelken mot fjellet under boringen. Materbjelken leveres i ulike lengder, den tyngste og vanligste bjelken er 18 fot lang og gir en borelengde på 5,3 meter.

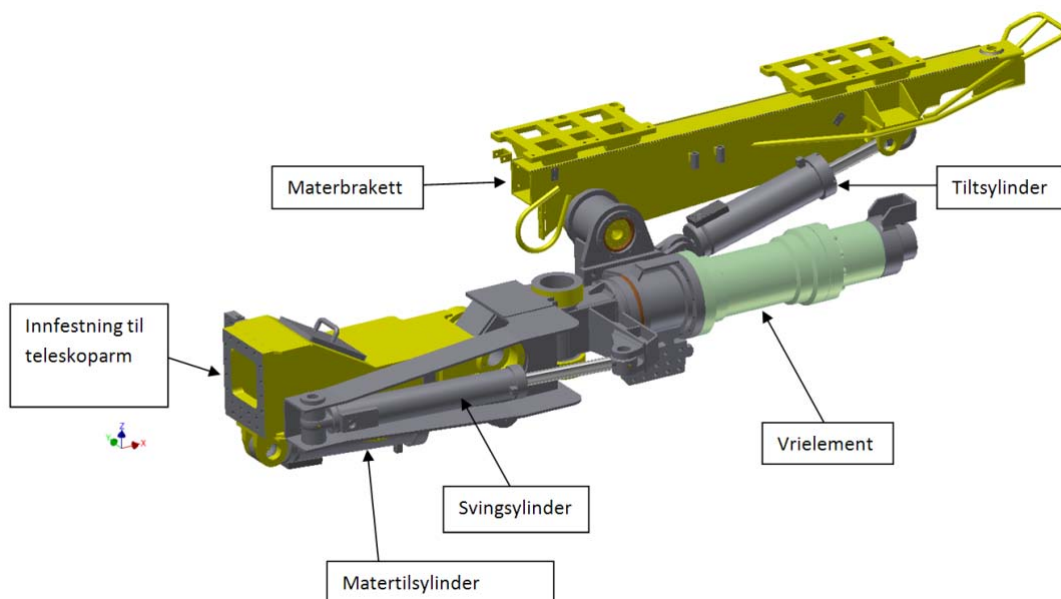
Figur 6. viser endestykket på en borebom. På enden av aluminiumsbjelken sitter en gummipute som presses mot fjellet ved boring, Trykket som presses mot fjellet kalles for matertrykket. Trykket som kommer fra selve boringen kalles boretrykk.

Materinnstilleren

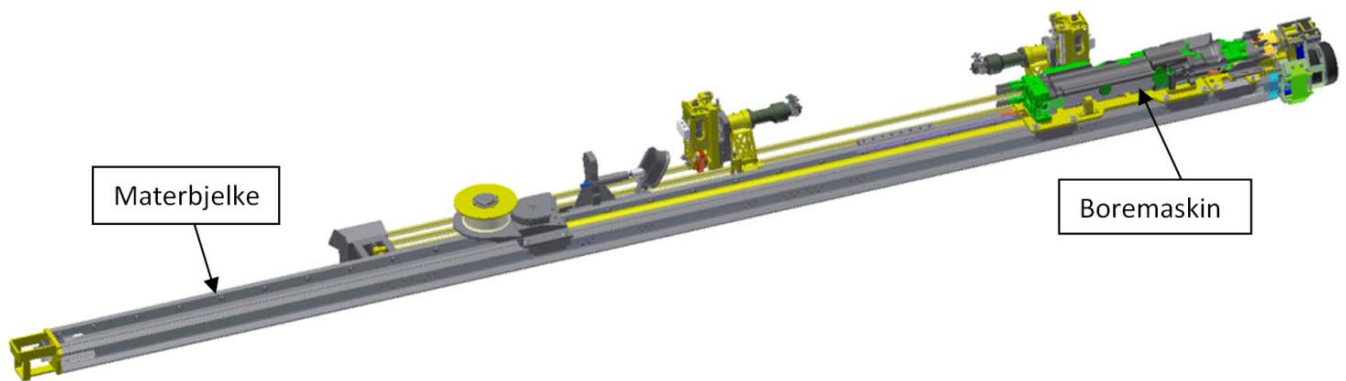
Denne oppgaven begrenser seg til materinnstilleren slik den kan sees på Figur 7 og Figur 8. Materinnstilleren går fra innfestningen til teleskoparmen og til innfestningen av materbjelken.

Slik materinnstilleren er i dag veier den 1800 kg. Det har vært få vedlikeholdsproblemer med den, og konstruksjonen har vist få tegn til utmatting. Den har vært i produksjon i snart 9 år. Innfestningen til teleskoparmen og materbraketten tilvirkes i Polen. Vrielementet lages av HKS i tyskland. Sylindrerne, bolter og foringene lages av AMV i Flekkefjord. De har de siste årene laget et automatisk stagmatingssystem som sitter på materbjelken. Dette veier 300 kg. Vrielementet er ikke dimensjonert opp i takt med lastøkningen. Elementet opererer derfor på grensen av hva det er dimensjonert for. [32]

Hovedgrunnen til at AMV ønsker å modifisere materinnstilleren er at den har noen geometriske begrensninger. Dette gjelder i hovedsak ved boring til siden i tunellen.



Figur 8 materinnstilleren modellert i Inventor



Figur 9 Materbjelke uten borestenger og slanger

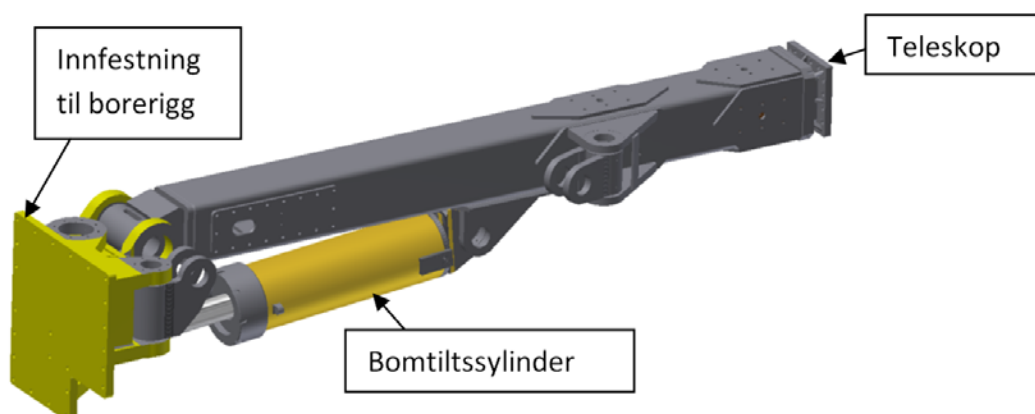
Materbjelkene må da krysses fordi det ikke lar seg gjøre å svinge materbjelken til siden. Dette er ikke gunstig med tanke på rekkevidde og fleksibilitet. Disse egenskapene blir vesentlig dårligere slik løsningen er i dag. Man får heller ikke utnyttet lengden på teleskoparmen slik man kunne gjort hvis det hadde vært mulig å bore til samme side som bomme sitter på.

Materbjelke

Selv om ikke materbjelken er en direkte del av oppgaven er den vesentlig i utformingen til ny materinnstiller. Materbjelken kan sees på Figur 9. Boremaskinen vises helt til høyre i bildet. Vekten av materbjelken må holdes oppe av materinnstilleren og teleskoparmen. Materbjelken leveres i forskjellige lengder alt etter kundens behov.

Teleskoparm

Teleskoparmen er vist på Figur 10. Bomsvingsylinderen er ikke modellert med. Innfestningen til materinnstilleren sitter helt til høyre mens innfestningen til boreriggen sitter til venstre ved den gule platen. Teleskoparmen består av to firkantprofiler med gildeplater mellom. Teleskopsylinderen sitter inni firkantprofilene.



Figur 10 Teleskoparm uten svingsylinder

1.4. Problemstilling

Det er nå gitt en kort innføring til tunelldrif og tunell historie i Norge. Det er også gitt en beskrivelse av dagens utstyr hos AMV, og hvordan de forskjellige komponentene er navngitt. Det vil i resten av oppgaven bli forsøkt å svare på følgende problemstillinger.

Problemstillingen er delt opp i tre hoveddeler.

1. Kan det utarbeides et nytt konsept for materinnstilleren som har bedre løsninger og funksjonalitet enn dagens konsept? Det tenkes da spesielt på fleksibilitet og rekevidde av borebommen. Kan det i tillegg reduseres noe egenvekten på materinnstilleren? Konseptet blir designet og modellert i 3D programmet Inventor.
2. Hvilke laster virker på materinnstilleren og hvilke lastsituasjoner er dimensjonerende for spenninger på materinnstilleren? Beregningene blir utført både ved håndberegninger og ved bruk av ANSYS.
3. Hvordan vil en FMEA-analyse av borebommen være? Og hvilke resultater viser en slik analyse?
Analysen blir gjort etter AMV sine standarder for FMEA-analyser.

Angrepsmåte

Problematikken rundt denne oppgaven ligger tett knyttet til design og konseptutvikling av et nytt produkt. Det ble derfor lagt vekt på forståelse av behov og problemer knyttet til en borerigg. Et av tiltakene som ble gjort for å bedre denne forståelsen av var å reise til en tunnel som er under bygging. Turen gikk da til Jondal i Hardanger hvor flere borerigger fra AMV var i drift. Referat fra turen følger i vedlegg 7. I tillegg til anleggsbesøk ble det laget flere tremodeller som skulle visualiseres de geometriske utfordringene. Dette kan leses om i vedlegg 4. Dette ble også gjort for lettere å formidle og visualisere de ulike alternativer på en enklere måte. Det er i tillegg gjennomført en forstudierapport som ligger vedlagt i vedlegg 3. Det var gjennom hele prosessen en god dialog og oppfølging fra AMV.

Lastanalysen som ble gjennomført tok utgangspunkt i sylindetrykk og egenlaster. Det ble derfra funnet borekrefter og andre krefter på konstruksjonen. Sylindetrykkene ble målt ved trykktesting. Referat fra dette følger i vedlegg 6. Sylindetrykket ble også brukt til å finne friksjonskrefter i glideledd.

Hva er gjort av AMV tidligere

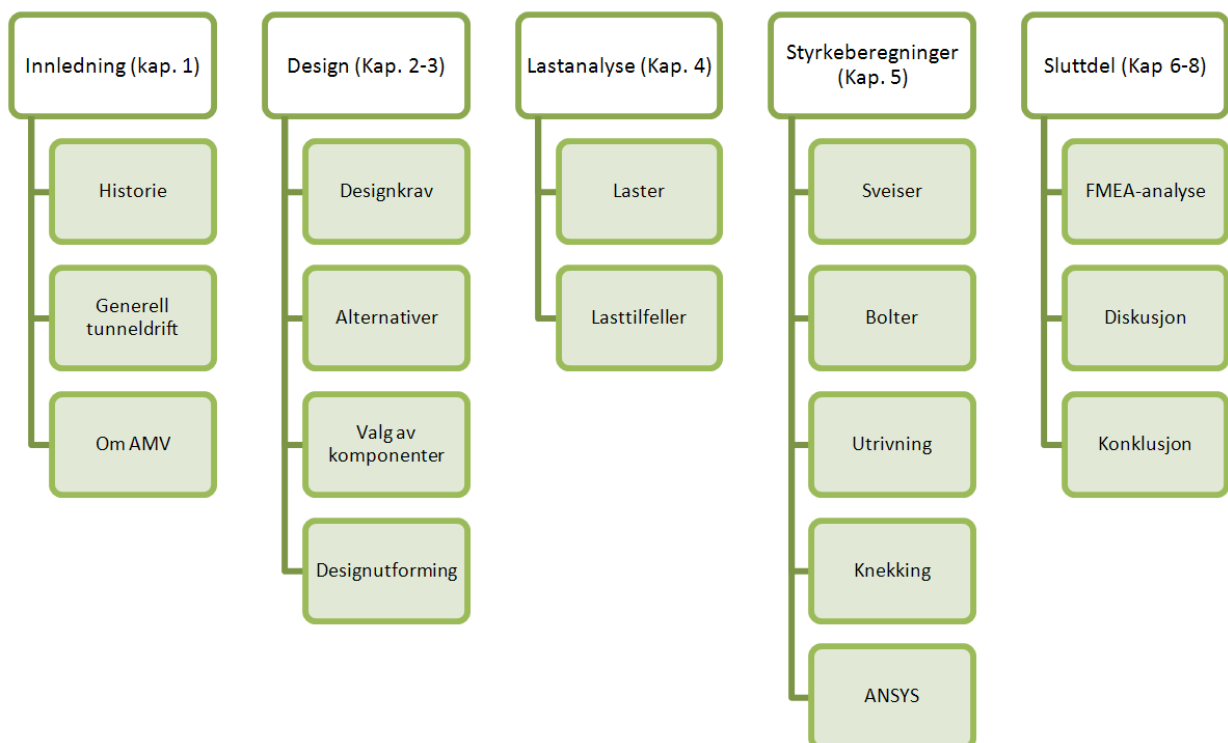
Alle strukturdeler til materinnstiller finnes som 2D tegninger i AutoCAD arkivet til AMV. Av Inventor modellering var materbjelken og teleskoparmen modellert, samt noe av materinnstilleren. Tidligere beregninger fantes det ingen tilgjengelig data. Beregningene ble derfor gjort helt fra start. Egenlaster fantes det noe data fra. Disse dataene var noe foreldet og var derfor ikke gode nok til bruk oppgaven. De fleste egenlastene er derfor hentet ut fra Inventor. Krefter som virker på konstruksjonen er beregnet ut fra sylindetrykk og egenlaster.

1.5. Oppgavens utforming

Denne oppgaven er av en praktisk art. Oppgaven omfatter et faktisk problem som det skal utarbeides en mulig løsning for. Oppbygningen av rapporten vil reflekteres av dette. Det er valgt å plassere relevant teori i samme kapittel som temaet, og ikke i et eget teorikapitel. Det er funnet mest hensiktsmessig å gjøre det på den måten da teori får en direkte sammenheng med resultatet.

Oppgaven er bygget opp som en kronologisk gjengivelse av de forskjellige prosjektfasene. De viktigste fasene som inngår her er vist i figur 11. Innledning omfatter bakgrunnsinformasjon og definisjon av hvordan dagens løsning ser ut. Designdelen av rapporten omfatter to kapitler. Her defineres de ulike alternativene. Det vurderes ulike komponenter og det følger en beskrivelse av designutformingen. Kapittel 4 er en innledning til styrkeberegningsskapitelet. Her defineres dimensjonerende lasttilfeller og laster som virker på konstruksjonen. Resultater av styrkeberegninger er gitt i kapittel 5. Beregningene av disse resultatene er valgt å plasseres som vedlegg. Hvert resultat refererer til et eller flere vedlegg hvor man kan finne fullstendig beregninger. Dette er gjort for å kunne gi rapporten bedre ryddighet og oversikt. Enkelte korte beregninger vil likevel være gitt i oppgaven. Til slutt kommer en FMEA-analyse, diskusjon og konklusjon.

Hvert kapittel har en kort innledning til hva kapitlet handler om. Kapitlene inneholder også en oppsummering hvor de viktigste punktene fra kapitlet beskrives.



Figur 11 Oversikt over de viktigste delene av rapporten

Kildekritikk

Det ble i starfasen på oppgaven gjort en litteraturstudie av borerigger og tunneldrift. BIBSYS ble benyttet som database for kildesøking av bøker. I tillegg ble det gjort søk på internett med søkeord som tunneldrift (18200 treff), tunnelhistorie(353 treff), tunnel borerigger (18300 treff) og tunnel syklus (11 400 treff). Det viste seg at det finnes mye informasjon knyttet til temaer som tunneldrift, tunnelsykluser og tunnelprosjekter. Men det eksisterer lite tilgjengelig data knyttet til borerigger og borebommer. Dette skyldes i hovedsak at det er et nisjeområde med svært få aktører. Mye av informasjon knyttet til borerigger ble derfor innhentet fra AMV.

Da denne oppgaven er gjennomført ved hjelp av AMV vil mye informasjon være ensidig fra AMV. Dette kan gi en subjektiv vurdering med tanke på konkurrenter og konkurransefortrinn. Men også når det gjelder ulike aspekter ved boreriggen og utstyr levert av AMV.

Metode

Da oppgaven er en konstruksjonsoppgave vil den i stor grad være en kvalitativ oppgave med fokus på forbedringer og alternativer til materinnstilleren. Metode for valg av alternativer følger i kapittel 2.

Begrepsavklaring

I kapittel 1 er det gitt en beskrivelse av ulike komponenter som vil bli brukt i ulike sammenhenger senere i oppgaven. Et eget begrepsavklaringskapittel vil derfor ikke foreligge. Dette er gjort da begreper som brukes i oppgaven i stor grad knytter seg til beskrivelser av ulike komponenter som er i bruk på en borerigg. Begrepsavklaring er derfor gitt i samme kapittel som beskriver dagens løsning på en borerigg.

Oppsummering

Det har i kapittel 1 blitt gitt en beskrivelse av dagens konstruksjon av materinnstilleren og omliggende utstyr. Det har også blitt gitt en kort innføring i tradisjonell tunneldrift og bruken av en borerigg. Navn og uttrykk som senere vil bli brukt i oppgaven, er beskrevet med tekst og merket av i ulike figurer. Problemstilling og utforming av rapporten er også definert.

2. Designalternativer og designkrav

Det vil i følgende kapittel bli gitt en beskrivelse av konseptfase, designkrav og designalternativer. Det vil også bli redegjort for designprosessen og resonnement for valg av løsning.

2.1. Metodikk for designfasen

For å få til en konstruktiv og ryddig designprosess er det forsøkt en tilnærming i arbeidsmåte som vises i figur 12 [3]. Her er det gitt fire punkter som skal være med på å bedre det viktigste aspektet som er punktet i midten. Å kunne fremme design og innovasjonsutvikling i prosjektet.

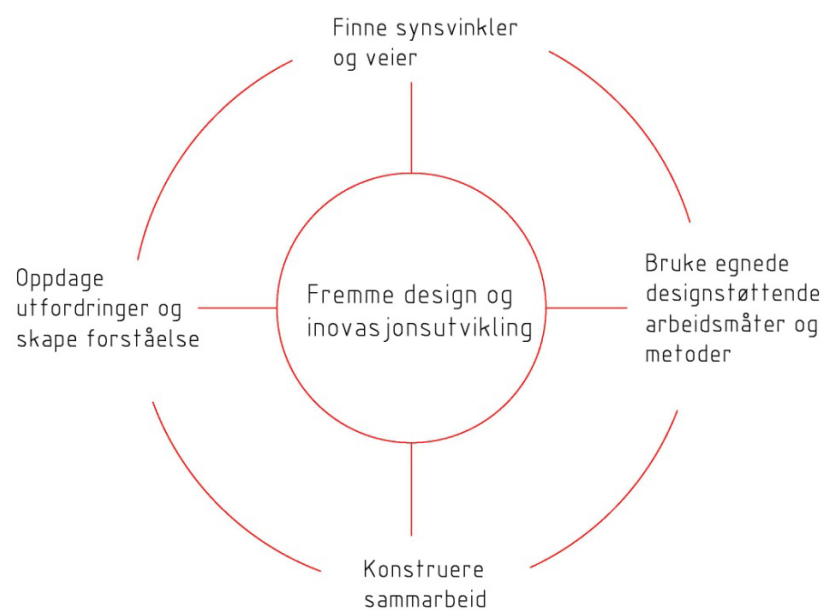
Tilnærmingen er delt opp i følgende fire punkter:

- 1) Bruke egnede designstrøttende metoder
- 2) Konstruere samarbeid
- 3) Oppdage utfordringer og skape forståelse
- 4) Finne synsvinkler og veier

1) Bruke egnede designstrøttende metoder

Det er i designfasen sett på ulike måter å vekte alternativene mot hverandre. Metoden som ble vurdert mest hensiktsmessig, er en metode tilsvarende det system som brukes i en FMEA-analyse. Men da med andre variabler. Det er først sett på viktige egenskaper som designe bør inneha. Disse er så gitt en karakter fra 1-6 etter hvilken prioritet de har. Hvert enkelt alternativ er så vurdert etter hvor bra de oppfyller gitte egenskaper. Dette danner grunnlag for vekting av alternativet. Sammenligning av alternativer er gjort ved å se på poengsummen de forskjellige alternativene har. Dette er gjort etter formel:

$$\text{Prioritet} \times \text{Vekting} = \text{Poeng}$$



Figur 12 En tilnærming i arbeid med å utvikle designprosjekter

2) Konstruere samarbeid

Dette er et individuelt prosjekt. Ved prosjekter i bedrifter er det ofte vanlig å utnevne en prosjektgruppe eller et team. Selv om prosjektet er av den individuelle typen, krever det likevel en god kommunikasjon mellom ulike aktører som er involvert. Det kan være veiledere, leverandører og andre personer i bedriften med spesiell kompetanse. Som en del av designprosessen er det avholdt jevnlig møter med veileder og andre aktører. Det er også blitt laget tremodeller av alternativene. Dette er vurdert som en enkel og god formidling av de ulike alternativer.

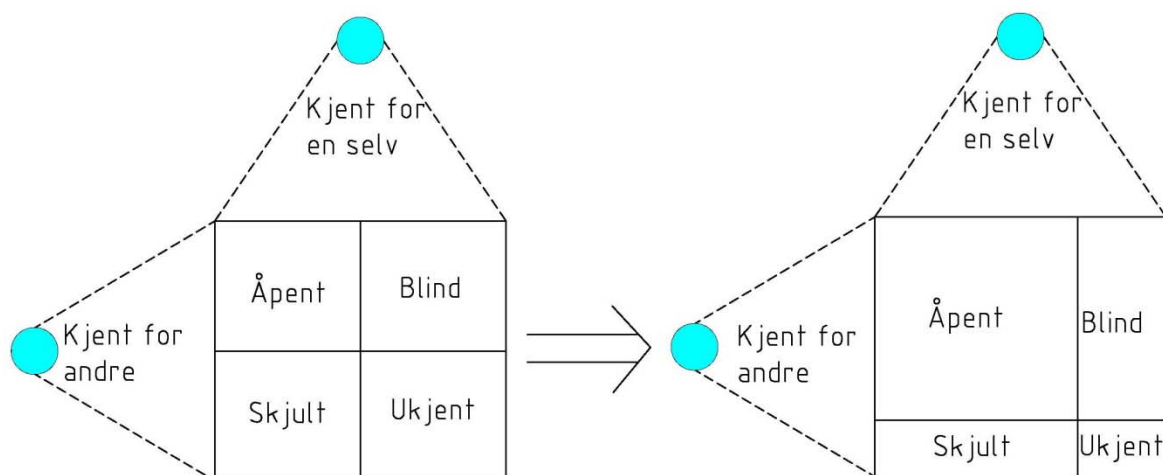
Det er gjennom hele prosessen viktig å kunne kommunisere ideer og løsninger på en god måte. Figur 13 vises et Joharis vindu. [3]. Dette er en modell for å karakterisere ulike former menneskelig samhandling. Man ønsker at mest mulig av det du eller andre kan skal være åpent. Dette kan hjelpe oss til å lytte og søke råd mer aktivt fra andre aktører. Ved å øke det åpne vinduet vil man redusere de andre vinduene. Spesielt gjelder dette ukjent vinduet. I et prosjekt vil det alltid være faktorer og felt som er forholdsvis ukjent. Ved å involvere andre personer og ha en åpen samhandling kan dette feltet bli betydelig mindre.

3) Oppdage utfordringer og skape forståelse

Et grunnleggende problem i all virkelig innovasjon og design er å oppdage og forstå problemet eller utfordringen. Det er derfor helt nødvendig å sette seg nærmere inn i problemsituasjonen. Man kan på denne måten se mulighetene og på samme måte konkretisere problemet. Ved dette prosjektet har AMV definert et problem som det skal lages et løsningsalternativ til. Problemene er knyttet til problemstillingene nevnt i kapittel 1.4.

4) Finne synsvinkler og veier

Gjennom hele designprosessen er det viktig med et mangfold av synsvinkler. Dette skaper en helhet i arbeidet. Graden av åpenhet i samhandlingen er spesielt viktig her. I tillegg er det viktig å kunne forsøke flere veier. Ved å begynne designfasen bredt, og med flere alternativer, kan man gradvis spisse seg inn på den løsningen som vurderes best.



Figur 13 Joharis vindu

2.2. Beskrivelse av konseptfasen

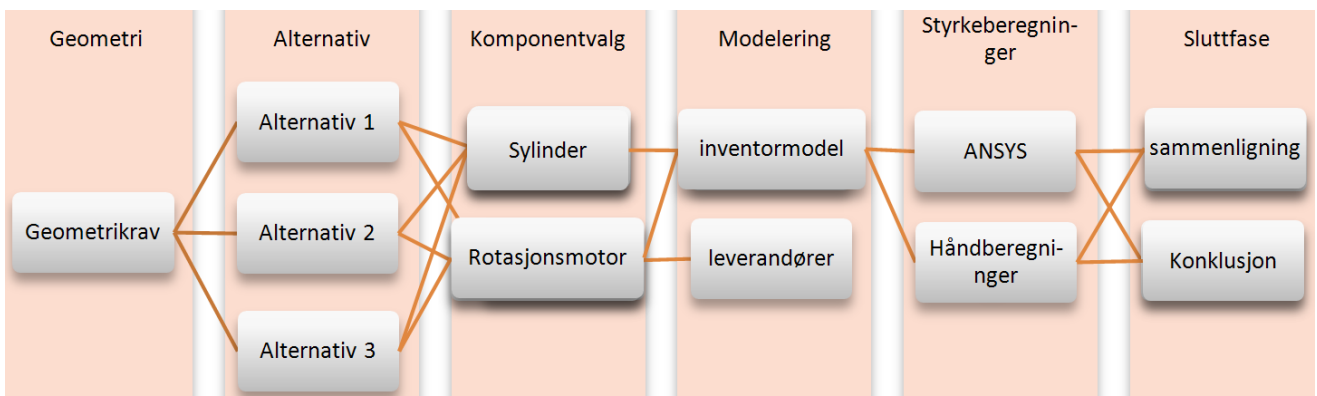
I figur 14 ser man de forskjellige fasene i konseptfasen. Noen av fasene går mer eller mindre i hverandre. Mange avgjørelser må gjøres som kompromissløsninger mellom to ønsker eller krav. Eksempler på dette kan være forholdet mellom vekt og stivhet på konstruksjonen. En god design er en løsning som kombinerer egenskapene på en best mulig måte.

Målet med konseptet er å lage en konstruksjon som fungerer bedre enn materinnstilleren som er i dag. Noen egenskaper kan være dårligere ved det nye designet. Helhetsvurderingen skal likevel være bedre en materinnstilleren de har i dag. Det ble utarbeidet tre alternativer. Disse tre ble lagt fram for veileder og andre personer ved AMV. Og på bakgrunn av diskusjoner og vurderinger vil et av disse alternativene bli valgt. Det vil da bli jobbet videre med valg av design, komponentvalg og 3D modell.

Fasebeskrivelser

- 1) Fase 1 er å bestemme geometrisk rekkevidder og begrensninger. Her inngår bestemmelsene om rekkevidde til boreriggen. Her inngår også begrensninger som har med vekt, størrelse og bevegelsehastigheter å gjøre.
- 2) Fase 2 er å se på ulike løsninger. Disse vil bli vurdert opp mot hverandre ved hjelp av poengmodell. Det vil i samråd med veileder bli valgt et alternativ som det skal jobbes videre med.
- 3) Fase 3 er å velge hvilke komponenter som skal settes sammen i de ulike alternativene. Denne fasen henger svært tett sammen med fase 2.
- 4) Når endelig alternativ er valgt kommer fase 4 inn i bildet. Da vil det bli modellert opp en 3D-modell i Inventor. Komponenter som skal leveres av underleverandører vil også bli modellert.
- 5) Fase 5 henger sammen med fase 4 og arbeidet med disse vil gjøres noe parallelt. I denne fasen vil man se på spenninger og gjøre nødvendige beregninger.
- 6) Kommer det fram til en løsning som lar seg gjennomføre med tanke på styrkeberegningssfasen kan man gå til slutfasen. Hvis det viser seg at konseptet ikke er gjennomførbar eller at det ikke er et bedre alternativ en dagens løsning må man tilbake til fase to og begynne derfra.

Etter endt slutfase må prosjektet presenteres fra for AMV og de må vurdere prosjektets videre forløp. De må ta en avgjørelse på bakgrunn av den rapporten og vurderer om det kreves videre undersøkelser før en konklusjon kan tas. Velger de å gå videre med prosjektet er det naturlig at det lages en fullskala test modell som kan utprøves.



Figur 14 Oversikt over konseptfaser

2.3. Designkrav

Tabell 1 Nødvendig vinkler og rotasjoner

	Svingevinkel	Tiltevinkel	Rotasjon av materbjelke
Negativ vinkel	-90°	-60°	-
Positiv vinkel	+60°	+90°	-
Nødvendig rotasjon	-	-	180°

Leddvinkler

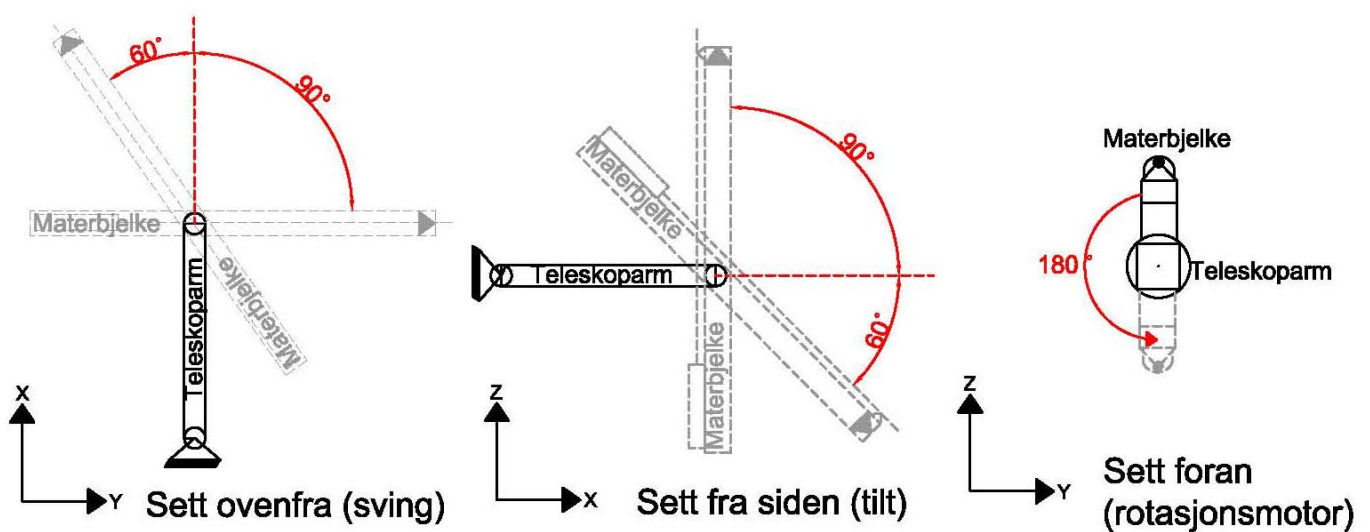
Geometri er en viktig faktor for å få et nytt system til å fungere tilfredsstillende. Det ble i møtet 18.03.11 [vedlegg 5] satt bestemmelser for de geometriske vinklene materinnstilleren må ha. Nødvendige verdier for en borebom på høyre side er vist i figur 15. og i tabell 1.

Kombinasjonen av svingvinkelen og tiltvinkelen skal gjøre det mulig å bore rett fram i hele stuffen. Det skal samtidig være mulig å bore 90° til siden og 90° rett opp. Det er ikke nødvendig at man skal kunne bore 90° til begge sider, da det sitter en borebom på hver side av boreriggen. Materbjelken må kunne vris 180° for borestaget skal kunne komme nærmest mulig veggen både oppe og nede i tunnelen. Ved valg av type rotasjonsmotor vil det ofte være hydraulikkslangene som begrenser rotasjonsvinkelen og ikke selve rotasjonsmotoren.

Kravet til minimumshastigheten av rotasjonsmotoren er satt til å være tilsvarende den farten vrielementet har i dag. Dette er 1,66 omdreininger [6].

Vekt

Dagens materinnstiller veier 1800 kg. Det nye konseptet bør ha en vekt lavere en dette. Vekten henger sammen med antall ledd i materinnstilleren. Kan man fjerne ett ledd uten at de geometriske begrensningene blir dårligere vil dette være en veldig fordel med tanke på vekt.



Figur 15 Geometrimål for svingledd, tilledd og vridning av høyrematerbjelke

2.4. Designalternativer

Det vil i dette avsnittet bli gjort en vurdering av ulike konsepter. Disse ulike konseptene er ulike løsninger som er tenkt ut og lagt fram i møtene med AMV den 18.02.11 og 18.03.11. Referat kan leses i vedlegg 5. Det ble i disse møtene gjort rangeringer av de forskjellige alternativene og til slutt valgt et alternativ som skulle videreutvikles. Sist i avsnittet er det gjort en sammenligning av dagens materinnstilleren til AMV og to av konkurrentene. Fullstendig tabell over vekting og kommentar følger i vedlegg 1.

2.4.1. Beskrivelse av vekting

Det er vurdert ulike krav og egenskaper som det nye konseptet bør inneha. Hvert enkelt punkt er rangert med en prioriteringsskala fra 1-6. 6 er rangert som høyest prioritet. Disse prioriteringene er like for alle alternativene. Helhetsvurdering for hva som er det beste konseptet er basert på resultatet av denne vurderingen. Rangeringen av egenskapene ble vurdert i møtene som er henvist i avsnitt over. For å vurdere de ulike alternativene opp mot hverandre er de ulike egenskapene vektet opp mot hverandre. Som man ser av tabell 2 under er det tre egenskaper som er vurdert som de viktigste. Dette er fleksibilitet, rekkevidde og funksjonalitet og robusthet. Disse har alle fått en prioritet på 6. Dette betyr at de vil ha størst påvirkning på den endelige poengsummen for alternativet. Videre følger en videre beskrivelse av alle egenskaper som er vurdert som viktige for designet.

Tabell 2 Rangering av prioritering ved nytt design

Beskrivelse	Prioritering
Fleksibilitet	6
Rekkevidde	6
Funksjonalitet og robusthet	6
Lite slark og klaringer	5
Kunne se borestaget ved drift	5
Hensyn til hydraulikkslanger	5
Sikkerhetssystem ved trykktap	4
Enkel å håndtere for operatøren	4
Vekt	4
Pris	4
Ryddig og rent design	4
Vedlikeholdskrav	3
Kompakt konstruksjon	3
System med avlastningsventiler	2
Kollisjonsbegrensninger	2
Rotasjonshastighet	2
Mulig å bruke på dagens borerigg	1
Lavt friksjonstap	1

Fleksibilitet

Konstruksjonen må kunne være mer fleksibel en det den er i dag. Dette er det viktigste forbedringsområde til det nye alternativet. Bedre fleksibilitet gjelder særskilt ved boring til siden i tunnelen. Dette gjøres som tidligere nevnt for å sette inn sikringsbolter. I dag skjer det ved at bommene på hver side krysses og borer på motsatt side. Dette er ikke ønskelig da både fleksibilitet til riggen reduseres.

Materbjelken må i tillegg kunne vris rundt slik at man kan komme til i hjørnene på tunnelen mellom stoffen og tunnelveggen. Det vil i praksis si at man må ha en rotasjon som er tilsvarende den rotasjonen vrielementet gjør i dag.

Rekkevidde

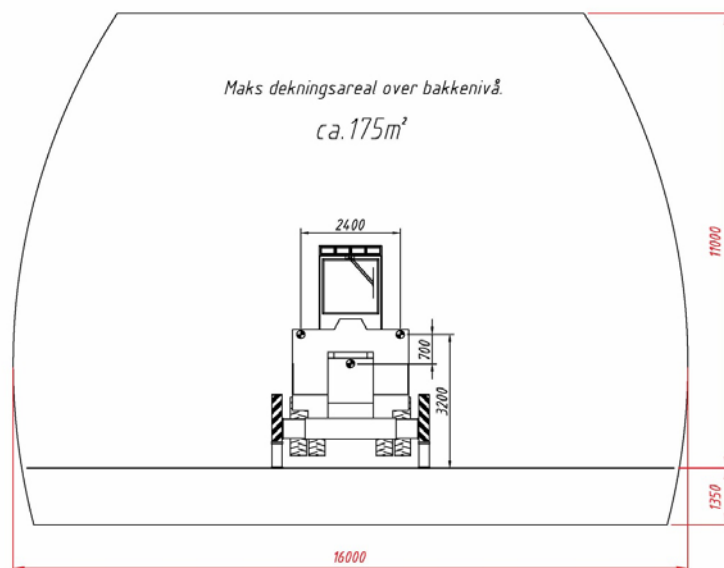
Rekkevidde til boreriggen må ikke være dårligere en dagens rekkevidde. Rekkeviddet til boreriggen bestemmes i hovedsak av svingevinkel og tilteinkel. Ved å lage en løsning som kan bore til siden i tunnelen uten å måtte krysse bommene vil man utvide rekkeviddet mye. Rekkeviddet til dagens borerigg kan sees i figur 16. Dette er rekkevidden til alle tre bommene samlet.

Funksjonalitet og robusthet

Konstruksjonen må være funksjonell og robust. Den opererer i et tøft miljø med mye støv og søle. Komponentene må derfor tåle denne typen påkjenning. Konstruksjonen må også være funksjonell i den forstand at den lar seg enkelt bruke og at den fungerer tilfredsstillende. Stans i boring på grunn av tekniske feil er svært kostbart og sjansen for dette bør derfor minimaliseres.

Lite slark og klaringer

Ledd og rotasjoner må ha minst mulig slark da dette har stor innvirkning på nøyaktigheten på boringen. Sylinderledd har i utgangspunktet lite slark. Ved bruk av vrielement vil man kunne få et dødpunkt. Dette punktet kan være problematisk for datastyringen på boreriggen. Nøyaktigheten på boringen må opprettholdes over tid. Det må av den grunn lages gode rutiner for utskifting av slitedeler som påvirker nøyaktigheten.



Figur 16 Dekningsarealet til borerigger fra AMV [30]

Kunne se borestag ved drift

Operatører ønsker å kunne se borestaget ved boring. Dette gjelder spesielt ved boltreboring hvor operatøren styrer boringen i en mye større grad enn ved boring i stoffen. Ved boring i stoffen brukes ofte ett ferdig boreprogram, dette brukes ikke ved boltreboring. Operatøren har mye bedre kontroll på boringen hvis borestaget er synlig under boringen. Dette betyr at man vil unngå å vri materbjelken helt rundt ved boring slik at materbjelken blir mellom borestaget og operatøren. Dette fører igjen til at boringen blir unøyaktig da man har mindre oversikt over hvor borestaget treffer fjellet.

Hydraulikkslanger

Det brukes hydraulikk på hele bommene. Ved design av materinnstilleren er det viktig å ta hensyn til hvor slangene skal ligge og at slitasjen på disse blir minst mulig. Slik konstruksjonen er i dag må hydraulikkslanger byttes jevnlig da de ligger i pølser langs materinnstilleren og teleskoparmen. Dette er ikke optimalt og det bør være mulig å komme med noen bedre løsninger.

Sikkerhetssystem ved trykktap

Konstruksjonen må ha et system som gjør at materinnstilleren kan låses ved trykktap. Dette er viktig med tanke på frakt av boreriggen men spesielt med tanke på sikkerhet. Skulle det av en eller annen grunn bli trykktap i systemet er det viktig at borebommen ikke faller sammen men at leddene låses. Mangel på dette kan i verste fall kan føre til tap av menneskeliv.

Enkelt å håndtere for operatøren

Systemet må være enkelt og brukervennlig. Bevegelser må være logiske og de bør være raske å håndtere av operatøren. Som nevnt ovenfor bores det 100-150 hull per syklus noe som gjør at hastigheten på boringen er svært viktig.

Vekt

Dagens materinnstillere har en vekt på 1800 kg. Vekten på en ny materinnstillere bør derfor ikke overskrive dette. Dette har med momentkapasiteten til teleskoparmen og nedbøyningen av denne å gjøre. Stor nedbøyning fører til unøyaktig boring. Det er også ønskelig å finne et godt kompromiss mellom vekt og stivhet på konstruksjonen.

Pris

Pris er vesentlig. Men dette er likevel ikke vurdert som en av de viktigste egenskapene. Dette er fordi det er antatt at et nytt system med rotasjonsmotorer vil koste noe mer enn dagens materinnstillere.

Ryddig og rent design

Designet bør være ryddig og det bør være jevne overflater hvor dette er mulig. Dette skyldes både utseendemessige årsaker, men også for å unngå spenningstopper i konstruksjonen. Konseptet som skal utvikles er ikke et typisk prosjekt hvor design og utseende er i fokus. Likevel er det en faktor som spiller inn på helhetsinntrykket.

Vedlikeholdskrav

Konstruksjonen bør være så vedlikeholdsfri som mulig. Den bør også være enkel og lett å vedlikeholde hvis det er behov for dette. Vedlikehold skjer ofte ute i feltet. Her er forholdene ikke optimale og man har ofte en kort tidsfrist til å bli ferdig.

Kompakt konstruksjon

For å oppnå god fleksibilitet er det nødvendig med en kompakt materinnstiller. Vekten og volumet har en lineær sammenheng. Dette har også mye å si for fleksibiliteten til de andre bommene. Da det er tre borebommer og en korgbom kan det i noen tilfeller bli trangt og manøvrerer bommene.

System med avlastningsventiler

Systemet bør ha mulighet for trykkavlastningsventiler som slår ut hvis trykket blir for stort. Dette er viktig for å hindre overbelastning av borebommene og for å dempe krefter som kan oppstå ved ulykkeslaster.

Kollisjonsbegrensninger

Det er ønskelig å kunne lage et konsept som har en så enkel geometri som mulig. Man kan da lage et kollisjonsprogram som hindrer materbjelken i og kolliderer med teleskoparmen. Slik det er i dag er dette helt opp til operatøren å kontrollere. Man vil på denne måten hindre unødvendig slitasje på bommene og de vil være enklere å operere.

Rotasjonshastighet

Kravet til rotasjonshastighet er satt til minimum 1,66 RPM. Dette tallet er hentet fra dagens hastighet på vrielementet.[6] Sett fra AMV sitt synspunkt er det ikke hensiktsmessig at bevegelsene skal gå for raskt da dette kan føre til kollisjoner mellom boreriggene og større belastning på bommene. Skulle hastigheten vise seg å være mer en 1,66 RPM kan dette reguleres ved å strupe mengden olje inn på rotasjonselementene.

Mulig å bruke på dagens borerigg

Hydraulikksystemet på boreriggen er på maksimalt 210 bar. Pumpene kan levere trykk opp til 350 bar, men da må slangesystemet oppgraderes. Ved høyere trykk enn 350 bar vil det bli vurdert bruk av en trykkforsterker. Et system som kan brukes direkte på dagens system er optimalt. Det er ventet at trykket vil overskride 210 bar ved bruk av rotasjonsmotorer.

Lav friksjonstall

Det er ønskelig å ha så lite friksjon som mulig. Både i ledd men først og fremst i hydraulikksystemet.

2.4.2. Vurdering av alternativ design

Et av de første veiskillene når det gjelder utforming, er om materbjelken skal sitte på siden eller på toppen av teleskoparmen. Ved å ha den på siden vil man enklere kunne bolte oppover i tunnelen, men man må finne en måte å boltre til siden uten at materbjelken tar i teleskoparmen. Konstruksjonen vil sannsynligvis bli noe tyngre ved å ha materbjelken på siden. Plasseres materbjelken på toppen vil man enkelt kunne bore til siden i tunnelen. Den største ulempen ved å plassere materbjelken på toppen er at materbjelken tar i teleskoparmen ved tilt oppover. Velger man denne løsningen må man sannsynligvis vri materbjelken på siden eller finne andre løsninger hvis man skal bore oppover i tunnelen.

Slik det blir vurdert er det ingen av løsningene som peker seg ut som mye bedre enn den andre. Begge løsningene har ulemper og fordeler som er omtrent like. Hvis det hadde vært en større andel av boringen til siden i tunnelen framfor oppover i tunnelen vil man kunne anse alternativet med materbjelken på toppen som det beste. Dette gjelder også motsatt. Da ville materbjelken på siden vært fordelaktig. En optimal løsning vil være å kunne kombinere disse to alternativene sammen.

Løsningen som er i dag har materbjelken på siden av teleskoparmen.

Rotasjonsmotor eller sylinder

Mange av leddene som vil være på materinnstilleren kan løses ved enten å bruke sylinder eller å bruke rotasjonsmotor. Slik det er i dag har materinnstilleren tre sylinder og et vrielement. Ved bevegelser som krever en rotasjon mindre enn 90° er sylinder et godt alternativ. Ved rotasjons større enn 90° er rotasjonsmotorer sannsynligvis et bedre alternativ. Alternativt kan man bruke sylinder med en saksekobling. Dette vil gjøre det mulig å få en rotasjon større enn 90° . Det er også mulig å koble sammen to sylindre til et ledd. Dette gjøres sjeldent da vekten fort blir høy. Med tanke på vekt og funksjonalitet må hvert enkelt tilfelle vurderes separat. Det vil være behov for minst en rotasjonsmotor da de geometriske kravene tilsier at borestaget skal kunne vris minimum 180° .

Fordelen ved å bruke sylinder er i hovedsak at de kan produseres av AMV og at det da blir billigere å produsere. En kombinasjon av lite vedlikehold, mulighet for store krefter og lite slark gjør at sylinder ofte blir brukt. Det er i tillegg en forholdsvis enkel og driftsikker teknologi.

Ser man på brukervennlighet og fleksibilitet har rotasjonsmotorer en stor fordel. Rotasjonsmotorer gir ofte mulighet for et større bevegelsesvindu enn en sylinder. En annen fordel ved å bruke rotasjonsmotorer er at man kan klare seg med færre ledd enn ved sylinderbevegelser. Dette fører igjen til at man får en enklere geometri og det kan innføres kollisjonsbegrensninger på bommen. Den største ulempen er vekt og pris på rotasjonsmotoren. Ved store momenter er det mulig å bruke en utveksling for å kunne bruke mindre motorer. Ulempen med dette er at vekten fort kan bli høy og at konstruksjonen vil være mer utsatt for slag og ulykkeslaster.

2.4.3. Alternativ 1

Dette alternativet består av to rotasjonsmotorer og en sylinder. Materbjelken sitter på toppen av materinnstilleren. Dette vises i prinsippskisse i Figur 17.

Ved å rotere motor 2 vil man kunne bore på siden i tunnelen. Ved boring oppover må man vri motor en og motor to 90° . Materbjelken blir da på siden. Konseptet er veldig ryddig og kompakt. Alternativet har også en enkel geometri som er lett å håndtere av operatøren. Alternativet ligner svært mye på konkurrenten Atlas Copco sin utforming.

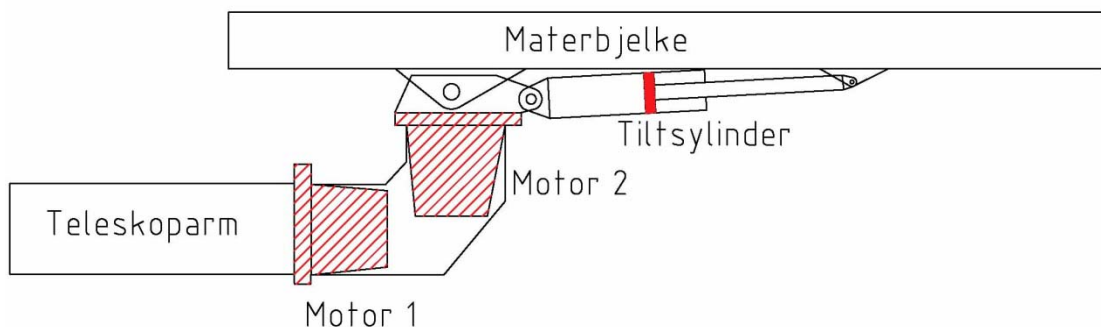
Belastningssituasjonen på rotasjonsmotorene blir like. De må begge kunne overføre et moment på mellom 75 000-80 000 Nm. Dette momentet er beregnet ut fra egenvekter hentet fra den eksisterende modellen i Inventor. Lengden fra tyngdepunkt til rotasjonsmotorens akse er estimert ved å anta at rotasjonsmotoren har tilsvarende arm som vrielementet har på dagens løsning. Da alternativet ikke er modellert er det vanskelig å gi eksakte data for dette. Det høye momentet skyldes at tyngdepunktet til materbjelken sitter langt ute på bjelken, og armen inn til rotasjonsmotoren blir stor for begge motorene. For sylindern blir lastsituasjonen tilsvarende det tiltsylindern har i dag.

Fordeler

Fordelen med denne designen er at den er kompakt og designet er enkelt. Man kan se borestaget under nesten alle operasjoner. Dette er noe som er svært ønskelig fra operatøren sin side. Geometrien er såpas enkel at det også er mulig å lage en kollisjonsbegrensning mellom materbjelken og teleskoparmen. En annen fordel er at materbjelken kan bore på begge sider. Dette vil spesielt være fordelaktig på bommen som sitter i midten. Denne vil i små tunneltverrsnitt kunne bore på begge sider i tunnelen.

Ulemper

Ulempene med konstruksjonen er at man må vri materbjelken på siden for å klare å bore oppover. Det kan også oppstå problemer ved boring rett fram da materbjelken kan komme borti teleskoparmen. Dette avhenger av hvor høyt over teleskoparmen materbjelken sitter. Ved trekking av hydraulikkslanger vil man få noen pølser mellom motor 1, motor 2 og materbjelke. Dette er en ulempe da disse vil "subbe" i bakken ved boring nærme bakke. Dette fører til unødvendig slitasje på slangene.



Figur 17 Prinsippskisse av Alternativ 1 sett fra siden

2.4.4. Alternativ 2

Alternativ to er relativt likt som alternativ 1. Forskjellen er at dette alternativet har to tiltsylindere. Dette bidrar til at man får en større tilteinkel på materbjelken. Alternativ 2 kan sees i figur 18. Bakgrunnen for dette alternativet er at man med to tiltvinkler vil ha en større rekkevidde oppover før man må vri materbjelken på siden. Rotasjonsmotorene og sylindere nærmest materbjelken er tenkt likt som alternativ 1. De geometriske betraktningene er også like som i alternativ 1.

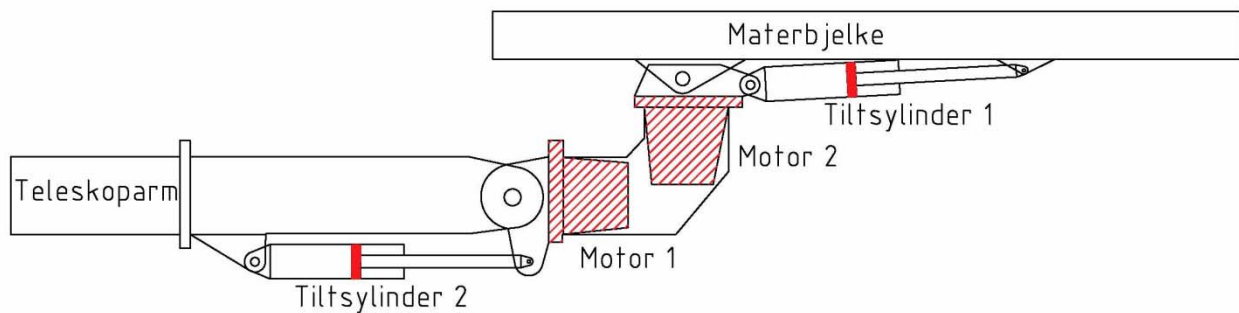
Lastsituasjonen på rotasjonsmotor 1 og 2 vil bli tilnærmer like. Motorene må kunne overføre et moment på 75 000-80 000 Nm. Tiltsylinder 1 vil være tilsvarende som dagens løsning. Tiltsylinder 2 vil måtte ta det største momentet. Momentkapasiteten på dette leddet vil være mellom 80 000-100 000 Nm. Begrunnelsen for dette momentet er tilsvarende som i alternativ 1.

Fordeler

Fordelen med dette designet er at man får en stor rekkevidde både til siden og oppover før man må vri materbjelken. Det vil også være mulig å se borestaget i nesten alle posisjoner. Dette alternativet gjør det også mulig å bore til begge sider slik som alternativ 1.

Ulemper

Konstruksjonen blir tyngre og mer klumpete enn alternativ 1. Det geometriske rekkeviddet vil ikke øke med to tiltsylindere. Man vil bare få en større tiltvinkel ved rotasjonsmotorene i posisjon tilsvarende i figur18. Man vil også måtte ha en lengre konstruksjon for å få plass til tiltsylinderen. Kollisjonsbegrensning vil være vanskelig å få til da geometrien blir noe komplisert.



Figur 18 Prinsippskisse av alternativ 2 sett fra siden

2.4.5. Alternativ 3

Alternativ 3 har to designopsjoner: alternativ 3a og alternativ 3b. Disse alternativene er helt like bortsett fra at svingleddet består av en sylinder i alternativ 3a og en rotasjonsmotor i 3b. Figur 19 og figur 20 viser denne forskjellen. Alternativ 3 har materbjelken på siden av teleskoparmen. Materbjelken er plassert noe høyere enn teleskoparmen. Det er på denne måten forsøkt å kombinere en materinnstiller med materbjelken på siden og på toppen. Dette er gjort for å kunne vri materbjelken noe sidelengs og oppover uten å måtte vri rotasjonsmotoren.

En annen fordel er at det er få ledd, noe som fører til at man enkelt kan lage en kollisjonsbegrensing. Ser man på momentbehovet til rotasjonsmotorene vil dette ligge mellom 75 000-80 000 Nm. Begrunnelsen for dette momentet er tilsvarende som i alternativ 1.

Dens største ulempen ved alternativet er at tiltsylinderen må kunne vris mer en 90°. Forslag til hvordan dette kan løses er beskrevet i kapittel 3.3.1 senere i oppgaven.

Alternativ 3a

Dette alternativet har en sylinder i svingleddet. Dette resulterer i en billigere løsning enn alternativ 3b. Geometrikravet til svingevinkelen er +60° og -90°. Ved en sylinder vil man ikke kunne rotere mer en 90°. Det er derfor tenkt at man skal kunne rotere +60° og -30° med sylinderen. Den resterende rotasjonen vil skje ved at man må vri rotasjonsmotoren. Dette vil være aktuelt ved boring til siden.

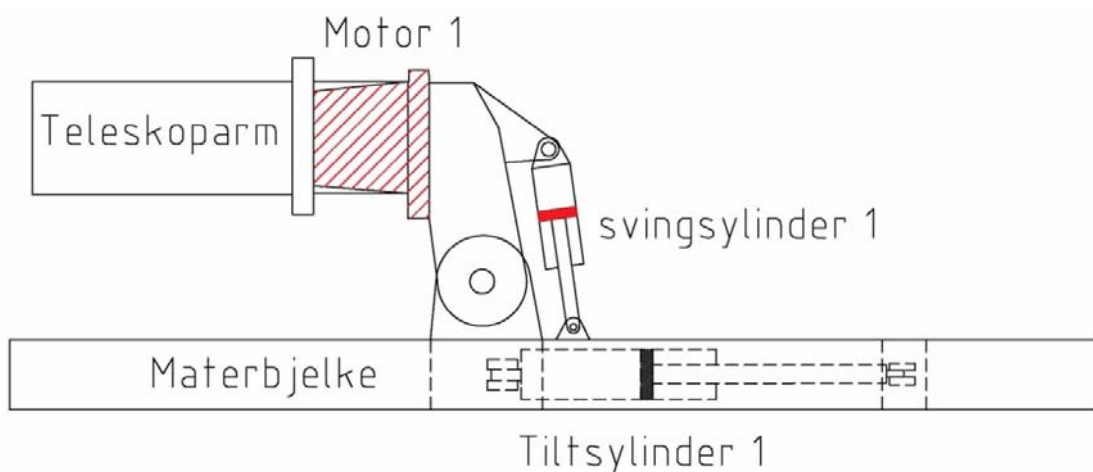
Fordeler

Hovedfordelen med denne konstruksjonen er at den er jevnt god på fleksibilitet, rekkevidde, håndtering av operatør og den er god på pris og vekt sett i forhold til de andre alternativene.

Da materbjelken sitter på siden av teleskoparmen vil man også få bedre rekkevidde enn alternativ 1 og 2. Dette er fordi man vil nå lenger ut til siden med samme lengde på teleskoparmen. At materbjelken sitter på siden gjør at det er enkelt å bore oppover og rett fram. Prismessig er dette et godt alternativ da den har kun en rotasjonsmotor. Dette er også gunstig med tanke på vekt av materinnstilleren.

Ulemper

Ulemper med denne konstruksjonen er at man må vri rotasjonsmotoren 90° for å kunne bore på siden.



Figur19 Prinsippskisse av alternativ 3a sett ovenfra

Alternativ 3b

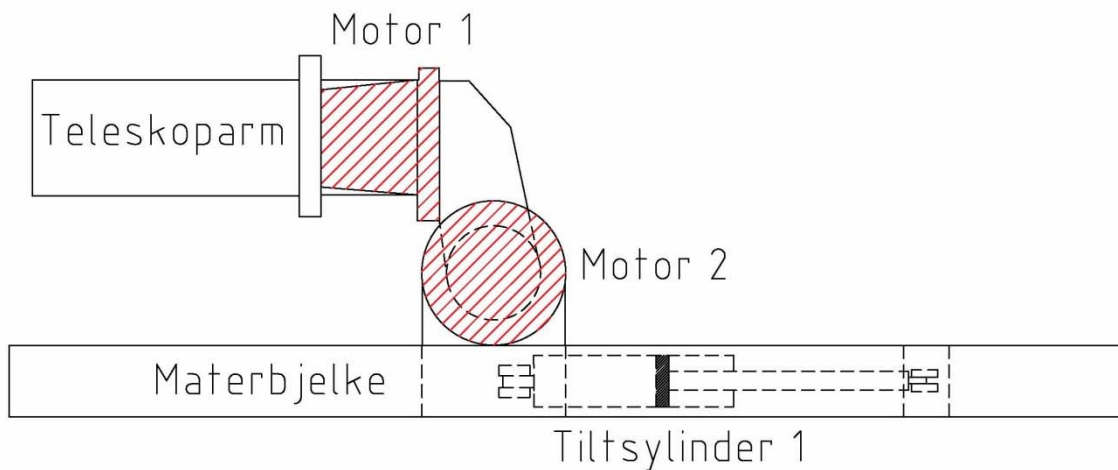
Forskjellen mellom 3a og 3b er svingleddet. Som man ser av figur 20 er den i alternativ 3b modellert som en rotasjonsmotor. Dette gir en større svingevinkel. Fordelen med dette vil være at man kan bore til siden kun ved å vri rotasjonsmotor 2. Dette betyr at man ikke trenger et tilledd med en saksekobling slik som i alternativ 3a. Rekkeviddet til bommen blir uforandret sammenlignet med forrige alternativ.

Fordeler

Fordeler ved dette alternativet er at man slipper å lage en saksekobling av tilleddet. Alternativet vil også gi en større svingevinkel. Dette betyr at bommen i prinsippet kan bore på begge sider av tunnelen.

Ulemper

Den største ulempen er at alternativet blir dyrere og det vil veie mer enn alternativ 3a.



Figur 20 Prinsippkisse av alternativ 3b sett ovenfra



Figur 21 Tre modell av alternativ 3a

2.4.6. Valg av alternativ

Som man ser av resultatet i tabell 4. kommer alternativ 3a best ut av denne analysen. Denne tabellen er hentet fra vurdering som er vedlagt i vedlegg 1. Som man ser av resultatene er det ikke mange poeng som skiller alternativ 1 og alternativ 3a. Det er derfor svært vanskelig å vurdere, på nåværende tidspunkt, hvilke av disse som i praksis vil være det beste alternativet. Alternativet 3a til sist valgt som løsning. Det ble valgt på bakgrunn av følgende kriterier: poengsum i vurderingene, samtaler og vurderingen gjort under møter (vedlegg 5) og at alternativet er vurdert som en mer spennende løsning å jobbe videre med, enn alternativ 1. Da det ikke eksisterer tilsvarende kjente løsningsalternativer verken fra AMV eller fra konkurrenter. Alternativ 3a kan sees som en tremodell i figur 21.

Tabell 3 Resultater fra vedlegg 1

Alternativer	SUM poeng
1	58/67
2	51/67
3a	58,6/67
3b	56,1/67

2.4.7. Benchmark

Det er foretatt en enkel benchmark analyse av materinnstilleren hos AMV og AMV sine konkurrenter. Dette er gjort for å få en forståelse av hvordan AMV ligger i forhold til sine konkurrenter.

En benchmark analyse er en sammenligning mellom andre aktører i samme industri eller av samme produkt men med ulike leverandører. Det er ofte vanlig å gjøre sammenligningen opp mot den beste aktøren på markedet. På den måten kan man gjøre en sammenligning av konkurrenter og få en viss peiling på hvordan man ligger i forhold til hverandre. I dette prosjektet eksisterer det kun to andre kjente aktører. Dette er henholdsvis Tamrock og Atlas Copco. Begge disse leverandørene leverer trebomms borerigger til tunnel og gruvedrift.

Metode

Analysen er gjennomført på tilsvarende måte som alternativene er vurdert på tidligere i dette kapitlet. Det eksisterer svært mange metoder for og gjennomfør benchmark analyser på. Denne metoden er valgt fordi den lettest vil kunne sammenlignes med alternativene som er vurdert i tidligere avsnitt. Det er kun sett på egenskaper til materinnstilleren og ikke hele boreriggene under ett. Atlas Copco er den største leverandøren i verdenssammenheng. Mens AMV og Tamrock er noenlunde like store leverandører av borerigger både i Norge og resten av verden.

Konklusjon

Som man ser av tabell 4. på neste side kommer Atlas Copco best ut av sammenligningen. De har en materinnstiller som ligner mye på alternativ 1. Denne er nyutviklet og kun noen år gammel. Tamrock kommer dårligst ut av analysen. De leverer borerigger med mindre datastyring og enklere teknologi enn AMV og Atlas Copco. Dette gir også utslag i vurderingen av materinnstilleren. Hvis man ser i tabell 4. kommer Atlas Copco best ut ved vurdering av fleksibilitet og rekkevidde. AMV og Tamrock får noe dårligere vurdering. AMV får dårligere vurdering fordi man må krysse bommen for å bore til siden. Det samme må Tamrock sine borerigger gjøre. Atlas Copco får dårligst vurdering når det gjelder pris og vekt. Dette skyldes at de har to rotasjonsmotorer på sin materinnstillere. AMV og Tamrock har kun sylindere og et vrielement på sine materinnstillere.

Denne sammenligningen viser at AMV ligger midt imellom sine konkurrenter. Da Atlas Copco er vesentlig større i verdenssammenheng er det lite sannsynlig at AMV over lengre tid vil kunne ligge tet teknologisk. Det ville da kreve svært mye resursbruk sett i forhold til organisasjonsstørrelse. Men det bør alltid være et ønske om å kunne forbedre produktene sine. En oppdatering av materinnstilleren vil være et steg i riktig retning. AMV vil da kunne tette et konkurransefortrinn som Atlas Copco har opparbeidet seg. Og de vil også forbedre sitt eget produkt, slik at det blir mer brukervennlig og får en bedre funksjonalitet.

Oppsummering

Det er i dette kapitlet vurdert 3 ulike alternativer til ny løsning av materinnstilleren. Dette er blant annet gjort ved bruk av matematiske fremgangsmåter som følger i vedlegg 1. Resultatene av dette er gjengitt i tabell 4. Det er også gjort en Benchmark analyse av AMV og konkurrenter til AMV. Til sist er det gitt en kort begrunnelse for valg av alternativ.

Tabell 4 Sammenligning av ulike materinstillere

		AMV		Tamrock		Atlas Copco	
Beskrivelse	Prioritering	Vurdering	Poeng	Vurdering	Poeng	Vurdering	Poeng
Fleksibilitet	6	70 %	4,2	70 %	4,2	90 %	5,4
Rekkevidde	6	80 %	4,8	70 %	4,2	100 %	6
Funksjonalitet og robusthet	6	80 %	4,8	80 %	4,8	90 %	5,4
Lite slark og klaringer	5	80 %	4	70 %	3,5	90 %	4,5
Kunne se borestaget ved drift	5	70 %	3,5	60 %	3	70 %	3,5
Hensyn til hydraulikkslanger	5	70 %	3,5	60 %	3	80 %	4
Sikkerhetssystem ved trykktap	4	100 %	4	100 %	4	100 %	4
Enkel å håndtere for operatøren	4	80 %	3,2	70 %	2,8	100 %	4
Vekt	4	70 %	2,8	60 %	2,4	50 %	2
Pris	4	90 %	3,6	90 %	3,6	50 %	2
Ryddig og rent design	4	50 %	2	30 %	1,2	100 %	4
Vedlikeholdskrav	3	80 %	2,4	70 %	2,1	80 %	2,4
Kompakt konstruksjon	3	70 %	2,1	70 %	2,1	100 %	3
System med avlastningsventiler	2	100 %	2	100 %	2	100 %	2
Kollisjonsbegrensninger	2	0 %	0	0 %	0	100 %	2
Rotasjonshastighet	2	100 %	2	100 %	2	100 %	2
Mulig å bruke på dagens borerigg	1	100 %	1	100 %	1	80 %	0,8
Lavt friksjonstap	1	70 %	0,7	70 %	0,7	100 %	1
		SUM	50,6	SUM	46,6	SUM	58

3. Valg av komponenter og designutforming

3.1. Valg av komponenter

Innledning

Det vil i dette kapitlet bli gitt en mer utfyllende beskrivelse av hvilken type utstyr som er valgt. Det er også et avsnitt om hydraulikksystemet og valg av materiale. Til slutt i kapitlet vil det bli gitt en beskrivelse om modelleringen i Inventor og tilvirkningsmetoden for komponentene.

Grunnlag for valg av komponenter

I et anleggsmiljø som boreriggene opererer i er hydraulisk så å si enerådende. Hydraulikksystemer er robust og har vist seg å være svært pålitelig. AMV har gode erfaringer med hydrauliske systemer og ønsker at dette skal brukes videre. Hydrauliske komponenter kommer derfor til å bli valgt.

Der er fra før flere hydrauliske sylindere i bruk både på teleskoparmen og for å bevege materinnstilleren. AMV produserer disse sylindrene selv. Det kommer derfor til å bli lagt vekt på bruk av sylindere hvor dette er hensiktsmessig å bruke. Fordelen med hydrauliske sylindere er at de er driftssikre, de har ett robust og enkel design som sjelden trenger vedlikehold. Ulempen er at de tar en del plass. De veier mye da de inneholder mye olje og de klarer kun å rotere et ledd 90°. Skal man klare å rotere over 90° må man lage en konstruksjon av type saksekobling eller lignende.

3.1.1. Rotasjonsmotor

Gir eller direkte drift

En rotasjonsmotor kan enten ha direkte drift eller den kan kobles sammen med en type gir. På denne konstruksjonen er det vesentlig at konstruksjonen ikke tar for mye plass og at den ikke veier for mye. Det er derfor mer hensiktsmessig å ha en motor med direkte drift. Ved bruk av gir vil man få en konstruksjon som tar mye plass og som har noe mer vandring mellom tannhjulene. Dette gjelder spesielt dødpunktet når materbjelken roteres fra den ene siden av teleskoparmen til den andre. Dette er lite gunstig med tanke på nøyaktigheten av borrehullene. Et gir vil også inneholde tannhjul som vil være mer utsatt for slag og ulykkeslaster enn direkte drift. På materinnstilleren i dag sitter et vrielement. Dette kan sees i figur 22.



Figur 22 Vrielement fra HKS (Hasagewa Kitagawa Sigma) [30]

Ved å øke lengden på elementet øker man rotasjonslengden som vrielementet kan rotere om sin egen akse. Skal man bruke vrielementet på et høyere moment en det som er i dag, vil vekten på elementet bli relativt stor. På neste side i tabell 5 vises forholdet mellom vekt og moment fra HKS sine vrielementer. Det brukes i dag et vrielement av typen HKS DA-H 200.. Den kan rotere 360°

Krav til rotasjonsmotor

Kravene til rotasjonsmotoren er utformet med veiledning fra AMV. Krav til moment er hentet fra dagens Inventormodell. Egenvekt og tyngdepunkt er hentet Inventor. Arm til rotasjonsmotoren er beregnet ut fra avstand mellom teleskoparmens akse og tyngdepunkt.

- Lavest mulig vekt
- Minimum momentkapasitet på 79 000 Nm
- Tåle bøyemomentet og radielle krefter som blir påført.
- Tåle slag og trykk
- Minimumshastighet 1,66RPM (vedlegg 6)

Ved valg av rotasjonsmotor vil momentkapasiteten være den avgjørende faktoren. Momentkapasiteten er beregnet ut fra nødvendig behov ved bruk av dagens materbrakett og tiltledd. Tyngdepunkt er hentet fra Inventor og 10 % er lagt på disse verdiene. Rotasjons hastighetene er hentet fra trykkmålinger. De fleste motorer kan har en høyre rotasjons hastighet enn 1,66 RPM. Bøyemoment og radielle krefter vil heller ikke være de avgjørende faktorene ved valg av motor.

Rotasjonsmotorer

Ved valg av rotasjonsmotorer er det vurdert tre ulike motorer. Disse tre er vurdert som de mest hensiktsmessige løsningene på materinnstilleren.

- Vrielement
- Snekkeveksler(tannhjulsveksling)
- Radialstempelmotorer

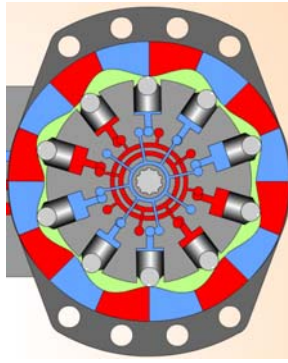
Vrielement

Et vrielement bruker hydraulikk til å skape en rotasjonsbevegelse om vrielementets akse. Den lineære bevegelsen av stempelet som sitter inni elementet omformer lineær bevegelse til rotasjonsbevegelse ved hjelp av flere spiralformede gir. Det eksisterer mange leverandører av denne typen rotasjonsmotorer. AMV bruker i dag et vrielement fra HKS.

Fordelen ved vrielement er at man får motorer i ett stort moment og trykk intervaller. De er driftsikre, de krever ingen vedlikehold og de kan ta store radielle krefter. De fungerer med andre ord godt som opplager for konstruksjoner. Ulempen er at de blir relativt tunge ved høyt moment.

Tabell 5 Forholdet mellom vekt og moment for HKS sine vrielementer

360° rotasjon	Vekt (kg)	Moment (Nm)
DA-H 180	245	16200
DA-H 200	306	22300
DA-H 225	630	32000
DA-H 250	912	44000
DA-H 280	1292	60800
DA-H 300	1677	76000



Figur 23 Prinssippskisse av en hydraulisk radialstempelmotor [31]

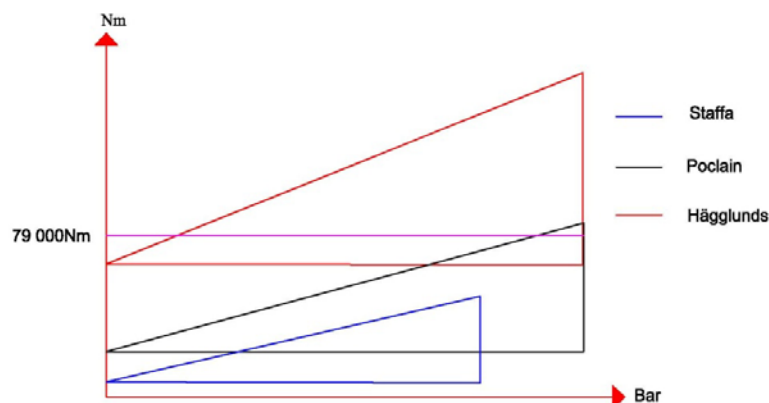
Snekkeveksling (tannhjulsveksling)

En snekkeveksling kan ha mange ulike design og den kan overføre mange ulike moment. Ulempen med denne konstruksjonen er at de ikke tåler slagkrefter så godt og det vil alltid bli noe slark i tannhjulsoverføringen. Den største ulempen ved å bruke dette på materinnstilleren er at det er en relativt stor konstruksjon sammenlignet med direkte drift.

Radialstempelmotor

En radialstempelmotor er en stempelfortrengingsmotor. Oppbygningen av en slik motor har svært ulik designutforming. Men prinsippet er at flere sylindere arbeider radielt i en sylinderblokk. Det finnes både motorer som roterer eksentrisk eller motorer hvor sylinderblokken roterer. Denne typen har samme akse både for motoren og for sylinderblokken men sylindrene presses utover mot en kurvet kamring. Denne typen motorer blir ofte brukt til såkalte høymomentsmotorer. Denne betegnelsen brukes på motorer som er konstruert for høyt moment og lave turtall. En hydraulisk radialstempelmotor som brukes i oppgaven kan sees i figur 23. Denne har mange sylindere som presses utover mot en kurvet kamring. Her er rød sone trykksone mens den blå sone er hvor sylindrene trekker seg tilbake. Grønn sone er avløpsolje som kommer fra små lekkasjer fra sylindrene. Denne oljen vil bli avkjølt og sendt til oljetanken.

Ved endring av rotasjonsretning byttes rød sone med blå sone. Ved å øke høyden på kammringen kan man øke momentkapasiteten. Ved økt høyde på kammringene vil omkretsen bli lengre og strekkingen sylindrene må bevege seg langs for å komme rundt øker. Dette resulterer i større oljebehov og lavere rotasjonshastighet. Motoren er trinnløs og den tåler godt støt og slag. De fleste motorer på markedet kan leveres med hydraulisk brems.



Figur 24 Momentkapasitet fra ulike leverandører

Leverandører

Det finnes i dag mange leverandører av radialstempelmotorer. Tre av de største er Staffa, Poclain og Hägglunds. Disse tre leverer ulike størrelser på motorene. Staffa leverer motorer med momentkapasitet i intervallet 600-40000 Nm [27]. Poclain leverer motorer med momentkapasiteter fra 5000-100000 Nm [24] og Hägglunds leverer fra 50 000-1400000 Nm [26]. Momentet som kreves for bruk ved direkte drift er 79 000. Det er kun Hägglunds og Poclain som leverer motorer i dette intervallet.

3.1.2. Grunnlag for vurdering

Det er ved komponentvalg lagt vekt på anbefalinger fra AMV. Både veileder Hans Are Vatland og teknisk sjef Tore Hansen har kommet med råd og veiledning underveis. Referat fra møte om komponentvalg er vedlagt i vedlegg 5

Radialstempelmotor

AMV har anbefalt radialstempelmotorer som et alternativ til rotasjonsmotor. Disse er relativt kompakte og de kan yte et veldig stort moment ved lav fart. I tillegg er både motoren og bremsen styrt av hydraulikk. De tar godt opp slag og støt noe som er svært viktig for en slik konstruksjon.

Radialstempelmotorer er derfor blitt valgt som rotasjonsmotor. Ved valg av leverandører har det stått mellom Poclain og Hägglunds. Det er disse to leverandørene som leverer motorer til angitt moment. Utforming og spesifikasjoner til de to motorene er forholdsvis like. Poclain har litt lavere vekt sett i forhold til momentkapasitet. Og de er noe rimeligere en Hägglunds [30]. En motor fra Hägglunds kan sees i figur 25.

Poclain er valgt som radialstempelmotorleverandør for den nye materinnstilleren.

Poclain

Det ble avlagt besøk hos Andøco AS som importerer Poclain motorer. Referat fra dette besøket er vedlagt i vedlegg 5. Det ble sammen med Thor Greve fra Andøco valgt ut en motor som ville passe til denne typen oppgaver. Den radielle lasten på motoren vil ikke overskrive tillatt last som kan sees i spesifikasjonene i tabell 6 under. Denne motoren kan sees i figur 25 på neste side. Motoren leveres i tre størrelser, 10L, 12,5 og 15 L/omdreininger. Det er i denne oppgaven valgt en motor med 15 L/omdreining. Ved å gå bruke en motor med 15 L/omdreining framfor en motor med mindre fortrenningsvolum, vil man kunne levere et større moment ved lavere trykk.

Tabell 6 MS125

Maksimalt trykk	450 bar
Momentkapasitet	107 000 Nm
Størrelse	15 L/omdreining
Egenvekt	573 Kg
Radiell last	200 kN



Poclair MS 125 [30]



Högglunds Marathon [26]

Figur 25 To radialstempelmotorer

3.1.3. Hydraulikkssystem

Hydraulikksystemet som sitter på dagens borerigg er kun dimensjonert for trykk opp til 210 bar. For å holde vekten nede på materinnstilleren må man øke trykket til rotasjonsmotoren. Skulle systemet vært på 210 bar slik det er i dag må man velge en større rotasjonsmotor. Vekten av materinnstilleren hadde da blitt så stor at den ville bli overskrevet dagens vekt på materinnstilleren.

Da kravet til hastigheten på rotasjonsmotoren er veldig lav vil ikke oljeforbruket være stort. Det er derfor mulig å bruke en trykkforsterker til å øke trykket inn på rotasjonsmotoren. Ved bruk av MS125 (15 L/omdreining) motoren vil man trenge et trykk på 335 bar for å levere et moment på 79 000 Nm [31]. Hydraulikkpumpene som brukes i dag kan levere et trykk på 350 bar. De resterende komponentene i en borerigg er kun dimensjonert for 210 bar. Det vil derfor være mer hensiktsmessig å bruke en trykkforsterker bare på rotasjonsmotoren da det er denne som trenger ett høyere trykk en 210 bar. En mulighet for å redusere trykket er å øke motorstørrelsen. Man må da gå over til Högglunds som leverandør. Poclair leverer ikke større motorer. Det er ønskelig å utnytte maksimal trykk for rotasjonsmotoren for å kunne optimalisere forholdet vekt og momentkapasitet. Grunne til at det ikke er valgt mindre rotasjonsmotorer med høyere trykk fra Poclair er at disse har en lavere momentkapasitet enn behovet til rotasjonsmotoren i materinnstilleren.

Det vil bli valgt et arbeidstrykk på 210 for sylindere i konstruksjonen og det vil bli valgt et eget lukket system for radialstempelmotoren. Dette systemet vil ha et arbeidstrykk på 335 bar.

Det må gjøres en vurdering om en økning av trykket til 335 bar er gjennomførbart for et system som dette. Hvilke komponenter tåler dette trykket og hvor må det gjøres utbedringer. Sannsynligvis vil man måtte kjøpe dyrere komponenter som er dimensjonert for dette trykket. Denne vurdering krever en videre studie i hydraulikkkomponenter og dagens systemer. Dette bør gjøres i samarbeid med leverandøren av motoren.

Radialstempelmotoren som er valgt er av typen MS 125. Den har en størrelse på 15 L/omdreining. Ved en fart lik 1,66 RPM vil man få et oljebestov på 24,90 L/min. Utregningene for dette er vist på neste side[5]. Erfaringsstall fra AMV viser at fortreningsvolumbehovet til rotasjonsmotoren ikke vil være et problem for pumpene.

Det er tenkt å bruke en stor hydraulikkmotor til å drive en mindre transmisjonpumpe. Denne er dobbeltvirkende. Ved å ha en stor motor til å drive en mindre får man forsterket trykket samtidig som man senker oljestrømmen. På neste side vises utregninger av nødvendig oljebestov fra boreriggen. Det

er her benyttet en virkningsgrad på 90 %. P1 og P2 er henholdsvis trykket i boreriggkrets og trykket i kretsen som går til rotasjonsmotoren. Q1 er fortrenningsvolumet i kretsen som går til boreriggen. Q2 er fortrenningsvolumet som går til rotasjonsmotoren. Krets 1 og 2 er vist i figur 26.

$$P1 \times Q1 \times \eta = P2 \times Q2$$

$$Q1 = \frac{P2 \times Q2}{P1 \times \eta} = \frac{335 \times 24,90}{210 \times 90\%} = 44,13 \text{ l/min}$$

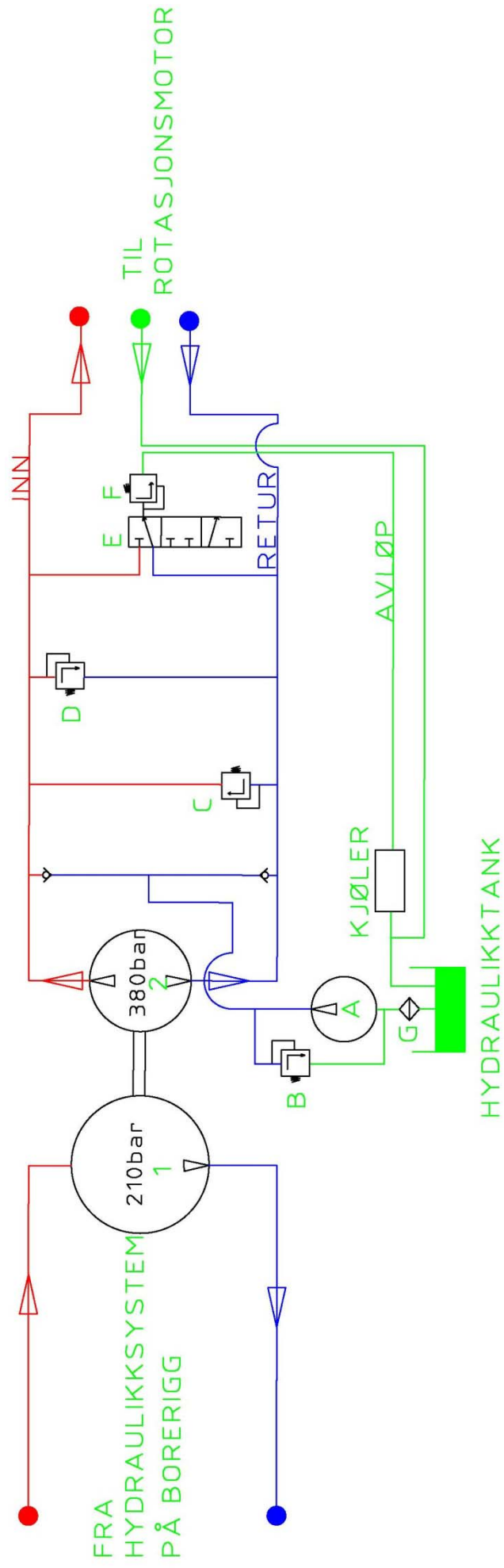
Hydraulikkssystemet kan sees i figur 26 på neste side. Hydraulikkssystemet som går mellom rotasjonsmotoren og transmisjonspumpa er en såkalt lukket krets. Denne kretsen er hentet fra Poclair [31]. Med en lukket hydraulisk krets menes at returlinjen ikke går til et reservoar før oljen ledes tilbake til motoren. Eventuelt trykk som måtte være i returlinjen blir bevart slik at transmisjonspumpen kun trenger å øke trykket med differansen mellom innlinjen og returlinjen. Fordelen med dette systemet er at man kan oppnå kontinuerlig turtallsregulering over et meget stort område. Man kan også jevnt akselerere opp en last uten å gå gjennom sprang slik som på en girkasse. I et lukket kretsløp kan man også bremse lasten via drivkilden når motoren får pumpefunksjon og pumpen får motorfunksjon. [1]

Avløpslinjen har tilnærmet lik atmosfærisk trykk. For etterfylling av systemet går den grønne linjen gjennom et filter (G) og en fødepumpe(A) som øker trykket til returtrykket. Ventil B, C og D er sikkerhetsventiler. Ventil E og F gjør at det alltid slippes noe olje ut i avløpslinjen slik at oljen kjøles ned.

Hydraulikkssystemet på boreriggen er ikke en del av oppgaven og vil ikke bli nærmere beskrevet i oppgaven.

Andre hydraulikkkomponenter

Svingsylinderen og tiltsylinderen er dimensjonert som et system med arbeidstrykk på 210 bar. Disse komponentene er koblet til systemet på boreriggen. Det er en trykkregulator montert på siden av alle sylindrene. Denne regulerer maksimalt trykk inn på sylindrene.



Figur 26 Hydraulikkssystem

3.2. Materialvalg

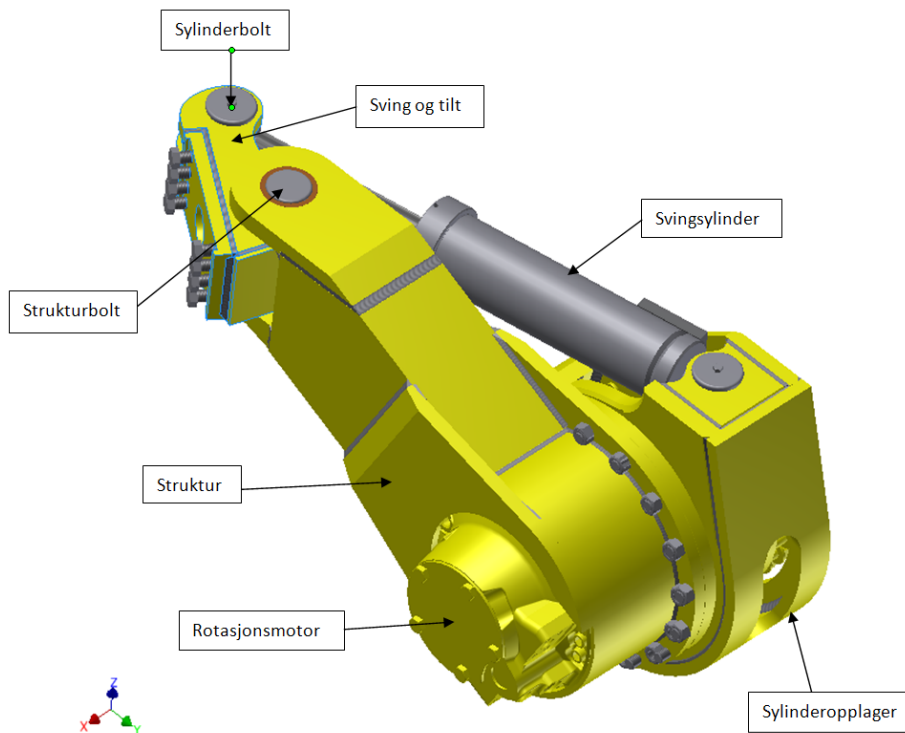
Ved valg av materialer er det lagt vekt på AMV sine retningslinjer for valg av materialer. De bruker mye standard konstruksjonsstål hvor dette er hensiktsmessig å bruke. Fordelen ved dette er at det er enkelt å tilvirke. Dette vil si at det er lett å maskinere, sveise og lett å reparere. Stålet det er relativt mykt. Materialet blir av den grunn forutsigbart i drift og under belastning. Ved overbelastning vil man kunne se deformasjoner før brudd. Dette er en fordel for sikkerhet mot brudd. Denne typen stål er også et rimeligere alternativ. Ulemper med stålet er at det har relativt lav styrke. Dette fører til økt vekt og større fysiske komponenter.

Alternativer til standard konstruksjonsstål er mer høyste legeringer. Man kan da få stål med tilnærmet dobbel flytegrense sammenlignet med standard konstruksjonsstål. Fordelen med dette er at ved høyere styrke kan man redusere størrelsen og tykkelsen på konstruksjonen. Dette fører igjen til at man får lavere vekt på konstruksjonen. Ulemper med høyst stål er at prisen er høyere både på innkjøp og ved maskinering og tilvirkning. Høyst stål stiller også strengere krav ved sveising. Stålet er også vanskeligere å reparere ved deformasjoner eller sprekke-dannelser.

Bolter som blir maskinert av AMV er av samme kvalitet som konstruksjonsstålet. Disse har en hardhet på 180-220 HB. Sylindere som lages av AMV er laget av hardforkrommet stål.

Tabell 7 Materialdata for valgt materiale [30]

	Flytegrense (Mpa)	Strekfasthet (Mpa)
Konstruksjonsstål, S355J2G3	355	490
AMV bolter, Croma OVAKO 280	355	490



Figur 27 Inventormodell av nytt design

3.3. Designutforming

Ved design av ny materinnstiller er det lagt vekt på enkel tilvirkning, robusthet og funksjonell konstruksjon. Det er også lagt vekt på at konstruksjonen skal brukes i et krevende arbeidsmiljø. Alle delene er konstruert som sammensveisede deler. Dette er gjort for å kunne bruke modellen til en eventuell testmodell. Det er i designfasen lagt vekt på å kunne produsere materinnstilleren på en rimelig og enkel måte. Dette kan sees igjen i modellen ved blant annet at det er tatt utgangspunkt i et firkantprofil og et rørprofil. Disse profilene er ferdigprofiler og man unngår da prosesser, som blant annet valsing, for å lage rørprofilet. Utformingen kan sees i figur 27. I samme figur kan det leses av navn på de forskjellige delene i konseptet. I avsnittene som følger vil det bli beskrevet ulike aspekter ved denne utformingen

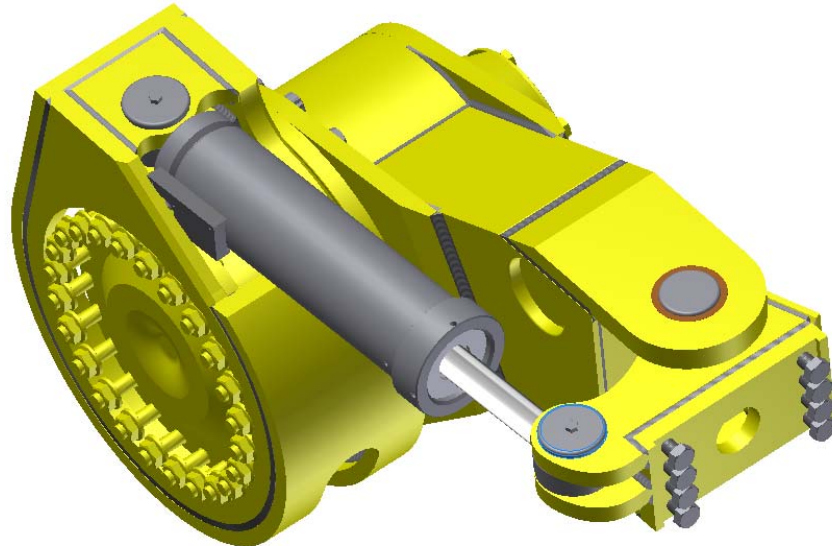
3.3.1. Ulike aspekter ved designutformingen

Vekt

Det nye designet vil gi en konstruksjon som er ca 20 % lettere en dagens materinnstiller. Inventor verdier av det nye designet angir en vekt på 1300 kg på materinnstilleren. Det er noe vanskelig å anslå noe total vekt inklusiv hydraulikkslanger. Men en god antagelse er å bruke verdier hentet fra avsnitt 3.1. her er det kalkulert med at konstruksjonen vil vei 10 % ekstra sammenlignet med verdier fra Inventor. Dette gir en total vekt på 1430 kg. Sammenligner man dette med dagens design er dette 370 kg lettere. Det bør være mulig med ytterligere vektreduksjon ved videre optimalisering.

Struktur

Strukturen er satt sammen av et firkanttrør og et rørprofil som nevnt over. Disse to skal sveises sammen. Som en forsterkning skal det sveises flenser på hver side av rørprofilet. I enden av firkantprofilet skal det sveise på to bolteører og en plate mellom disse to.



Figur 28 Materinnstiller sett fra borerigg siden

Konstruksjonen er forholdsvis enkel å lage og ved bruk av ferdigprofiler på frikantrøret og rørprofilet vil den være relativt rimelig. Firkantrøret er spesielt tilpasset med tanke på svingsylinderen. Dette kan sees i figur 28. Dette er gjort fordi sylindren tar i strukturen ved fullt utslag. Rektangelprofilet har derfor et hull i siden hvor det er sveist fast en plate på innsiden av firkantrøret. Hydraulikkinnngangen til svingsylinderen skal sitte på toppen av sylindren og ikke på siden som vist i modelleringen.

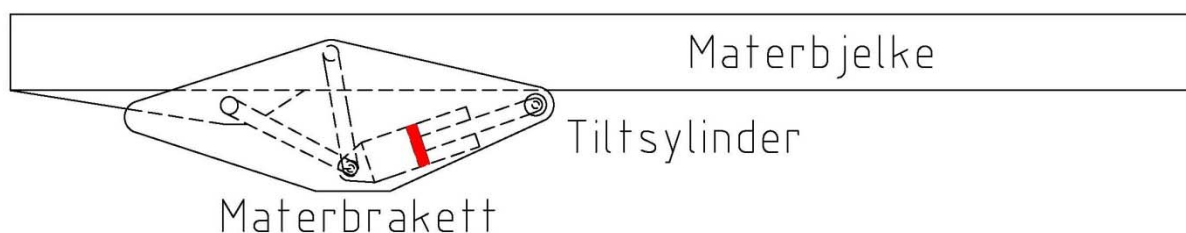
Mulige problemer som vil oppstå ved utformingen er hvordan boltene til rotasjonsmotorflensen skal festes inne i firkantrøret. Disse boltene er nå modellert som gjengeforbindelser inne i strukturen.

Svingsylinder og sylindropplagring

Svingsylinderen er plassert inn mot boreriggen. Dette er gjort for å beskytte sylindren for slag og støt. Det kan i tillegg vurderes om det skal monteres et deksel på toppen av sylindren for å beskytte den enda mer. Det er gjort vurderinger på om sylindren skal plasseres på framsiden av strukturen. Dette var i starten av designfasen planlagt å ha sylindren på framsiden. Dette kan blant annet betraktes i figur 19 side 24. Fordelen ved å plassere sylindren på framsiden vil være at det er større plass her. Det vil være en større designfrihet til å utforme sylindropplagringen på en optimalisert måte. Slik sylindropplagringen er modellert i figur 28 er den relativt stort sett i forhold til resten av konstruksjonen. Det er fordi at sylindropplagringen må kunne gå klar av flensen som fester rotasjonsmotoren til teleskoparmen. Dette er nødvendig da det må være mulig å demontere sylindropplagringen.

Sving og tilledd

Det var i utgangspunktet planlagt å ha både sving- og tilledd i ett. Men på grunn av for høye spenninger som oppstod i konstruksjonen, er den nå modellert kun som svingledd. Det er brukt den gamle braketten for å koble sammen sving og tilledd med materbraketten. Det er derfor ikke gjort noen ytterligere beregninger av denne.



Figur 29 Forslag til ny materbrakett

Bolter

Boltene som er modellert har en diameter på 90 mm for strukturbolten og 75 mm for sylindربولten. Strukturbolten er modellert med en kile som feste. Sylindربولten er modellert med en bolt og en plate på hver side av bolten. Mulige problemer som kan oppstå er slark i bronselager og slark i sylindربولt.

Materbrakett og tiltsylinder

Ytterste ledd av konstruksjonen er lik som den gamle materinnstilleren. Dette er i hovedsak gjort med tanke på en mulig prototype av konseptet. Det er da mest hensiktsmessig å bruke flest mulige eksisterende deler. Dette vil holde kostnadene nede ved utvikling av konseptet og man vil spare tid.

Ved videreutvikling av dette konseptet må det lages en ny materbrakett. Som man ser under avsnitt 2.3 er nødvendig tiltvinkel større enn 90° . Dette betyr i praksis at man må gjøre noen modifikasjoner av tittleddet for at dette skal være mulig. Innenfor rammen av denne oppgaven har dette ikke blitt gått videre inn på. En mulig løsning er å lage en saksekobling. Figur 29 viser en mulig løsning.

Ved dimensjonering av materinnstiller er det antatt at vekten på materbraketten og tittleddet kan reduserer noe ved å slanke konstruksjonen. Men det er vurdert at utvidelse av tittleddet vil gi en økning i vekt. Dagens vekt på materbraketten og tittleddet er derfor brukt som dimensjonerende last for materinnstillerne.

Støping

Konstruksjonen er i denne oppgaven modellert med tanke på en prototype. Det er her mest hensiktsmessig å bruke sveis av plater og komponenter som produksjonsteknikk. Ved videreutvikling av konseptet bør det gjøres nye vurderinger om valg av produksjonsteknikker. Støping av enkelte deler er et godt alternativ. Ved produksjon av komponenter i store mengder vil dette ofte være et lønnsomt valg. Man vil også måtte gjøre nye materialvalg ved bruk av støping som produksjonsteknikk



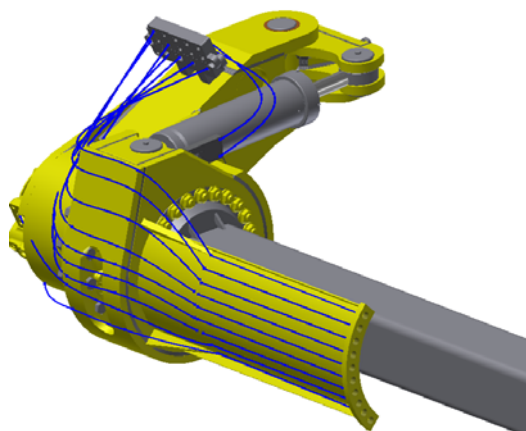
Figur 30 Hydraulikkssystemet med slangepølser langs teleskoparmen

Hydraulikkslanger

Slik hydraulikkslangene er modellert i dag kan sees i figur 30. Man har ofte hatt problemer med at beskyttelsesplasten rundt slangene blir slitt og faller av. Resultatene av dette er unødvendig slitasje på slangene. Ved den nye løsningen er det mulig å unngå pølsene så langt ute på bommen. Et forslag til dette er vist i figur 31. Dette alternativet går ut på å lage en forgreining fra materinnstilleren og bakover parallelt med teleskoparmen. Hydraulikkkrørene som går langs denne forgreiningen kan da lages av stålrør. Disse blir da fastmonterte hydraulikkkrør. Man vil på denne måten spare vekt og slangen vil være mindre utsatt for slitasje.

Oppsummering

Det er i dette kapitlet gitt en beskrivelse av ulike komponenter og løsninger på ulike problemer rundt konseptet. Det er valgt type materialer og beskrevet hydraulikkssystem samt at Poclain er valgt som leverandør av radialstempelmotor. I tillegg er 3-D modellene av konseptet beskrevet og illustrert.



Figur 31 Modell av mulig rørgate

4. Analyse av krefter og dimensjonerende lasttilfeller

Formålet med dette kapittelet er å finne krefter som virker på konstruksjonen. Det finnes lite tilgjengelig data hos AMV. Det er derfor nødvendig å beregne disse kreftene gjennom sylindertykkmålinger. Disse målingene er sammenlignet med egenvekter hentet fra modell i Inventor. Lastverdiene som blir funnet fra dette kapitelet brukes senere i oppgaven til å gjøre styrkeberegninger.

Ved usikkerhet på komponentbeskrivelser og uttrykk refereres det til avsnitt 3.3 for ytterlig forklaring

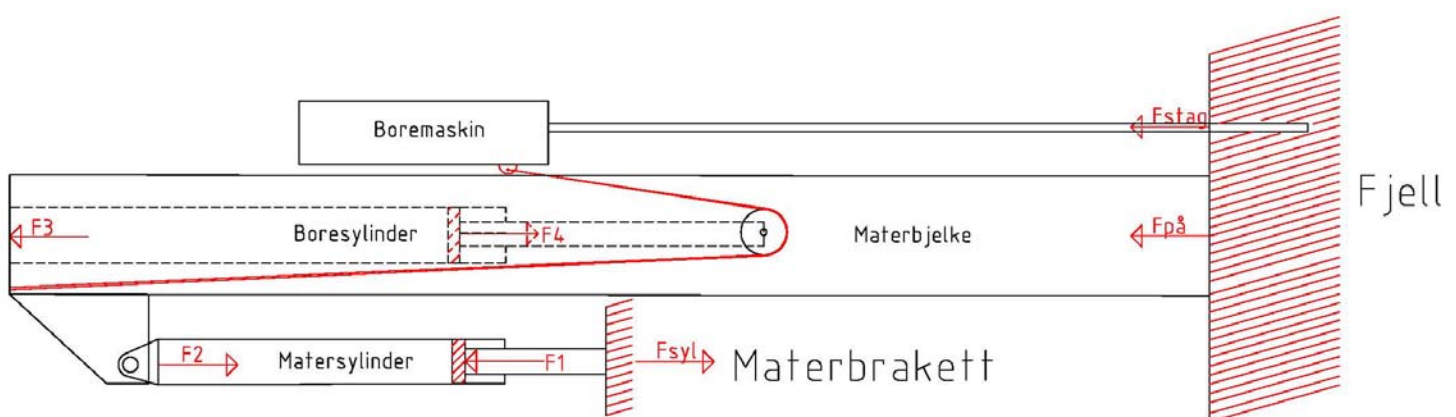
4.1. Laster som virker på konstruksjonen

4.1.1. Borekrefter og materkrefter

Matertrykk og Boretrykk er laster som virker på konstruksjonen på grunn av boringen. Matertrykket presser materbjelken mot fjellet og boretrykket presser borestagene inn i fjellet. I figur 32 vises en prinsippskisse av matertrykk og boretrykk. Boremaskinen blir presset mot fjellet ved hjelp av boresylindere. Overføringen skjer via en wire (rød linje på figur 32), utvekslingen er derfor 2:1. Materbjelken blir presset mot fjellet direkte av sylinderkraften. Grunnen til at materbjelken blir presset mot fjellet under boring er for å skape stabilitet under boringen.

På grunn av glideplatene og friksjonen som disse har, vil den faktiske kraften på borestaget være mindre enn de teoretiske utregningene fra sylindertykkmålinger. Glideplatene er av en spesiell gummi som har en veldig dårlig glideflate. Denne glideflaten brukes fordi de fungerer svært godt i et hardt miljø med mye sand og støv.

Friksjonskraften er vurdert som den kraften som skal til for å kjøre bommen og boremaskinen ved konstant fart horisontalt bortover. Dette er hentet fra Newtons andre lov $F-R=ma$. Ved konstant fart er akselerasjonen $a=0$. Formelen blir da $F=R$. Hvor R er friksjonskraften og F er kraften fra sylindere. Sylindertykkmålingene og er beskrevet i vedlegg 6. Beregningene av borekreftene og materkreftene følger i avsnitt 4.1.2



Figur 32 Prinsippskisse av boresylinder og wireoverføring til boremaskin

Ser man på figur 32 ser man at trykket mot fjellet kommer av at boresylinderen presser sylinderstangen innover i fjellet. Men at matersylinderen trekker materbjelken mot fjellet. Ser man på summen av kreftene i materbjelkens retning får man følgende likevekter og forklaring til hva kreftene i figur 32 betyr.

Fstag	Borekraften inn på borestagene	$\sum F_x = 0$ $F_{stag} + F_{p\bar{a}} = F_{syl}$ $F_{p\bar{a}} = F_{syl} - F_{stag}$ $F_{syl} = F_2$ $F_{p\bar{a}} = F_2 - F_{stag}$
Fpå	Materkraften inn på materbjelken	
Fsyl	Opplagringskrefter inn på matersylinderen	
F1	Sylinderkrefter	
F2	Sylinderkrefter	
F3	Sylinderkrefter	
F4	Sylinderkrefter	

4.1.2. Egenvekter

Egenvekter er hentet fra tidligere målinger gjort av AMV. Inventor verdier er brukt som sammenligningsreferanse. Globalt tyngdepunkt er hentet fra Inventor.

Fra tidligere målinger gjort av AMV er det funnet at materinnstillers vekt er 1800 kg, Materbjelken er veid til 1300 kg [30]

Som man ser er av tabell 8 under er avvik mellom Inventor og veide egenvekter på litt under 10 %. Dette stemmer godt overens med erfaringsbaserte tall hentet fra AMV. En god antakelse for å anslå egenvekter vil derfor å være legge til 10 % på verdier hentet fra Inventor. Avviket skyldes i hovedsak at Inventormodellen mangler hydraulikkslanger og at godstykkelsen på stålet ofte er større i virkeligheten enn i modellen. Hydraulikkslangene ligger relativt jevnt fordelt over hele materinnstilleren. Tyngdepunktet som Inventor angir ansees derfor som tilfredsstillende for videre beregninger.

4.1.3. Andre laster

Vindlast

I standard for borerigger [19] er det krav til at vindlast skal tas med i beregninger. Standarden spesifiserer to tilfeller som skal vurderes i dimensjonerende beregninger. Disse lastene vil i dimensjonering ikke bli tatt hensyn til da boring vil skje i tunneler hvor det vil være minimalt med vindkrefter. Selve boreprosessen blir sett på som den mest kritiske og vurderes derfor som dimensjonerende lasttilfelle. Vind vil kun påvirke konstruksjonen under transport. Borebommene vil da være fastspent og belastningen på materinnstilleren blir ansett som liten.[32]

Tabell 8 Egenvekter på konstruksjonen

Laster	Veide egenvekter (N)	Egenvekter hentet fra Inventor (N)	Avvik
Totalvekt materinnstiller	17658	15903	9,9 %
Totalvekt materbjelke	12753	11673	8.5 %
Sum	30411	27576	9,3 %

Ulykkeslaster

Laster som kommer fra ras av stein eller andre objekter vil ikke videre bli tatt hensyn til. Konstruksjonen vil inneholde hydrauliske sikkerhetsventiler som vil åpne seg om det skulle komme for store påkjenninger på bommene. Disse ventilene kan justeres slik at de åpnes ved en gitt last. Denne lasten må være mindre enn det konstruksjonen er dimensjonert for. Dette vil ikke bli beregnet i oppgaven da det er vurdert at kritisk ulykkestverrsnitt vil være langs teleskoparmen. Dette er begrunnet med at armen fra lastpåkjenningen til belastet tverrsnitt vil være størst her.

Tilleggslaster

Boreriggen er i noen tilfeller blitt brukt til å flytte steiner. Dette er stein som ligger i veien ved boring langs bakken i tunnelene. Disse laster vil ikke bli tatt hensyn til da det i instruksjonene til AMV kommer tydelig fram at boreriggene ikke er beregnet til dette. Sikkerhetsventilene er i tillegg innstilt slik at slike operasjoner ikke skal være mulig.

Laster ved transport

En borerigg veier totalt 50 tonn. Skal denne lasten fordeles på to akslinger vil akslingslasten overskrive tillatt akslingslast på norske veier. Det er derfor vanlig å frakte riggen ved hjelp av en lastebil med henger som fordeler trykket på flere akslinger. Borebommene er ved transport komprimert, dette fører til reduserte momenter og krefter på materinnstilleren. Lastene ved transport er derfor ansett for små sett i sammenheng med laster ved boring.

4.1.4. Utmattingsdata

Det er beregnet utmattig av utvalgte sveiser og bolter. Det er da gjort en enkel kalkulering av antall lastvirkninger. Disse dataene er basert på kilde [30] og [32]. Det er vanskelig å anslå med sikkerhet antall lastvirkninger. Dette avhenger av svært mange faktorer. Dette være seg drivetid på tunnelen, stillestand mellom prosjekter, tunelltverrsnitt og entreprenører. En gjennomsnittlig borerigg fra AMV har en levetid på 10 år. Ved å anta en levetid på 20 år er det her regnet konservativt.

Tabell 9 Data for antall lastvirkninger på konstruksjonen i løpet av dens levetid

Utmattingsdata	
antall hull pr stuff	112,5
antall stuff per uke	8
antall uker i drift pr år	30
årlige hull	27000
levetid (år)	20
totale lastvirkninger (N)	540000

Tabell 10 Moment om vrielementet

Faktisk moment ved 200 bar(Nm)	Beregnet moment (Nm)	Avvik
21276	19604	8 %

4.2. Sylindertykkmålinger

Det har blitt gjort flere sylindertykkmålinger. Referat fra dette kan leses i vedlegg 6. Disse har blitt gjort for å få et mål på hvor store sylinderkreftene er. Trykkmålingene er blitt sammenlignet med laster beregnet fra teoretiske modeller. Dette er gjort for å kunne kontrollere at lastene stemmer med virkelige laster. Noen sylindertykkmålinger er også gjort for å kunne bestemme friksjonen i de forskjellige opplagringene og leddene.[13]

Kontroll av egenvekter

Det er gjort målinger av trykket på vrielementet. Dette er gjort for å kontrollere egenvektverdier som er utregnet i tabell 8. Maksimalt trykk på vrielementet blir normalt stilt inn på 180 bar. Men det forekommer også at de blir stilt inn på 200 bar på noen rigger. 200 bar blir derfor dimensjonerende. Leverandøren av vrielementet angir moment ved 100 og 210 bar. Forholdet er lineært og det kan derfor interpoleres mellom disse for å finne moment ved 200 bar.

Sammenligner man resultatene fra trykkmålingene med egenvekter og tyngdepunkt fra Inventor ser man at resultatene stemmer godt overens. Forskjellen er under 10 %. Dette tilsvarer et normalt avvik mellom Inventor og virkelige egenvektverdier. Det kan derfor konkluderes med at verdier og metode under avsnitt 4.1.2 kan brukes videre i oppgaven.

Dimensjonerende materkraft ($F_{p\dot{a}}$) og borekraft (F_{stag})

Friksjonskraften er vurdert som den kraften som skal til for å kjøre bommen og boremaskinen ved konstant fart horisontalt bortover. Det ble gjennomført to målinger for å måle kraften som kreves for å kjøre matersylindren og boresylindren ved konstant fart. Disse kreftene ble så trukket fra maksimale trykkrefter i de to sylindrene. Begge sylindrene har innvendig diameter på 80 mm og en stangdiameter på 50mm. Verdiene av dette kan leses av i tabell 11. Borkraften har en utveksling på 2:1 som nevnt tidligere.

Kontroll av materkrefter og borekrefter

Trykket på matersylindren ble målt ved å simulere boring i verkstedet. Trykket i bommsvingsylindren ble målt for å se på kreftene som virket på under boring. Siden både boretrykk og matertrykk ble satt på samtidig gav denne testen et resultat av disse to kreftene summert.

Tabell 11 Borekrefter og friksjonskrefter

	Matertykk (bar)	Materkraft (kN)	Boretrykk (bar)	Borekraft (kN)
Ved trykk	-	-	110	27,65
Ved trekkraft	135	41,35	-	-
Friksjon	20	6,13	20	10,05
Dimensjonerende kraft(Δ)	115	35,22	90	17,6

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = [(F_{p\grave{a}} + F_{stag}) \times L_3 \sin(\alpha)] - [F_{syl} \times L_2]$$

$$F_{p\grave{a}} + F_{stag} = \frac{F_{syl} \times L_6}{L_3 \sin(\alpha)}$$

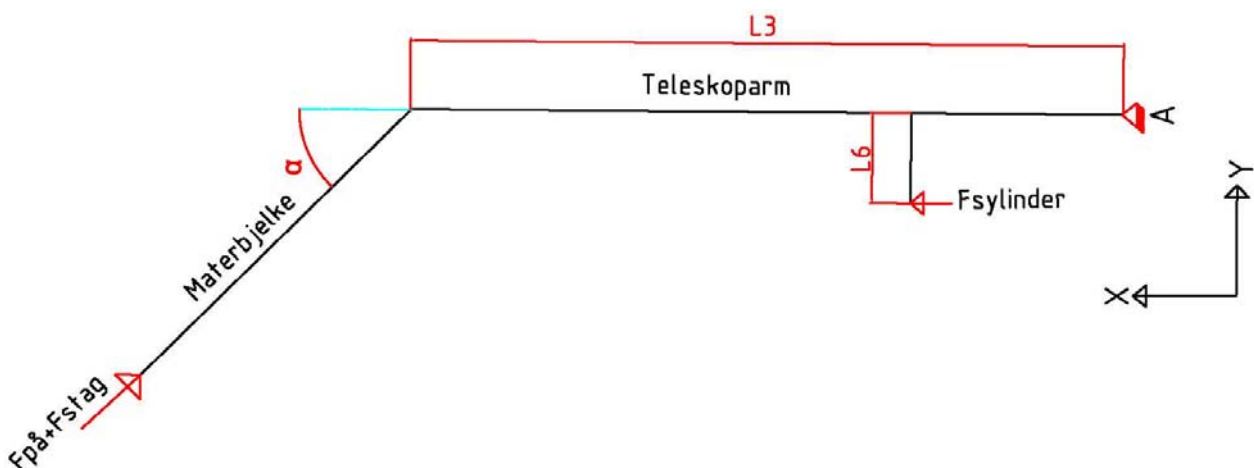
Tabell 12 Geometri og data for utregning av $F_{p\grave{a}}+F_{stag}$

Vinkel α	30°
L3	6838mm
L6	300mm
Maks Trykk	96 bar
Maks trekraft	320.09 kN
$F_{p\grave{a}}+F_{stag}$	28.09kN

Teleskoparmen var p\aa grunn av plassmangel i verkstedet ikke skj\o vet helt ut. Trykket som er oppgitt er derfor ikke maksimalt for denne sylinderen. Prinsippskisse av trykktesten er vist i figur 33.

Som man ser av tabell 12. er verdiene p\aa $F_{p\grave{a}}+F_{stag}$ mye lavere en de er i tabell 11. Summerer man verdiene for materkraft og borekraft fra tabell 11 f\aa r man $F_{p\grave{a}}+F_{stag}=52,82$ kN. Ser man p\aa tabell 12 er verdiene for $F_{p\grave{a}}+F_{stag}=28,09$ kN. Forskjellen mellom disse verdiene av $F_{p\grave{a}}+F_{stag}$ er p\aa nesten 50 %. Det er ikke kjent hvorfor denne forskjellen er s\aa stor. Det kan skyldes un\oyaktige m\aa linger eller feil p\aa m\aa leutstyr. Kraftene vil sannsynligvis ligge en plass mellom disse to verdiene som er gitt. Ved \aa bruke verdiene som er i tabell 11 som er de h\oyeste verdiene vil man regne konservativt. Disse verdiene vil derfor bli brukt som dimensjonerende laster senere i oppgaven.

Denne kontrollen viser at borekraftene og materkraftene sannsynligvis er noe lavere en verdiene gitt i tabell 11. \AA bruke disse verdiene vil derfor v\aa re en konservativ lastantagelse.



Figur 33 Prinsippskisse av boresimulering sett ovenfra

Oppsummering

Det er i dette kapitelet vist at egenvekter hentet fra Inventor stemmer godt overens med hva som virkelig er tilfelle. Senere i oppgaven vil egenvekter bli hentet fra Inventor. Det vil da bli brukt en tommelfingerregel om å legge til 10 % på disse verdiene. Dette er begrunnet i kapittel 6.1.2

Det er også beregnet verdier for boretrykket og matertrykket. Disse er videre kontrollert ved å se på trykket i svingsylinderen inne ved innfestningen mellom teleskoparmen og selve boreriggen. Verdiene for disse er oppgitt i tabell 11 og vil bli brukt videre i oppgaven

4.3. Beskrivelse av dimensjonerende lasttilfeller

Materinnstilleren vil bli utsatt for svært mange ulike lastsituasjoner. Det er derfor valgt ut tre ulike lastsituasjoner som vil bli brukt ved dimensjonering av komponentene i kapittel 5 senere i rapporten.

Disse lastsituasjonene er valgt ut ifra størst moment og krefter på materinnstilleren. Situasjoner er også valgt fordi de er reelle lastsituasjoner som vil oppstå under boring. Boremaskinen er ved alle lasttilfellene plassert ytterst på materinnstilleren. Normalposisjon er definert som i figur 34. Svingleddet og tiltledet har da en vinkel på 0° . Rotasjonsmotoren er rotert slik at boremaskinen ligger på toppen av materbjelken. Borelaster som blir omtalt videre i kapitlet er kombinasjonen av matertrykket og boretrykket.

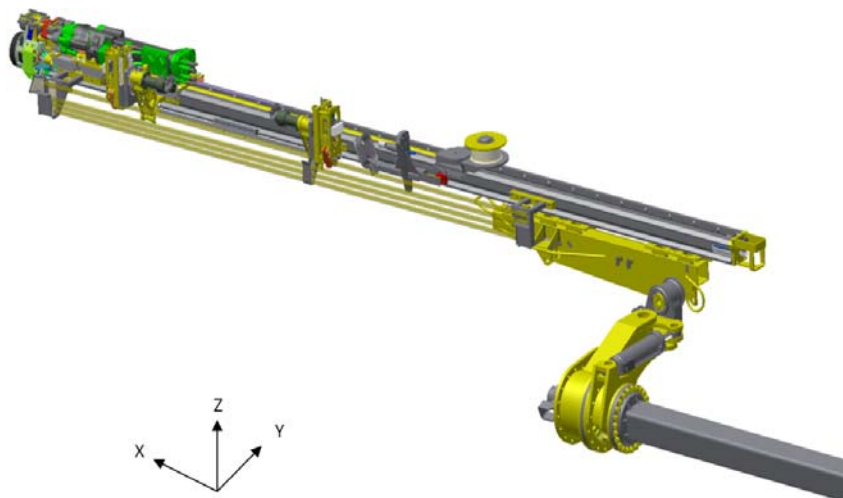
Sikkerhetsfaktor

Boremaskinen vil under boring vandre fram og tilbake langs materbjelken. Det største bidraget til moment om materinnstilleren kommer fra boremaskinen. Denne har størst vekt av komponentene på materbjelken og den vil ved dimensjonerende plassering ha lengst arm til materinnstilleren.

Ved normal drift vil boremaskinen være skjøvet helt tilbake ved borestart. Før boringen tar til presses materbjelken med matertrykket inn mot fjellet. Under boringen vil boremaskinen bevege seg gradvis framover. Boremaskinen vil være i dimensjonerende posisjon på slutten av boringen. En konservativ vurdering vil være å si at all egenvekt blir tatt opp av boreriggen. I praksis er ikke dette riktig da noe av egenvekten blir tatt opp av friksjonskraften som matertrykket skaper mellom materbjelken og fjellet.

Boreriggen brukes i ulike tunneler med ulikt tverrsnitt. Ved ulikt tverrsnitt vil man få ulik lengde fra tunellveggen og til boreriggen. Operatørene vil også ha noe forskjellige avstander fra boreriggen og fram til stoffen. Materinnstillers forskyvning brukes til å justere denne forskjellen. Det er derfor sjeldent at materbjelken blir forskjøvet helt ut.

Ved daglig drift vil konstruksjonen sjelden bli utsatt for lastsituasjonen som er dimensjonerende last. Ved denne lastsituasjonen vil både boreriggen og materinnstilleren er plassert i den minst gunstige lastsituasjonen.



Figur 34 Materbjelke og materinnstiller ved lastsituasjon 1

Lastsituasjon 1

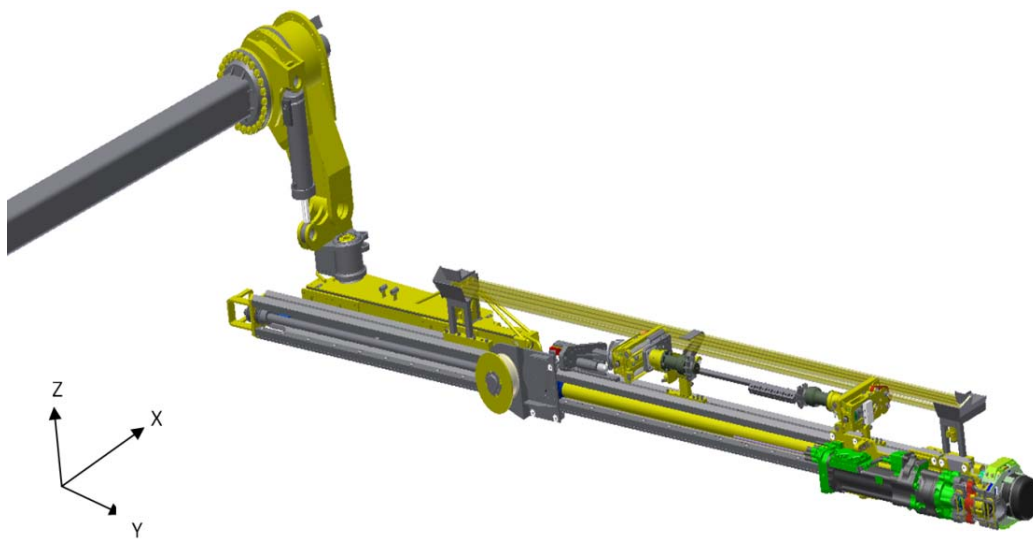
Den største andelen av boringen vil skje rett fram i stoffen. Vinkelen på materbjelken vil variere etter hvor man er i stoffen. Situasjon 1 er valgt til å være boring parallelt med teleskoparmens aksel. Det betyr at svingsylinderen og tiltsylinderen er satt i normalposisjon. Lastsituasjonen kan sees i figur 34. Ved denne lastsituasjonen vil egenlasten gi et størst bidrag. Denne lasten vil gi et stort moment om Y-aksen. Egenlasten vil også gi et moment om X-aksen.

Borekrefter vil gi et positivt bidrag for momentet om Y-aksen ved at de virker i motsatt retning av egenvekter. Borelastene vil også gi en kraft i X-retning som resulterer i et moment om Z – aksen.

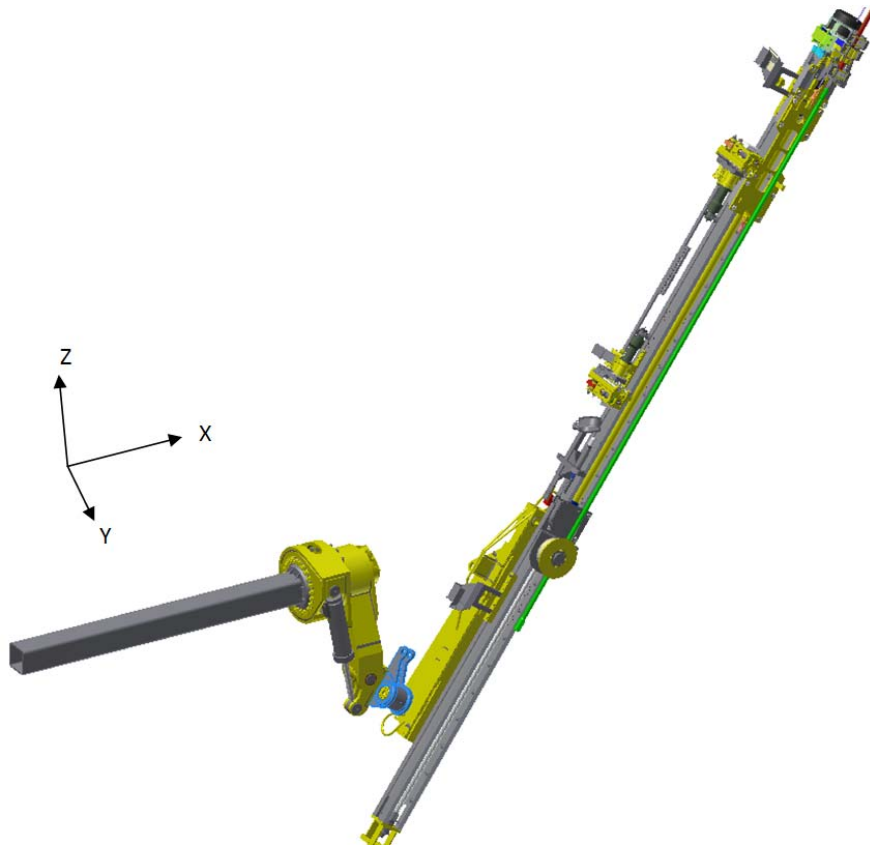
Lastsituasjon 2

Lastsituasjon 2 er definert som en situasjon hvor man borer til siden(radielt) i tunnelen. Dette gjøres som tidligere beskrevet for å sikre tunnelen med bolter. Denne lastsituasjonen vil også opptre regelmessig. Tiltsylinderen og rotasjonsmotoren er satt i en vinkel på 90° fra normalposisjon. Lastsituasjonen kan sees i figur 35.

Ved denne situasjonen vil krefter fra egenvekter og borekrefter virke i samme retning. De vil begge gi et stort moment om X-aksen. Dette lasttilfelle er tidligere i oppgaven brukt til å definere nødvendig momentkapasitet for rotasjonsmotoren. Borekreftene vil også gi en kraft i Y-retning som resulterer i et moment om Z-aksen



Figur 35 Materbjelke og materinnstiller ved lastsituasjon 2



Figur 36 Lastsituasjon 3

Lastsituasjon 3

Lastsituasjon 3 er ikke en situasjon som vil opptre under vanlig boring. Denne lastsituasjonen kan sees i figur 36. Rotasjonsmotoren er vridd 90° ned. Svingleddet er satt i yterstilling. Vinkelen mellom materbjelken og teleskoparmen er 60° . Bakgrunnen for at denne vinkelen er valgt kan sees i vedlegg 16 eller i neste underkapittel 4.4. Denne lastsituasjonen vil være dimensjonerende for nødvendig sylinderkraft og knekking av sylindrestang. Lastsituasjonen vil i tillegg være dimensjonerende for sylindربولter.

Oppsummering

Det har i dette avsnittet blitt definert 3 lastsituasjoner som er grunnlaget for dimensjonerende beregninger senere i oppgaven.

4.4. Opplagringskrefter i sving og tiltledd

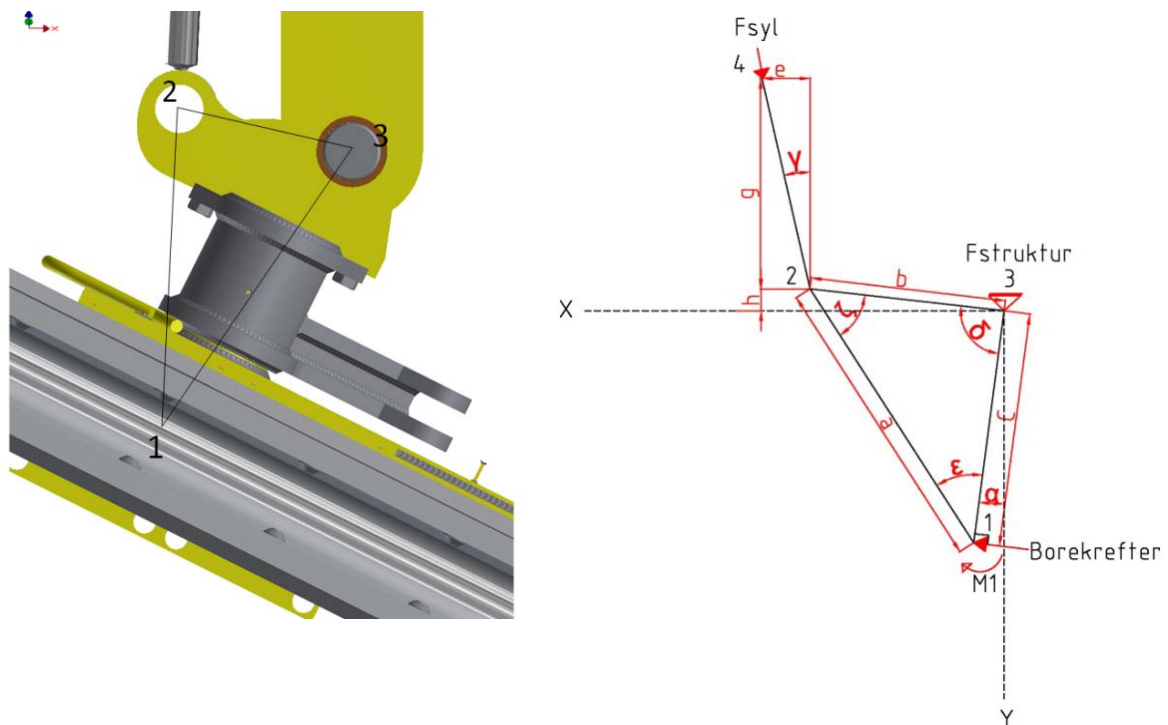
Innledning

Det vil i følgende kapittel bli vist beregninger for sving og tiltledd. Beregningene er gjort ved bruk av likevekter om knutepunkter [7 og 12]. Man antar at konstruksjonen er helt stiv. Dette vil si at man ser bort ifra deformasjoner som oppstår. Kraftene vil da bli overført direkte til opplagringen. Fullstendige beregninger følger i vedlegg 16.

Metoden er brukt for å beregne krefter i strukturbolten og sylindربولten ved lastsituasjon 3

Beregningsmodell

Modelleringen kan man se i figur 37. Sylinderen er opplagret til sving og tiltleddet i punkt 2. Strukturbolten kan sees i punkt 3. Krefter på grunn av boring er påført i punkt 1. Disse kreftene står vinkelrett på linjen 1-3. Momentet fra egenvekt er påført modellen i punkt 1. Dette momentet er kalt M_1 . Beregningene er gjort med en vinkel α som variabel. Man kan da se belastningssituasjonen som en funksjon av vinkelendring. Dette kan sees i figur 38.



Figur 37 Modell av opplagring til struktur og sylinder ved lastsituasjon 2

Lastsituasjon 3

Lastsituasjon 3. er beskrevet i tidligere avsnitt. Situasjonen vil være dimensjonerende ved beregning av sylindropplagring, sylinderkraft og knekking av sylindrestang. Den vil også være gjeldene med tanke på dimensjonering av strukturbolt og sylinderbolter. Verdier fra tabell 13 vil bli brukt i kapitel 5.

Under følger et uttrykk for lastsituasjon 3 som viser krefter i opplagringene ved node 2 og 3 fra figur 37. Disse verdiene er gjengitt i figur 38. Utrykket er hentet fra vedlegg 16. H2 og V2 er henholdsvis sylinderkreftene i X og Y retning.

Vinkelen α har et intervall på $-60^\circ < \alpha < 30^\circ$. Vinkelen er definert med radianer i uttrykket under.

$$\alpha_r := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

$$H2 := \frac{[M1 - \text{Borekrefter} \cdot (a \cdot \cos(\alpha_r)^2 + c \cdot \sin(\alpha_r)^2)]}{\left(a \cdot \cos(\varepsilon - \alpha_r) - a \cdot \frac{\sin(\varepsilon - \alpha_r)}{\tan(\gamma)} - c \cdot \cos(\alpha_r) - c \cdot \frac{\sin(\alpha_r)}{\tan(\gamma)} \right)}$$

$$V2 := \frac{H2}{\tan(\gamma)}$$

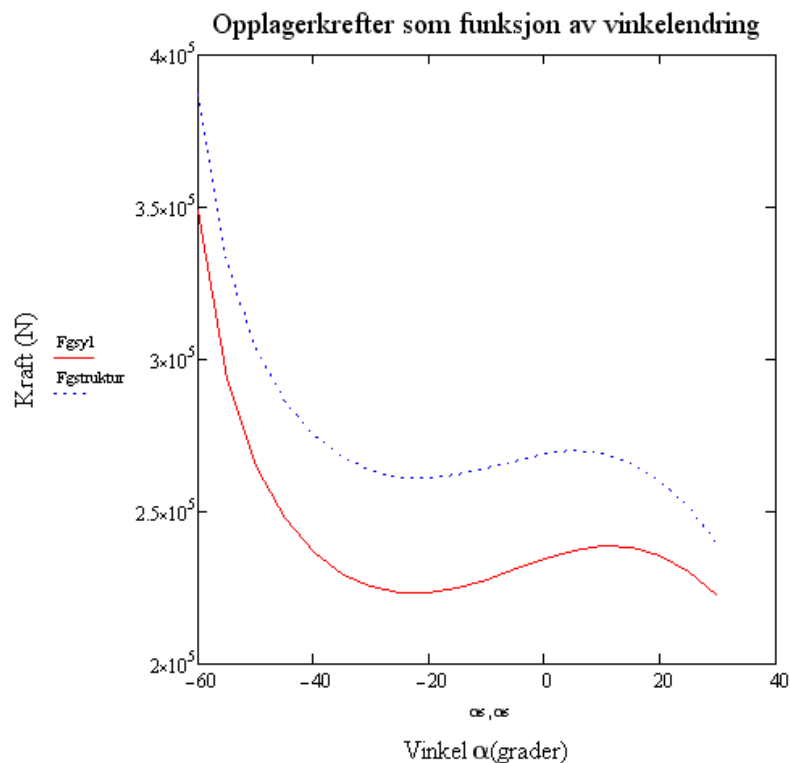
$$V3 := V1 + V2$$

$$H3 := -H1 + H2$$

$$V4 := V2$$

$$H4 := H2$$

$$F_{\text{syl}} := \sqrt{(H4^2 + V4^2)}$$



Figur 38 Graf som viser fordeling av opplagerkrefter ved lastsituasjon 3 som funksjon av vinkel α

Tabell 13 Verdier fra lastsituasjon 3

vinkel α	F _{syl} (kN)	Fstrukturx(kN)	Fstruktur _y (kN)	Fstruktur (kN)
-60°	348,8	226	314,4	387,2

Ser man på grafen i figur 38 ser man at kreftene som virker i opplagringen til strukturen (Fstruktur) ligger noe høyere enn kreftene som virker i sylinderoplagringen (F_{syl}). Man kan også se av grafen at de er tilnærmet parallelle. Dette kan forklares med at de virker i hver sin retning. Sylinderoplagringen vil øke når angrepsvinkelen γ øker. Dette vil spille inn på strukturoplagringen som må økes for å opprettholde likevekten i systemet. Verdier for sylinderekreftene og opplagerkreftene i strukturen er gitt i tabell 13.

Oppsummering

Det er i kapittel 4 blitt gitt en analyse av krefter som virker på konstruksjonen. Disse kreftene er funnet ved sammenligning av virkelige målinger og Inventorverdier. Videre i kapitlet har det blitt definert tre dimensjonerende lasttilfeller som er grunnlaget for videre dimensjonering og styrkeberegning. Det er også gitt verdier fra lasttilfelle 3 og borekrefter fra lasttilfelle 1. Disse verdiene er gitt i dette kapitlet fordi de er generelle opplagingskrefter. Resterende beregninger av krefter og momenter vil beregnes for hver enkelt situasjon da disse kreftene og momentene er svært forskjellige.

5. Dimensjonering og styrkeberegninger

Det vil i dette kapitlet bli beskrevet metoder og resultater for dimensjonering og styrkeberegninger av materinnstilleren. Generelle krefter og lasttilfeller vil bli hentet fra kapittel 4. Andre krefter og momenter vil bli beregnet for hvert enkel tilfelle. Det har blitt vurdert at sveiser i struktur og sving og tiltledd vil være dimensjonerende sveiseberegninger. Det har også blitt vurdert at det er viktig og gjøre beregninger av boltene til svingsylindringen og spesielt strukturbolten mot flyt. I tillegg er det gjort en ANSYS analyse av alle nye komponenter i materinnstilleren.

Metodikk

Fullstendig beregninger er gitt i vedlegger. Dette kapitlet inneholder teori knyttet til utregningene, inputdata for beregningene og resultat av beregningene. Det er gjort slik for at rapporten skal være mest mulig oversiktlig. Beregningene i kapitlet kommer i følgende rekkefølge

- 1) Sveiseberegninger
- 2) Bolteberegninger
- 3) Utrivning av bolteører
- 4) Sylindreberegninger
- 5) ANSYS beregninger
- 6) Kontroll av ANSYS resultater

Sikkerhetsfaktorer

Da konstruksjonen ikke skal være lastbærende for personløft er konstruksjonen dimensjonert mot flyt. Dette vil si at flytegrensen til materialet er den øverste spenningsgrense. Det er brukt lastfaktorer som er angitt i standard[18]. Henholdsvis $\gamma_N=1,5$ for variable laster og $\gamma_G=1,2$ for egenlast. Materialfaktor er satt til 1.1 i henhold til den samme standarden. Det vil i håndberegningene bli gitt en utnyttelsesgrad. Denne er beregnet ved bruk av følgende formel. U er utnyttelsesgrad. σ_{till} er flytegrensen og σ_{maks} er den maksimale spenningen som opptrer. Er utnyttelsesgraden lavere en 1 er spenningene i konstruksjonen under tillatte spenninger.

$$U = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_{till}}$$

Beregninger som ikke er tatt med i oppgaven

Da noe av konstruksjonen er modellert og konstruert av AMV tidligere er det ikke gjort noen videre beregninger på dette. I denne sammenhengen tas det utgangspunkt i at det som tidligere er gjort av AMV er tilfredsstillende, og at konstruksjonen tilfredsstillende gjeldende standard. Dette gjelder følgende konstruksjoner:

- 1) Teleskoparm med bolteforbindelse til materinnstilleren
- 2) Materbrakket og innfestning til materinnstilleren
- 3) Materbjelke

Det er i tillegg modellert inn en radialstempelmotor fra Poclairn hvor innfestningen til resten av konstruksjonen er en flens med bolteforbindelser. Det er ikke gjort beregninger på denne da Poclairn angir maksimal tillat belastning på konstruksjonen og maksimalt moment motoren kan levere.

5.1. Sveiseberegninger

Det er valgt ut fire sveiser. Disse er ansett som de mest belastede sveisene. Ved dimensjonering er det brukt følgende jamnføringsspenningsformel. Denne er hentet fra standard [17].

Jamnføringsspenningen må ikke overskrive formel gitt under. Kapasitet (f_u), korrelasjonsfaktor (β_w) og materialfaktor (γ_{m2}) er hentet fra tabell 4.1 i samme standard Sveisestørrelsen er angitt ved a-mål i resultatene

$$\sigma_j = \sqrt{(\sigma_{\text{vinkel}})^2 + 3(\tau_{\text{vinkel}} + \tau_{\text{parallell}})^2} \leq \frac{f_u}{\gamma_{m2} \times \beta_w}$$

$f_u=510 \text{ Mpa}$

$\beta_w=0.9$

$\gamma_{m2}=1,25$

Spenningsene som virker på sveisen er vist i figur 39. σ_{vinkel} er spenninger som virker normalt på sveisens avskjæringsflate. τ_{vinkel} virker parallelt på sveisens avskjæringsflate. $\tau_{\text{parallell}}$ er spenninger som virker parallelt med sveisen lengderetning. Det er antatt at vinkel ϕ er 45° fra sveiseflate. Dette gir $\sigma_{\text{vinkel}}=\tau_{\text{vinkel}}$. Sveisene er dimensjonert mot utmatting ved bruk av Haigh-diagrammer. [16]

Lastvirkningen er beregnet mellom ulike lastsituasjoner med. Størrelsesfaktorer, Geometrifaktorer og kjervfølsomhetsfaktor er hentet fra kilde [11] Antall lastvirkninger er hentet fra kapittel 4.1.4.

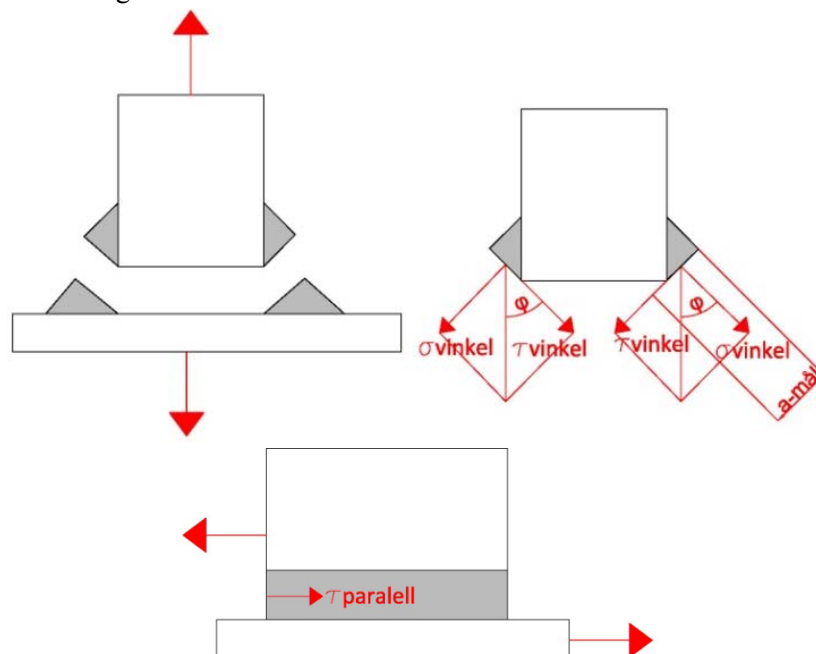
Lastvirkningsgraden som er oppgitt i resultater er et mål på sikkerhet for brudd ved gitt belastning.

Den er regnet ut etter følgende formel: [15]

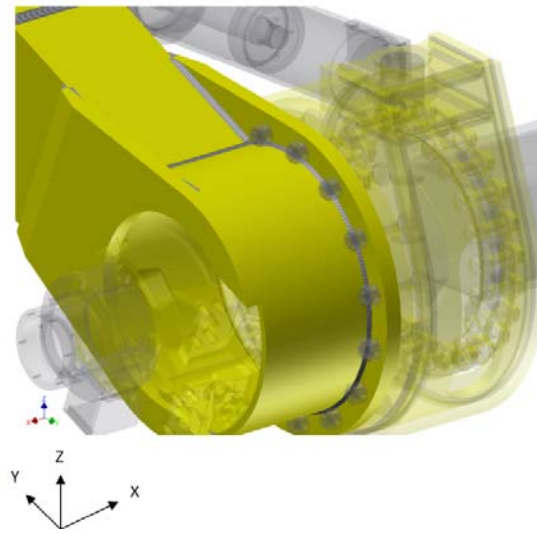
$$L_v = \frac{N_{w\text{total}}}{N_w}$$

$N_{w\text{total}}$ = Antall virkelige lastvirkninger

N_w = Beregnet lastvirkninger før brudd



Figur 39 Illustrasjon av σ_{vinkel} , τ_{vinkel} og $\tau_{\text{parallell}}$



Figur 40 Inventor modell av flens

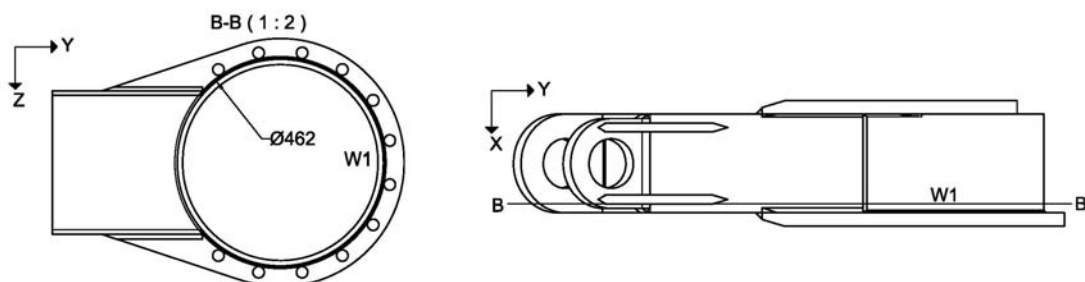
5.1.1. Beregning av sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

Beskrivelse av konstruksjon

Konstruksjonen består av en flens og et rør som sveises sammen. Konstruksjonen skal sveises både utvendig og innvendig i røret. Sveisen skal være en kilsveis. Det er brukt lastfaktorer som er angitt i standard[18]. Som man ser av figur 40 og 41 går sveisen både rundt rørprofilet og opp langs siden av rektangelprofilet. Som en forenkling og konservativ måte er kun sveisen rundt rørprofilet beregnet. Det er altså ikke tatt hensyn til sveis som går langs rørprofilet. Beregninger av sveiseskjøter med vridningspenninger er hentet fra kilde [2].

Beskrivelse av lastsituasjon

Lastene som opptrer på konstruksjonen vil variere med hvilken vinkel rotasjonsmotoren, samt sving- og tiltledd har. Det er betraktet to situasjoner som vil være kritiske for konstruksjonen. Det være seg lastsituasjon 1 og last situasjon 2. Lastsituasjon 3 vil ikke være dimensjonerende last i denne delen av konstruksjonen. Lastsituasjoner er beskrevet i avsnitt 4.3. Som man ser av tabell 14 vil det høyeste momentet være om X-aksen. Ved lastsituasjon 2 vil M_x være maksimalt med 120,47 kNm. Dette er summen av moment på grunn av egenvekt og moment på grunn av borekrefter. Det minste momentet vil være om Z-aksen ved lastsituasjon 2. M_z vil her ha en verdi på 15,08 kNm. Det er antatt at alle krefter vil bli overført til strukturen. Laster som blir overført til sving sylindren er sett bort fra.



Figur 41 Modell av sveis

Tabell 14 Egenvekter og borelaster ved lasttilfeller

EGENVEKTER	Lengde til tyngdepunkt (mm)			Vekt (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
	X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	3446	725	1025	2122	16,60	78,91	0,00	0,00	0,00	22,90
lasttilfelle2	1024	3446	725	2122	78,91	23,45	0,00	0,00	0,00	22,90

BORELASTER		arm til angrepspunkt (mm)			kraft (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
		X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	Fstag	0	1053	493	1829	0,00	-9,73	20,78	19,74	0,00	0,00
	Påtrykkslast	0	1053	283	1751	0,00	-5,35	19,90	18,90	0,00	0,00
lasttilfelle2	Fstag	214	493	1053	1829	20,78	0,00	9,73	0,00	19,74	0,00
	Påtrykkslast	180	283	1053	1751	20,78	0,00	5,35	0,00	18,90	0,00

Konstruksjonen vil være utsatt for utmatting da kreftene som virker på flensen og sveisen er variable. Sveisen er derfor kontrollert mot utmatting ved bruk av Haigh-diagram. Selve konstruksjonen er også kontrollert mot utmatting. Lastvirkningene som da er brukt er lastvirkningen mellom lastsituasjon1 og lastsituasjon 2

Kommentar til resultater

Fullstendig beregninger av lastsituasjon følger i vedlegg 12.

Som man ser av tabell 15 er a-mål av sveisen satt til 6 mm. Lasttilfellet 2 ser man har den største jamnføringsspenningen og dette vil være det dimensjonerende lasttilfelle. Utnyttelsesgraden er her på 0,377. Dette er under 1 og vil etter alt og dømme være tilfredsstillende for dimensjoneringen.

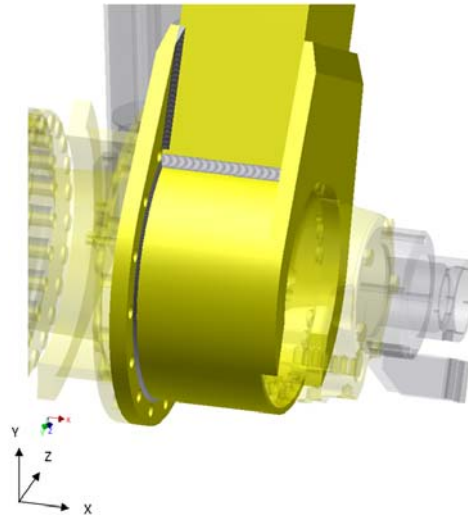
Lastvirkningsgraden er på 1.097. Dette vil si at konstruksjonen ikke vil holde i 20 år som er utmattingsgrensen. Beregningene viser at konstruksjonen vil ryke etter 18.23 år i drift. Det bør derfor være god kontroll i dette området av konstruksjonen, spesielt når konstruksjonen begynner å bli gammel. Da en borerigg normalt har en levetid på 10 år er det antatt at konstruksjonen er tilstrekkelig dimensjonert for utmatting.

Ved dimensjonering mot utmatting er det gjort beregninger der man antar at sveisen er en del av materialet. Man kan på denne måten bruke en kjervfaktor for å beregne utmatting. Mulige feilkilder ved utmattingsberegningene, er at lastvirkningene er et forenklet bilde av den virkelige belastningssituasjonen.

Resultater

Tabell 15 Resultater for spenningsanalyse av sveis

	Lasttilfelle1	Lasttilfelle 2
Jamnføringsspennning (Mpa)	117,40	171,00
Utnyttelsesgrad	0,259	0,377
a-mål (mm)	6	6
Sikkerhetsfaktor mot utmatting	2.75	-
Lastvirkningsgrad	1.097	-



Figur 42 Inventor modell av flens

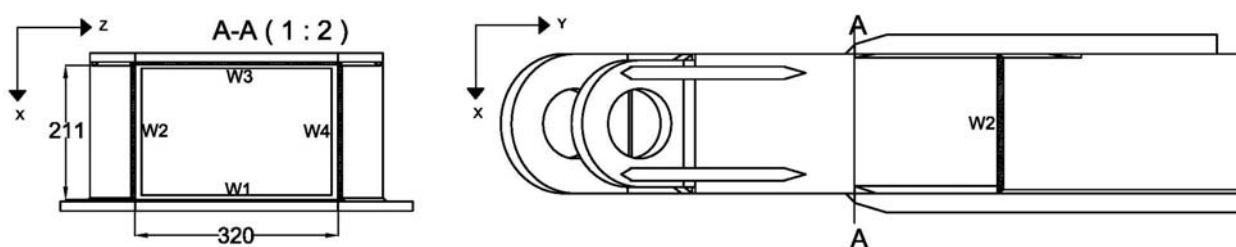
5.1.2. Beregning av sveis i strukturen mellom rektangelprofil og rørprofil

Beskrivelse av konstruksjon

Konstruksjonen består av et rør og et rektangulært profil som skal sveises normalt på røret. Dette kan sees i figur 42 og 43. Ved normalposisjon vil det rektangulære røret ha en vinkel på 25° i forhold til Y-aksen på konstruksjonene. Konstruksjonen skal sveises utvendig. Sveisen skal være en kilsveis. Det er brukt lastfaktorer som er angitt i standard [18]. Det er antatt at hele sveisen er effektiv da arealet av sveisen er beregnet ut fra at rektangelet er kappet vinkelrett av. I virkeligheten vil sveisearealet bli noe større da rektangelet må skjæres ut slik at det passer på røret. Beregningene har heller ikke tatt hensyn til sveis mot flens som er koblet til rotasjonsmotoren. Beregningene er med andre ord konservativt regnet.

Beskrivelse av lastsituasjon

Dimensjonerende belastningssituasjon er vurdert til å være lastsituasjon 1 og lastsituasjon 2. Lastsituasjon 3 er ikke vurder som dimensjonerende lasttilfelle i denne sveisen. Lastsituasjon 1 og 2 vil gi størst moment om sveisen. Som man ser av tabell 16. vil det største moment være om M_x ved lastsituasjon 2. Denne verdien er her 113.91 kNm. Lavest moment er om M_z ved lastsituasjon 2. Denne har en verdi på 14.33 kNm. Ved beregning av moment er det beregnet med at alle laster vil bli overført til konstruksjonen. Kreftene som blir overført til svingsylinderen er derfor ikke tatt hensyn til. Dette er en konservativ beregningsmåte. Sveisen er beregnet for utmatting. Lastvirkningene som opptrer er forenklet til å være vekslinger mellom lastsituasjon 1 og lastsituasjon 2.



Figur 43 Geometriske mål på sveis

Tabell 16 Egenvekter og borelaster ved lasttilfeller

EGENVEKTER	Lengde til tyngdepunkt (mm)			Vekt (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
	X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	3420	725	905	2122	16,60	78,31	0,00	0,00	0,00	22,90
lasttilfelle2	905	3420	725	2122	78,31	20,72	0,00	0,00	0,00	22,90

BORELASTER		arm til angrepspunkt (mm)			kraft (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
		X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	Fstag	0	902	493	1829	0,00	-9,73	17,80	19,74	0,00	0,00
	Påtrykkslast	0	902	283	1751	0,00	-5,35	17,04	18,90	0,00	0,00
lasttilfelle2	Fstag	200	472	902	1829	17,80	0,00	9,32	0,00	19,74	0,00
	Påtrykkslast	154	265	902	1751	17,80	0,00	5,01	0,00	18,90	0,00

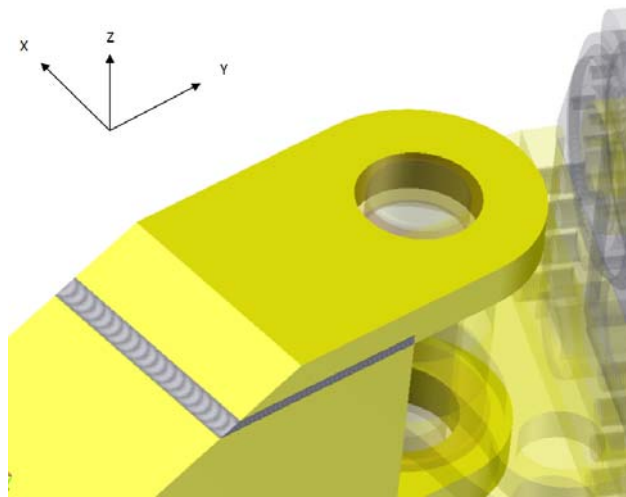
Kommentar til resultater

Fullstendige beregninger er vedlagt i vedlegg 13

Som man ser av tabell 17 er lastsituasjon 2 det mest belastede lasttilfelle. Her er utnyttelsesgraden på 0,75. Utnyttelsesgraden er under 1 og beregningene viser da at sveisen er tilstrekkelig dimensjonert. Lastvirkningen er på 0,013. Denne er veldig lav sammenlignet med beregningene gjort i avsnitt 5.1.1. Dette skyldes i hovedsak at denne sveisen faller inn under en bedre kurveklasse (F) som er definert i standard.

Resultater**Tabell 17** Resultater for spenningsanalyse av sveis

	Lasttilfelle1	Lasttilfelle2
Jamnføringsspenning (Mpa)	167,6	341,5
Utnyttelsesgrad	0,37	0,75
a-mål (mm)	4	4
Lastvirkningsgrad	-	0,013



Figur 44 Inventor modell av flens

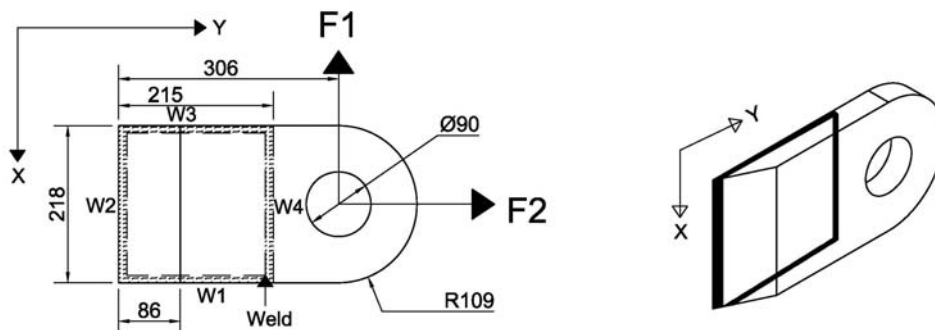
5.1.3. Beregning av sveis mellom rektangelprofil og innfestningsøre til bolt.

Beskrivelse av konstruksjon

Konstruksjonen består av et rektangulært profil hvor det skal sveise på to ører. Konstruksjonen kan sees i figur 44 og 45. Boltene som forbinder strukturen med sving og tiltleddet skal festes i disse to ørene. Disse ørene er flatstål i tykkelsen 40 mm. Ørene skal sveises langs alle fire sidene. Beregningene omfatter kun det øverste løfteøret da dette er vurdert som den dimensjonerende sveisen. Grunne til dette er at sveisearealet er mindre her en for øret under rektangelprofilen. Sveisen skal være en kilsveis. Det er brukt lastfaktorer som er angitt i standard[18]. Det er antatt at hele sveisen er effektiv.

Beskrivelse av lastsituasjon

Dimensjonerte lastsituasjoner er vurdert å være Lastsituasjon 1 og lastsituasjon 3. Lastsituasjon 2 er ikke vurdert som en dimensjonerende last. Da opplagringen til ørene er modellert som glidelager er friksjonskraften neglisjert. Det er på denne måten bare sett på krefter som blir overført fra strukturbolten til opplagerørene. Geometri og laster F_1 og F_2 er vist i figur 45. Disse lastene står for laster i henholdsvis X og Y retning. Som man ser av tabell 18. vil F_x ved lastsituasjon 1 være størst her. Denne lasten kommer fra egenvekten av materbjelken og materbraketten. F_z kraften er antatt å bli overført til bolteøret under rektangelprofilen. Den vil derfor ikke bli tatt med i denne beregningen.



Figur 45 Geometri av sveis mellom struktur og øre

Tabell 18 Moment og krefter ved lastsituasjon 1

	Lengde til tp (mm)			Vekt (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
	X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
Egenvekter	528	3446	214	2122	78,91	12,09	0,00	0,00	22,90	0,00

Omgjøring av moment til X og y krefter i Opplagerøre

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)
Egenvekter	326,07	20,25	(22,90)

Ved lastsituasjon 1 er kreftene beregnet som følger. For å finne kreftene er det brukt likevektslikninger som vist under. Borelaster er ikke med i beregningene da disse vil gi et positivt bidrag. Avstanden mellom ørene er definert som L (242mm). F1 og F2 er krefter i ørene og M er momentet om senter av bolten. Laster på grunn av moment om Z er laster som oppstår på grunn av boring.

$$\sum M_x = 0$$

$$\sum M_x = F_{1x} \times \frac{L}{2} + F_{2x} \times \frac{L}{2}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_y = F_{1y} \times \frac{L}{2} + F_{2y} \times \frac{L}{2}$$

Verdier for lastsituasjon 3 kan leses av i tabell 19. Disse verdiene er hentet fra vedlegg 16. Som man ser av tabellen er det oppgitt krefter som virker i strukturopplagringen. Der er antatt at opplagringskreftene fordeles jevnt mellom begge ørene.

Konstruksjonen vil være utsatt for utmatting da kreftene som virker på flensen og sveisen er variable. Sveisen er derfor kontrollert mot utmatting ved å beregne lastvirkningsgrad.

Tabell 19 Verdier fra lastsituasjon 3

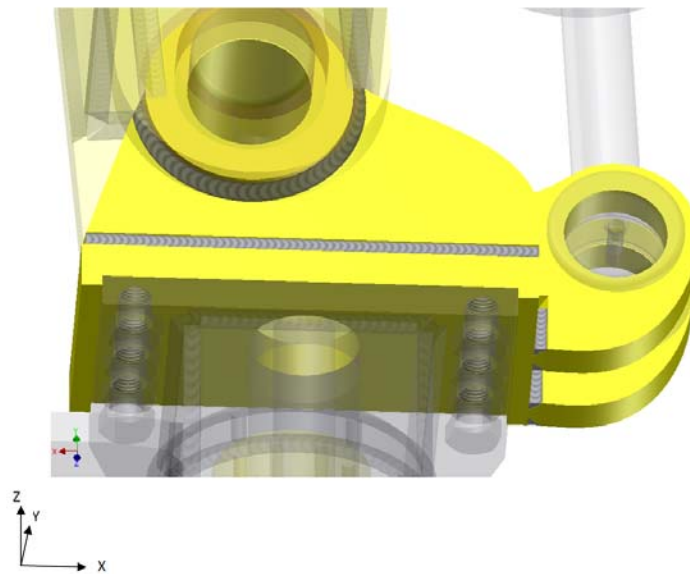
vinkel α	F _{syl} (kN)	F _{strukturx} (kN)	F _{strukturny} (kN)	F _{struktur} (kN)
-60°	348,80	226,00	314,40	387,20

Kommentar til resultater

Beregninger er vedlagt i vedlegg 14. Sveis W1 og W3 er modellert som fugesveiser. Sveis W2 og W4 er modellert som kilesveiser. A-målet på sveisen er satt til 6 mm. Dybden på fugene må da være min 8.5 mm. Ser man på spenningene som oppstår vil lasttilfelle 1 være det dimensjonerende lasttilfelle. Tabell 20 viser resultatene av beregningene. Utnyttelsesgraden ved dette lasttilfelle vil være 0,68. Lastvirkningsgraden vil være 0,055. Dette er en svært liten lastvirkning. Det vil si at konstruksjonen er tilstrekkelig dimensjonert for flyt og for utmatting.

Tabell 20 Resultater for spenningsanalyse av sveis

	Lasttilfelle 1	Lasttilfelle 3
Jamnføringsspenning (Mpa)	308,00	221,00
Utnyttelsesgrad	0,679	0,499
Lastvirkningsgrad	0,055	-
a-mål (mm)	6	6



Figur 46 Inventor modell av flens

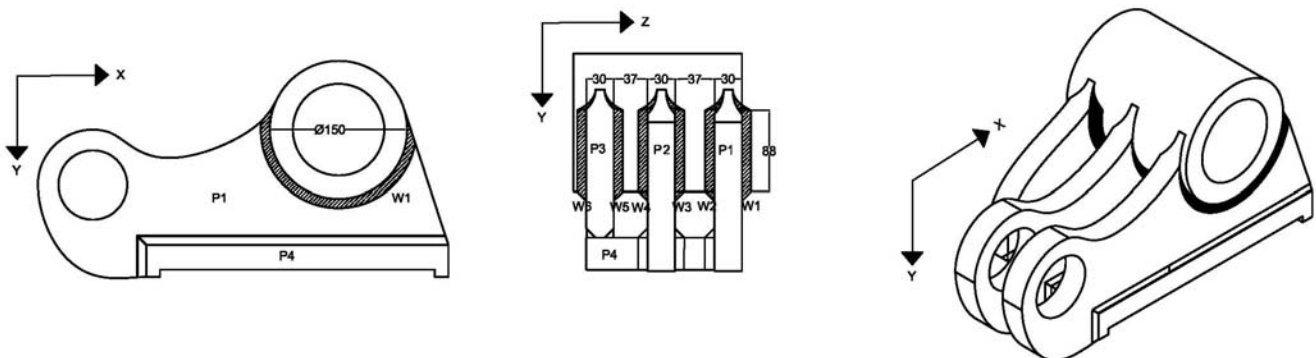
5.1.4. Beregning av sveis til feste av strukturboltsylinderen

Beskrivelse av konstruksjon

Konstruksjonen består av en sylinder som strukturbolten er festet til ved hjelp av en kile. Konstruksjonen kan sees i figur 46 og 47. Sylindren er sveiset sammen med tre plater. Henholdsvis P1, P2 og P3. Dette er vist i figur 47. Sveisen skal være kilsveis. Det er brukt lastfaktorer som er angitt i standard[18].

Beskrivelse av lastsituasjon

Lastene som virker på konstruksjonen vil være moment fra egenvekt og borevekt. Det er betraktet at lastsituasjon 1 og 2 vil være dimensjonerende laster. Verdiene for disse lastsituasjonene er gitt i tabell 21. Lastsituasjon 3 er ikke vurdert som dimensjonerende last. Disse lastene er beskrevet i avsnitt 4.3. Momentets tyngdepunkt er forenklet til å være $D/4$ fra senter av bolt. Se zo i angitt vedlegg 15. Momentet på grunn av egenvekter om Z er neglisjert da dette vil gi et positivt bidrag på spenningene ved lastsituasjon 2. Beregningene er utført ved bruk av en forenklet metode på grunn av sveisens geometriske kompleksitet. Denne metoden er videre beskrevet i vedlegg 15.



Figur 47 Geometri av sveis

Tabell 21 Krefter og momenter for lastsituasjon 1 og 2

EGENVEKTER	Lengde til tp (mm)			Moment (kNm)			kraft (kN)			
	X	Y	Z	Vekt (Kg)	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	3446	214	528	2122	4,90	78,91	0,00	0,00	0,00	22,90
lasttilfelle 2	528	3446	214	2122	78,91	0,00	12,09	0,00	22,90	0,00

BOREVEKTER		Lengde til tp (mm)			kraft (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
		X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	Fstag	0	218	545	1829	0,00	-10,76	4,30	19,74	0,00	0,00
lasttilfelle 1	Påtrykkslast	0	218	545	1751	0,00	-10,30	4,12	18,90	0,00	0,00
lasttilfelle2	Fstag	545	0	218	1829	4,30	10,76	0,00	0,00	0,00	19,74
lasttilfelle2	Påtrykkslast	545	0	218	1751	4,12	10,30	0,00	0,00	0,00	18,90

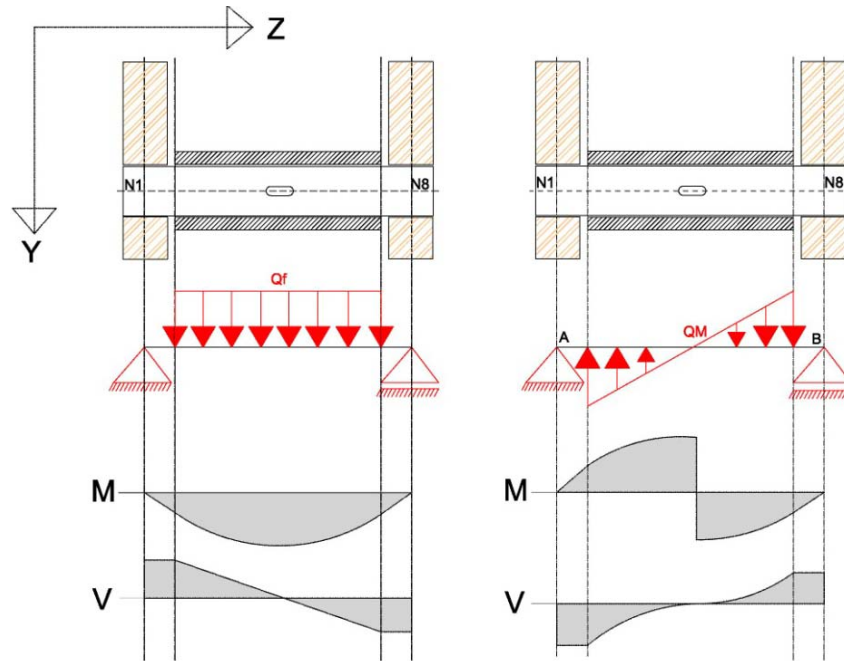
Kommentar til resultater

Beregninger er vedlagt i vedlegg 15

Som man ser av tabell 22 vil lasttilfelle 2 være det dimensjonerende lasttilfellet. Med et a-mål på 16mm vil man få en utnyttelsesgrad på 0,462. Som man ser av lastvirkningsgraden er denne over 1 Slik sveisen er beregnet nå med en lastvirkning på 1,411 vil sveisen ha en levetid på 14,17 år. Dette betyr at sveisen sannsynligvis ikke vil holde ut hele levetiden til boreriggen. Da sveiseberegningene er gjort på en konservativ metode er det vanskelig å beregne eksakt levetid for sveisen. På grunn av den beregningsmetoden og høy lastvirkningsgrad vises det derfor til ANSYS analysen i avsnitt 5.5.1. Dette er en spenningsanalyse av sving og tilledet. Her kan man se spenningene som opptrer i sveisen. Disse spenningene ligger under flytegrensen. Det bør derfor være god nok dokumentasjon for at denne sveisen holder de gitte belastningssituasjonene. Det bør likevel gjøres forbedringer av denne sveisen. Sveisearealet bør sannsynligvis utvides på denne konstruksjonen. Dette kan gjøres enten ved å øke a-målet eller øke lengden på sveisene. Den bør også jevnlig kontrolleres for sprekkdannelser og tegn på utmatting.

Tabell 22 Resultater for spenningsanalyse sveis

	Lasttilfelle1	Lasttilfelle2
Jamnføringsspenning (Mpa)	145,10	209,30
Utnyttelsesgrad	0,32	0,462
Lastvirkningsgrad	-	1,411
a-mål (mm)	16	16



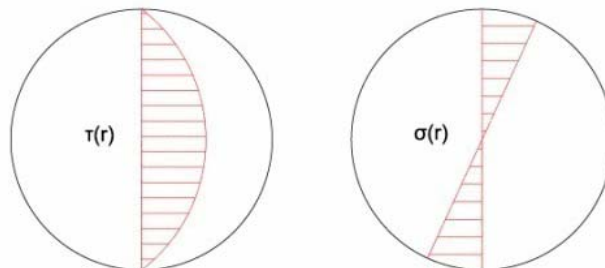
Figur 48 Modellering av bolt

5.2. Dimensjonering av bolter

Dimensjoneringsmetode

På materinnstilleren er det modellert opp tre bolter. En bolt som forbinder strukturen til sving og tilleddet. Og to bolter som forbinder svingsylinderen sammen med sving og tilleddet og sylinderoopplagringen. Lastsituasjonen i sylindربولtene er slik som vist til venstre i figur 48. Her vil det kun være strekk- og trykkrefter. Lastsituasjonene på strukturbolten vil ha en kombinasjon av lastsituasjonene som er vist i samme figur. Figuren viser også hvordan kilen som fester boltene til sving og tilleddet er modellert. Innfestningen til sylindربولtene er modellert å være endeplater på hver side av boltene. Torsjonskrefter i boltene er blitt neglisjert da de er opplagret som glidelager hvor det i prinsippet ikke opptrer rotasjonskrefter på grunn av friksjon. De kreftene som kommer på grunn av friksjon er små og er neglisjerbare sammenlignet med bøyemomenter og skjærkrefter.

Beregning av bolter er gjort ved å se på skjærkrefter og momentkrefter i boltene for seg. Momenter og skjærkrefter virker i forskjellige områder av boltetverrsnittet. Ved dimensjonering av bolter kan disse bidragene betraktes hver for seg. Dette er vist i figur 49 under.[9]



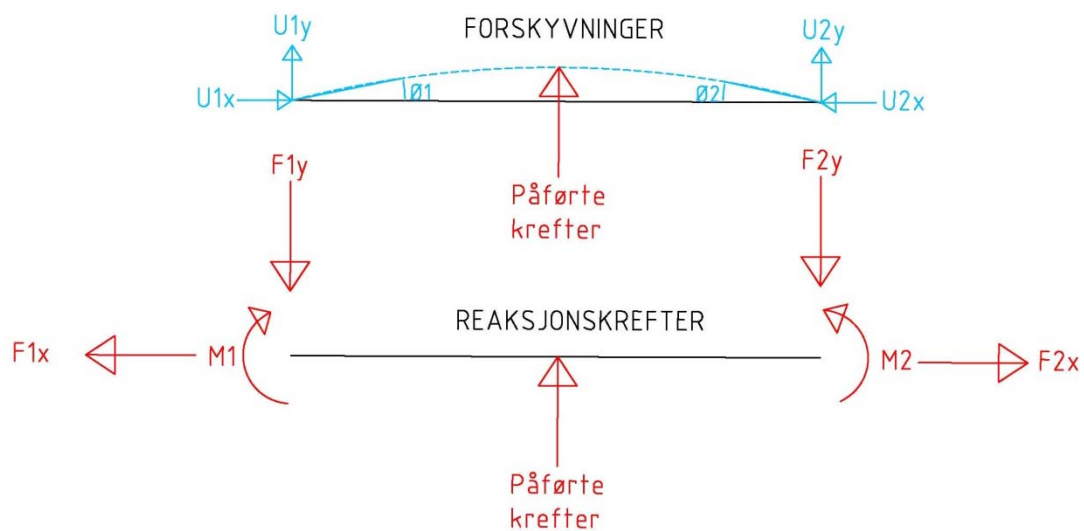
Figur 49 Viser fordeling av moment og skjærkrefter i et sirkulært profil som funksjon av radius (r)

Beregningene av boltene er utført ved hjelp av dataprogrammet Matlab og elementmetoden. Opplagringen i bolteører er modellert som knutepunkttopplagring midt i den virkelige opplagringen. Det kan ses i figur 48. Dette er en konservativ måte å regne på da lengden mellom opplagringen blir noe lengre enn det den virkelig er. Kraftene inn på boltene er modellert som jevnt fordelte laster (Qf). Momenter som virker på boltene er omgjort til knutepunktslaste (QM). Beregninger av dette er vedlagt i vedlegger 8-11 for strukturbolt og 18-19 for sylinderebolt.

Elementmetoden

Det er brukt elementmetoden for å dimensjonere boltene for flyt. Bjelkeelementer er brukt til å beskrive boltene. Disse elementene har 3 frihetsgrader i hvert knutepunkt. Den tredje frihetsgraden er rotasjon av bjelkeenden. Bjelkeelementer er beregnet på lange og tynne konstruksjonsdeler som blir utsatt for tverrlaster. Disse tverrlastene resulterer i bøyingsdeformasjoner. Vridningsdeformasjoner blir i disse konstruksjonene neglisjert fordi de er betydeligere lavere enn bøyingsdeformasjoner. Ser man på boltene i materinnstilleren er opplagringene antatt å være friksjonsfrie.

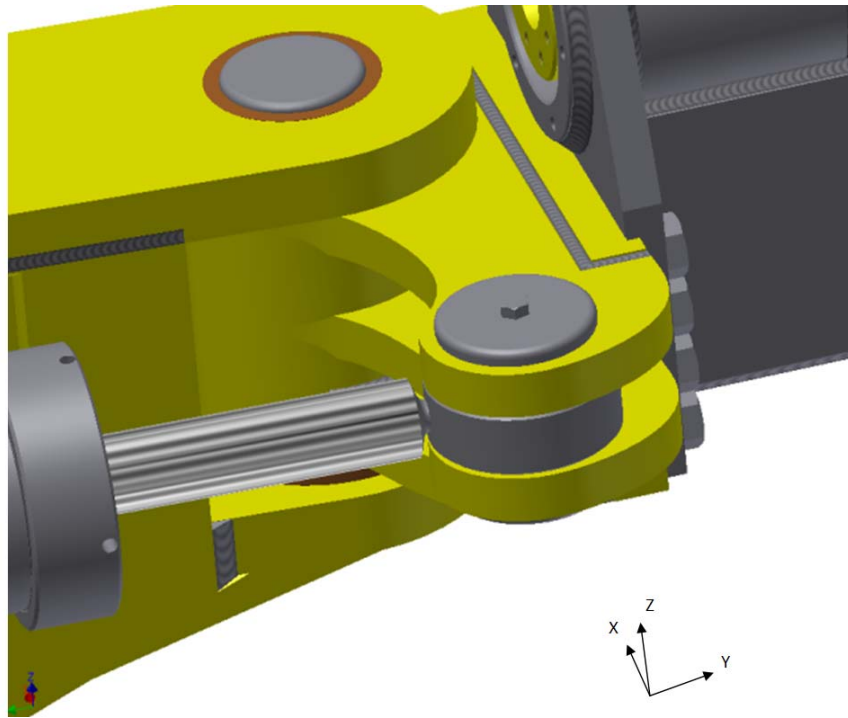
Vridningsdeformasjoner vil derfor i teorien ikke oppstå[4]. Figur 50 viser 6 frihetsgrader og 6 reaksjonskrefter i et lokalt system. U_{1x} , U_{2x} , U_{1y} og U_{2y} er forskyvninger i knutepunkt 1 og 2 i henholdsvis X og Y retning. θ_1 og θ_2 er vinkel på grunn av rotasjon av bjelkeenden. F_{1x} , F_{2x} er reaksjonskrefter i X-retning. F_{1y} og F_{2y} er reaksjonskrefter i Y-retning. M_1 og M_2 er reaksjonsmomenter på grunn av påførte krefter. På figur 51 ser man en fullstendig stivhetsmatrise for bjelkeelementet. E er E-modul for bjelken, A er areal, I er treghetsmomentet og L er lengden av bjelken.



Figur 50 Et bjelkeelement med frihetsgrader og reaksjonskrefter et lokalt system [7]

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_1 \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{1x} \\ U_{1y} \\ \theta_1 \\ U_{2x} \\ U_{2y} \\ \theta_2 \end{bmatrix}$$

Figur 51 Fullstendig stivhetsrelasjon for bjelkeelement



Figur 52 Sylinderbolt modellert i Inventor

5.2.1. Dimensjonering av bolter til svingsylinder

Beskrivelse av konstruksjonen

Beregninger av dimensjoneringen er vedlagt i vedlegg 18 og 19. Vedlegg 18 omfatter elementmodellen i Matlab. Vedlegg 19 omfatter utmatting av bolten.

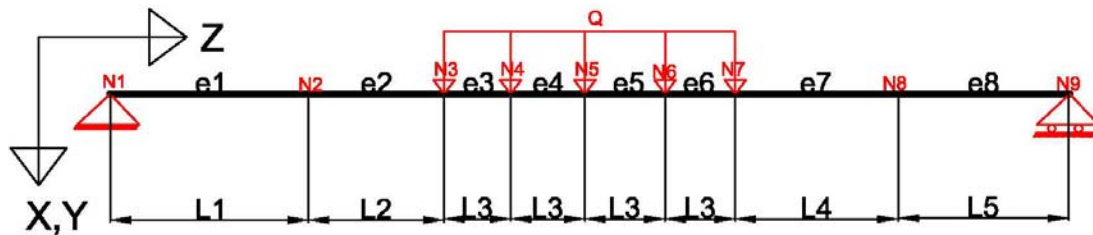
Konstruksjonen består av to ører som bolten er festet til. Sylinderen er fritt opplagret i midten av disse to. Bolten blir festet med et boltelokk på begge sider av ørene. Lokket festes med en 12mm gjengebolt. Opplagringen skal i tillegg ha smørenipler som kobles til smøresentralen på boreriggen. Modellen av bolten i Inventor kan sees i figur 52. Bolten har en diameter på 75 mm. Ørene og Bolten består av materialet Croma OVAKO 280. Dette materialet har en flytegrense på 355 Mpa.

Beskrivelse av lastsituasjon

Da sylinderen er opplagret slik at den kun tar strekk og trykk-krefter vil den dimensjonerende lasten være ved Lastsituasjon 3. Verdiene for denne lastsituasjonen er gitt i tabell 23. Disse er hentet fra kapittel 4.4. Lastene er modellert som en jevn fordelt last. Elementmodellen med laster er vist i figur 53. Opplagringen er modellert som en knutepunktsopplagring midt i ørene. Dette er vist i figur 53. Dette er en konservativ beregningsmetode fordi spennet mellom opplagringsnodene blir noe lengre i elementmodellen enn det de er i virkeligheten. Størst skjærspenning i modellen vil oppstå i knutepunkt 1-3 og 7-9. Skjærspenningen vil i virkeligheten være mindre i knutepunkt 1 og 9 da disse ligger inne i ørene. Momenter vil være størst på midten av bolten.

Tabell 23 Verdier fra lastsituasjon 3

vinkel alfa	F _{syl} (kN)	F _{strukturx} (kN)	F _{strukturny} (kN)	F _{struktur} (kN)
-60°	348,8	226	314,4	387,2



Figur 53 Lastmodell av sylinderbolt

Kommentar til resultater

Som man ser i tabell 24. Er lengden på element 2 lik 10 mm. Dette er lengden på klaringen mellom øret og innfestningen til bolten. Det skal i utgangspunktet være minst mulig klaring her. Men på grunn av ulike klaringer ved produksjon er det satt en øvre grense for denne klaringen.

Utrekningene viser verdier under flytegrensen for både skjærspenninger og momentspenninger. Som man ser av tabell 25 er spenningene på grunn av moment størst. Dette vil være den dimensjonerende spenningen og har en verdi på 114,98 Mpa. Sikkerhetsfaktoren mot utmatting er på 2,397. Dette er vurdert som en tilstrekkelig verdi for dimensjonering av bolten.

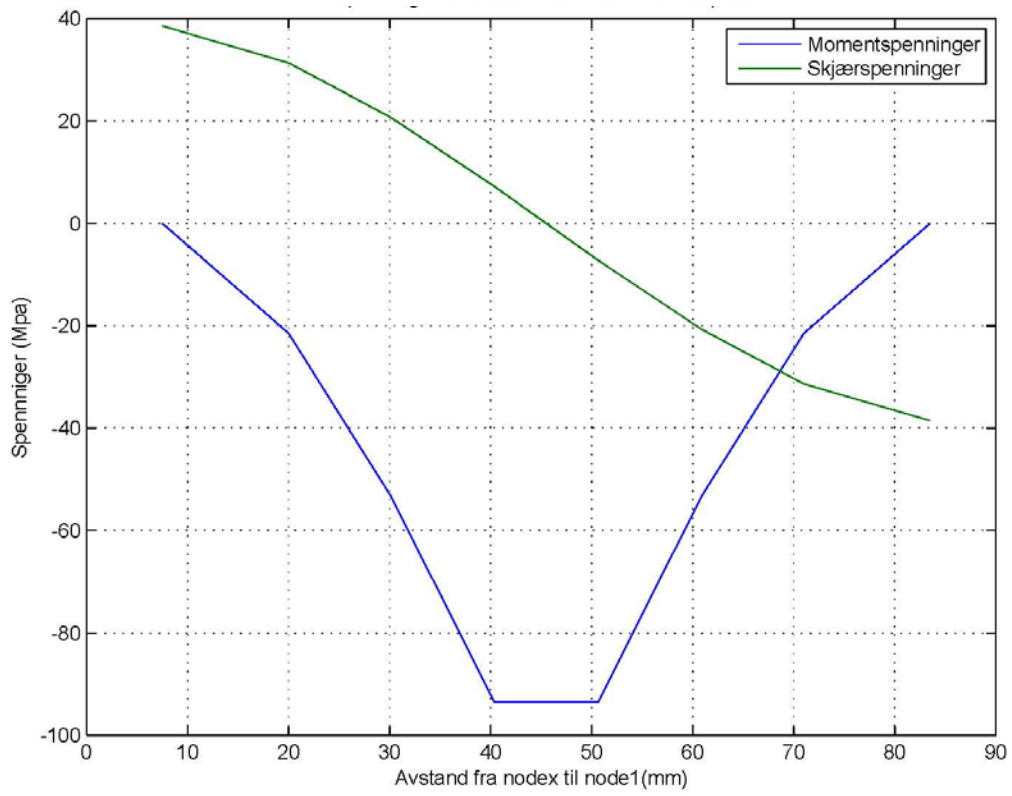
Momentspenninger og Skjærspenninger fordelt over bolten er vist i figur 54. Som man ser er skjærkreftene størst i overgangen mellom ørene og sylindringen. Momentspenningene er størst midt mellom opplagringen. Disse spenningene vil i virkeligheten ikke bli så høye da dette er inne i sylindrerøret. Dette diagrammet er hentet fra Matlab programmet som er vedlagt i vedlegg 19.

Tabell 24 Geometridata for sylinderbolt

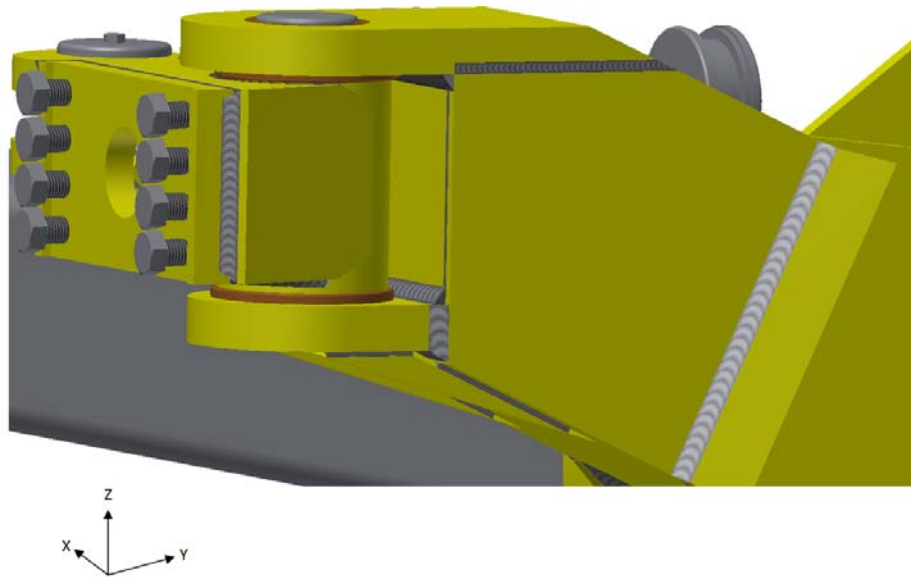
Boltediameter (mm)	75
Ørediameter (mm)	100
L1 (mm)	15
L2 (mm)	10
L3 (mm)	10.25
L4 (mm)	10
L5 (mm)	15

Tabell 25 Resultater for spenningsanalyse av sylinderbolt

	Lasttilfelle3
Skjærspenninger (Mpa)	38,54
Momentspenninger (Mpa)	93,51
Utnyttelsesgrad	0,263
Sikkerhet mot utmatting	2.397



Figur 54 Diagram over skjærspenninger og momentspenninger



Figur 55 Inventor modell av strukturbolt

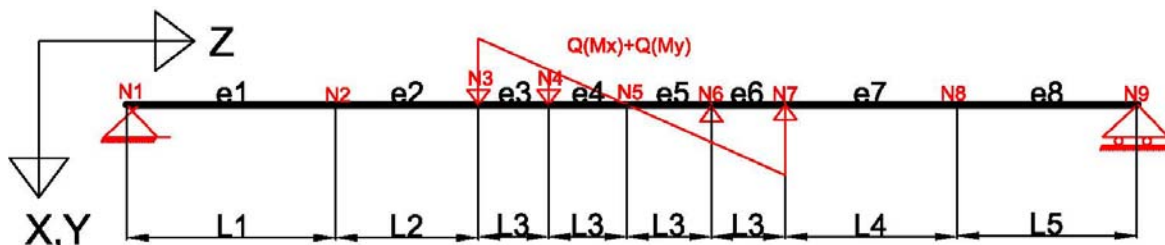
5.2.2. Dimensjonering av strukturbolt

Beskrivelse av geometri

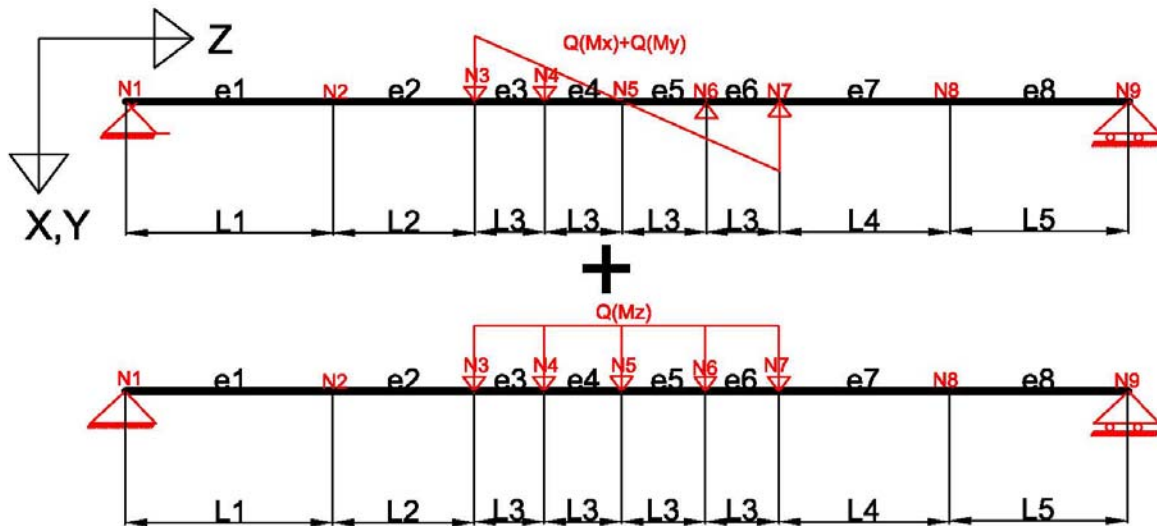
Figur 55 viser modellen av strukturbolten og ørene bolten er opplagret til. Bolten forbinder strukturen til sving og tiltledet. Bolten er forbundet til sving og tiltledet ved hjelp av en sylinder. I midten av denne sitter en kile. Denne er bedre vist i figur 48. Forbindelsen mellom bolten og ørene er modellert som glidelager. I hvert øre skal det sitte et bronselager. Dette lageret kan sees som en brun ring i figur 55.

Vedlegger til strukturbolten

Beregninger som er gjort ved dimensjonering av strukturbolten er gitt i vedlegg 8-11. Vedlegg 8 viser Matlab programmet ved lastsituasjon 1. Vedlegg 9 viser Matlab programmet ved lastsituasjon 3. Vedlegg 10 viser beregninger av moment omgjort til knutepunktskrefter. Disse knutepunktskreftene er brukt i Matlabprogrammet. Vedlegg 11 viser utregninger som er gjort for utmatting av bolten.



Figur 56 Elementmodell av lastsituasjon 1



Figur 57 Elementmodell av lastsituasjon 3

Beskrivelse av lastsituasjoner

Elementmodellene av lastsituasjonene kan sees i figur 56 og 57. Bronselagrene er ved dimensjonering tatt bort. Lagrene er i elementmodellen modellert som en fri opplagring. Dette er gjort fordi bronse er et mykere material enn stål. Man kan derfor ikke anta at lagrene fungerer som opplagerkrefter. Lengden L2 og L4 er lengden av bronselagrene pluss en klaring på 3 mm.

Lastsituasjoner som er vurdert kritiske er lastsituasjon 1 og lastsituasjon 3. Verdier for lastsituasjon 1 er gitt i tabell 26. Som man ser av tabellen er momentet om My det største bidraget. Kraften Fz er ikke modellert med i elementmodellen da det er gjort antagelser om at den vil virke direkte fra sving og tilleddet og ned til det nederste øret. Laster på grunn av boring er ikke tatt med i dette lasttilfelle da disse vil gi positive spenningsbidrag. Verdiene for disse lastene kan sees i samme tabell.

Ved lastsituasjon 3 vil data fra kapittel 4.4 bli brukt. Verdier fra dette avsnittet er gjengitt i tabell 27. I tillegg til disse verdiene vil det oppstå momenter om Mx og My på grunn av boring og egenvekt. Som man ser av tabell 27 er kraften om Y størst.

Tabell 26 Lastsituasjon 1

EGENVEKTER	Lengde til tp (mm)			Moment (kNm)			kraft (kN)			
	X	Y	Z	Vekt (Kg)	Mx	My	Mz	Fx	Fz	Fy
lasttilfelle 1	3446	214	528	2122	4,90	78,91	0,00	0,00	22,90	0,00

BOREVEKTER		Lengde til tp (mm)			Moment (kNm)			kraft (kN)			
		X	Y	Z	kraft (Kg)	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	Fstag	0	218	545	1829	0,00	-10,76	4,30	19,74	0,00	0,00
lasttilfelle 1	Påtrykkslast	0	218	545	1751	0,00	-10,30	4,12	18,90	0,00	0,00

Tabell 27 Verdier for Q(Mz) ved lastsituasjon 3 (vedlegg 16)

vinkel alfa	Fsyl (kN)	Fstrukturx (kN)	Fstrukturny (kN)	Fstrukturz (kN)
-60°	348,8	226	314,4	387,2

Tabell 28 Omgjøring av momenter til krefter i lastsituasjon. (Vedlegg 10)

Lastsituasjon 1		Lastsituasjon 3	
Fn3 (kN)	254,60	Fn3 (kN)	125,80
Fn4 (kN)	84,88	Fn4 (kN)	93,41
Fn5 (kN)	0	Fn5 (kN)	47,50
Fn6 (kN)	-84,88	Fn6 (kN)	45,62
Fn7 (kN)	254,6	Fn7 (kN)	53,05

For å kunne lage en elementmodell er momentene og laster som oppstår omgjort til knutepunktskrefter. Verdiene for knutepunktene ved lastsituasjonen er gitt i tabell 28. Disse kreftene vises også i figur 56 og 57. Momenter om X og Y er modellert som skrålaster. Momenter om Z er omgjort til jevnt fordelte krefter i X og Y. For å finne knutepunktskrefter er det brukt likevektsligningen som er gitt under. Utregningene for disse dataene er gitt i vedlegg 10.

$$\sum M_{senter} = M_x, M_y, M_z$$

$$\sum M_{senter} = F_{n3} \times 2 \times L_3 + F_{n4} \times L_3 + F_{n5} \times 0 + F_{n6} \times L_3 + F_{n7} \times 2 \times L_3$$

M_{senter} er momenter om senter av bolten. Det er brukt superposisjonsprinsippet og sett på momentene hver for seg og så satt sammen kreftene. F_{n3} til F_{n7} er knutepunktskrefter. L_3 er lengden av elementer.

Tabell 29 gjengir geometridata. Disse er hentet fra Inventor.

Tabell 29 Geometridata for strukturbolt

Boltediameter (mm)	90
Sylinderdiameter (mm)	150
L1 (mm)	15
L2 (mm)	10
L3 (mm)	51,75
L4 (mm)	10
L5 (mm)	15

Tabell 30 Resultater for spenningsanalyse av strukturbolt

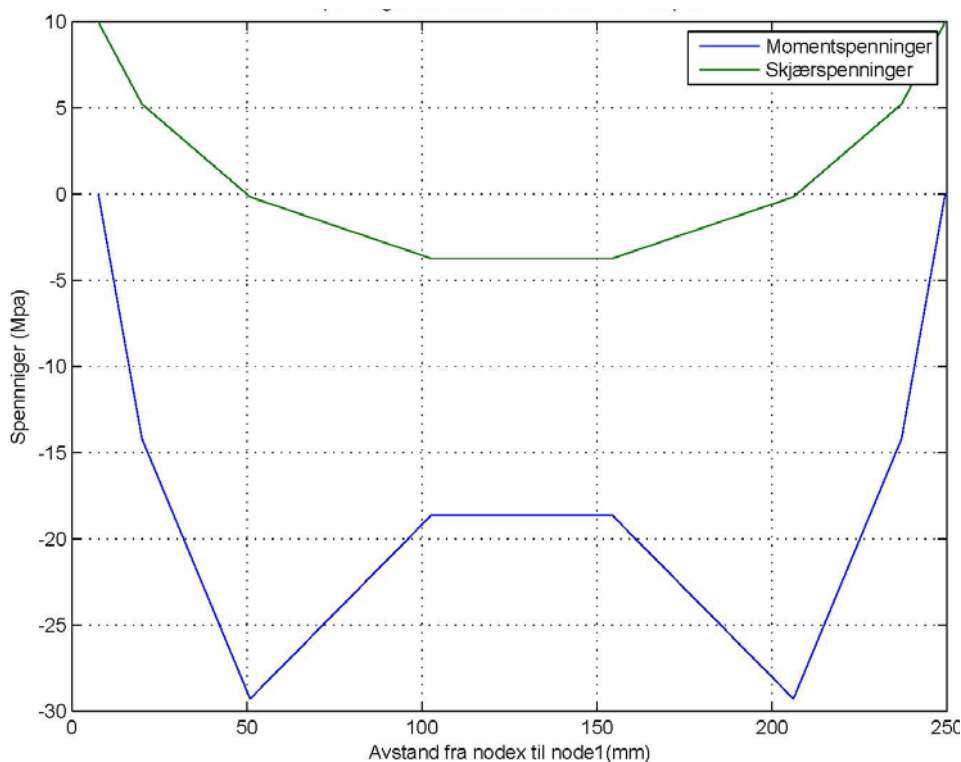
	Lasttilfelle1	Lasttilfelle3
Skjærspenninger (Mpa)	9.98	21.31
Momentspenninger (Mpa)	29,2732	53.46
Utnyttelsesgrad	0,082	0,151
Sikkerhetsfaktor mot utmatting	-	2.045

Kommentar til resultat

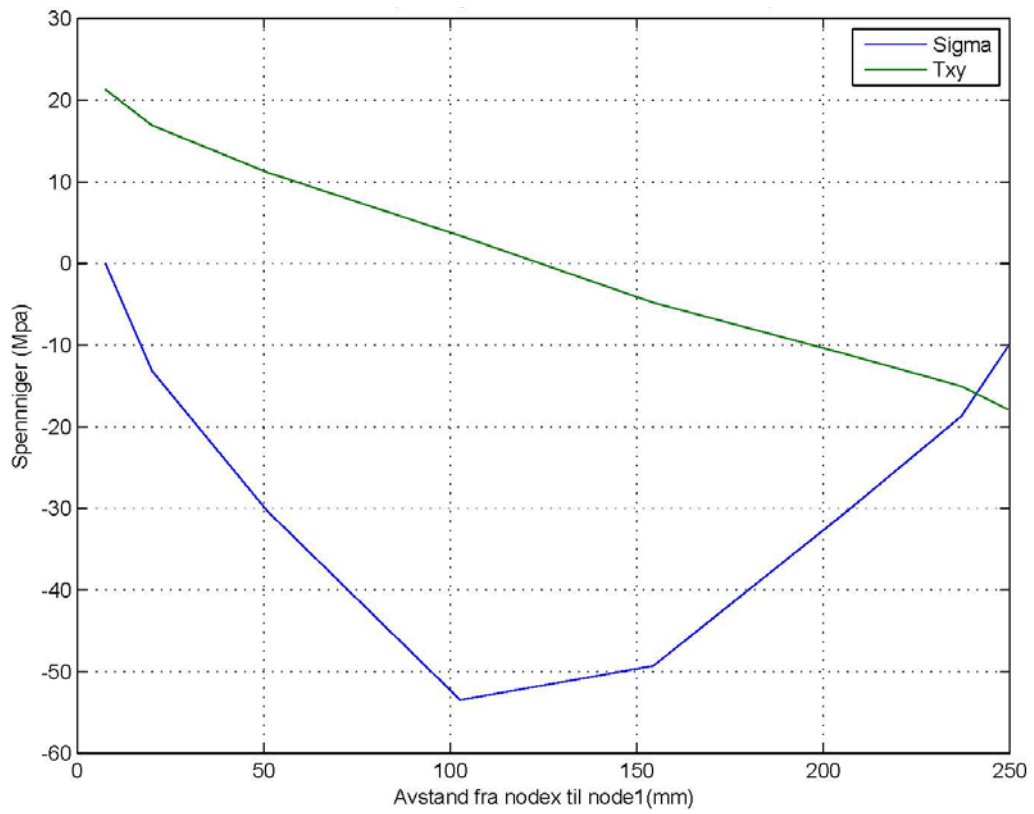
Resultatene er gitt i tabell 30. Disse resultatene viser verdier som er under tillatte grenseverdier. Lasttilfelle 3 vil være det dimensjonerende lasttilfelle både for skjærspenninger og momentspenningene. Som man kan se av figur 58 er de høyeste momentspenningene ved lastsituasjon 1 i element 3 og element 7. Dette er i overgangen til sving og tilt sylindere. I figur 59 kan man se spenningsfordelingen ved lastsituasjon 3. Her er momentspenningene størst i element 4. Skjærspenningene er størst i elementene nærmest opplagene.

Grunnen til at momentspenningene avtar på midten av bolten i figur 58 er sannsynligvis at diameteren på bolten øker. Sylindere som er en del av sving og tiltledet er modellert sammen med boltene. Dette er ikke helt riktig da sylindere og boltene er to separate deler. Men det er gjort fordi dette gir et mer riktig lastbilde av boltene, enn om diameteren skulle vært lik over hele boltene. Skjærspenningene er høyest ved opplagringene.

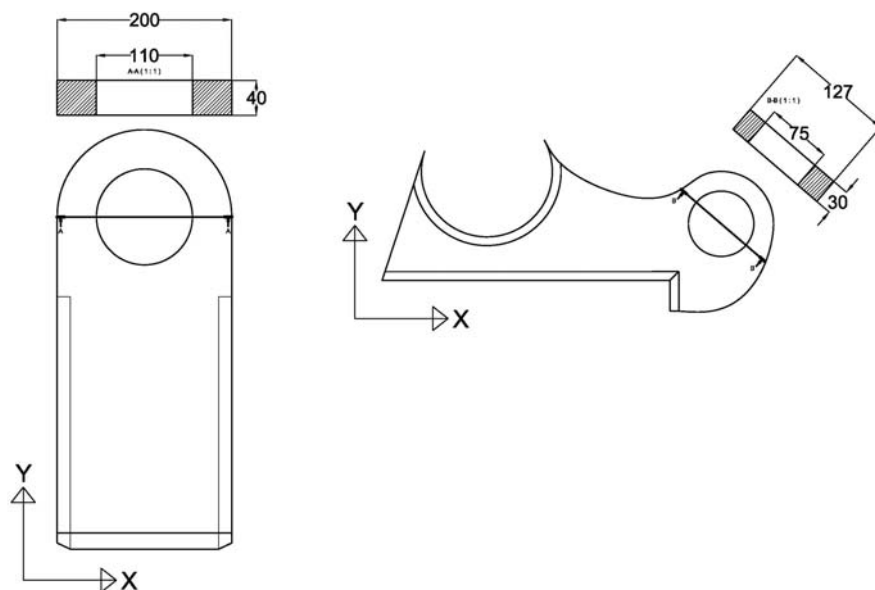
Bolten vil være utsatt for svært varierende lastspenninger. Det er antatt at lastene vil variere mellom lasttilfelle 1 og lasttilfelle 3. Dette er et svært forenklet lastbilde da virkelig lastbilde er mer komplekst. Som man ser av tabell 31 er sikkerheten mot utmatting lik 2,045. Dette vil være tilstrekkelig sikkerhetsfaktor for denne boltene på grunn av konservative valg av lastvirkninger. Lasttilfelle 3 vil ikke opptre ofte under normal drift. Men den lastsituasjonen er valgt fordi den er mest konservativ.



Figur 58 Diagram over skjærspenninger og momentspenninger ved lastsituasjon 1



Figur 59 Diagram over skjærspenninger og momentspenninger ved Lastsituasjon 3



Figur 60 bilde av avrivningstverrsnitt øre 1 (til venstre) og øre 2 (til høyre)

5.3. Utrivning av bolteører

Beskrivelse av geometri

Beregninger gjort av utrivninger av bolteører er vedlagt i vedlegg 2. Det er vurdert to ører som vil være dimensjonerende. Øre 1 er det øvre øret i strukturen. Dette forbinder strukturen til sving og tiltledet. Øre 2 er sylindrerøret som sitter på sving og tiltledet. Begge disse to ørene kan sees i figur 60. Begge ørene er modellert som flatstål. Øre 1 har en tykkelse på 40mm. Øre 2 har en tykkelse på 30 mm. Bronselageret er ikke beregnet med i utrivningsareal ved øre 1.

Laster

Ved dimensjonering av ører er det kun sett skjærkrefter som virker normalt i kraftens lengderetning. I praksis vil det også oppstå krefter i andre retninger. Dette gjelder spesielt ved store deformasjoner. Disse er ikke tatt hensyn til. Lastsituasjon 3 er brukt som dimensjonerende lastsituasjon for begge ørene. Verdier for lastsituasjon 3 kan sees i tabell 31. Disse er hentet fra avsnitt 4.3 Det er i tillegg tatt hensyn til moment om MX og MY på grunn av egenvekter og borekrefter. Dette er gitt i vedlegg 2.

Kommentar til resultat

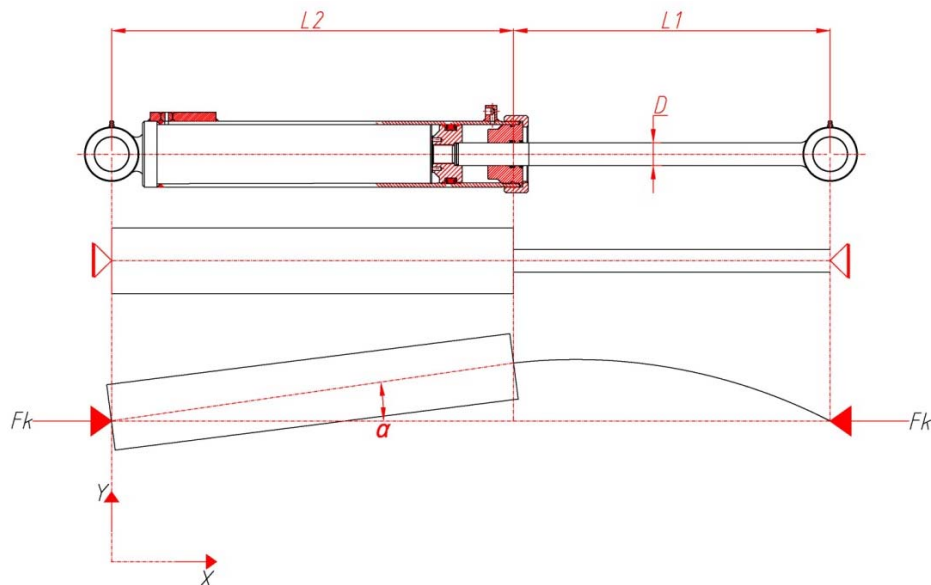
Resultatene er gitt i tabell 32. Som en ser av utnyttelsesgradene er øre 1 mest belastet. Her er utnyttelsesgraden på 0,198. Dette ligger godt under flytegrensen og ørene er vurdert til å være tilstrekkelig dimensjonerte.

Tabell 31 Verdier fra lastsituasjon 3 (Vedlegg 16)

vinkel alfa	F _{syl} (kN)	F _{strukturx} (kN)	F _{strukturny} (kN)	F _{struktur} (kN)
-60°	348,8	226	314.4	387,2

Tabell 32 Resultater for beregning av avrivning av øre

	Øre 1	Øre 2
Skjærspenninger (Mpa)	87.97	36.33
Utnyttelsesgrad	0,198	0,082



Figur 61 Sylinder med beregningsmodell for knekking av sylindrerstang

5.4. Dimensjonering av sylindrerstang

Ved dimensjonering av sylindrerstang til svingsylinderen er det vurdert at lastsituasjon 3 vil være det dimensjonerende lasttilfelle. Her er kraften inn på sylinderen størst og knekk lengden er også størst. Verdier for dette lasttilfelle er gitt i tabell 33. Disse verdiene er hentet fra avsnitt 4.4. Her er sylindrerkraften (F_{syl}) lik 348,8 kN. Beregninger av resultater i tabell 34 er vedlagt i vedlegg 17. Diameter på sylindrerstangen er satt til 75 mm. Dette er en av flere stangdiameter som i dag brukes ved produksjon av sylindere hos AMV.

Ved dimensjonering av knekking er det brukt Eulers formel for knekkraft. [8, 14]. Det er antatt at sylinderen er uendelig stiv sammenlignet med stempelstangen. Figur 61 viser sylindrermodell og teoretisk modellering av sylinderen. F_k er her Eulerlast på sylinderen. Det er brukt en sikkerhetsfaktor 2.5 ved dimensjonering mot knekking. Dette begrunnes med at innfestningen mellom sylindrerstangen og sylinderhuset ikke vil være fullstendig fast innspent. Det vil altså være en liten frihet som skaper en vinkel α . Dette skyldes klaringen mellom maskinerte deler og egenvekten av sylinderen.

Sylinderinnerdiameter

Det er gjort beregninger av nødvendig sylinderinnerdiameter i samme vedlegg som nevnt over. Maksimalt arbeidstrykk i sylinderen er satt til 210 bar. Og med en sylindrerstang på 75 mm, er nødvendig innvendig sylinderdiameter satt til 170 mm.

Kommentar til resultatet

Som man ser av resultatet i tabell 34 er tillat kraft inn på sylinderen (F_{till}) lik 407 kN. Denne kraften er medregnet sikkerhetsfaktoren. Med en kraft lik F_{syl} i tabell 34 får man en utnyttelsesgrad på 0,857. Dette viser at en sylindrerstang på 75 mm er tilstrekkelig for denne sylinderen.

Tabell 33 Verdier fra lastsituasjon 3 (Vedlegg 16)

vinkel alfa	F_{syl} (kN)	$F_{strukturx}$ (kN)	$F_{strukturey}$ (kN)	$F_{struktur}$ (kN)
-60°	348,8	226	314,4	387,2

Tabell 34 Resultater for knekking av svingsylinder

Ftill (kN)	407
Sikkerhetsfaktor	2.5
Utnyttelsesgrad	0,857

5.5. ANSYS resultater

ANSYS

Programvaren som er benyttet i FEM-analysene er ANSYS Workbench. Denne analysen er basert på solid-geometri importert fra Inventor eller annen 3D CAD programvare. Bruk av FEM-analysepakke som henter inn CAD-geometri direkte, gjør designprosessen effektiv ved at FEM-modellene oppdateres automatisk mot den reelle geometrien etter hvert som denne utvikles.

Versjonen av ANSYS som er benyttet i disse simuleringene, benytter en lineær beregningsmetodikk. Det vil si at beregningene ikke gjøres iterativt. I praksis vil det si at resultatene kun er gyldige i det elastiske området. For å gi korrekte resultater i plastisk deformasjon, er man avhengig av en iterativ beregningsmetodikk som denne versjonen ikke benytter. I AMVs praktiske konstruksjonsarbeid er dette et fornuftig kompromiss siden de i de aller fleste tilfeller bruker dimensjoneringskriterier sett opp mot flyting. I praksis ønsker man da å utvikle konstruksjoner hvor spenningene som inntreffer kun er i det elastiske området.

Spenningskonsentrasjoner

En ulempe med denne beregningsmetodikken, er at tolkning av resultatene blir vanskeligere og mer subjektiv. I mange konstruksjoner vil man oppleve lokale områder med spenningskonsentrasjoner over de tillatte nivåer. Disse områdene kan skyldes både reelle, fysiske effekter, og matematiske effekter knyttet til enten modell, mesh eller beregningsmodellen.

- Spenningskonsentrasjon knyttet til reelle, fysiske effekter:

Dette være seg tilfeller hvor de faktiske fysiske spenninger overstiger flytegrensen. Dette kan skyldes generell overbelastning av konstruksjonen, eller lokale effekter som kjerver, spisse hjørner etc. Avhengig av hvor store områder som er i det plastiske området, vil konstruksjonen kunne ta opp disse spenningene og redistribuere spenningene ved at materialet flyter. Er områdene utsatt for slik lokal flyting ”små”, vil man kunne tolerere dette i og med at konstruksjonen som helhet ikke vil kollapse.

- Spenningskonsentrasjon knyttet til matematiske effekter i modellen:

Matematisk har man mulighet til å definere singulariteter i CAD-geometri, for eksempel vil et hjørne med en rett vinkel teoretisk sett har radius = 0. Dette vil kunne gi matematiske singulariteter og dukke opp som en spenningskonsentrasjon i FEM-analysene. I den praktiske verden vil det være umulig å produsere materialer med slike hjørner, man vil alltid ha en liten radius. Det fysiske spenningsbildet vil derfor på mikronivå avvike fra det reelle fysiske spenningsnivået.

Problemer med tolkning av FEM-analyser er ofte knyttet til de to effektene kort beskrevet over. Det fører igjen til følgende problemstillinger

- 1: Hvor stor del av konstruksjonen er utsatt for reelle spenninger over flytegrensen? Og hvor lite er volumet med plastisk deformasjon og redistribusjon av disse spenningene?
- 2: Skyldes en observert spenningskonsentrasjon matematiske effekter, eller er det et reelt tilfelle?

I ANSYS Workbench som benyttes av AMV overlates disse analysene i stor grad til subjektiv tolkning basert på erfaring. I og med at denne ANSYS versjonen kun regner lineært og elastisk, vil redistribuerings effekter i forbindelse med flyt ikke simuleres. Videre er konvergensanalysene som kan gjøres automatisk i denne versjonen av ANSYS enkel i og med at de kun tar hensyn til maksimale spenninger i konstruksjonen. Da man har matematiske spenningstopper (singularitet) i slike modeller. I disse områder ligger ofte de maksimale spenningene for hele modeller. Dette resulterer i konvergens som resultat for den automatiske konvergensanalysen. For å få et bedre bilde av den fysiske oppførselen til konstruksjonen, kan man kjøre en ”manuell” konvergenstest hvor man progressivt forfiner meshet og visuelt og subjektivt vurderer endringene i hele konstruksjonen, også områdene utenfor eventuelle spenningskonsentrasjoner. Det er gjort en slik test for sving og tiltledet.

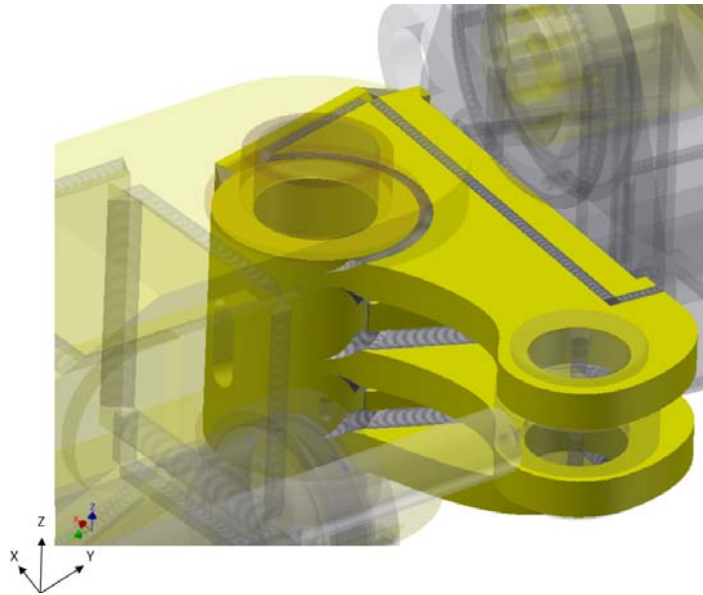
Elementer og lasttyper

Elementene som er brukt kalles 3-D volumelement. Fordelen med dette elementet er at spenningsvariasjonen på tvers av tykkelsesretningen inkluderes. De to mest vanlige elementtypene er tetraedriske og kubiske elementer. Kubiske elementer er normalt mer nøyaktig enn tetraedriske elementer. ANSYS velger automatisk det elementet som til en hver tid er mest hensiktsmessig. Lastene som er påført konstruksjonene i ANSYS er geometrisk baserte. Det vil si at lastene påføres direkte på elementene. Dette forenkler arbeidet ved oppdateringer av ny modellversjoner. Lastene følger da elementene og ved endring av geometrien endres også lastene. Alternativet er metoden hvor lastene påføres i knutepunkter. I denne metoden må man også endre lastene ved endring av geometri.

Det er i Workbench analysen valgt typen ”bonded” som sammenkobling av de ulike komponentene. Denne sammenkoblingen kan sammenlignes med en limt forbindelse. Forbindelsen tillater ingen glidning eller fraskilling av kontaktdeler. Denne typen sammenkobling antar derfor at sveiser og andre skjøtemetoder aldri vil glippe fra materialet det er koblet sammen med.

Meshing

Ved meshing er det lagt vekt på et fint mesh i områder hvor det er store spenninger og hvor man har opplagring eller påførte krefter. Begrensningene på antall elementer ligger i RAM kapasiteten til datamaskinen.



Figur 62 Inventor modell av sving og tilt

5.5.1. Sving og tiltledd

Sving og tiltleddet forbinder materbraketten til svingssylinderen og strukturen. Inventor modellen av denne kan sees i figur 62. Konstruksjonen består av tre plater som skal brennes ut. Disse sveises sammen med sylinderen og festeplaten til materbraketten. I tillegg er det støtteplater på begge sider av sylinderen for å stive av konstruksjonen.

Laster

Dimensjonerende lastsituasjoner på konstruksjonen er lastsituasjon 1 og 2. Disse er videre forklart i kapittel 4.4. Verdier for disse lastene er gitt i tabell 35. Som man ser av denne tabellen er momentet om My det største momentet. Borelaster er ikke med i lastsituasjon 1 da disse vil gi et positivt bidrag. Momentene og kreftene er påført i boltene og flenseplaten mellom materbraketten og sving og tiltleddet. Det er antatt at forbindelsen ikke vil gli, da boltene forspennes, og at kreftene blir overført både av boltene og forbindelsesplaten.

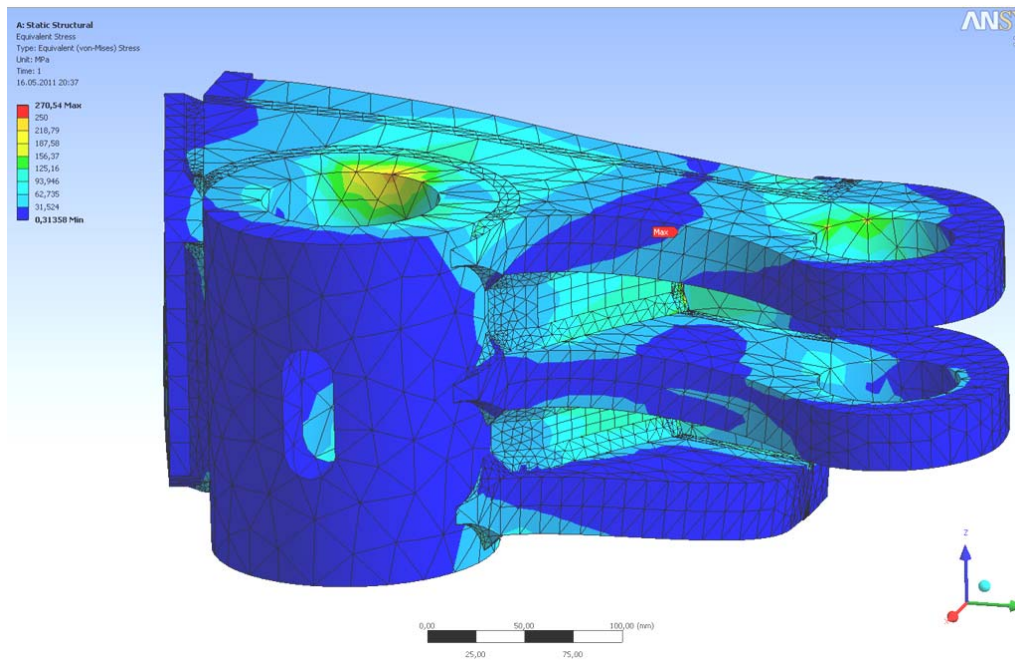
Opplagring

Opplagringen i boltene er valgt som sylindriske opplagringar med aksialretningen og tangentialretning av boltene som fritt opplagret. På undersiden av struktursylinderen er det påført et friksjonsfritt opplager som tar opp krefter i Z-retning.

Tabell 35 Momenter og krefter fra lastsituasjon 1 og 2

EGENVEKTER	Lengde til tp (mm)			Vekt (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
	X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle 1	3446	214	528	2122	4,90	78,91	0,00	0,00	0,00	22,90
lasttilfelle 2	528	3446	214	2122	78,91	12,09	0,00	0,00	22,90	0,00

BORELASTER		Lengde til tp (mm)			kraft (Kg)	Moment (kNm)			kraft (kN)		
		X	Y	Z		Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz
lasttilfelle2	Fstag	545	0	218	1829	4,30	0,00	10,76	0,00	19,74	0,00
lasttilfelle2	Påtrykkslast	545	0	218	1751	4,12	0,00	10,30	0,00	18,90	0,00

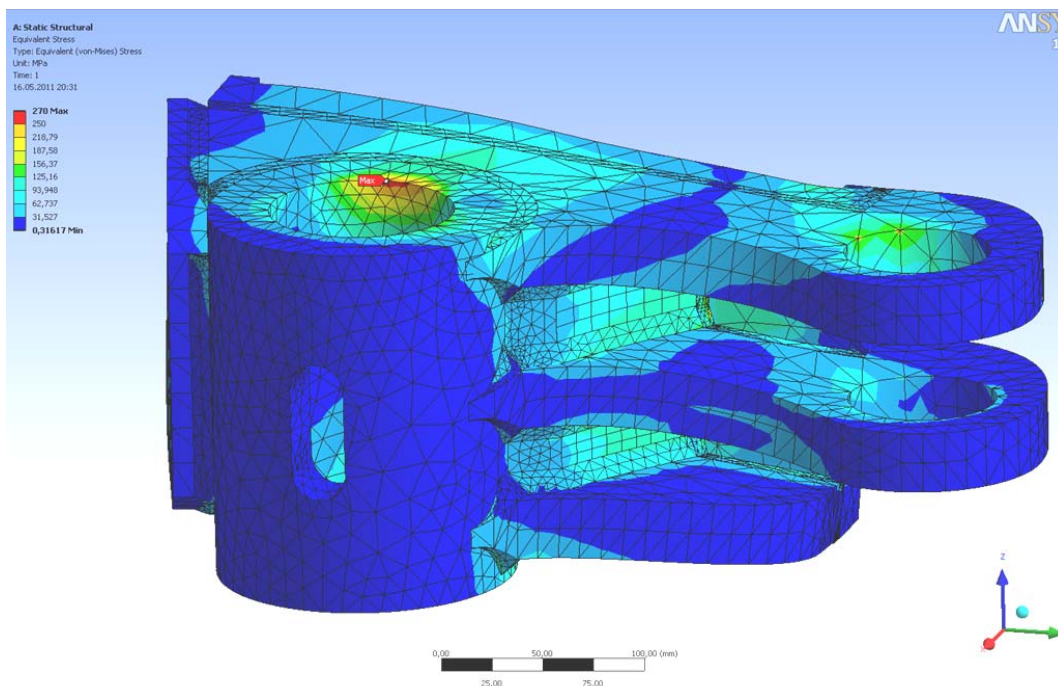


Figur 63 Meshing 1 av modell ved lastsituasjon 1

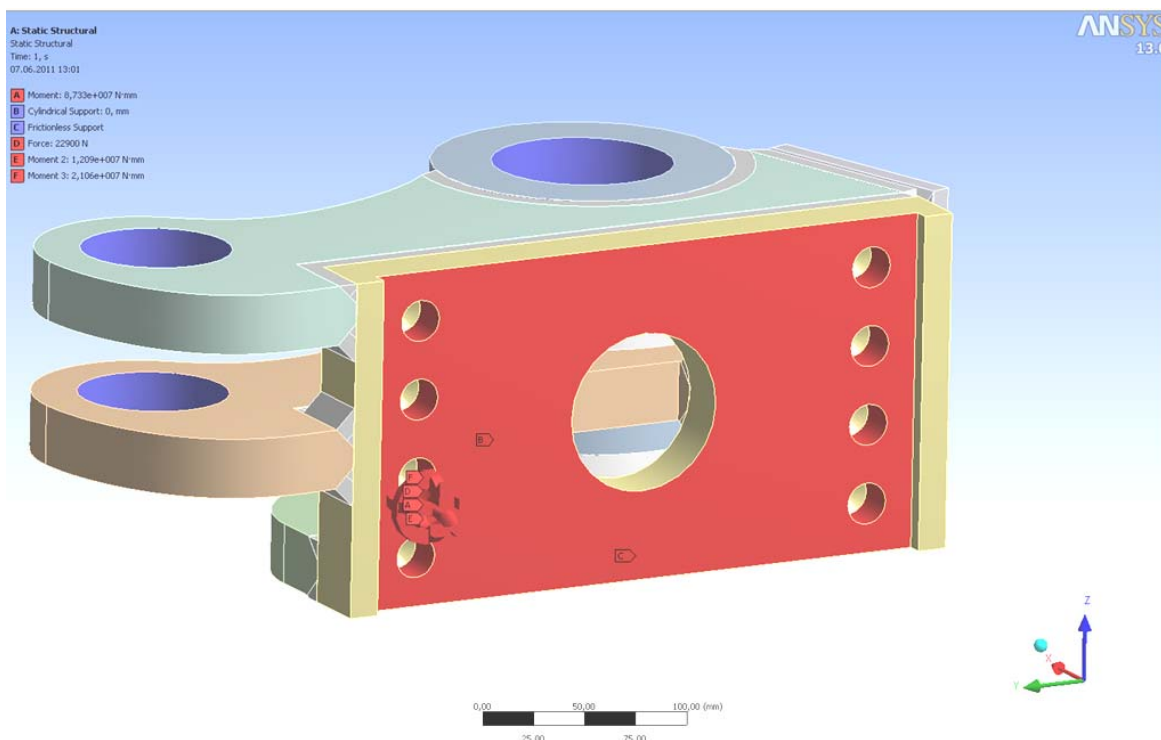
Beskrivelse av spenningsituasjon ved lastsituasjon 1

Som man ser av figur 63 vil den største spenningen opptre i sveisen ved festeplaten til materbraketten. Ved å gjøre meshingen finere vil den største spenningen forflytte seg til toppen av sylinderen. Dette kan sees i figur 64,67 og 68. Konstruksjonen har ellers generelt lave spenninger.

Modellen er meshet som vist i samme figurer som spenninger. Det er satt inn et finere elementnett i alle sveiser og opplagringer. I tillegg er det modellert et finere elementnett hvor spenningene er høye. I figur 63 er meshingen grovest og i figur 68 er den finest. Verdiene for de ulike meshingen kan sees i tabell 37. Meshingen er nummerert fra 1-4. Her er 1 den grovest og 4 den fineste meshingen.



Figur 64 Meshing 2 av modell ved lastsituasjon 1



Figur 65 Påførte krefter ved lastsituasjon 2

Konvergenstest

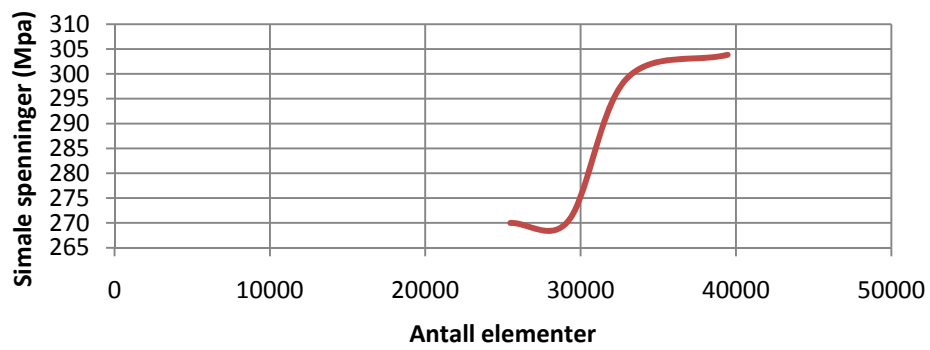
Analysen er kjørt flere runder med forfining av meshingen spesielt i områder med store spenninger. Som man ser av tabell 36 vil den lokale maksimale spenningen øke ved finere mesh. Verdiene fra tabell 36 er satt inn i grafen i figur 66. Som man ser av denne grafen vil de maksimale spenningene konvergere. Man kan også se at det geometriske feltet hvor det oppstår spenningskonsentrasjonen er relativt likt i figur 64,67 og 68. Dette tyder på at spenningskonsentrasjonen er reel og at man vil ha spenninger som tilsvarer spenningstoppen i dette området. Den mest nøyaktige verdien av denne spenningskonsentrasjonen finne man i meshing 4 hvor man har finest elementnett.

Lastsituasjon 2

Krefter og opplagringer i modellen er vist i figur 65. Rød flate er flaten hvor kreftene blir påført. Blå flate er opplagringsflaten. Ved lastsituasjon 2 vil man få størst spenninger i overgangen mellom sveisen og boltesynderen. Spenningene i dette området er svært lokale. Dette er vist i figur 68. Analysen kan tyde på at det er geometriske endringer i modellen som gir en spenningskonsentrasjon her. Området med spenningskonsentrasjonen vil i virkeligheten få en større radius enn det som er modellert i ANSYS. Dette skyldes at sveisen vil slipes og få en jevn overflate. Man kan derfor anta at spenningene vil bli noe lavere enn verdiene fra ANSYS. Områdene hvor man fikk en spenningskonsentrasjon fra lastsituasjon 1 er også noe belastet ved lastsituasjon 2. Det kan tyde på at dette er et område som blir belastet i begge lastsituasjonene.

Tabell 36 Oversikt over antall elementer, endring i % og maksimal spenninger

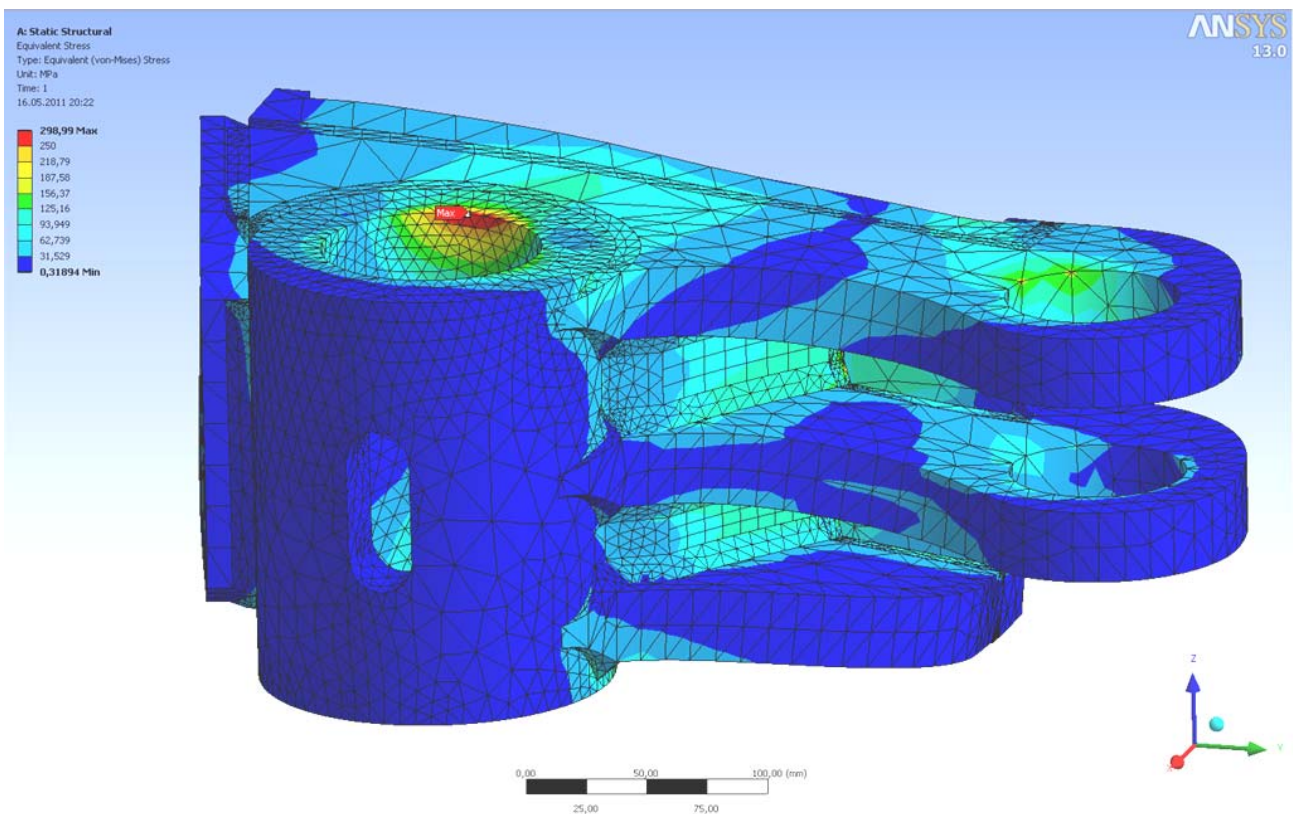
	Antall elementer	Maks spenning (Mpa)	Total deformasjon (mm)	Endring av spenninger
Meshing 1	25479	270,54	0,212	-
Meshing 2	29241	270,00	0,213	-0,2 %
Meshing 3	32943	298,99	0,213	10,7 %
Meshing 4	39453	303,85	0,213	1,6 %



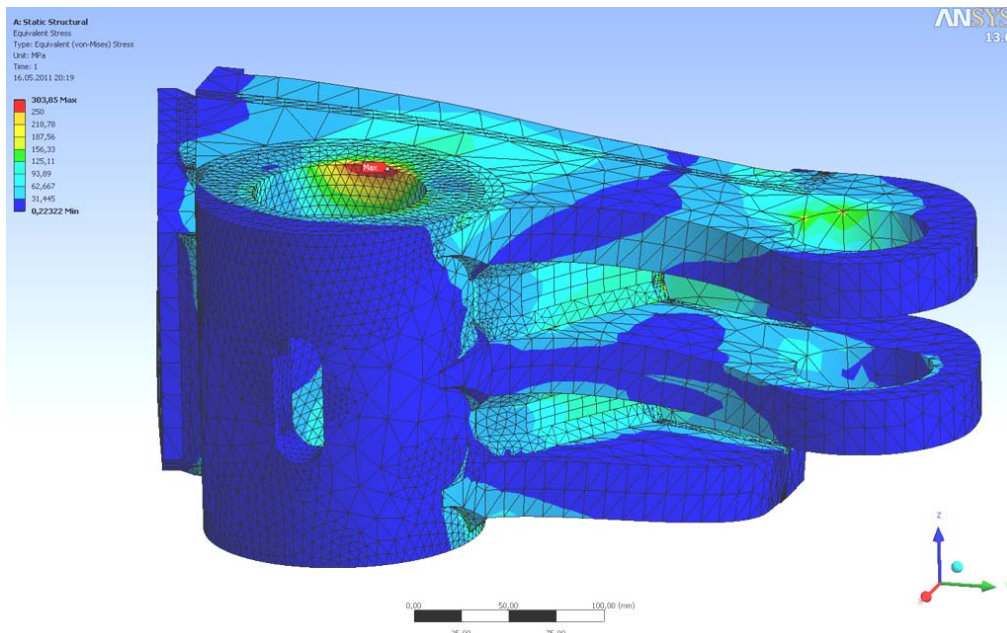
Figur 66 Konvergenstabell

Tidligere modell

Da modellen først ble importert i ANSYS viste det seg at spenningene ble for store. Strukturen måtte derfor forsterkes med to plater som gjorde konstruksjonen mer stiv. Ved videreutvikling av modellen kan det vurderes å la disse platene gå fra topp til bunn på boltesylinderen. Dette vil gi en enklere tilvirkningsmetode.



Figur 67 Meshing 3 av modell ved lastsituasjon 1

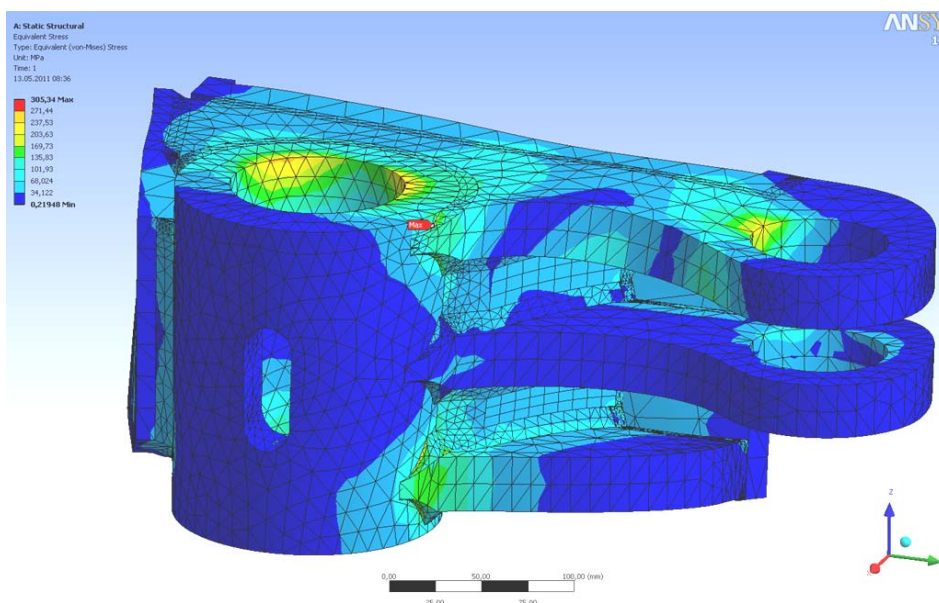


Figur 68 Meshing 4 av modell ved lastsituasjon 1

Kommentar til resultat

Som man ser av spenningsbilder fra ANSYS er konstruksjonen generelt belastet med spenninger opp mot 250 Mpa. Men det vil oppstå enkelte spenningskonsentrasjoner over denne verdien. Disse er definert og hvert enkelt område er vurdert. De spenningskonsentrasjonene som er funnet er svært lokale konsentrasjoner. Dette vil i verste fall føre til at det oppstår lokal flyt. Da spenningskonsentrasjonsområdene er små vil lokal flyt ikke ha utslag for konstruksjonen i sin helhet. Det er også vist at spenningskonsentrasjonen i lastsituasjon 1 vil konvergere.

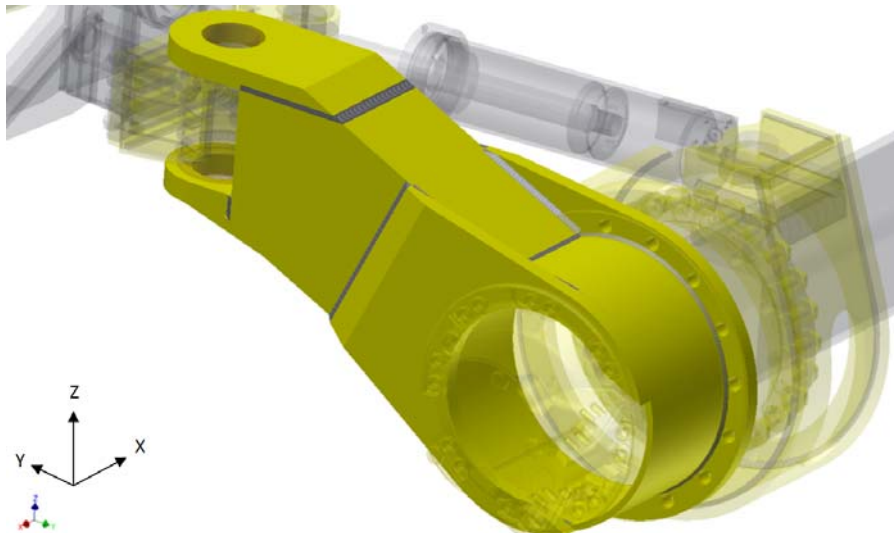
Maksimal von-mises spenninger er gitt i tabell 37. Spenningene for begge lastsituasjonene er relativt like. Høyest spenning vil være 305,34 Mpa. Dette vil gi en utnyttelsesgrad på 0,86. Maksimal deformasjon vil være 0,213 mm.



Figur 69 Meshing og spenninger av modell ved lastsituasjon 2

Tabell 37 Resultater for spenningsanalyse av sving og tilt ledd

ANSYS	Lastsituasjon 1	Lastsituasjon 2
σ_{maks} (von-mises) Mpa	303,85	305.34
Maks total deformasjon mm	0,213	0,188
Antall elementer	39453	28315
Utnyttelsesgrad	0,856	0,860



Figur 70 ANSYS modell av struktur ved lastsituasjon 1

5.5.2. Struktur

Strukturen er vist som Inventor modell i figur 70. Lastene ved lastsituasjon er påført som krefter i opplagerørene for strukturbolten. Lasttilfelle 1 og lasttilfelle 3 er vurdert som de dimensjonerende lasttilfellene. Disse er nærmere beskrevet i avsnitt 4.4 og 4.3. Verdier for disse lasttilfellene er gitt i tabell 38 og 39. Kraftene som er beregnet i opplagerørene er beregnet ved bruk av likevekt. Det er her beregnet med at kreftene fordeler seg likt for begge ørene. Avstanden mellom ørene er 242 mm.

Meshing

Det er modellert en finere mesh i sveiser og der hvor store spenninger vil oppstå. Dette kan sees i figur 71. Antall elementer er oppe i 230 352. Dette er altså den største elementanalysen. Som man ser tydelig av samme figur velger ANSYS her både Kubiske elementer og tetraedriske elementer i analysen

Tabell 38 Lastsituasjon 1

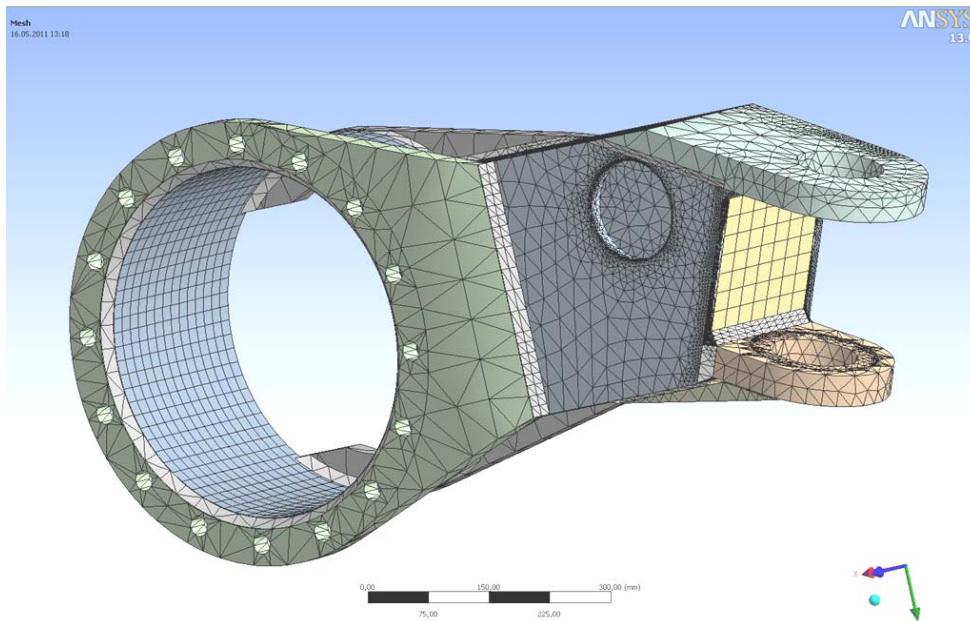
EGENVEKT ER	Lengde fra tp (mm)			Moment (kNm)			kraft (kN)			
	X	Y	Z	Vekt (Kg)	Mx	My	Mz	Fx	Fz	Fy
lasttilfelle 1	3446	214	528	2122	4,90	78,91	0,00	0,00	22,90	0,00

krefter (kN) i opplagerører

Fx	Fy	Fz
326,07	20,25	22,90

Tabell 39 Verdier fra lastsituasjon 3

vinkel alfa	Fsy1 (kN)	Fstrukturx (kN)	Fstrukturny (kN)	Fstrukturz (kN)
-60°	348,8	226	314,4	387,2

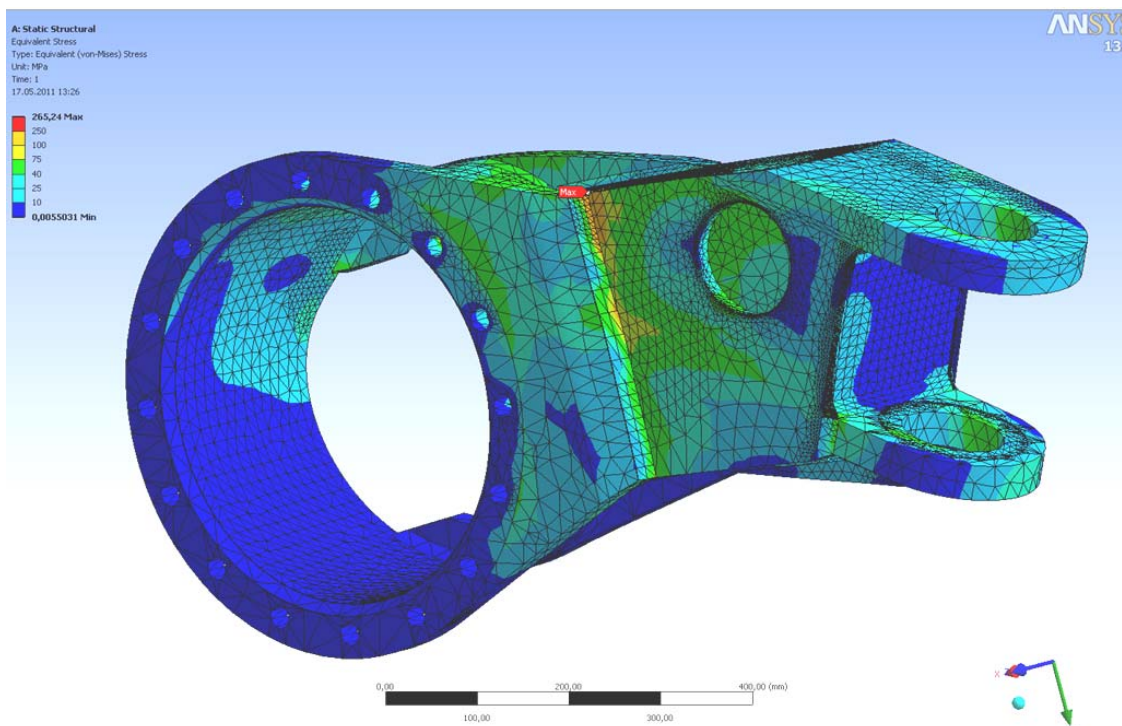


Figur 71 Meshing av strukturmodell

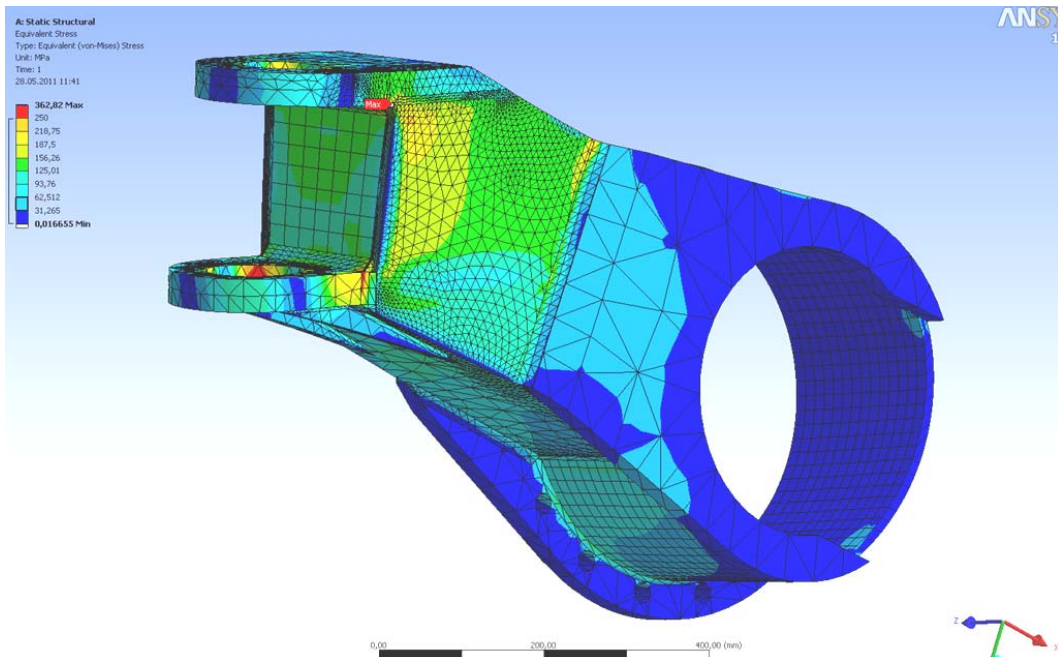
Tidligere modell

Det måtte flere ganger gjøres endringer på modellen før spenningsverdiene ble under flytegrensen. Platen som sitter inne i firkantprofilen måtte blant annet forsterkes. Flensen til rotasjonsmotoren og flensen på motsatt side måtte forsterkes slik at rørprofilen skulle bli stivt nok. Avstivningsplatene under det nederste øret måtte også settes på for at øret skulle tåle belastningen fra Z-kreftene som ble påført her.

Som man ser på modellen på figur 71 er det modellert inn et hull midt på firkantrøret. Dette er gjort for at svingsylinderen ikke skal støte i firkantprofilen ved full sving. For å unngå høye spenninger er det modellert en sveist plate på innsiden av dette hullet.



Figur 73 Meshing og spenninger av modell ved lastsituasjon 3

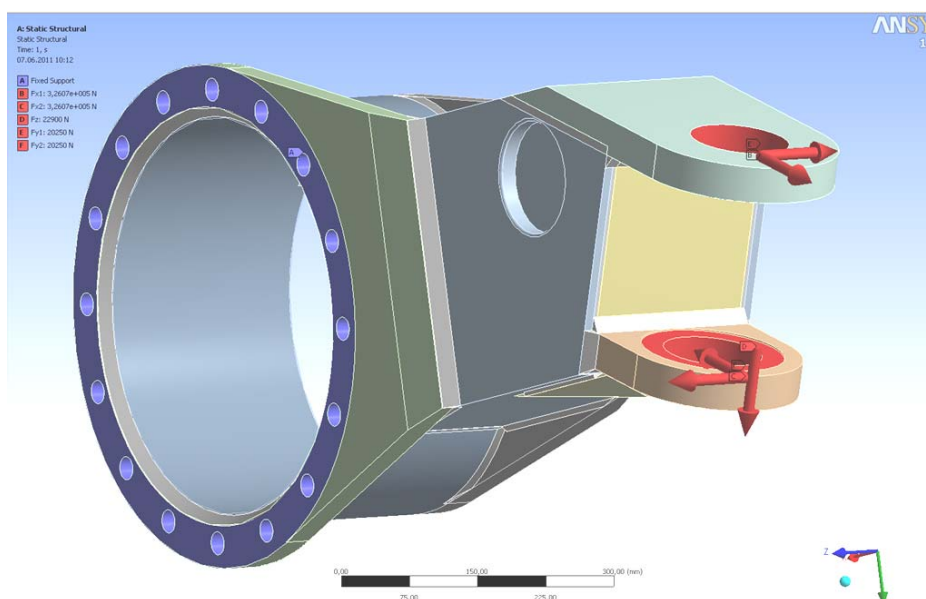


Figur 72 Meshing og spenninger av modell ved lastsituasjon 1

Lastsituasjon 1

Verdiene på kreftene i lastsituasjon 1 er hentet fra tabell 39. I figur 72 er det vist spenningsbildet ved lastsituasjon 1. Den største spenningen vil opptre i hjørnet mellom øret og rektangelprofilen. Dette kan sees i samme figur. Det er vurdert at denne spenningstoppen kommer av raske geometriske endringer. Ser man på resten av konstruksjonen vil denne være under flytsonen. Områder som også er belastet vil være i det nedre opplagringsøret. Her har man spenninger opp mot flytegrensen. Dette bør derfor gjøres en videre vurdering av dette området og eventuelt gjøre noen endringer slik at øret blir forsterket innvendig.

Krefter og opplagring er vist i ANSYS modellen i figur 74. Kreftene vises her som røde piler. Opplagringen er her markert som blått felt i figuren og er valgt som "fixed support". Dette vil si at forbindelsen er antatt fastspent uten noen form for glidning eller fraskilling. Det er valgt opplagring både i boltehullene og i flaten som kommer i kontakt med rotasjonsmotoren.



Figur 74 Opplagringsflater og påførte krefter ved lastsituasjon 1

Lastsituasjon 3

Lastene som er påført ved lasttilfelle 3 er modellert på samme måte som figur 74. Verdiene for kreftene er hentet fra tabell 40.

Ved lastsituasjon 3 får man en spenningstopp på 312,22 Mpa i sveisen mellom flensen og rørprofilet. Denne toppen er en lokal spenningskonsentrasjon. Siden dette er i området med sveis kan det oppstå sprekkdannelser i den varmepåvirkede sonen rundt sveisen. Geometrien til området bidrar sannsynligvis til denne spenningskonsentrasjonen. Spenningsbildet kan sees i figur 73.

Kommentar til resultat

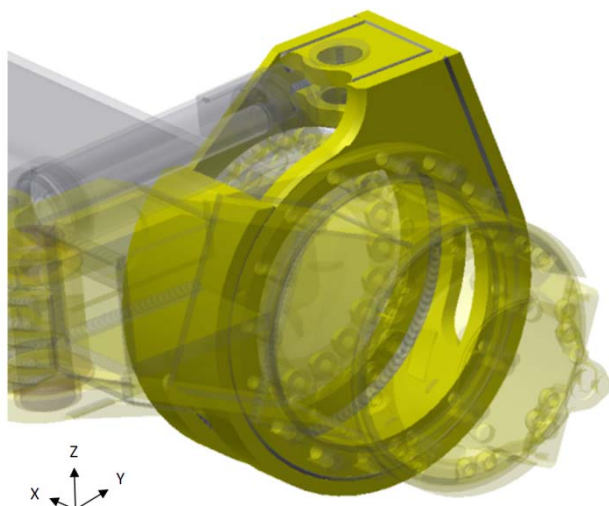
Som man ser av lastsituasjon 1 og lastsituasjon 3 vil lasttilfelle 1 være det dimensjonerende. I lasttilfelle 3 vil man ha relativt lave spenninger sammenlignet med lasttilfelle 1. Det vil i begge situasjonene opptre noen lokale spenningstopper i de geometriske overgangene. Disse er modellert med en fin mesh. Det antas at den generelle spenningstoppen ikke vil øke nevneverdig ved finere mesh. Med andre ord antas det at disse områdene konvergerer.

Som man ser av resultatet i tabell 40 er de maksimale spenningene over flytegrensen ved lastsituasjon 1. Disse spenningene oppstår i overgangen mellom det øvre bolteøret og rektangelprofilen. Her oppstår det en lokal flytsone. Dette skyldes sannsynligvis områdets geometri. Man får et hjørne hvor flere flater av konstruksjonene møtes. Det antas at konstruksjonen vil være tilstrekkelig dimensjonert da dette er en lokal flytsone. Radiusen av dette hjørnet vil i virkeligheten være større, enn hva den er modellert som. Spenningskonsentrasjonen vil på denne måten bli noe redusert i virkeligheten. Man må likevel være oppmerksom på sprekkdannelser i dette området.

Ser man på konstruksjonen som helhet finner man at både ved lastsituasjon 1 og lastsituasjon 3 er det store områder på venstresiden av rørprofilet som er utsatt for veldig lite spenninger. Her kan det være mulig å redusere noe vekt ved ytterlig optimalisering av strukturen. I tillegg kan det også være mulig å gjøre det samme på firkantprofilen. Her er spenningene noe høyere ved lastsituasjon 3.

Tabell 40 Resultater for spenningsanalyse av struktur

ANSYS	Lastsituasjon 1	Lastsituasjon 3
σ_{maks} (von-mises) (Mpa)	362,82	312,22
Maks total deformasjon (mm)	1,203	1,39
Antall elementer	230352	122343
Utnyttelsesgrad	1,02	0,75



Figur 75 Modell av sylindropplagring i Inventor

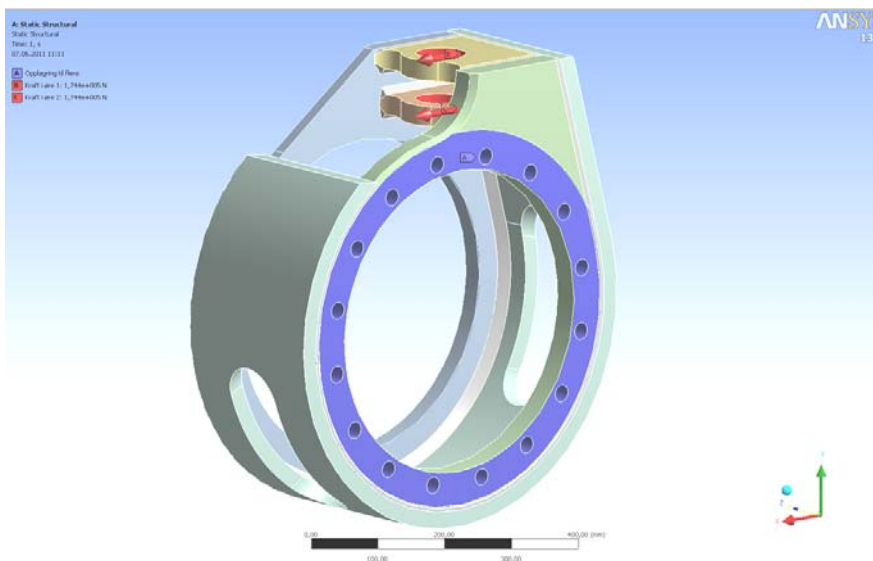
5.5.3. *Sylindropplagring*

Konstruksjonen kan sees modellert i Inventor i figur 75. Lastene er modellert som krefter som virker i sylindrerene. Det er antatt at de virker jevnt fordelt over begge ørene. Egenvekt av hydraulikksylinder er sett bort fra. Dette er gjort fordi denne lasten er vesentlig mindre enn lastene som virker inn på konstruksjonen. Lastsituasjon 3 er vurdert som dimensjonerende. Verdier fra denne lastsituasjonen kan sees i tabell 41. Disse er hentet fra avsnitt 4.4. Kraftene virker både som trykkrefter og strekkrefter på sylindringen. Modellen kan sees i figur 76.

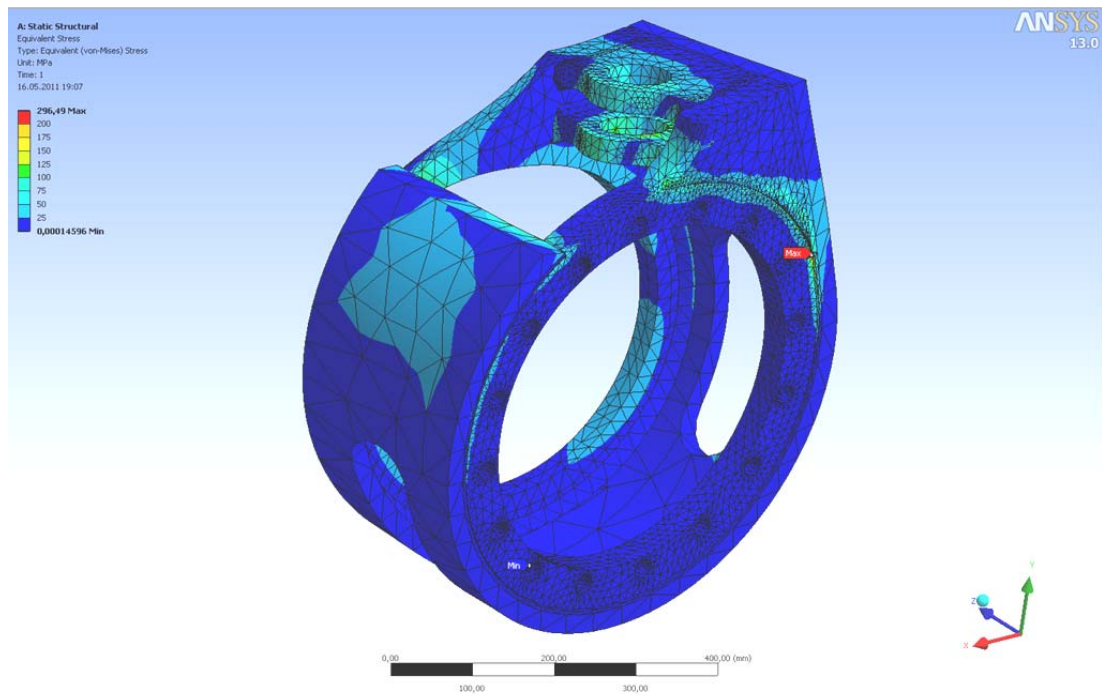
Opplagringen er valgt som fast innspenning. Opplagringsflaten er valgt i alle boltehull samt kontaktflaten mellom rotasjonsmotorflensen. Det antas derfor at forbindelsen er fastspent uten noen form for glidning eller fraskilling. Modell av opplagringen kan sees i figur 76

Meshing

Det er valgt en finere mesh i sveiser, opplagringsflater og lastpåførte flater. Antall elementer i denne modellen er 76696. Meshingen kan sees i figur 76 og 77.



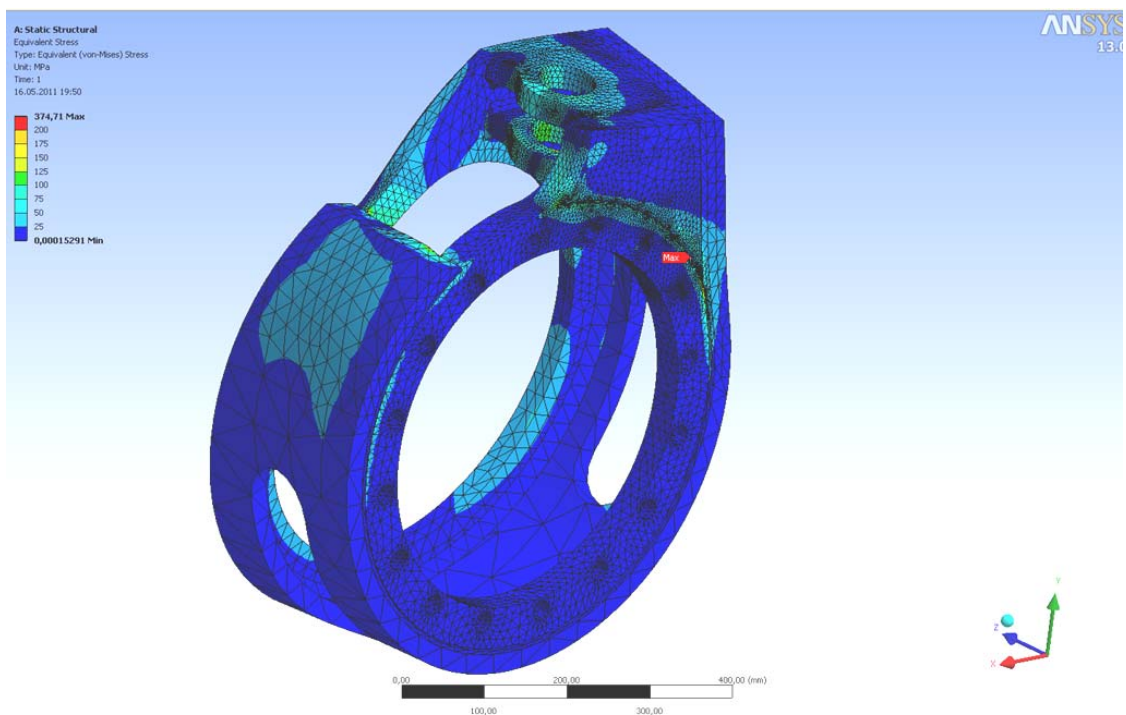
Figur 76 Krefter og opplagring modellert i ANSYS ved strekkrefter



Figur 76 Meshing og spenninger på sylinderoplager ved strekkrefter

Tidligere modell

Denne modellen har kun funksjon som opplagring til svingsylinderen. Den kan derfor ha mange ulike design løsninger. Det viktigste kravet er at den er tilstrekkelig stiv og at den har lavest mulig vekt. Det er av den grunn gjort mange forsøk på å få denne konstruksjonen mindre enn det den er nå. Problemene knytter seg til å få plass til cylinderen mellom teleskoparmen og rotasjonsmotoren. Det er behov for en relativt lang sylinder da kraftarmen til cylinderen ikke kan være for liten på grunn av store krefter. Da svingleddet skal kunne vris 90° til sammen krever dette også en lang vdring for svingsylinderen.



Figur 77 Meshing og spenninger på sylinderoplager ved trykkrefter

Tabell 41 Verdier fra lastsituasjon 3

vinkel alfa	F _{syl} (kN)	F _{strukturx} (kN)	F _{strukturny} (kN)	F _{struktur} (kN)
-60°	348,8	226	314,4	387,2

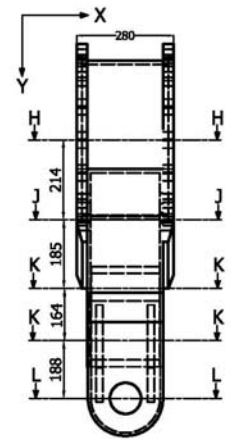
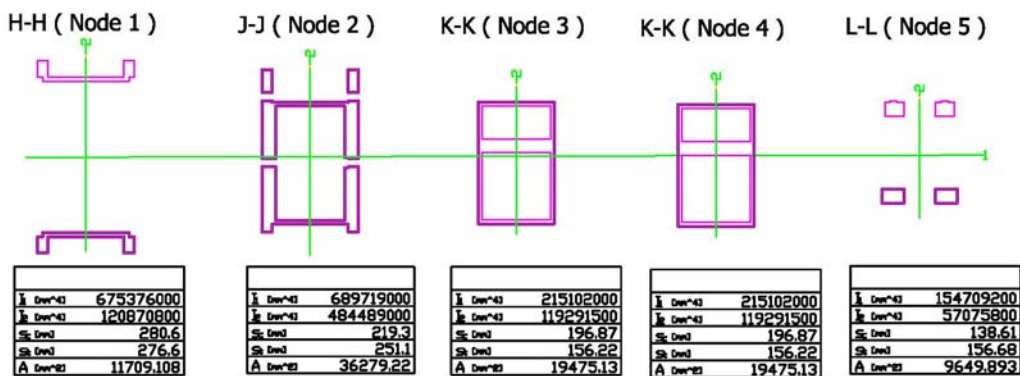
Kommentar til resultat

Som man ser av figur 76 og 77 er spenningene generelt lave. I begge figurene er fargeskalaen justert ned noe i forhold til tidligere spenningsfigurer. Dette er gjort for å bedre kunne se spenningsbildet bedre. Maksimal spenning ligger i kjervene mellom maskinert flate og umaskinert flate på flensen.

Ser man på verdiene av spenningene i tabell 42, vil trykkrefter være dimensjonerende. Man vil få maksimale spenninger her på samme sted som ved strekkrefter. Denne maksimale spenningen vil skape en lokal flytegrensen. Dette området med flyt vil være så lite at det vil ha liten betydning for konstruksjonen som helhet. Det er antatt at denne spenningskonsentrasjonen oppstår på grunn av rask geometriendring. Maksimal deformasjon vil være 2.5mm.

Tabell 42 Resultater for spenningsanalyse av sylinderoiplager

ANSYS	Ved strekk	Ved trykk
σ _{maks} (von-mises) Mpa	296,49	374,71
Maks total deformasjon mm	2.5	0,233
Antall elementer	76696	76696
Utnyttelsesgrad	0,84	0,106



Figur 78 Areal, treghetsmoment og lengder på strukturmodell

5.5.4. Verifisering av ANSYS resultater

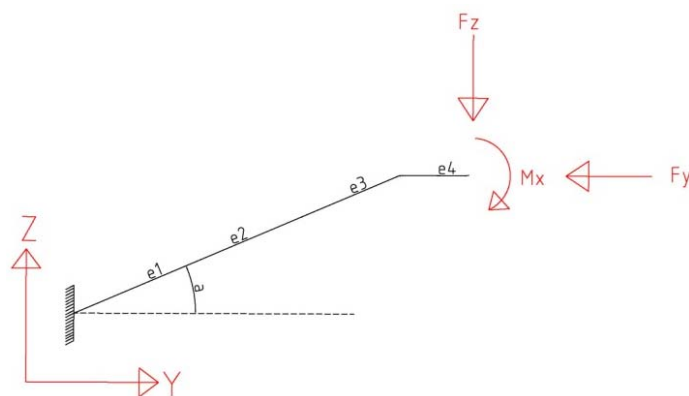
Beskrivelse

Det er gjort en sammenligning av ANSYS resultater og en elementmodell for strukturen. Dette er gjort for å undersøke om verdiene som ANSYS analysen har generert er i forventet spenningsområde. Det er benyttet samme type element som er nærmere beskrevet i begynnelsen av avsnitt 5.2.

Ved sammenligning av resultater er det brukt lasttilfelle 3 på strukturen som grunnlag. Dette lasttilfelle er beskrevet i avsnitt 4.4. Verdiene for disse lastene er gitt i tabell 43. For å kunne gjøre beregningene ved bruk av en todimensjonal måte er lastene i X-retning er ikke modellert med. Dette gjelder både ved håndberegninger og ved analysen i ANSYS. Dette vil ikke påvirke sammenligningen av resultatene. Begrunnelsen for dette er at superposisjonsprinsippet anvendes ved å se på en last separat.

Elementmodellen er kun modellert opp med 4 elementer. ANSYS modellen inneholder 230352 elementer. Denne forskjellen i antall elementer har stor innvirkning på resultatet. Elementmodellen er også en modell i kun to dimensjoner mens ANSYS modellen er i tre dimensjoner. Dette gjør at sammenligning av data er noe vanskelig. Elementmodellen antas å være fast innspent i node 1. I virkeligheten vil denne noden kunne vri seg da rørprofilen er innspent bare på den ene siden.

Det er brukt Inventor og AutoCAD for å finne treghetsmoment ved de forskjellige nodene. Disse verdiene er gitt i figur 78. Elementmodellen er vist i figur 79. Beregninger for denne er vedlagt i vedlegg 20.



Figur 79 skisse av elementmodell

Tabell 43 Verdier fra lastsituasjon 3 (Vedlegg 16)

vinkel alfa	Fsyl (kN)	Fstrukturx (kN)	Fstrukturey (kN)	Fstruktur (kN)
-60°	348,8	226	314,4	387,2

Opplagring

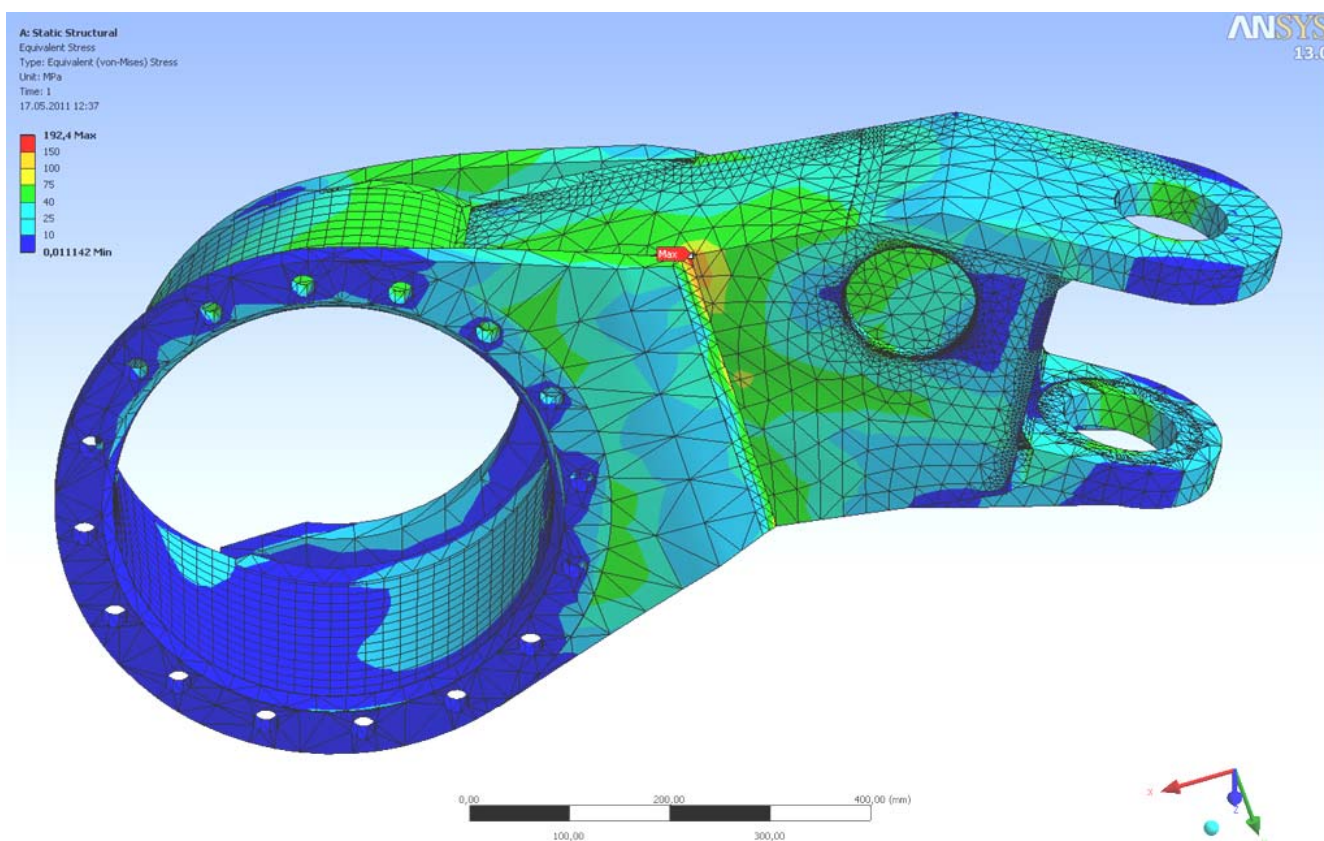
Som man ser av figur 80 er opplagringen i virkeligheten annerledes en hva den er i elementmodellen. Dette er gjort for å forenkle modellen. Det vil med andre ord si at spenningene i dette området ikke vil stemme godt med verdier fra ANSYS.

Laster

Det er kun lasten Fstrukturey som er modellert i elementmodellen og i ANSYS. Dette er gjort for at modellen skal kunne sees på som et todimensjonalt problem.

Meshing

Meshing er tilsvarende som analysen av strukturen. Sveis, opplagingsflater og flater hvor det virker krefter har en finere mesh. Det er også en finere mesh i områder hvor det oppstår store spenninger.



Figur 80 ANSYS strukturmodell med kun Fstrukturey last

Tabell 44 Resultater for kontroll av ANSYS resultater

σ (von-mises)	ANSYS	elementmodell
Element 1 (Mpa)	10-100	247,06
Element 2 (Mpa)	35-192	143.24
Element 3 (Mpa)	20-60	86.05
Element 4 (Mpa)	5-50	34.42
Total deformasjon (mm)	0,35-0,45	0,0022

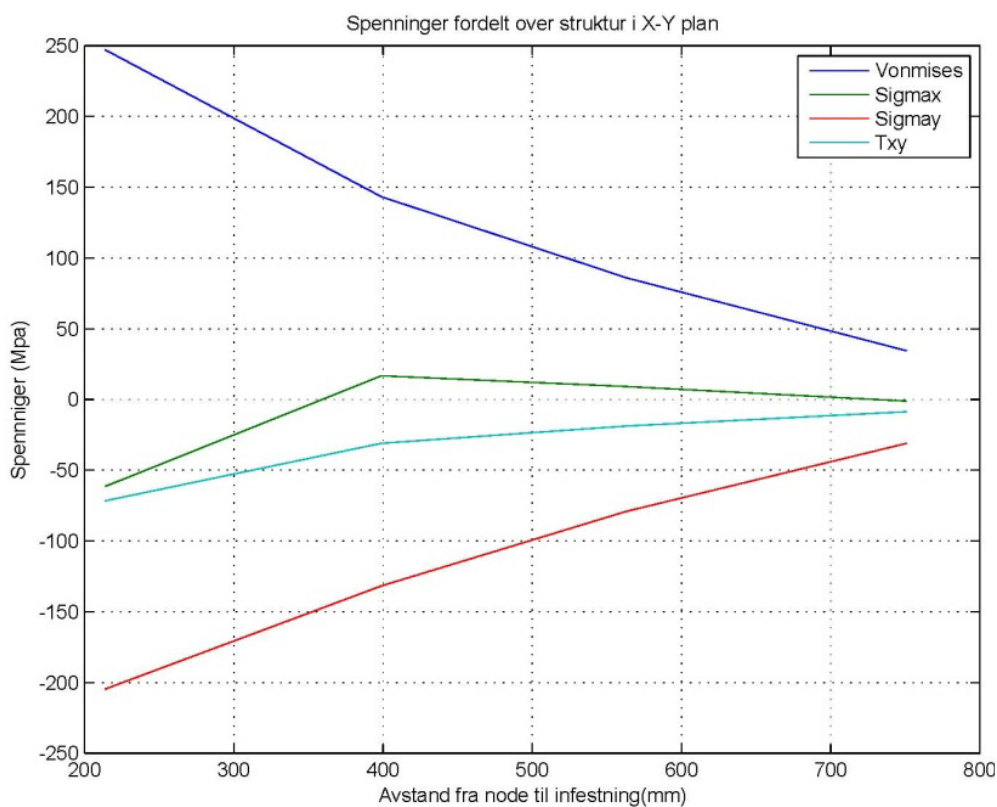
Kommentar til resultat

Som man ser av tabell 44 stemmer ikke spenningsverdiene på elementene som ligger nærmere opplagringen. Dette er som ventet da opplagringen er veldig forenklet. Ser man på de resterende verdiene stemmer dette greit. Det er sett bort fra spenningstopper som kommer av geometriske endringer i ANSYS. Disse spenningene kan ikke sammenlignes med et todimensjonalt spenningsbilde.

Total deformasjon stemmer dårlig med ANSYS resultatene. Den totale deformasjonen er i ANSYS målt over boltetverrsnittet.

Ved en forenkling av modellen er det flere faktorer man ikke tar hensyn til. Det være seg endringer i den tredimensjonale geometrien. Det er derfor ofte vanskelig å sammenligne to så forskjellige analyser. Forenklingen kan likevel brukes til å se om de verdiene som kommer fra ANSYS analysen er i det forventede spenningsområde.

Som man ser av tabell 45 er resultatene for element 2,3 og 4 ganske like. For element 1 er forskjellen veldig stor. Den totale deformasjonen er veldig ulik. Figur 81 viser spenningene fra elementanalysen.



Figur 81 Spenningsfordeling fra elementmodell

6. FMEA-analyse

FMEA ANALYSE

Prosjekt: 5-3258 Injeksjonsrigg
Tegningsnummer:
Utført av: Stein Tore Grønsund
Kontrollert av:

1. Vurder alvorligheten av den effekten hver feil har fra 1-10 der 1=sjelden og 10= svært alvorlig
2. Vurder hvor ofte feilen vil/kan oppstå fra 1-10 der 1= sjelden og 10= ofte
3. Vurder sannsynligheten for at en feil blir oppdaget før den får en effekt fra 1-10 der 10= liten sannsynlighet for at den blir oppdaget og 1= stor sannsynlighet for at den blir oppdaget

RPN = risiko prioriterings nummer
Alvorlighet = A
Hyppighet= H
Mulighet for å oppdage feil= M

KOMPONENT	FEIL-MODUS	EFFEKT AV FEIL	A	ÅRSAK	H	EKSISTERENDE TILTAK	M	RPN	Konklusjon
Rotasjonsmotor									
Motor	Havari	Sans av drift	3	Mekanisk feil	3	bremses	10	90	stor økonomisk betydning, liten sikkerhetsrisiko
Opplagerbolt	Brudd i opplagerbolt	Konstruksjonen velt	10	Overbelastning Utmatting	1	ingen tiltak er gjort	9	90	Fra FEM analysen er det tydelig at det er lave spenninger i dette området
Svingsylinder									
sylinder	knekkning av sylinder eller bolter	Konstruksjonen slår til siden	8	Overbelastning Utmatting	1	Beregninger er utført	9	72	Beregningene viser at det er en sikker konstruksjon
Sylinderbolter	klipping	Konstruksjonen slår til siden	8	Overbelastning Utmatting	1	Beregninger er utført	9	72	Beregningene viser at det er en sikker konstruksjon
opplagrsøter									
Sylinderører	Avriving av ører	Konstruksjonen slår til siden	8	Overbelastning Utmatting	1	Beregninger er utført	8	64	Beregningene viser at det er en sikker konstruksjon
sylinderopplagring	Brudd i sveis	Konstruksjonen slår til siden	8	Overbelastning Utmatting	1	ingen tiltak er gjort	9	72	Fra FEM analysen er det tydelig lave spenninger i sveisområdet
Sving og tilt ledd									
Gjenger til brakett	gjengene ryker	materbjelke løsner og velt	10	Overbelastning Utmatting	1	ingen tiltak er utført	8	80	Erfaring fra bruk av denne delen tilsier at konstruksjonen holder
sveiser	Brudd i sveis	materbjelke løsner	10	Overbelastning Utmatting	1	Beregninger er utført	8	80	Beregningene viser at det er en sikker konstruksjon
struktur									
strukturbolt	klipping	materbjelke løsner og velt	10	Overbelastning Utmatting	1	Beregninger er utført	8	80	Beregningene viser at det er en sikker konstruksjon
Bronselager	sitasje	slark i ledd	2	Utmatting	4	jevnlign kontroll	9	72	ingen alvorlige konsekvenser
sveiser	Brudd i sveis	materinstiller og materbjelke faller ned	6	Utmatting	1	Beregninger er utført	10	60	Beregningene viser at det er en sikker konstruksjon
matebrakett									
brudd	brudd	materinstiller faller ned	10	utmatting	1	ingen	9	90	Erfaring fra AMV tilsier at konstruksjonen tåler belastningen
tilt sylinder									
knekkning	knekkning	materinstiller faller ned	10	utmatting	1	ingen	9	90	Erfaring fra AMV tilsier at konstruksjonen tåler belastningen

Tabell 46 FMEA(Failure Mode and Effects Analysis)

Konklusjon av FMEA-analyse

FMEA er en prosedyre beregnet for å identifisere eventuelle feil som kan oppstå ved et produkt eller en prosess. Analysen utføres ved å vurdere risikoen for feil ved hver enkelt komponent. Risikoen blir så rangert og det blir foreslått forbedrende tiltak der faren og risikoen er størst. Denne rangeringen skjer ved hjelp av såkalte RPN(Risk Priority Number). [23]

En høyt RPN er et mål på hvilken del i konstruksjonen som er mest kritisk. Det er viktig å merke seg at områder med høy RPN verdi ikke nødvendigvis er de områder med størst konsekvenser ved en feil. RPN nummeret er en multiplikasjon av alvorlighetsgrad, hyppighet av feil og muligheten for å oppdage feil. RPN nummeret gir et mål på hvilket område som har høyest sannsynlighet for å feile sett i forhold til alvorlighetsgrad, hyppighet og sannsynlighet for å oppdage feilen før den inntreffer.

I FMEA analysen har hydraulikkslanger høyest RPN nummer. Ved et trykk på 370 bar vil dette være et kritisk område som krever ekstra tilsyn og kontroll. Dette gjelder under drift av boreriggen, men også ved vedlikehold av hydraulikksystemet. Tiltak for å redusere denne risikoen er å ha gode instruksjoner for hvordan utstyret skal vedlikeholdes og hvordan man fjerner trykk i hydraulikksystemet før vedlikehold. Det bør i tillegg kun være fagpersonell som foretar vedlikehold av dette systemet.

Etter hydraulikkslanger har sveis i strukturen høyest RPN. Deretter følger bolteopplagringen mellom rotasjonsmotoren og strukturen. Feil i dette området vil ha stor konsekvenser. Ved feil av dette utstyret kan materbrakett og materbjelke falle ned. Det kan i verste fall føre til død ved at det faller over en person. Sannsynligheten for at konstruksjonen vil falle over en person er svært liten. En feil i dette området vil sannsynligvis skje under boring da lastene på materinnstilleren er størst. Under boring er det ikke tillatt for personer å bevege seg foran boreriggen da det kan være fare for at stein raser ned. Det kan derfor konkluderes med at disse to feilene mest sannsynlig bare vil gi økonomiske konsekvenser.

Med vurdering fra FMEA analysen, rapporten i sin helhet og tidligere vurderinger gjort av AMV, kan det konkluderes med at konstruksjonen er tilstrekkelig sikret for feil og ulykker. Boreriggen er med riktig bruk og ved å følge instruksjonsmanualer en sikker konstruksjon. Svikt av kritisk utstyr er vurdert og sannsynligheten for at dette vil inntreffe er funnet lav.

7. Diskusjon

Det vil i følgende avsnitt bli gitt en vurdering av konseptet slik det er beskrevet i tidligere kapitler. Det blir også gjort en vurdering av fordeler og ulemper ved dette designet. Mulige problemområder vil også bli belyst og kommentert.

Vurdering

Som det er vist gjennom rapporten er det svært sannsynlig at konseptet kan videreutvikles og produseres. Det er i midlertidig en del områder som må gjennomgå og vurderes videre før et endelig produkt kan produseres. Disse er vurdert i rapporten men en videre vurdering er nødvendig.

Områder som krever videre vurdering

- Geometrisk funksjonalitet
- Hydraulikksystem
- Sikkerhetsfaktor på konstruksjonene
- Videre spenningsanalyse av sveiser i sving og tilledd
- Ny materbrakett og tiltsylinder

Geometrisk funksjonalitet

Tre modellene og Inventor er brukt til å gjøre vurderinger av den geometriske funksjonaliteten til konseptet. Disse vurderingene gir signaler om at konseptet vil ha en bedre funksjonalitet en den eksisterende materinnstilleren. Dette er vanskelig å konkludere endelig før man har en fullskala testmodell å jobbe med.

Det er i oppgaven ikke sett på hvordan borebommen vil virke sammen med flere bommer. Vil det bli plass til tre borebommer i en tunell med lite tverrsnitt? Det nye konseptet vil ha en materbjelke som sitter noe lengre ute på siden av teleskoparmen en dagens modell. Man vil av den grunn anta at boreriggen vil ha noe større rekkevidde, men at hver enkelt bom vil ta noe større plass. Det bør derfor gjøres en videre undersøkelse av dette. I tillegg må det vurderes om man skal ha et likt konsept på alle bommene. Alternativet er å lage en annen variant av bommen på midten. Denne bommen trenger ikke bore til siden i tunnelen. Det kan derfor være hensiktsmessig å lage denne kun for boring oppover og fremover.

Hydraulikksystem

Den kanskje største utfordringen ved dette konseptet er at trykket til rotasjonsmotoren vil være 160 bar høyere en trykket ved resten av konstruksjonen. Dette har stor innvirkning på valg av hydraulikkslanger og hydraulikkomponenter. Konseptet som det er i dag er helt avhengig av å kunne øke arbeidstrykket til rotasjonsmotoren for at ikke vekten av materinnstilleren skal bli for høy. Et alternativ til et arbeidstrykk på 335 bar er å velge en større rotasjonsmotor. Dette alternativet er ikke et bra alternativ da vekten vil øke vesentlig med større rotasjonsmotor. Man må inngå kompromisser mellom vekt og momentkapasitet. Begge disse egenskapene er svært viktige for funksjonaliteten til konseptet. En rotasjonsmotor i materinnstilleren vil gi økte innkjøpskostnader. Dette vil trolig oppveies av en forenkling av dagens løsning som innebærer færre komponenter og mindre kompleksitet.

Sikkerhetsfaktor på konstruksjonen.

For lastene er det tatt med sikkerhetsfaktorer i henhold til standard [18]. Disse er henholdsvis $\gamma_N=1,5$ for variable laster og $\gamma_G=1,2$ for egenlast. Materialfaktor er satt til $\gamma_m=1,1$ i henhold til samme standarden.

For spenninger er konstruksjonen generelt dimensjonert mot flyt. Dimensjoneringsgrunnlaget for dette er at konstruksjonen ikke skal brukes til personløft. Det er heller ikke tillatt for personer å bevege seg under borebommene ved drift. Da det brukes standard konstruksjonstål som er relativt mykt vil man også kunne se deformasjoner før brudd. Man vil da ha en sikkerhet mellom flytegrensen og bruddgrensen. Denne sikkerheten gjelder for situasjoner med overbelastning av utstyr som ras av stein eller ved feil bruk. Ved flyt i store områder vil ikke konstruksjonen kunne fungere tilfredsstillende og delene som er kommet over i det plastiske området må skiftes.

Ser man på ANSYS resultatene i kapittel 5.5 ligger verdiene for spenningskonsentrasjoner opp mot flytegrensen. Det totale volumet til disse spenningskonsentrasjonene er relativt små, sammenlignet med komponentens totale volum. Man kan få flyt i disse områdene. Men det vil kun være lokal flyting som vil redistribueres til omkringliggende områder. Dette vil ikke påvirke resten av konstruksjonen. Ser man på konstruksjonen som helhet vil spenningsintervallet ligge mellom 150-250 Mpa. Det gir en sikkerhetsfaktor mot flyt mellom 2,4-1,4.

Utsatte deler er dimensjonert med en sikkerhet mot flyting. Knekking av sylindrestang har en sikkerhet på 2,5. Stangen har i tillegg en utnyttelsesgrad på 0,857.[tabell 34] Den største boltespenningen vil opptre i sylindربولten og ha en verdi på 93 Mpa. Dette gir en utnyttelsesgrad på 0,263. eller en sikkerhetsfaktor på 3,8 [tabell 25]. De største spenningene som oppstår i sveisene er i sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i strukturen. Her er spenningene oppe i 341.5 Mpa. Dette gir en utnyttelsesgrad på 0,75 og en sikkerhetsfaktor på 1,33 for flyt. [tabell 17]. For sveis til feste av strukturboltsylindringen vil man ha den største lastvirkningsgraden på 1,411 [tabell 22]. Denne sveisen må spesielt ettersees for sprekker og utmattingstegn. Utrivning av bolteører har en sikkerhet mot flyt på 4,2 da maksimale spenninger er 83,85 Mpa og utnyttelsesgraden er på 0,236.[tabell 32]

Ved dimensjonering mot utmatting er det ikke beregnet med en sikkerhetsfaktor. Det er tatt høyde for dette ved beregning av levetid i kapittel 4.1.4. Antatt levetid er her 10 år. Dette er erfaringsbasert tall hentet fra AMV. Dimensjonert levetid er satt til 20 år. Det gir en sikkerhet mot utmatting på 2. Det er i tillegg ukentlig inspeksjon av faglært person. Konstruksjonen blir da undersøkt for utmattingstegn og sprekke-dannelser.

Spenningsanalyse av sveiser i sving og tilledd

Spenningene som opptrer i sveisen mellom boltesylindringen og sving og tilledd bør undersøkes nærmere [5.1.4] Det er her brukt en forenklet beregningsmetode. Dette skyldes et kompleks spenningsbilde kombinert med en komplisert geometri. Man kan allikevel se av FEM-analysen at dette ikke er et overbelastet område. Det er derfor gjort vurderinger på at sveisen er tilstrekkelig dimensjonert. Maksimale spenninger i sveisen er 239Mpa. Noe som tilsvarer en utnyttelsesgrad på 0,53 [tabell 22].

Materbrakett og tiltsylinder

Som beskrevet i tidligere kapitler er materbraketten og tiltsylindringen ikke modellert på nytt. Det bør derfor gjøres et videre modellerings- og styrkeberegningsarbeid av disse delene. Tilleddet oppfyller i dag ikke de geometriske kravene som er gitt i kapittel 2.3. Tilleddet må kunne rotere 120°. Slik det er

i dag kan det kun rotere 90° . For at leddet skal kunne rotere mer en 90° må man lage en saksekobling eller kombinere to sylindere.

Fordeler og ulemper

Hvis man gjør en sammenligning mellom det nye konseptet og dagens løsning, ser man at det er flere vesentlige områder hvor det nye konseptet kommer best ut. Dette gjelder i hovedsak den geometriske funksjonaliteten og rekkevidde. Den nye løsningen har ett ledd mindre. Det gir en forenkling av strukturen, men man får samtidig en større rekkevidde. Årsaken til det er at man ikke trenger å krysse bommene for å bore til siden i tunellen. Det er en klar fordel og er den klart viktigste endringen. En forenkling av geometrien åpner også muligheten for å lage et kollisjonsprogram som hindrer materbjelken i å kolliderer med teleskoparmen og andre bomber. Slik det er i dag er ikke dette gjort da geometrien er for komplisert.

Det bør også nevnes at hydraulikkslangene vil kunne legges på en mye gunstigere måte. Ved å ha rotasjonsmotoren langs teleskoparmens akse, vil man kunne flytte slangepølsene lenger bak på bommen. Man sparer på denne måten vekt ute på bommen og hindrer slitasje på hydraulikkslangene. Dette er ikke mulig å gjøre på dagens løsning da man har to ledd før rotasjonsmotoren.

Den største ulempen ved det nye designet er at man må gjøre oppgraderinger på hydraulikksystemet. Dette fører med seg dyrere komponenter og mer belastning på komponentene. Det vil også være større konsekvenser ved eventuelle lekkasjer i hydraulikkslanger ved høyere trykk..

8. Konklusjon

Det vil i konklusjonen bli gitt en kort vurdering av prosjektet og anbefalinger om hva som bør gjøres videre med prosjektet. Det vil også bli pekt på områder som krever videre undersøkelser.

Hva er gjort

Det er gjennom rapporten gitt en grundig gjennomgang av behov og forbedringspotensialer til den eksisterende materinnstilleren. Den viktigste forbedringen er knyttet til de geometriske begrensningene bommen har, når det gjelder å bore til siden i tunneler. På bakgrunn av eksisterende materinnstillere og forstudie er det laget 3 mulige alternativer for nytt design. Det er ved utforming av alternativer lagt stor vekt på å forstå de geometriske behovene for nytt design. Dette er blant annet gjort ved å lage tremodeller av alternativene. Faktorer som fleksibilitet, rekkevidde, vekt og bedre synsituasjon for operatøren er noen nøkkelord ved utforming av alternativene. Alternativ 3a er vurdert som mest hensiktsmessig å jobbes videre med. Denne vurderingen er gjort i dialog med veileder hos AMV. Alternativ 3a er videre beskrevet i resten av rapporten. Konstruksjonen er modellert i Inventor. Det er her også modellert med sveis. Det er gjort ulike valg av komponenter til alternativet. Blant annet er det valgt en rotasjonsmotor av typen MS 125 fra Poclain. Denne vil kreve et arbeidstrykk på 335 bar. Dette vil igjen kreve at en trykkforsterker blir tilkoblet dagens hydraulikksystem. De resterende leddene er modellert som sylindestyrt. Disse sylindrene er tenkt produsert av AMV. Svingsylinderen er modellert som en sylinder med størrelse 75x170 mm. Tiltsylinderen er modellert slik som den er på dagens materinnstillere. Vekten på materinnstilleren er redusert med 370 kg sammenlignet med dagens løsning. Ved videreutvikling bør det være mulig å redusere vekten ytterligere.

Lastene som virker på konstruksjonen er definert ved å gjøre sylindetrykkmålinger. Disse verdiene er sammenlignet med Inventor verdier. Det er vist at egenvekter fra Inventor ligger ca 10 % lavere enn virkelige verdier. Disse verdiene er brukt videre ved styrkeberegning av konstruksjonen. I tillegg er det definert tre ulike lastsituasjoner som vil være dimensjonerende for materinnstilleren. Det er benyttet både håndberegninger og FEM-analyser til dimensjonering av materinnstilleren. Håndberegningene består av sveiseberegninger, bolteberegninger, utriving av ører og knekking av sylindrestang. ANSYS beregninger består av sving og tilledd, struktur og sylindropplager. Det er også gjennomført en kontroll av ANSYS resultatene.

Til sist er det gjort en FMEA-analyse for å belyse kritiske områder ved konstruksjonen. Det er her funnet at hydraulikksystem og sveis i struktur vil være de mest kritiske områdene ved konstruksjonen.

Forbedringer ved nytt design

Rapporten i sin helhet peker på at det finnes mange mulige forbedringspotensialer ved å endre på dagens design. De viktigste endringene berører egenskaper som fleksibilitet, rekkevidde og forenkling av geometri. Rapporten gir en vurdering av alternativ 3a som ny mulig løsning på materinnstilleren. Men som man ser av kapittel 2.4 og vedlegg 1, er alternativ 1 og alternativ 3a vurdert som jevn gode. Dette kan sees igjen i tabell 3 hvor alternativ 1 får 58/67 poeng mens alternativ 3a får 58,6/67 poeng. Forskjellen mellom disse to alternativene er kun 0,6 poeng. Vil det vise seg ved senere vurderinger at alternativ 3a ikke er hensiktsmessig anbefales det at man da jobber videre med alternativ 1. Man vil også her ha de samme utfordringene med hydraulikksystem. Men tilleddet vil ikke trenge å roteres mer en 90°. Noe som innebærer at man slipper en form for sakseledd.

Anbefalinger til videre arbeid

Konseptet krever noe videre vurdering før en endelig konklusjon kan foreligge. Dette gjelder spesielt hydraulikksystemet og trykket her. Dette er en viktig del av konseptet som det bør gjøres videre undersøkes av. Det bør i tillegg gjøres videre modellerings- og styreberegningsarbeid av materbraketten og tilleddet. Man kan da få endelige verdier for vekt og moment på rotasjonsmotor.

Velger man å gå videre med konseptet, på bakgrunn av hydraulikkvurderinger, og modelleringer av materbrakett og tilledd. I tillegg bør det modelleres en rørgate for hydraulikkslangene. (se avsnitt 3.3.1) Dette vil være gunstig for slitasje på hydraulikkslanger. Det vil i tillegg åpne muligheten for å bruke stålrør i stedet for hydraulikkslanger på materinnstilleren. Disse krever lite vedlikehold sammenlignet med gummislanger. De er også lettere i vekt enn hydraulikkslanger av gummi.

Oppsummering av konklusjon

Det kan konkluderes med at konseptet er fullt mulig å gjennomføre. Konseptet vil gi bedre rekkevidde og bedre funksjonalitet en dagens løsning. Men før man kommer til en endelig konklusjon, anbefales det en videre studie av hydraulikksystemet, materbraketten og tilleddet. Ved videreutvikling er det også anbefalt å lage en prototype som gjør det mulig å studere rekkevidde og funksjonalitet ved virkelig drift. Designet slike det fremstår i dag er også beregnet på en prototype da alle deler tilvirkes ved sveis. Ved eventuell produksjon av designet bør det gjøres nye valg av produksjonsteknikk. Det vil sannsynligvis være rimeligere og mer hensiktsmessig å fremstille enkelte deler ved støping. Dette gjelder spesielt sylindroppplagring og sving og tilledd. Det kan også vise seg at strukturen bør fremstilles ved støping. Ved støping må det gjøres nye vurderinger av materialvalg. Det vil ved bruk av støping som produksjonsteknikk være relativt dyre investeringer for å lage støpeformer. Men skal delene produseres i stort antall vil dette likevel være lønnsomt. Fordelen med støping er at man enklere kan lage deler som utnytter materialet på en optimal måte. Man kan også unngå skarpe kanter og brå overganger og på den måten unngå spenningskonsentrasjoner.

Det må i tillegg vurderes fra AMV sin side om konseptet er økonomisk lønnsomt da det krever noen investeringer. Disse går i hovedsak på kostnader som omfatter ressursbruk og utstyrskjøp. Og hvem skal betale for dette? Men skal man tro John Quinton vil det alltid være behov og vilje for å lage nye tunneler i fremtiden

”Politikere er mennesker som, når de ser lyset i enden av tunnelen, vedtar å bygge en lengre tunnel”.
John Quinton

9. Kilder

Bøker hefter og artikler

1. Brautaset K. *Innføring i oljehydraulikk*. Oslo: Gyldendal Norsk Forlag AS, 2002.
2. Dahlwig G. et al. *Konstruksjonselementer*. Aurskog: PDC Tangen, 2005.
3. Farstad. P. et. al. *Design I praksis*. Oslo: Universitetsforlaget, 2010
4. Gelgele Hirpa L. *innføring i elementmetoder*: Stavanger. Kopisenteret INVIVO, 2010
5. Haugan J. *Formler og tabeller*. Bekkestua: NKI forlag, 2006.
6. Holte, H. et. al. *Fjellboltring*, publikasjon nr. 72. Oslo: a. s Joh. Nordahls Trykkeri, 1994
7. Irgens. F. *Fasthetslære*, 7 utgave: Trondheim: Tapir akademiske forlag, 2006
8. Johannessen. J. *Tekniske Tabeller*, 2 utgave opplag nr 4. Aurskog: PDC Tangen, 2006.
9. Juvinall, R.C. et al. *Fundamentals of Machine Component Design*, Forth Edition. Asia: John
10. Steensgaard, L. *Fjell- og gruvearbeid*, 2 utgave. Oslo: Universitetsforlaget, 1999
11. Terjesen G. *Grunnleggende om utmatting*. Oslo: HIO, 2008
12. Thoresen P.E. *Kompendium 2 i statikk*. Oslo HIO, 2001.
13. Vollen Ø. *Satikk og fasthetslære*. Bekkestua: NKI forlag, 1999.
14. Waløen Å.Ø. *Maskindeler bind 1, 2 utgave*. Trondheim: Tapir, 1975.

Standarder

15. DNV-RP-C203; "Fatigue Design of Offshore Steel structure" August 2005, Norway
16. ENV 1993-1-1(1993); "EUROCODE-3 Steel structures", (Chapter 9 Fatigue)
17. ENV 1993-1-1(1993), "EUROCODE-3 Steel structures", (pr-EN 1993-1-8:20xx)
18. NS-EN-1993-1-1:2005+NA:2008, EUROCODE 3 Prosjektering av stålkonstruksjoner Del 1-1 "Allmenne regler og regler for bygninger"
19. NS-EN 791 "Borerigger og sikkerhet" NTS, Oslo 1995

Internettkilder

20. bergarter og bergkvalitet i Norge. ULR: www.ngi.no/upload [nedlastet 23/3-11]
21. Driving og fakta om tunneler, ULR: <http://www.vegvesen.no/Fag/Teknologi/Tunneler> [nedlastet 22/3-11]
22. Driving av tuneller. URL: Driving av tuneller. URL: www.jernbaneverket.no [nedlastet 12/01-11]
23. FMEA analyse. ULR: <http://www.fmea-fmeca.com/fmea-rpn.html> [nedlastet 20/5-11]
24. Importør av Poclair: ULR: <http://www.andoco.no/> [nedlastet 16/5-11]
25. Romeriksporten: ULR: http://www.ngu.no/upload/Publikasjoner/Gr%C3%A5steinen/Graasteinen12_09_Olesen_HI.pdf [nedlastet 2/4-11]
26. Selger av Hågglands: ULR: <http://www.hagglunds.com/> [nedlastet 16/5-11]
27. Selger av staffa. URL: <http://www.antech-hyd.co.uk> [nedlastet 16/5-11]
28. Tunnelhistorie: URL <http://www.geo365.no/anleggsbransjen/feiselminebor/> [nedlastet 20/2-11]
29. Tunnel lengde: URL <http://no.wikipedia.org/wiki/L%C3%A6rdalstunnelen> [nedlastet 30/5-11]

Andre kilder

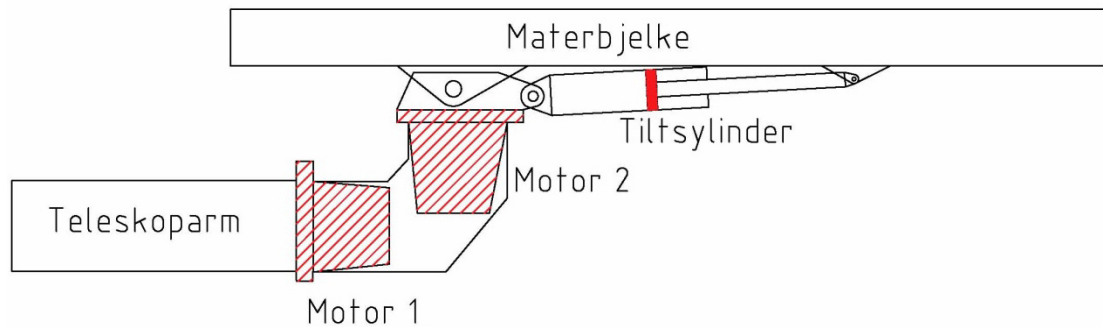
30. AMV sitt lokale dataarkiv
31. Informasjon fra Thor Greve ved Andøco Hydraulikk
32. Informasjon fra veileder Hans Are Vatland ved AMV

10. Vedlegg

1. Alternativvurderinger.....	105
2. Avrivning av bolteører.....	113
3. Forstudierapport.....	116
4. Referat fra modellaging.....	129
5. Referat fra møter.....	132
6. Referat fra Sylindetrykkmålinger.....	135
7. Referat fra tunellbesøk i Jondal.....	137
8. Strukturbolt program ved lastsituasjon 1 i Matlab.....	138
9. Strukturbolt program ved lastsituasjon 3 i Matlab.....	143
10. Strukturbolt, omgjøring av moment til krefter.....	148
11. Strukturbolt, Sikkerhet mot utmatting.....	152
12. Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur.....	156
13. Sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i struktur.....	166
14. Sveis mellom rektangelprofil og øre i struktur.....	172
15. Sveis til feste av struktursylinder.....	177
16. Sving og tilledd, opplagringskrefter ved lastsituasjon 3.....	182
17. Sylinder, dimensjonering av sylinderstang og nødvendig sylinderdiameter.....	188
18. Sylinderbolt program i Matlab.....	194
19. Sylinderbolt, sikkerhet mot utmattig.....	199
20. Verifisering av resultater, Matlab program.....	202

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Alternativ 1



Figur1 Prinsippskisse av Alternativ 1 sett fra siden

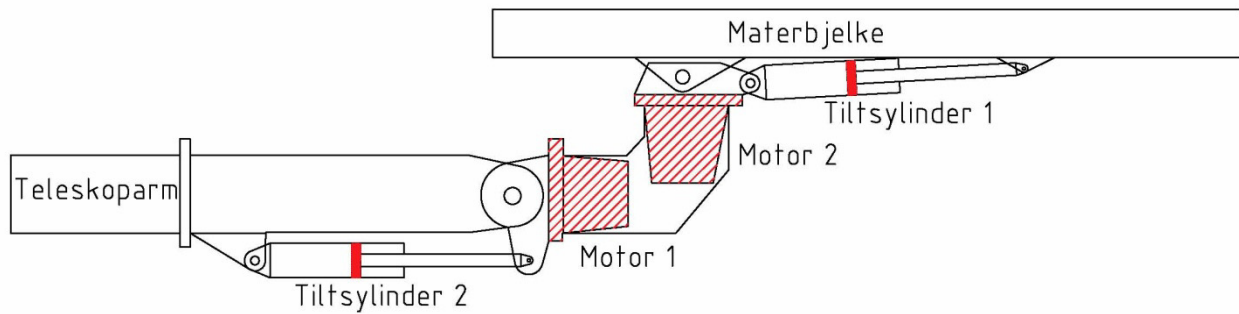
Beskrivelse	Prioritering	Vekting	Poeng
Fleksibilitet	6	90 %	5,4
Rekkevidde	6	100 %	6
Funksjonell og robust	6	90 %	5,4
Lite slark og klaringer	5	90 %	4,5
Kunne se borestaget ved drift	5	70 %	3,5
Hensyn til hydraulikkslanger	5	80 %	4
Ha et sikkerhetsystem ved trykktap	4	100 %	4
Enkel å håndtere for operatøren	4	100 %	4
Vekt	4	50 %	2
Pris	4	50 %	2
Ryddig og reint design	4	100 %	4
Vedlikeholdskrav	3	80 %	2,4
Kompakt konstruksjon	3	100 %	3
System med avlastningsventiler	2	100 %	2
Kollisjonsbegrensninger	2	100 %	2
Rotasjonshastighet	2	100 %	2
Mulig å bruke på dagens borerigg	1	80 %	0,8
Lavt friksjonstap	1	100 %	1
		SUM POENG	58

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Beskrivelse	
Fleksibilitet	Dette alternativet ligner veldig mye på konkurrenten Atlas Copco sin løsning. Denne er veldig fleksibel og kan komme til i alle retninger. Grunnen til at den ikke får 100 % på fleksibilitet er at man må vri begge rotasjonsmotorene på siden ved boring oppover.
Rekkevidde	Rekkeviddet er stort da fleksibiliteten er stor og dette styres i hovedsak av lengden på teleskoparmen.
Funksjonell og robust	Konstruksjonen vil være relativt robust. Men to rotasjonsmotorer vil øke sannsynligheten for feil ved disse.
Lite slark og klaringer	Da antall ledd er redusert sett i forhold til dagens alternativ vil det også bli mindre slark
Kunne se borestaget ved drift	Man vil ikke kunne se borestaget ved boring oppover og når motor 1 er vridd til siden. Ved andre situasjoner vil man se borestaget.
Hensyn til hydraulikkslanger	Hydraulikkslanger må henge i slanger langs materbjelken da man har to ledd så nærme hverandre, dett er ikke gunstig.
Ha et sikkerhetssystem ved trykktap	Begge motorene vil ha brems som hindrer bevegelser av motorene ved trykktap
Enkel å håndtere for operatøren	Konstruksjonen er veldig ryddig og enkel sett fra et geometrisk perspektiv. Dette fører til en enkel håndtering
Vekt	To rotasjonsmotorer veier mye og vil gi en høy vekt på konstruksjonen
Pris	Rotasjonsmotorene vil også være dyre i pris sammenlignet med sylinderte ledd
Ryddig og rent design	Designet vil være ryddig da konstruksjonen vil være relativt kompakt.
Vedlikeholdskrav	Det er antatt at en rotasjonsmotor krever mer vedlikehold en sylinder. Det er også antatt at hydraulikkslanger vil måtte skiftes med jevne mellomrom
Kompakt konstruksjon	Konstruksjonen vil være meget kompakt
System med avlastningsventiler	Designet gjør det mulig å ha avlastningsventiler
Kollisjonsbegrensninger	Fult mulig
Rotasjonshastighet	Tilfresstiller kravet
Mulig å bruke på dagens borerigg	Med to rotasjonsmotorer vil man måtte gjøre endringer på dagens hydraulikkssystem. Det må også gjøres forsterkninger på teleskoparmen da vekten er ventet å være høy
Lavt friksjonstap	Rotasjonsmotorer har god virkningsgrader. Det samme har sylinder

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Alternativ 2



Figur2 Prinsippskisse av alternativ 2 sett fra siden

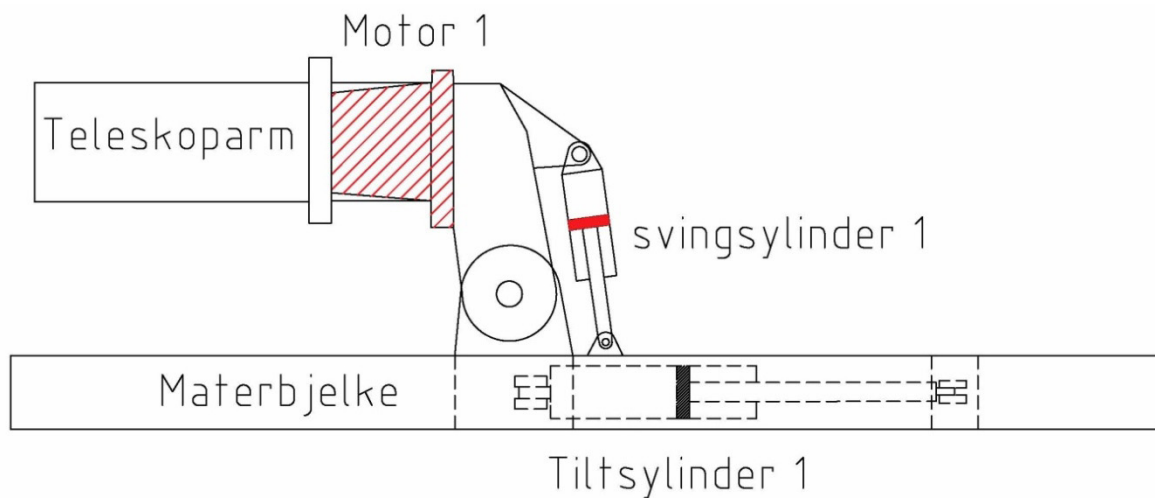
Beskrivelse	Prioritering	Vekting	Poeng
Fleksibilitet	6	90 %	5,4
Rekkevidde	6	100 %	6
Funksjonell og robust	6	80 %	4,8
Lite slark og klaringer	5	80 %	4
Kunne se borestaget ved drift	5	70 %	3,5
Hensyn til hydraulikkslanger	5	70 %	3,5
Ha et sikkerhetssystem ved trykktap	4	100 %	4
Enkel å håndtere for operatøren	4	90 %	3,6
Vekt	4	40 %	1,6
Pris	4	40 %	1,6
Ryddig og reint design	4	70 %	2,8
Vedlikeholdskrav	3	80 %	2,4
Kompakt konstruksjon	3	70 %	2,1
System med avlastningsventiler	2	100 %	2
Kollisjonsbegrensninger	2	0 %	0
Rotasjonshastighet	2	100 %	2
Mulig å bruke på dagens borerigg	1	80 %	0,8
Lavt friksjonstap	1	90 %	0,9
SUM POENG			51

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Beskrivelse	
Fleksibilitet	Dette alternativet ligner på alternativ 1. Denne er veldig fleksibel og kan komme til i alle retninger. Grunnen til at den ikke får 100 % på fleksibilitet er at man må vri begge rotasjonsmotorene på siden ved boring oppover.
Rekkevidde	Rekkeviddet er stort da fleksibiliteten er stor og dette styres i hovedsak av lengden på teleskoparmen.
Funksjonell og robust	Konstruksjonen vil være relativt robust. Men to rotasjonsmotorer vil øke sannsynligheten for feil ved disse.
Lite slark og klaringer	Det vil være like mange ledd som på dagens materinnstiller
Kunne se borestaget ved drift	Man vil ikke kunne se borestaget ved boring oppover og nå motor 1 er vridd til siden. Ved andre situasjoner vil man se borestaget.
Hensyn til hydraulikkslanger	Hydraulikkslanger må henge i slanger langs materbjelken da man har tre ledd veldig hverandre. Dette er ikke gunstig
Ha et sikkerhetsystem ved trykktap	Begge motorene vil ha brems som hindrer bevegelser av motorene ved trykktap, sylindrene vil også måtte ha et sikkerhetsystem på dette designet.
Enkel å håndtere for operatøren	Konstruksjonen vil være forholdsvis enkel å håndtere
Vekt	To rotasjonsmotorer veier mye og vil gi en høy vekt på konstruksjonen. I tillegg har man en sylinder til i forhold til alternativ 1
Pris	Rotasjonsmotorene vil også være dyre i pris sammenlignet med sylinderbaserte ledd
Ryddig og reint design	Designet middels ryddig
Vedlikeholdskrav	Det er antatt at en rotasjonsmotor krever mer vedlikehold en sylinder. Det er også antatt at hydraulikkslanger vil måtte skiftes med jevne mellomrom
Kompakt konstruksjon	Konstruksjonen vil ikke være veldig kompakt
System med avlastningsventiler	Designet gjør det mulig å ha avlastningsventiler
Kollisjonsbegrensninger	Mulig men noe vanskelig
Rotasjonshastighet	Tilfredsstillt kravet
Mulig å bruke på dagens borerigg	Med to rotasjonsmotorer vil man måtte gjøre endringer på dagens hydraulikkssystem. Det må også gjøres forsterkninger på teleskoparmen da vekten er ventet å være høy
Lavt friksjonstap	Rotasjonsmotorer har god virkningsgrader. Det samme har sylinder

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Alternativ 3a



Figur3 Prinsippskisse av alternativ 3a sett ovenfra

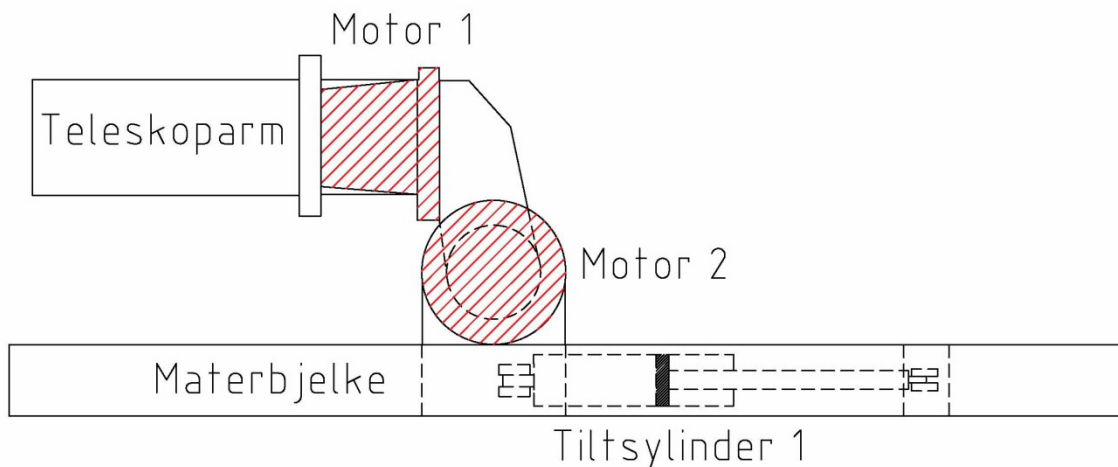
Beskrivelse	Prioritering	Vekting	Poeng
Fleksibilitet	6	90 %	5,4
Rekkevidde	6	100 %	6
Funksjonell og robust	6	90 %	5,4
Lite slark og klaringer	5	90 %	4,5
Kunne se borestaget ved drift	5	100 %	5
Hensyn til hydraulikkslanger	5	90 %	4,5
Ha et sikkerhetsystem ved trykktap	4	100 %	4
Enkel å håndtere for operatøren	4	90 %	3,6
Vekt	4	60 %	2,4
Pris	4	90 %	3,6
Ryddig og reint design	4	60 %	2,4
Vedlikeholdskrav	3	80 %	2,4
Kompakt konstruksjon	3	60 %	1,8
System med avlastningsventiler	2	100 %	2
Kollisjonsbegrensninger	2	100 %	2
Rotasjonshastighet	2	100 %	2
Mulig å bruke på dagens borerigg	1	70 %	0,7
Lavt friksjonstap	1	90 %	0,9
		SUM POENG	58,6

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Beskrivelse	
Fleksibilitet	Konseptet har en veldig god fleksibilitet både framover og oppover. Ved boring til siden vil man måtte vri rotasjonsmotoren 90°
Rekkevidde	Rekkeviddet er veldig bra. Man vil få en enda lenger rekkevidde enn alternativ 1 og 2 da materbjelken sitter noe på siden.
Funksjonell og robust	Konstruksjonen vil være veldig funksjonell. Den vil også være robust men en rotasjonsmotor vil øke sannsynligheten for feil
Lite slark og klaringer	Antall ledd er likt som alternativ 1. Dette vil gi lite klaring.
Kunne se borestaget ved drift	Man vil kunne se borestaget ved alle situasjoner. Dette er en stor fordel
Hensyn til hydraulikkslanger	Hydraulikkslanger vil kunne plasseres på en slik måte at man unngår pølser langs hele materinnstilleren
Ha et sikkerhetssystem ved trykktap	Motoren vil ha brems og sylindere vil ha en sikkerhetsventil
Enkel å håndtere for operatøren	Få ledd og synlig borestag vil gjøre konstruksjonen enkel å håndtere. Den vil også være robust men en rotasjonsmotor vil øke sannsynligheten for feil
Vekt	konstruksjonen vil kun inneholde en rotasjonsmotor som vil holde vekten noe nede
Pris	konstruksjonen vil også bli relativt billig da man kun har en rotasjonsmotor
Ryddig og reint design	Designet er sett på som noe mer ryddig enn alternativ 1 og 2
Vedlikeholds krav	Det antas at rotasjonsmotorer krever mer vedlikehold enn sylindere og at dette alternativet med kun en motor da vil kreve mindre vedlikehold.
Kompakt konstruksjon	konstruksjonen er ikke veldig kompakt
System med avlastningsventiler	Designet gjør det mulig å ha avlastningsventiler
Kollisjonsbegrensninger	Denne løsningen gjør det fullt mulig med kollisjonsbegrensning
Rotasjonshastighet	Tilfredsstillende kravet
Mulig å bruke på dagens borerigg	Med en rotasjonsmotor må det gjøres noen forbedringer
Lavt friksjonstap	Lite friksjonstap da rotasjonsmotorer har virkningsgrader på omtrent 0.9

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Alternativ 3b



Figur 4 Prinsippskisse av alternativ 3b sett ovenfra

Beskrivelse	Prioritering	Vekting	Poeng
Fleksibilitet	6	90 %	5,4
Rekkevidde	6	100 %	6
Funksjonell og robust	6	90 %	5,4
Lite slark og klaringer	5	80 %	4
Kunne se borestaget ved drift	5	100 %	5
Hensyn til hydraulikkslanger	5	90 %	4,5
Ha et sikkerhetsystem ved trykktap	4	100 %	4
Enkel å håndtere for operatøren	4	90 %	3,6
Vekt	4	40 %	1,6
Pris	4	50 %	2
Ryddig og reint design	4	70 %	2,8
Vedlikeholdskrav	3	80 %	2,4
Kompakt konstruksjon	3	60 %	1,8
System med avlastningsventiler	2	100 %	2
Kollisjonsbegrensninger	2	100 %	2
Rotasjonshastighet	2	100 %	2
Mulig å bruke på dagens borerigg	1	60 %	0,6
Lavt friksjonstap	1	100 %	1
SUM POENG			56,1

Vedlegg 1 Alternativvurderinger

Beskrivelse	
Fleksibilitet	Konseptet har en veldig god fleksibilitet både framover og oppover. Ved boring til siden vil man måtte vri rotasjonsmotoren 90°
Rekkevidde	Rekkeviddet er veldig bra. Man vil få et enda lenger rekkevidde enn alternativ 1 og 2 da materbjelken sitter noe på siden.
Funksjonell og robust	Konstruksjonen vil være veldig funksjonell. Den vil også være robust men med to rotasjonsmotor vil sannsynligheten for feil være større en ved alternativ 3a
Lite slark og klaringer	antall ledd er likt som alternativ 1. Dette vil gi lite klaring
Kunne se borestaget ved drift	Man vil kunne se borestaget ved alle boresituasjoner. Dette er en stor fordel
Hensyn til hydraulikkslanger	Hydraulikkslanger vil kunne plasseres på en slik måte at man unngår pølser langs hele materinnstilleren
Ha et sikkerhetsystem ved trykktap	Motoren vil ha brems og sylindere vil ha en sikkerhetsventil
Enkel å håndtere for operatøren	Da man kan se borestaget under alle operasjoner vil den være enkel å håndtere. Ved få ledd vil den også være enkel geometrisk
Vekt	konstruksjonen inneholder to rotasjonsmotorer, noe vil øke vekten
Pris	med to rotasjonsmotorer vil prisen bli omtrent som alternativ 1 og 2
Ryddig og reint design	Designet er sett på som noe mer uryddig enn alternativ 1 og 2
Vedlikeholds krav	Det antas at rotasjonsmotorer krever mer vedlikehold og at dette alternativet med kun en motor vil kreve mindre vedlikehold
Kompakt konstruksjon	Konstruksjonen vil ikke være særlig kompakt da konstruksjonen som holder sammen motor 1 og motor 2 vil bli noe stor.
System med avlastningsventiler	Designet gjør det mulig å ha avlastningsventiler
Kollisjonsbegrensninger	Denne løsningen gjør det fullt mulig med kollisjonsbegrensning
Rotasjonshastighet	Tilfredsstillende kravet
Mulig å bruke på dagens borerigg	Men to rotasjonsmotorer må det gjøres noen forbedringer
Lavt friksjonstap	ok friksjonstap

Vedlegg 2 Avrivning av bolteører

AVRIVNING AV BOLTEØRER

SYLINDERØRE Øre 2

Opplagerkraft fra lastsituasjon 3

$$F_{syl} := 348.8 \cdot \text{kN}$$

Lastfaktor

$$\gamma_{M1} := 1.5$$

Dimensjonerende last

$$F_{sd1} := \frac{F_{syl}}{2} \cdot \gamma_{M1}$$

$$F_{sd1} = 2.616 \times 10^5 \text{ N}$$

Geometri

Diameter på stål

$$D1 := 200 \cdot \text{mm}$$

Diameter på bolt

$$d1 := 110 \cdot \text{mm}$$

Tykkelse på stål

$$t1 := 40 \cdot \text{mm}$$

Areal av stål

$$A1 := t1 \cdot (D1 - d1)$$

$$A1 = 3.6 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F_{opplager1} := \frac{F_{sd1}}{2}$$

$$F_{opplager1} = 1.308 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\sigma_{sylinder1} := \frac{F_{opplager1}}{A1}$$

$$\sigma_{sylinder1} = 3.633 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Materialdata til s355

$$\sigma_{till} := 355 \cdot \text{MPa}$$

Materialfaktor

$$\gamma_{M2} := 1.25$$

Utnyttelsesgrad

$$U_t := \frac{\sigma_{sylinder1}}{\sigma_{till} \cdot \gamma_{M2}}$$

$$U_t = 0.082$$

Vedlegg 2 Avrivning av bolteører

STRUKTURERØRE Øre 1

Opplagerkraft fra lastsituasjon 3

$$F_{2sy1} := \frac{387.2}{2} \cdot \text{kN}$$

Opplagerkraft på grunn av moment om Y og X

Avstand mellom ørene

$$L_{11} := 91 \cdot \text{mm}$$

Avstand fra borelast og tyngdepunkt til strukturboltens senter

$$L_{14} := 528 \cdot \text{mm}$$

borekrefter

$$F_{1stag} := 1742.5 \cdot \text{N}$$

$$F_{1p\ddot{a}} := 17177.3 \cdot \text{N}$$

Egenvekt på materbjelke

$$F_{1egen} := 20816.8 \cdot \text{N}$$

$$M_{1xsenter} := F_{1egen} \cdot 1.1 \cdot L_{14}$$

$$M_{1ysenter} := (F_{1stag} + F_{1p\ddot{a}}) \cdot L_{14}$$

$$M_{1xsenter} = 1.209 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{1ysenter} = 9.99 \times 10^3 \text{ J}$$

$$F_{1\ddot{o}re} := \frac{\sqrt{M_{1xsenter}^2 + M_{1ysenter}^2}}{2 \cdot L_{11}}$$

$$F_{1\ddot{o}re} = 8.617 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{1sd2} := \left(\frac{F_{2sy1}}{2} + F_{1\ddot{o}re} \right) \cdot \gamma M_1$$

$$F_{1sd2} = 2.745 \times 10^5 \text{ N}$$

Geometri

Diameter på stål

$$D_{syl} := 127 \cdot \text{mm}$$

Diameter på bolt

$$d_{syl} := 75 \cdot \text{mm}$$

Tykkelse på stål

$$t_{syl} := 30 \cdot \text{mm}$$

Areal av stål

$$A_{syl} := t_{syl} \cdot (D_{syl} - d_{syl})$$

$$A_1 = 3.6 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Vedlegg 2 Avrivning av bolteører

$$F_{\text{opplager}} := \frac{F_{1sd2}}{2}$$

$$F_{\text{opplager}} = 1.372 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\sigma_{11\text{sylinder}} := \frac{F_{\text{opplager}}}{A_{\text{syl}}}$$

$$\sigma_{11\text{sylinder}} = 8.797 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Materialdata til

$$\sigma_{\text{till}} := 355 \cdot \text{MPa}$$

Materialfaktor

$$\gamma_{M2} := 1.25$$

Utnyttelsesgrad

$$U_t := \frac{\sigma_{11\text{sylinder}}}{\sigma_{\text{till}} \cdot \gamma_{M2}}$$

$$U_t = 0.198$$



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

Forstudierapport

Studieprogram/spesialisering: Konstruksjoner og materialer/maskindesign	Vår 2011 Åpen
Forfatter: Johannes M. Grøtteland (signatur forfatter)
Fagansvarlig: Hirpa Lemu Gelgele/Vikas Arora Veileder(e): Hans Are Vatland	
Tittel på masteroppgaven: Konseptutvikling, design og beregning av borebom for datastyrt borerigg. Engelsk tittel: Concept development, design and calculation of bore-boom for computer controlled boomer.	
Studiepoeng: 30	
Emneord: Belastningsstudie, styrkeberegning, modellering og design	Sidetall:13..... + vedlegg/annet:0..... Stavanger,21/2 2011..... dato/år

Forord

Dette er en forstudierapport for masteroppgaven 2011. Rapporten definerer problemstilling, formål, oppgavens delaktiviteter, begrensninger og tidsplan for oppgaven.

Masteroppgaven skrives ved Universitetet i Stavanger, på linjen Maskinkonstruksjoner ved instituttet for konstruksjoner og materialer.

Selve oppgaven er definert av Andersens Mekaniske Verksted (AMV). Veileder fra AMV er Hans Are Vatland. Veileder fra Universitetet i Stavanger er Hirpa Lemu Gelgele og Vikas Arora

Innhold

1. Innledning	1
2. Teori.....	2
3. Utstørsbeskrivelse	7
4. Formål	8
5. Problemstilling.....	8
6. Begrensninger	9
7. Hva er gjort av AMV	9
8. Resursbehov	9
9. Tidsplan.....	10
10. Tidstabell og Gant diagram	11
11. Kildehenvisninger.....	13

1. Innledning

Andersens Mekaniske verksted AS (AMV) er lokalisert i Flekkefjord, Vest-Agder. Det er et privateid aksjeselskap med rundt 110 ansatte. AMV utvikler og produserer utstyr for tunnel og anleggsbransjen. Hovedprodukter er tunge maskiner for tunneldrift. De lager blant annet borerigger, betongsprøyteroboter og arbeidsplattformer.

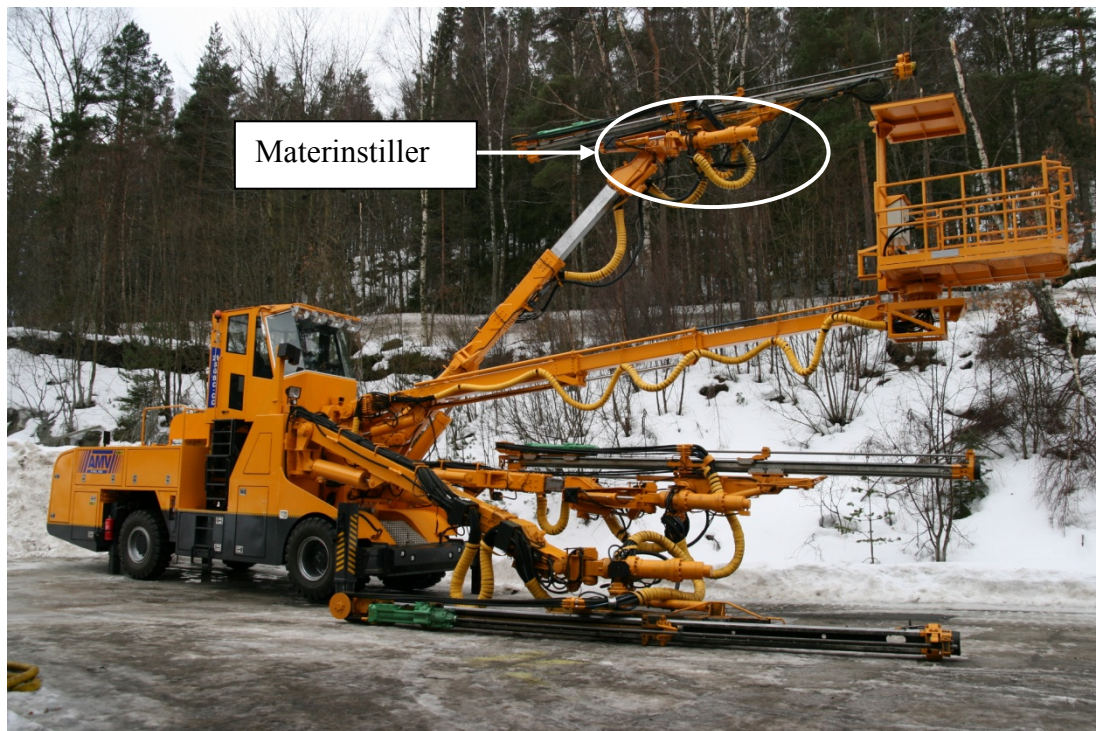
AMV har siden 1970-tallet vært ledende på tunnelborerigger og de seneste tiår på datastyrte borerigger. Denne teknologien er en forutsetning for moderne tunneldrift og AMV har fulgt denne utviklingen siden starten. En borerigg i aksjon kan sees i figur 2.

Denne oppgaven omfatter bommene på en borerigg.

En borerigg brukes til å bore hull for salver, injeksjoner og bolter. I et typisk tunnelverrsnitt bores det 100-150 hull som senere fylles med sprengstoff. I figur 1. er det vist en borerigg med ring rundt materinnstilleren. Oppgaven omfatter kun denne og ikke andre deler av borebommen.

Boreriggene er datastyrt og helautomatiske. En typisk borerigg har tre borebommer og en korgbom til personløft. Borebommene har 8 frihetsgrader. Kravet til presisjon, navigering og repeterbarhet er høyt. Miljøet bommen jobber i stiller også store krav til robusthet og styrke.

Opgaven vil være av praktisk konstruksjonsmessig art, med stor vekt på design og styrkeberegninger. Styrkeberegningene vil omfatte både analytiske håndberegninger og FEM-analyser.



Figur 1 En trebomms borerigg med ladekorg

2. Teori

2.1. Generell tunneldrift

Ved drift av tunnel med bruk av borerigger bruker man sykluser for å anslå drivetid og fremdrift. En syklus består av fem ulike prosesser, (se beskrivelse under avsnitt 5.3)

Det eksisterer også driving av tunneler med såkalte TBM-maskiner. Disse er spesielt egnet for lengre og mindre tunneler. Tunneler som skal brukes til bilveier og togbaner blir i hovedsak laget ved bruk av borerigger.

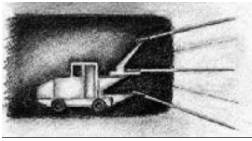
Ved drift av en tunnel er en av de viktigste effektiviseringsfaktorene hvor kort en syklus kan være. I løpet av en uke med tunneldrift vil antall sykluser normalt komme opp i 4-8. Dette avhenger av tverrsnittsstørrelse, fjellforhold og drivetid. Boring er en sentral del i syklusen. En forbedring og effektivisering av boreprosessen vil derfor være av stor økonomisk betydning for driving av tunneler.

Ved boring av spreng hull er kravet til nøyaktighet stor. Boreriggene til AMV er derfor utstyr med et datasystem som leveres av Bever Control. Dette systemet har en bore-nøyaktighet på +/- et par cm.

2.2. Belastningsanalyse

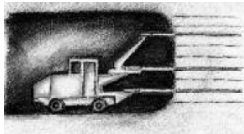
Ved belastningsanalyser vil det bli brukt standard belastningsteori samt elementmetoder for å analysere de ulike påkjenningene. Sylindertrykk og egenvekt vil også bli brukt for å få en mest mulig nøyaktig analyse av borebommen

2.3. Hvordan bygges en tunnel



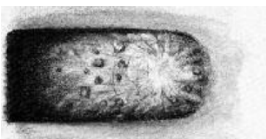
1. Forinjeksjon

Det borres hull som er 20-25 meter lange. Disse fylles med betong under høyt trykk. Det er for å gjøre fjellet mer stabilt før sprenging.



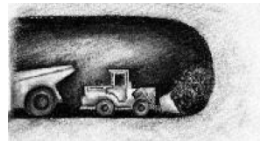
2. Boring og lading

Her bores det ca 5 meter langer hull i hele tunneltversnittet som fylles med sprengladninger.



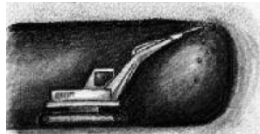
3. Sprengning

Ved sprengning er det vanlig å dele sprengningen opp i flere små ladninger for å minske rystelser på overflaten.



4. Utlasting

Den sprengte massen fraktes ut av tunnelen og det jevnes til i bunnen av tunnelen.



5. Rensk og sikring

Løst fjell slås løst med en hydraulisk hammer. Er fjellet dårlig, sikres taket og veggene i tunnelen med bolter, sprøytebetong eller armeringsbuer.

3. Utstyrsbeskrivelse

Formålet med en materinstiller er å kunne bevege materbjelken i ulike retninger. Ved driving av tunneler er det behov for både å bore hull innover i tunnelen og radielt oppover og utover i tunnelen. Det stilles derfor store krav til fleksibilitet og bevegelighet av materinstilleren. Alle bevegelser på borebommene skjer ved hjelp av hydraulikk. Bak på selve boreriggen sitter to store hydraulikkpumper som drives av to elektriske motorer. Disse motorene får strøm fra generatorer som ofte er plassert ved inngangen til tunnelene.

Materinstilleren består av fire ”ledd”. Tre av disse styres av hydraulikksylinder mens det siste blir styrt av ett hydraulisk vrielement. Det er også en hydraulikksylinder som regulerer lengden på materbjelken.

På materbjelken er det også en hydraulikksylinder som mater boremaskinen langs materbjelken. Materbjelken leveres i ulike lengder men den tyngste og vanligste bjelken er 18 fot lang og gir en borelengde på 5,5 meter.

Figur 2. viser endestykket på en borebom. På toppen sitter en aluminiumsbejelken hvor en boremaskin kan gli langs hele bjelken. På enden av aluminiumsbejelken sitter en gummipute som presses mot fjellet ved boring. Dette kalles matertrykket. Under aluminiumsbejelken sitter materinnstilleren som gjør det mulig å bore i forskjellige retninger og vinkler. Denne er festet til en teleskoparm, som igjen er festet til selve boreriggen.



Figur 2 Nærbilde av endestykket på en borebom.

4. Formål

På boreriggen er det produsert et nytt stagmatingsystem. Dette systemet automatiserer operasjonen med å sette på nye borestenger under boringen. Systemet gir også mer vekt på materbjelken og materinstilleren. AMV ønsker derfor å se nærmere på krefter og spenninger på den eksisterende materinnstilleren. Det første formålet blir derfor å gjøre en lastsanalyse av materinstilleren og finne krefter og spenninger som virker på denne. Lastanalysen omfatter kun materinstilleren. Det vil si de kreftene som virker på materinstilleren fra materbjelken, egenvekten til materinnstilleren og opplagringen av materinstilleren.

Ved boltring av tunneler borres det hull oppover i tunnelene som senere fylles med betong eller bolter. Det siste formålet vil derfor være å komme opp med et nytt konsept for materinstilleren som har større rekkevidde og er mer fleksibelt en dagens materinstiller, Dette gjelder spesielt ved boltring av tunneler..

5. Problemstilling

Problemstillingen er delt opp i tre hoveddeler. Disse kan sees som et blokkdiagram i seksjon 9. tidsplan.

1. Hvordan virker lasten på materinstilleringen og hvilke lastsituasjoner er kritiske? Lastanalysen skal gjennomføres ved håndberegninger.
2. Kan det utarbeides et nytt konsept for materinstilleren som er mer gunstig med tanke på vekt og fleksibilitet? Konseptet skal designes og modelleres enkelt i Inventor. Det skal også gjøres en spenningsanalyse ved bruk av ANSYS. Spenningsanalysen skal bygge på lastanalysen.
3. Hvordan vil en FMEA-analyse av borebommen være? Og hvilke resultater viser en slik analyse? Analysen skal være etter AMV sine standarder.

6. Begrensninger

Oppgaven vil kun omfatte materinstilleren. Denne er definert som endeledet til teleskoparmen og til opplagringen av materbjelken. De resterende delene på borebommen vil ikke bli omfattet av denne oppgaven.

Koblingen mellom materinstilleren og borebommen vil bli sett på som en fast innspenning.

Nedbøyninger av materbjelken vil ikke bli tatt hensyn til.

Lastanalysen vil kun omfatte laster ved drift av boreriggen og ikke omfatte eventuelle ulykkeslaster.

Ved design av ny materinstiller hvor komponenter fra leverandører benyttes, vil datablad til disse komponentene legges til grunne for spenningsanalyse.

7. Hva er gjort av AMV

Alle deler finnes som AutoCAD tegninger i 2D. Av Inventor modellering er materbjelken modellert. Det eksisterer også en del enkeltdeler av materbjelken. Av beregninger finnes det ingen tilgjengelig data. Beregningene må derfor gjøres helt fra start. Egenlaster finnes det noe data på, og noen egenlaster kan også hentes ut fra Inventor. Krefter som virker på konstruksjonen er tenkt beregnet ut fra sylindetrykk, egenlaster og oppgitte data fra leverandøren(boremaskin).

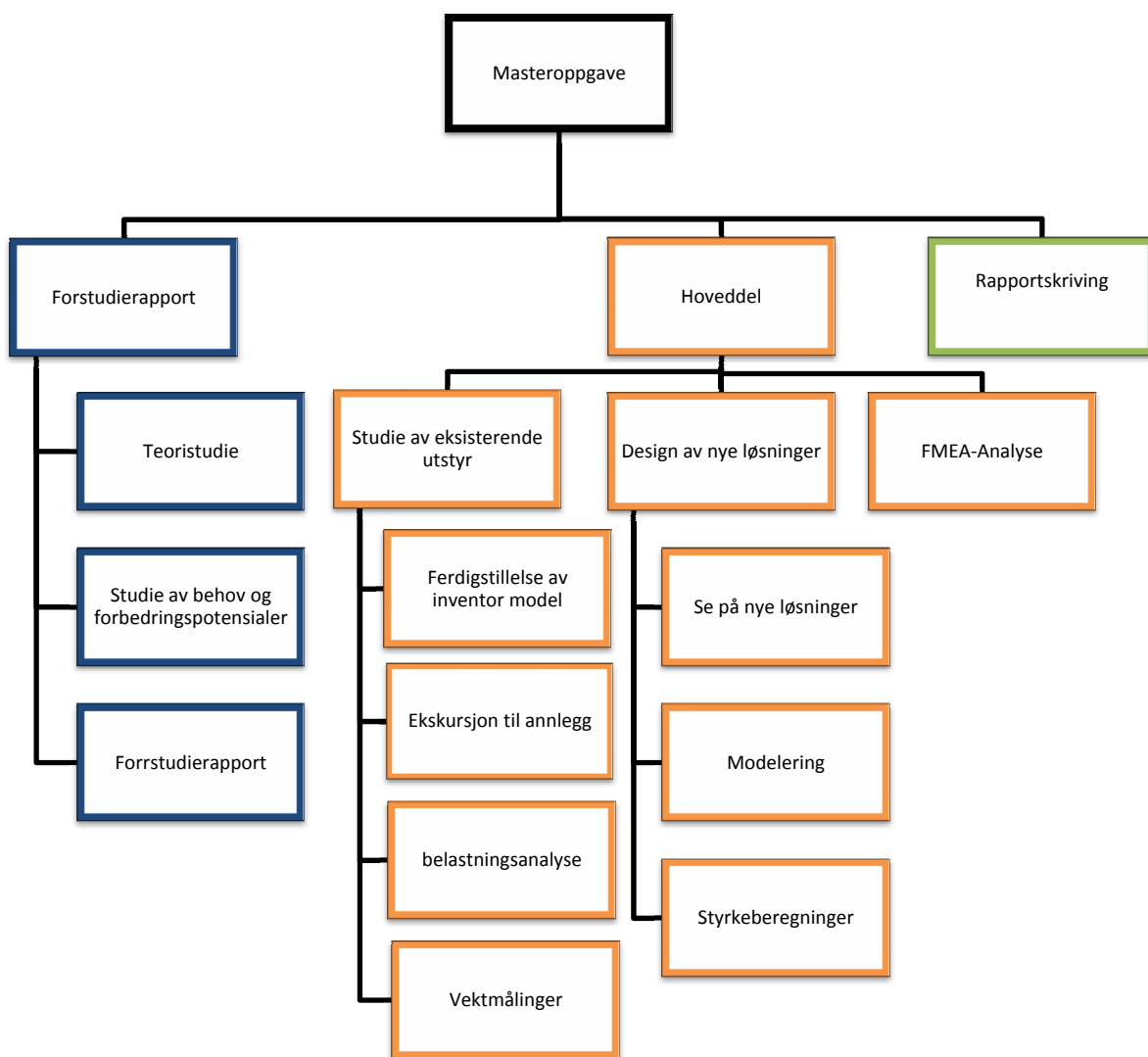
8. Resursbehov

For å kunne gjennomføre prosjektet på en tilfredsstillende måte er det behov for ulike dataprogrammer. Inventor brukes som modelleringsprogram og ANSYS brukes som beregningsprogram. AMV stiller til rådighet datamaskin og programmvarer. Det er også planlagt et besøk til en tunell under bygging. Dette er i regi av AMV.

9. Tidsplan

Her finnes en tabell over planlagte delaktiviteter. På neste side vises en tabell med estimert tid på hver aktivitet. Tidsplanen legger til grunne en vanlig arbeidsuke med 7,5 timer per dag. Påsken er lagt inn som fri i tabellen. Men hvis prosjektet blir liggende etter tidsplanen kan noe av påsken benyttes.

Det er satt opp tre milestones i prosjektet. Hver av disse markerer ferdigstillingen av en delaktivitet. Milestone 3 markerer innlevering av hele prosjektet.



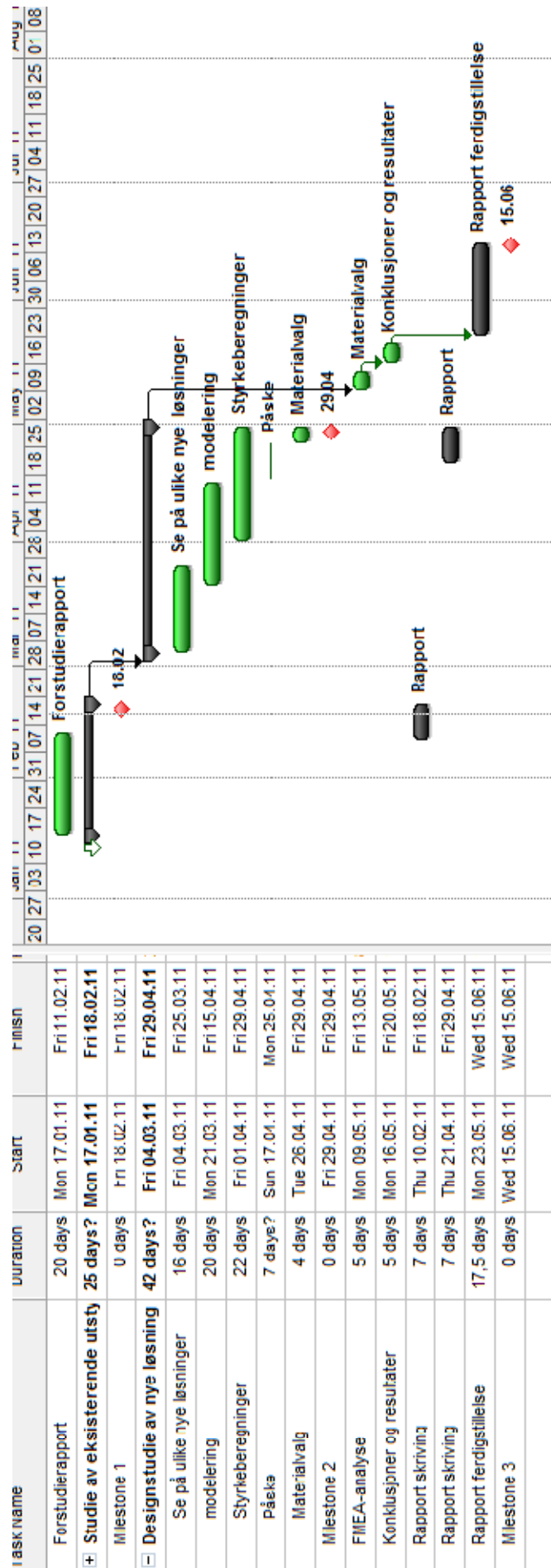
Figur 3 Oppgavens delaktiviteter

10. Tidstabell og Gant diagram

TIDSTABELL	Dager	Start	Slutt
Forstudierapport	20	17.01.2011	11.02.2011
Studie av eksisterende utstyr	25	17.01.2011	08.02.2011
Ferdigstilling av inventor model	10	17.01.2011	28.01.2011
Ekskursjon til anlegg	2	06.02.2011	07.02.2011
Belastningsstudie	12	03.02.2011	18.02.2011
sylindertrykkmålinger	3	14.02.2011	16.03.2011
Milestone 1	0	18.02.2011	18.02.2011
Designstudie av nye løsning	42	04.03.2011	29.04.2011
Se på ulike nye løsninger	16	04.03.2011	25.03.2011
modelering	20	21.03.2011	15.04.2011
Styrkeberegninger	22	01.04.2011	29.04.2011
Påske	7	17.04.2011	25.04.2011
Materialvalg	4	26.04.2011	29.04.2011
Milestone 2	0	29.04.2011	29.04.2011
FMEA-analyse	5	09.05.2011	13.05.2011
Konklusjoner og resultater	5	16.05.2011	20.05.2011
Rapport skriving	7	24.02.2011	04.03.2011
Rapport skriving	7	21.04.2011	29.04.2011
Rapport ferdigstilling	17	23.05.2011	14.06.2011
Milestone 3	0	15.06.2011	15.06.2011

Figur 4 Tidstabell

Vedlegg 3 Forstudierapport



Figur 5 Gantt diagram

11. Kildehenvisninger

Boklitteratur:

Holte, H. et.al. (1994) *Fjellboltring* (publikasjon nr. 72). Oslo. a.s Joh.Nordahls Trykkeri

Steensgaard, L. (1999) *Fjell- og gruvearbeid* (2 utgave). Oslo: Universitetsfolaget AS

Internettider:

Fakta og historie om AMV (10-21.01.2011)

www.AMV-as.no

Hvordan drives en tunnel (12.01.2011)

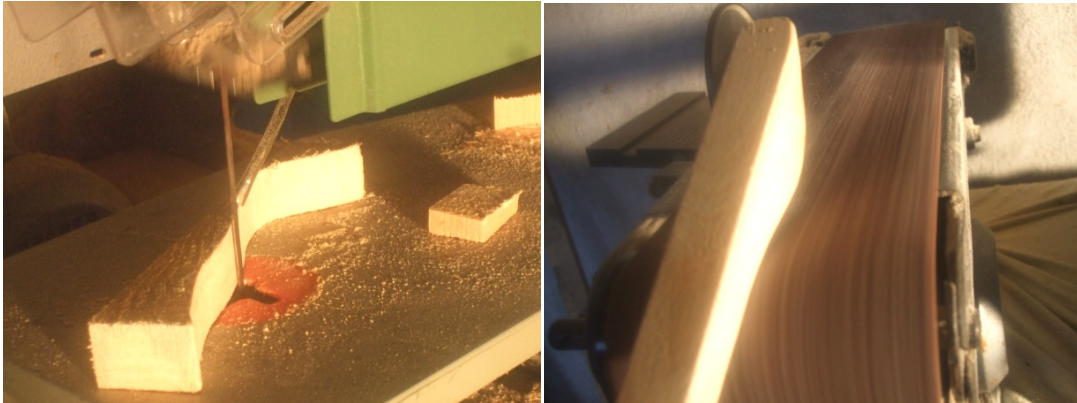
www.jernbaneverket.no

Hydraulikkmotorer (27.01.2011)

<http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/True/6428/TechZone-HydraulicPumpsM>

Hydraulikk lære (28.01.2011)

<http://www.insanehydraulics.com/>



Figur 1 og 2: Grovskjæringen og finskjæringen av strukturen

Som en del av konseptutviklingen er det jobbet med å lage tremodeller. Disse er lette å lage og de gjør det lettere å visualisere seg hvordan de geometriske bevegelsene vil bli. De gjør det også lettere å se for seg konstruksjonen og hvordan den vil se ut.

Først gikk det mye tid til å fundere på hvordan de ulike konseptene skal se ut. Deretter var det en del av typen prøv og feil, og gjør på nytt. Bilde 1 og 2 viser profilskjæring og overflatebehandling av modellene

Modellene er kun ment som en geometrisk betraktning av konseptet. Eventuelle størrelser på rotasjonsmoment er ikke tatt hensyn til. Modellene er ment som en hjelp til å finne den beste mulige løsningen med tanke på fleksibilitet og bruk av boreriggen. Det er også tenkt at modellene kan være til hjelp for å finne mulige begrensninger på dekningsområde på boreriggene. Under på bilde 3 kan man se fire halvferdige modeller. Bilde 4-7 viser alle fire modellen.



Figur 3: Tre alternativer pluss dagens materinnstiller

Vedlegg 4 Referat fra modellaging



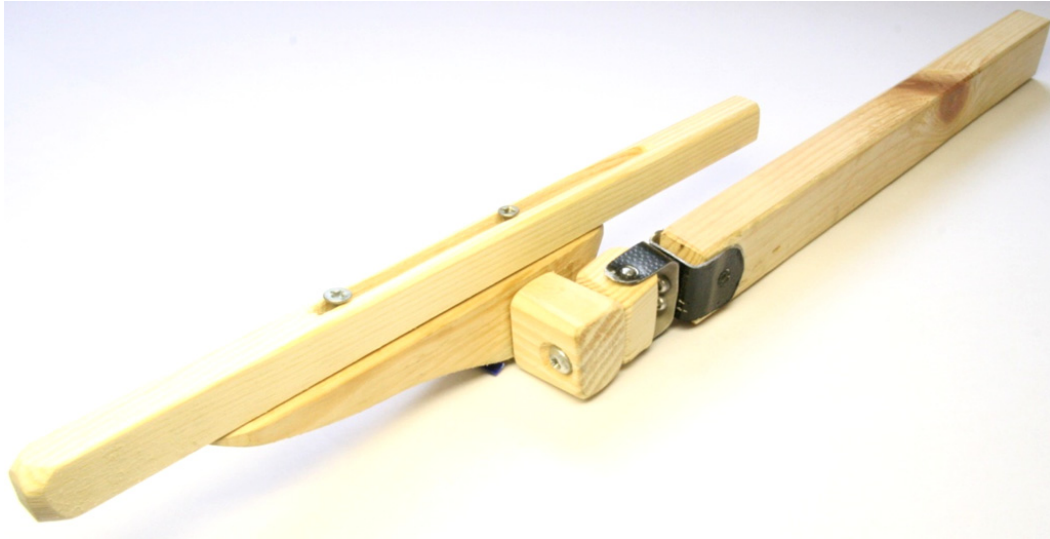
Figur 4: Alternativ 1



Figur 5: Alternativ 2



Figur 6: Alternativ 3a og b



Figur 7: Dagens materinnstiller

Referat fra møte hos AMV

18.02 2010

Tilstede: Hans Are Vatland, Tore Hanssen, Johannes Grøtteland

Møtet ble satt opp i forbindelse med start på del to i prosjektet. Formålet med møtet var å få innspill og ideer til hvordan et nytt design burde være. Det skulle også samtales om hva som er hensiktsmessige alternativer. Begge deler ble gjennomført og det ble pratet mye om geometriske behov. Andre egenskaper som funksjonalitet og vekt ble også samtalet om . Det ble også snakket om hvordan atlas copco sine bomber ser ut og hvordan disse er bygget opp.

Ting som ble nevnt som er viktige å ta med videre

- Type rotasjonsmotor
 - Snikkeveksler er for store og lite aktuelle, men det kan vurderes som et alternativ
 - Radialstempelmotorer ble presentert som det beste alternativet
 - Vrielement er for tunge ved høyt moment
- leverandører
 - Andøko hydraulikk. Disse forhandler blant annet poclain som sannsynligvis leverandører rotasjonsmotorer til Atlas Copco. Kontaktperson:(*thor greve- mail: thor@andoco.no*)
 - Hagglunds- leverer motorer til større konstruksjoner, ingen kontaktperson
 - Staffa-ingen kjennskap til
- Det eksisterer dempingsventiler, så laster fra steiner og ras skal ikke tas hensyn til.
- Det må regnes på hastighet på rotasjon og regne dette om til oljebehov.
- Det ble bestemt at det skal lages tre alternativer og så ha et nytt møte sammen.
- Fremstillingsmetode i designfasen skal skje ved sammensveising. Men det kan vurderes støping ved seinere framstillinger.

Tilstede: Thor Greve, Johannes Grøtteland

Det ble fredag kl 09.00 avholdt møte på kontoret til Andøco hydraulikk på Kolbotn i Oslo. Andøco gav en presentasjon av firmaet og hva de kan levere av utstyr som passer til materinnstilleren. Det ble gitt en gjennomgang av hvordan en radialstempelmotor virker og hvordan hydraulikksystemet er satt opp.

Det ble brukte en del tid på å se på moment versus vekt og trykkbehov. I følge Andøco så må man ha et større trykk en 210 bar for å klare å rotere materbjelken. Det mest ideelle vil være en MS83 med 450 bar. Man vil da får minst motor i vekt med tilfredsstillende moment. Momentetkapasiteten vil da være 71 000 Nm. Dette er under hva som er nødvendig materinstilleren. Virkningsgraden på disse motorene er på 90-95 %.

Thor Greve mente også at det burde bruke motorer med brems. Motorene vil da ikke sige. Disse hydrauliske bremsene går på når trykket går av. Det vil si at de fungerer som en sikkerhet ved svikt i det hydrauliske trykket.

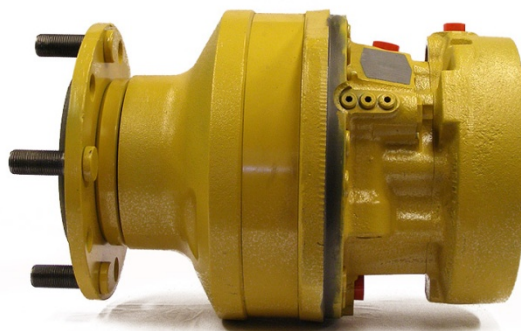
For å kunne bruke disse motorene på dagens borerigg må man sannsynligvis bruke trykkforsterkere. Dette selger andøco også.

Å bruke gir i samarbeid med motoren ble av Andøco vurdert for stor. De mente at direkte drift var det beste. Dette ville gi lavest vekt og minst volum.

Alle motorene fra Poclain kan leveres med og uten flens. Det vil si at man enten kan bruke flensen som Poclain lager, eller man kan spesiallage sin egen flens som kan kobles sammen med motoren. Dette må vurderes nærmere ved eventuell bruk av disse motorene.

Tabell 1: Mulige motorer som kan passe til materinnstilleren

Type	Bar	Vekt med brems (Kg)	Moment (Nm)	Størrelse i Liter
MS83	350	503	55 000	10 L
MS83	450	503	70 000	10 L
MS125	210	563	50 000	15 L
MS125	350	563	83 000	15 L
MS125	450	533	107 000	15 L

**Figur 1** Radialstempelmotor av typen Poclain MS125

Referat fra møte om valg av alternativer ved AMV

18.03.11

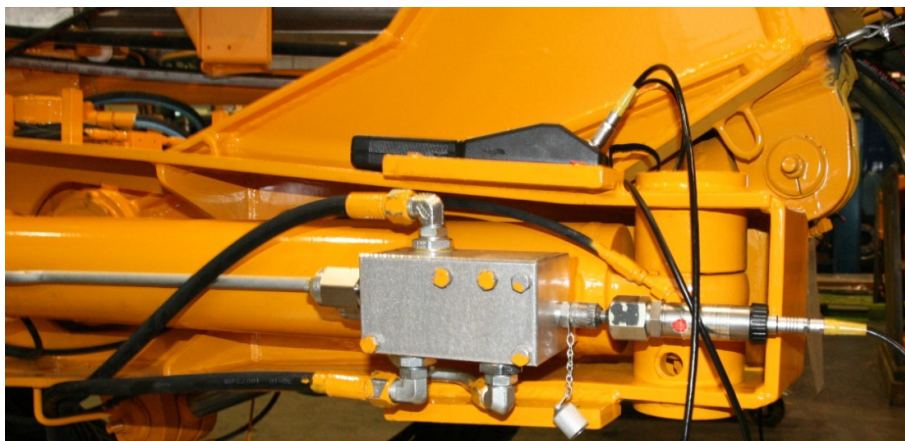
Tilstede: Hans Are Vatland, Jan Erik Nilsen, Per Mattis Jenssen, Tore Hansen, Johannes Grøtteland

Bakgrunn for møtet var et behov for å få innspill og tilbakemelding på de ulike alternativene. Det ble ved bruk av tremodeller og AutoCAD tegninger diskutert og argumentert for hvilke alternativ som skulle gås videre med. Alternativ 1 og alternativ 3a ble løftet frem som de beste. Til slutt ble alternative 3a vurdert som det beste.

Argumentene som ble vektlagt var følgende

- Få frihetsgrader med samme rekkevidde som dagens materbjelke
- Muligheter for autokjøring av borebommen
- Kollisjonsbegrensninger
- Hensyn til sylinderslanger
- Det som ble mindre vektlagt var om konseptet fungerer på dagen borerigg. AMV ser på muligheten for å lage ny teleskopsylinder og oppdatere hydraulikksystemet. At systemet skal kunne passe direkte på dagens borerigg anses derfor som mindre viktig.
- Man vil hele tiden kunne se borestaget under alle typer boringer noe operatøren vektlegger svært mye.
- 3a ble vurdert som bedre en 3b fordi sylindre er billigere og det gir mindre slark i systemet.
- Som mulige rotasjonsmotorer ble radialstempelmotorer, snekkeveksler, planetgir og vrielement nevnt. Men det var ingen enighet om hvilket av disse som var best egnet.

Det ble også snakket om nødvendige vinkler på ledd. Tiltesylinderen ble anslått å måtte kunne tiltes 90° oppover og 60° nedover. Svingsylinderen ble anslått å kunne vris 30° utover og 60° innover. Rotasjonsmotoren må minimalt kunne vris 90°. Men 360° anses som standard.



Figur 1 Trykkregulator med innboret nødsenkehull hvor trykkmåleinstrumentet sitter.

Det ble foretatt sylindertykkmålinger på tre sylindere og ett vrielement for å undersøke hvilke belastninger som virker og for å kontrollsjekke de beregningene som er gjort. Stig Lohne som jobber på montøravdelingen var med for å hjelpe til. Først ble det boret nødsenkehull i hver trykkregulator. Disse sitter fastmontert på sylindrene. Disse hullene ble så gjenget og det ble montert trykkmålere på sylindrene.

Oversikt over målinger som ble gjort

Tabell 1 Målinger som ble foretatt

Målingsnr	Sylinder	Formål	Beskrivelse
1	Matertiltsylinder	Kontrollmåle vekt på materinnstiller og materbjelke	Det ble foretatt trykkmålinger fra lastsituasjon som gav mest trykk til lastsituasjon som gav mist trykk
2	Vrielement	Kontrollmåle vekt på materbjelken og å måle hastigheten på rotasjon se tabell 2	Vrielementet ble vridd mens man tok tiden. Samtidig var det også et måleinstrument som målte trykket underveis
3a	Matersylinder	Simulere boresituasjon for å finne friksjonstap	Materbjelken ble skjøvet med jevn fart. Ved å se på trykket ved konstant fart kunne man finne friksjonskraften
3b	Boresylinder	Simulere boresituasjon for å finne friksjonstap	Materbjelken ble skjøvet med jevn fart. Ved å se på trykket ved konstant fart kunne man finne friksjonskraften
4	Bomsvingsylinder	Kontrollere krefter under boring	Både matertrykket og boretrykket ble presset mot et truckhjul. Ved å se på geometrien til bommen kan man sammenligne friksjonstallene med Bomsvingtrykket. Dette vil gi en pekepinne på korrekt matertrykk og boretrykk

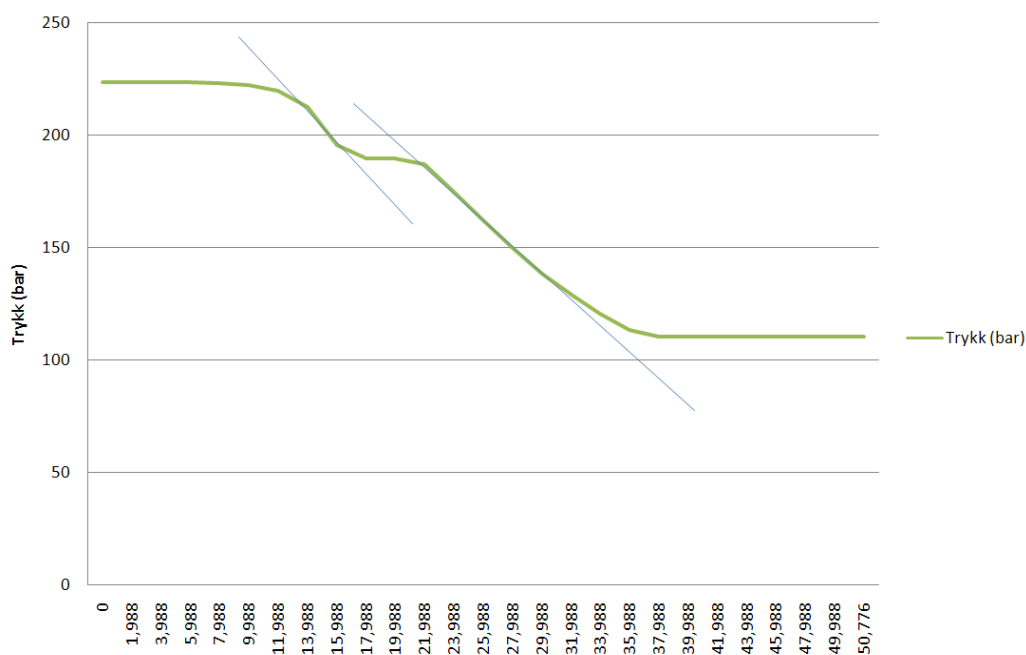
Vedlegg 6 Referat fra sylindertykkmålinger

Tabell 1 Målinger av rotasjonshastighet på vrielement

Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	snitt	RPM	Grader/sekund
9,13	8,92	8,81	9,50	9,09	1,66	9,9

Tabell 3 Resultat av målingene

Målings nr	Trykk	Sylinderstørrelse	Maksimalt trykk kraft(kN)	Maksimalt trekraft (kN)	Moment kapasitet (Nm)
1	224	130X50	297,32	253,34	
2	200	Vrielement	-	-	21276
3a	20	80X50	10,05	6,13	
3b	20	80X50	10,05	6,13	
4	96	230X100	394,7	320,09	



Tabell 4 Viser trykket til matertiltsylinder ved bevegelse av matersylinder og boremaskin. Måling 1

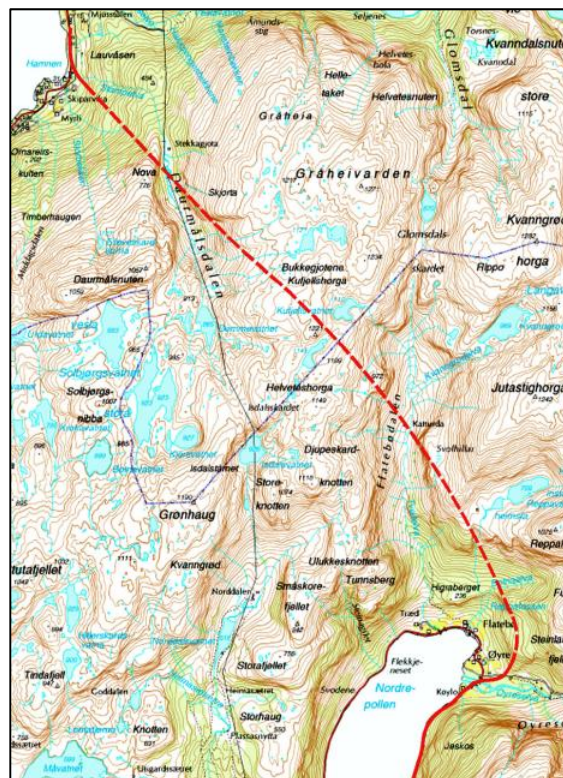
Det ble arrangert tur til Jondalen for å se på en tunnel i drift. Jondal ligger midt i Hardangerfjorden. Prosjektet bruker AMV sine borerigger. Det var også med tre fra Chile og en fra Sør-Afrika som kom til Norge for å se på hvordan tunneler drives her.

Flyet landet på Flesland kl 08.00. Derifra bar det av sted med bil ca 1,5 time før man var framme i Jondalen. Her ble det befaring inne i tunnelen og helt fram til stuffen (så langt tunnelen er kommet på vei). Arbeidet med tunnelen var kommet litt over 2 km på vei fra Jondalsiden, og 3 km fra sørsiden. Det var både betongsprøyterobot og Borerigg i aksjon. Dette gav ny og større innsikt i utfordringer og krav til utstyr på en slik byggeplass. Det var også veldig lærerikt å få se hvordan en tunneldrift er organisert og hvordan dette fungerer i praksis.

Det ble etter tunnelbesøket arrangert et møte med Vegdirektoratets representant på byggeplassen, og Formannen fra Kruse Smith. Disse er totalentreprenør i dette prosjektet. Jondalstunnelen går igjennom bra borefjell og anbudet ble derfor lyst ut som en fastpriskontrakt. Det må likevel brukes en delt bolting og betong for å sikre tunnelen. Dette er fordi mengden av fjell som ligger over, gir høye spenninger inne i tunnelen.

Om Jondal tunnelprosjekt

Tunnelen skal gå mellom Maurangsfjorden og Hardangerfjorden. Og veien vil få status som fylkesveg 107. Tunnelen vil bli 9970 meter lang når den er ferdigstilt. Prosjektet er kostnadsberegnet til 880 millioner norske kroner. Den skal åpnes for trafikk i slutte av 2012. Jondalstunnelen har et tverrsnitt på 8,5 meter som er en vanlig størrelse på norske veier. Den vil bli den fjerde lengste tunnelen i Norge.



Figur 1 Kart over planlagt tunneltrase

Vedlegg 8 Strukturbolt program i Matlab ved lastsiutasjon 1

```

%BOLTEBEREGNING TIL STRUKTURBOLT
%E-modul
E=210000;

%Lengder i mm
L1=15;
L2=10;
L3=51.75;%lengden delt på 3
L4=10;
L5=15;

%Sylinderdiameter
d=150;

%Diameter på bolt mm
D=90;

%Arealer i mm^2
A=pi/4*D^2;
A2=pi/4*d^2;

%Tregghetsmomenter i mm^4
I=pi/64*D^4;
I2=pi/64*d^4;

%Sylinderkraft i N
Fn3=2.546*10^5;
Fn4=8.488*10^4;
Fn5=0;
Fn6=-8.488*10^4;
Fn7=-2.546*10^5;

%Lokale stivhetsmatriser
K1=[E*A/L1,0,0,-E*A/L1,0,0;
    0,12*E*I/L1^3,6*E*I/L1^2,0,-12*E*I/L1^3,6*E*I/L1^2;
    0,6*E*I/L1^2,4*E*I/L1,0,-6*E*I/L1^2,2*E*I/L1;
    -E*A/L1,0,0,E*A/L1,0,0;
    0,-12*E*I/L1^3,-6*E*I/L1^2,0,12*E*I/L1^3,-6*E*I/L1^2;
    0,6*E*I/L1^2,2*E*I/L1,0,-6*E*I/L1^2,4*E*I/L1];

K2=[E*A/L2,0,0,-E*A/L2,0,0;
    0,12*E*I/L2^3,6*E*I/L2^2,0,-12*E*I/L2^3,6*E*I/L2^2;
    0,6*E*I/L2^2,4*E*I/L2,0,-6*E*I/L2^2,2*E*I/L2;
    -E*A/L2,0,0,E*A/L2,0,0;
    0,-12*E*I/L2^3,-6*E*I/L2^2,0,12*E*I/L2^3,-6*E*I/L2^2;
    0,6*E*I/L2^2,2*E*I/L2,0,-6*E*I/L2^2,4*E*I/L2];

K3=[E*A2/L3,0,0,-E*A2/L3,0,0;
    0,12*E*I2/L3^3,6*E*I2/L3^2,0,-12*E*I2/L3^3,6*E*I2/L3^2;
    0,6*E*I2/L3^2,4*E*I2/L3,0,-6*E*I2/L3^2,2*E*I2/L3;
    -E*A2/L3,0,0,E*A2/L3,0,0;
    0,-12*E*I2/L3^3,-6*E*I2/L3^2,0,12*E*I2/L3^3,-6*E*I2/L3^2;
    0,6*E*I2/L3^2,2*E*I2/L3,0,-6*E*I2/L3^2,4*E*I2/L3];

K7=[E*A/L4,0,0,-E*A/L4,0,0;
    0,12*E*I/L4^3,6*E*I/L4^2,0,-12*E*I/L4^3,6*E*I/L4^2;
    0,6*E*I/L4^2,4*E*I/L4,0,-6*E*I/L4^2,2*E*I/L4;
    -E*A/L4,0,0,E*A/L4,0,0;
    0,-12*E*I/L4^3,-6*E*I/L4^2,0,12*E*I/L4^3,-6*E*I/L4^2;
    0,6*E*I/L4^2,2*E*I/L4,0,-6*E*I/L4^2,4*E*I/L4];

K8=[E*A/L5,0,0,-E*A/L5,0,0;
    0,12*E*I/L5^3,6*E*I/L5^2,0,-12*E*I/L5^3,6*E*I/L5^2;
    0,6*E*I/L5^2,4*E*I/L5,0,-6*E*I/L5^2,2*E*I/L5;
    -E*A/L5,0,0,E*A/L5,0,0;
    0,-12*E*I/L5^3,-6*E*I/L5^2,0,12*E*I/L5^3,-6*E*I/L5^2;
    0,6*E*I/L5^2,2*E*I/L5,0,-6*E*I/L5^2,4*E*I/L5];

```

Vedlegg 8 Strukturbolt program i Matlab ved lastsiutasjon 1

```

%Global null matriser
KS1=zeros(27);
KS2=zeros(27);
KS3=zeros(27);
KS4=zeros(27);
KS5=zeros(27);
KS6=zeros(27);
KS7=zeros(27);
KS8=zeros(27);

%Global systemmatriser for stivhet
KS1(1:6,1:6)=K1;
KS2(4:9,4:9)=K2;
KS3(7:12,7:12)=K3;
KS4(10:15,10:15)=K3;
KS5(13:18,13:18)=K3;
KS6(16:21,16:21)=K3;
KS7(19:24,19:24)=K7;
KS8(22:27,22:27)=K8;

%Lager global stivhetsmatrise av systemmatrisene
Kg=KS1+KS2+KS3+KS4+KS5+KS6+KS7+KS8;

%Kraftmatrise
Fs=zeros(27,1);

Fs(8:8,1,1)=Fn3;
Fs(11:11,1,1)=Fn4;
Fs(14:14,1,1)=Fn5;
Fs(17:17,1,1)=Fn6;
Fs(20:20,1,1)=Fn7;

%grensebetingelser

%Forskyvninger
%U1x=0;
%U1y=0;

%U8y=0;

%kraftmatrise med grensebetingelser
Fkjent=zeros(24,1);
%Fkjent(1:2,1:1)=Fs(3:4,1:1);
Fkjent(1:23,1:1)=Fs(3:25,1:1);
Fkjent(24:24,1:1)=Fs(27:27,1:1);

%Deformasjonsmatrise med grensebetingelser
Kukjent=zeros(24);
%1
Kukjent(1:23,1:23)=Kg(3:25,3:25);
%2
Kukjent(1:23,24:24)=Kg(3:25,27:27);
%3
Kukjent(24:24,1:23)=Kg(27:27,3:25);
%4
Kukjent(24:24,24:24)=Kg(27:27,27:27);
%Kukjent(1:2,1:2)=Kg(3:4,3:4);
%2
%Kukjent(1:2,3:22)=Kg(3:4,6:25);
%3
%Kukjent(1:2,20:21)=Kg(3:4,24:25);
%4
%Kukjent(1:2,23:23)=Kg(3:4,27:27);
%5
%Kukjent(3:22,1:2)=Kg(6:25,3:4);
%6
%Kukjent(3:22,3:22)=Kg(6:25,6:25);
%7

```

Vedlegg 8 Strukturbolt program i Matlab ved lastsiutasjon 1

```
%Kukjent(3:22,20:21)=Kg(6:25,24:25);
%8
%Kukjent(3:22,23:23)=Kg(6:25,27:27);
%9
%Kukjent(20:21,1:2)=Kg(24:25,3:4);
%10
%Kukjent(20:21,3:19)=Kg(24:25,6:22);
%11
%Kukjent(20:21,20:21)=Kg(24:25,24:25);
%12
%Kukjent(20:21,22:22)=Kg(24:25,27:27);
%13
%Kukjent(23:23,1:2)=Kg(27:27,3:4);
%14
%Kukjent(23:23,3:22)=Kg(27:27,6:25);
%15
%Kukjent(23:23,20:21)=Kg(27:27,24:25);
%16
%Kukjent(23:23,23:23)=Kg(27:27,27:27);
```

```
%finner Ukjente U
Uukjent=inv(Kukjent)*Fkjent;
```

```
%Kreftene i nodene
U=zeros(27,1);
U(3:25,1:1)=Uukjent(1:23,1:1);
%U(6:25,1:1)=Uukjent(3:22,1:1);
%U(24:25,1:1)=Uukjent(20:21,1:1);
U(27:27,1:1)=Uukjent(24:24,1:1);
```

```
F=Kg*U;
```

```
%lengdematrise
Lm=[L1;L2;L3;L3;L3;L3;L4;L5];
```

```
%Relativ deformasjon i x-rettning
ex=zeros(9,1);
ex(1:1,1:1)=U(1:1,1:1);
ex(2:2,1:1)=U(4:4,1:1);
ex(3:3,1:1)=U(7:7,1:1);
ex(4:4,1:1)=U(10:10,1:1);
ex(5:5,1:1)=U(13:13,1:1);
ex(6:6,1:1)=U(16:16,1:1);
ex(7:7,1:1)=U(19:19,1:1);
ex(8:8,1:1)=U(22:22,1:1);
ex(9:9,1:1)=U(25:25,1:1);
```

```
sx=zeros(9,1);
sx(1:8,1:1)=ex(2:9,1:1);
```

```
Ex=(sx-ex);
eX=zeros(8,1);
eX(1:8,1:1)=Ex(1:8,1:1);
EX=eX./Lm;
```

```
%Relativ deformasjon i Y-rettning
ey=zeros(9,1);
ey(1:1,1:1)=U(2:2,1:1);
ey(2:2,1:1)=U(5:5,1:1);
ey(3:3,1:1)=U(8:8,1:1);
ey(4:4,1:1)=U(11:11,1:1);
ey(5:5,1:1)=U(14:14,1:1);
ey(6:6,1:1)=U(17:17,1:1);
ey(7:7,1:1)=U(20:20,1:1);
ey(8:8,1:1)=U(23:23,1:1);
ey(9:9,1:1)=U(26:26,1:1);
```

```
sy=zeros(9,1);
sy(1:8,1:1)=ey(2:9,1:1);
```

Vedlegg 8 Strukturbolt program i Matlab ved lastsiutasjon 1

```

Ey=(sy-ey);
eY=zeros(8,1);
eY(1:8,1:1)=Ey(1:8,1:1);
EY=eY./Lm;

%Relativ vinkelendring
V=zeros(9,1);
V(1:1,1:1)=U(3:3,1:1);
V(2:2,1:1)=U(6:6,1:1);
V(3:3,1:1)=U(9:9,1:1);
V(4:4,1:1)=U(12:12,1:1);
V(5:5,1:1)=U(15:15,1:1);
V(6:6,1:1)=U(18:18,1:1);
V(7:7,1:1)=U(21:21,1:1);
V(8:8,1:1)=U(24:24,1:1);
V(9:9,1:1)=U(27:27,1:1);

sv=zeros(9,1);
sv(1:8,1:1)=V(2:9,1:1);

Ev=(sv-V);
eV=zeros(8,1);
eV(1:8,1:1)=Ev(1:8,1:1);
EV=eV./Lm;

%Lengdematrise
LM=[L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4+L5;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3;
    L1+L2+L3+L3+L3;
    L1+L2+L3+L3;
    L1+L2+L3;
    L1+L2;
    L1];

lM=[L1/2;
    L1+L2/2;
    L1+L2+L3/2;
    L1+L2+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4+L5/2];
v=0.3;
G=E/(2+2*v);

%fra bok; fasthetslære Fridtjov Irgens 7utgave tapir akademisk forlag
%Trondheim
%Plan spenningstilstand
Sigmax=E/(1-v^2)*(EX+v*EY);
Sigmay=E/(1-v^2)*(EY+v*EX);
Sigma=sqrt(Sigmax.^2+Sigmay.^2)-29.7699
Txy=G*(EX+EY)

%graf
plot(lM,Sigma,lM,Txy), grid('on');
title('Spenninger fordelt over bolteforbindelsen plan')
xlabel('Avstand fra nodex til nodel(mm)')
ylabel('Spenninger (Mpa)')
legend('Momentspenninger','Skjærspenninger')

%set(P,'Color','red','LineWidth',2)
%Von-misses spenninger(ekvivalente spenninger
%Sigma=sqrt(Sigmax.^2+Sigmay.^2+3*Txy.^2)

```

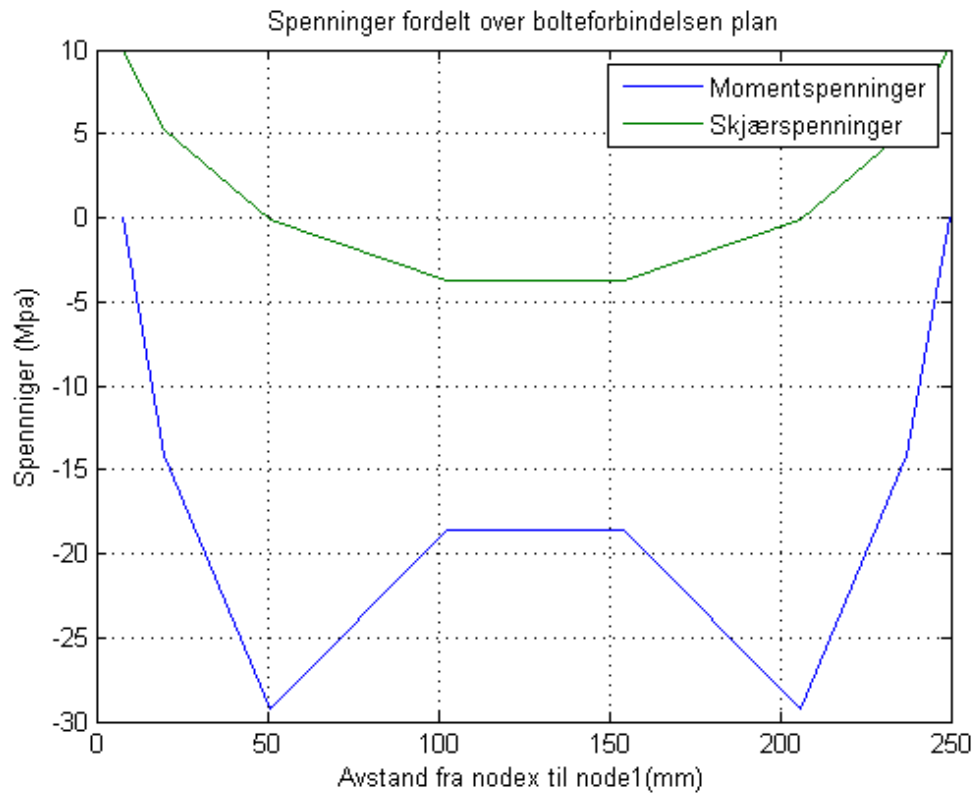
Vedlegg 8 Strukturbolt program i Matlab ved lastsiutasjon 1

Sigma =

```
-0.0000  
-14.2047  
-29.2732  
-18.6299  
-18.6299  
-29.2732  
-14.2047  
-0.0000
```

Txy =

```
9.9800  
5.2181  
-0.1665  
-3.7346  
-3.7346  
-0.1665  
5.2181  
9.9800
```



Published with MATLAB® 7.5

Vedlegg 9 Strukturboltprogram i Matlab ved lastsituasjon 3

```

%BOLTEBEREGNING TIL STRUKTURBOLT
%E-modul
E=210000;

%Lengder i mm
L1=15;
L2=10;
L3=51.75;%lengden delt på 3
L4=10;
L5=15;

%Sylinderdiameter
d=150;

%Diameter på bolt mm
D=90;

%Arealer i mm^2
A=pi/4*D^2;
A2=pi/4*d^2;

%Tregghetsmomenter i mm^4
I=pi/64*D^4;
I2=pi/64*d^4;

%Sylinderkraft i N
Fn3=1.258*10^5;
Fn4=9.341*10^4;
Fn5=4.75*10^4;
Fn6=4.562*10^4;
Fn7=5.305*10^4;

%Lokale stivhetsmatriser
K1=[E*A/L1,0,0,-E*A/L1,0,0;
    0,12*E*I/L1^3,6*E*I/L1^2,0,-12*E*I/L1^3,6*E*I/L1^2;
    0,6*E*I/L1^2,4*E*I/L1,0,-6*E*I/L1^2,2*E*I/L1;
    -E*A/L1,0,0,E*A/L1,0,0;
    0,-12*E*I/L1^3,-6*E*I/L1^2,0,12*E*I/L1^3,-6*E*I/L1^2;
    0,6*E*I/L1^2,2*E*I/L1,0,-6*E*I/L1^2,4*E*I/L1];

K2=[E*A/L2,0,0,-E*A/L2,0,0;
    0,12*E*I/L2^3,6*E*I/L2^2,0,-12*E*I/L2^3,6*E*I/L2^2;
    0,6*E*I/L2^2,4*E*I/L2,0,-6*E*I/L2^2,2*E*I/L2;
    -E*A/L2,0,0,E*A/L2,0,0;
    0,-12*E*I/L2^3,-6*E*I/L2^2,0,12*E*I/L2^3,-6*E*I/L2^2;
    0,6*E*I/L2^2,2*E*I/L2,0,-6*E*I/L2^2,4*E*I/L2];

K3=[E*A2/L3,0,0,-E*A2/L3,0,0;
    0,12*E*I2/L3^3,6*E*I2/L3^2,0,-12*E*I2/L3^3,6*E*I2/L3^2;
    0,6*E*I2/L3^2,4*E*I2/L3,0,-6*E*I2/L3^2,2*E*I2/L3;
    -E*A2/L3,0,0,E*A2/L3,0,0;
    0,-12*E*I2/L3^3,-6*E*I2/L3^2,0,12*E*I2/L3^3,-6*E*I2/L3^2;
    0,6*E*I2/L3^2,2*E*I2/L3,0,-6*E*I2/L3^2,4*E*I2/L3];

K7=[E*A/L4,0,0,-E*A/L4,0,0;
    0,12*E*I/L4^3,6*E*I/L4^2,0,-12*E*I/L4^3,6*E*I/L4^2;
    0,6*E*I/L4^2,4*E*I/L4,0,-6*E*I/L4^2,2*E*I/L4;
    -E*A/L4,0,0,E*A/L4,0,0;
    0,-12*E*I/L4^3,-6*E*I/L4^2,0,12*E*I/L4^3,-6*E*I/L4^2;
    0,6*E*I/L4^2,2*E*I/L4,0,-6*E*I/L4^2,4*E*I/L4];

K8=[E*A/L5,0,0,-E*A/L5,0,0;
    0,12*E*I/L5^3,6*E*I/L5^2,0,-12*E*I/L5^3,6*E*I/L5^2;
    0,6*E*I/L5^2,4*E*I/L5,0,-6*E*I/L5^2,2*E*I/L5;
    -E*A/L5,0,0,E*A/L5,0,0;
    0,-12*E*I/L5^3,-6*E*I/L5^2,0,12*E*I/L5^3,-6*E*I/L5^2;
    0,6*E*I/L5^2,2*E*I/L5,0,-6*E*I/L5^2,4*E*I/L5];

```


Vedlegg 9 Strukturboltprogram i Matlab ved lastsituasjon 3

```

%Global null matriser
KS1=zeros(27);
KS2=zeros(27);
KS3=zeros(27);
KS4=zeros(27);
KS5=zeros(27);
KS6=zeros(27);
KS7=zeros(27);
KS8=zeros(27);

%Global systemmatriser for stivhet
KS1(1:6,1:6)=K1;
KS2(4:9,4:9)=K2;
KS3(7:12,7:12)=K3;
KS4(10:15,10:15)=K3;
KS5(13:18,13:18)=K3;
KS6(16:21,16:21)=K3;
KS7(19:24,19:24)=K7;
KS8(22:27,22:27)=K8;

%Lager global stivhetsmatrise av systemmatrisene
Kg=KS1+KS2+KS3+KS4+KS5+KS6+KS7+KS8;

%Kraftmatrise
Fs=zeros(27,1);

Fs(8:8,1,1)=Fn3;
Fs(11:11,1,1)=Fn4;
Fs(14:14,1,1)=Fn5;
Fs(17:17,1,1)=Fn6;
Fs(20:20,1,1)=Fn7;

%grensebetingelser

%Forskyvninger
%U1x=0;
%U1y=0;

%U8y=0;

%kraftmatrise med grensebetingelser
Fkjent=zeros(24,1);
%Fkjent(1:2,1:1)=Fs(3:4,1:1);
Fkjent(1:23,1:1)=Fs(3:25,1:1);
Fkjent(24:24,1:1)=Fs(27:27,1:1);

%Deformasjonsmatrise med grensebetingelser
Kukjent=zeros(24);
%1
Kukjent(1:23,1:23)=Kg(3:25,3:25);
%2
Kukjent(1:23,24:24)=Kg(3:25,27:27);
%3
Kukjent(24:24,1:23)=Kg(27:27,3:25);
%4
Kukjent(24:24,24:24)=Kg(27:27,27:27);

%finder Ukjente U
Uukjent=inv(Kukjent)*Fkjent;

%Kreftene i nodene
U=zeros(27,1);
U(3:25,1:1)=Uukjent(1:23,1:1);
%U(6:25,1:1)=Uukjent(3:22,1:1);
%U(24:25,1:1)=Uukjent(20:21,1:1);
U(27:27,1:1)=Uukjent(24:24,1:1);

F=Kg*U;

```

Vedlegg 9 Strukturboltprogram i Matlab ved lastsituasjon 3

```

%lengdematrise
Lm=[L1;L2;L3;L3;L3;L3;L4;L5];

%Relativ deformasjon i x-rettning
ex=zeros(9,1);
ex(1:1,1:1)=U(1:1,1:1);
ex(2:2,1:1)=U(4:4,1:1);
ex(3:3,1:1)=U(7:7,1:1);
ex(4:4,1:1)=U(10:10,1:1);
ex(5:5,1:1)=U(13:13,1:1);
ex(6:6,1:1)=U(16:16,1:1);
ex(7:7,1:1)=U(19:19,1:1);
ex(8:8,1:1)=U(22:22,1:1);
ex(9:9,1:1)=U(25:25,1:1);

sx=zeros(9,1);
sx(1:8,1:1)=ex(2:9,1:1);

Ex=(sx-ex);
eX=zeros(8,1);
eX(1:8,1:1)=Ex(1:8,1:1);
EX=eX./Lm;

%Relativ deformasjon i Y-rettning
ey=zeros(9,1);
ey(1:1,1:1)=U(2:2,1:1);
ey(2:2,1:1)=U(5:5,1:1);
ey(3:3,1:1)=U(8:8,1:1);
ey(4:4,1:1)=U(11:11,1:1);
ey(5:5,1:1)=U(14:14,1:1);
ey(6:6,1:1)=U(17:17,1:1);
ey(7:7,1:1)=U(20:20,1:1);
ey(8:8,1:1)=U(23:23,1:1);
ey(9:9,1:1)=U(26:26,1:1);

sy=zeros(9,1);
sy(1:8,1:1)=ey(2:9,1:1);

Ey=(sy-ey);
eY=zeros(8,1);
eY(1:8,1:1)=Ey(1:8,1:1);
EY=eY./Lm;

%Relativ vinkelendring
V=zeros(9,1);
V(1:1,1:1)=U(3:3,1:1);
V(2:2,1:1)=U(6:6,1:1);
V(3:3,1:1)=U(9:9,1:1);
V(4:4,1:1)=U(12:12,1:1);
V(5:5,1:1)=U(15:15,1:1);
V(6:6,1:1)=U(18:18,1:1);
V(7:7,1:1)=U(21:21,1:1);
V(8:8,1:1)=U(24:24,1:1);
V(9:9,1:1)=U(27:27,1:1);

sv=zeros(9,1);
sv(1:8,1:1)=V(2:9,1:1);

Ev=(sv-V);
eV=zeros(8,1);
eV(1:8,1:1)=Ev(1:8,1:1);
EV=eV./Lm;

%Lengdematrise
LM=[L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4+L5;
L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4;
L1+L2+L3+L3+L3+L3;
L1+L2+L3+L3+L3];

```

Vedlegg 9 Strukturboltprogram i Matlab ved lastsituasjon 3

```

L1+L2+L3+L3;
L1+L2+L3;
L1+L2;
L1];

lM=[L1/2;
    L1+L2/2;
    L1+L2+L3/2;
    L1+L2+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4+L5/2];
v=0.3;
G=E/(2+2*v);

%fra bok; fasthetslære Fridtjov Irgens 7utgave tapir akademisk forlag
%Trondheim
%Plan spenningstilstand
Sigmax=E/(1-v^2)*(EX+v*EY);
Sigmay=E/(1-v^2)*(EY+v*EX);
Sigma=sqrt(Sigmax.^2+Sigmay.^2)-63.58
Txy=G*(EX+EY)

%graf
plot(lM,Sigma,lM,Txy), grid('on');
title('Von mises spenninger fordelt over bolteforbindelsen plan')
xlabel('Avstand fra nodex til nodel(mm)')
ylabel('Spenninger (Mpa)')
legend('Sigma','Txy')

%set(P,'Color','red','LineWidth',2)
%Von-misses spenninger(ekvivalente spenninger
%Sigma=sqrt(Sigmax.^2+Sigmay.^2+3*Txy.^2)

Sigma =

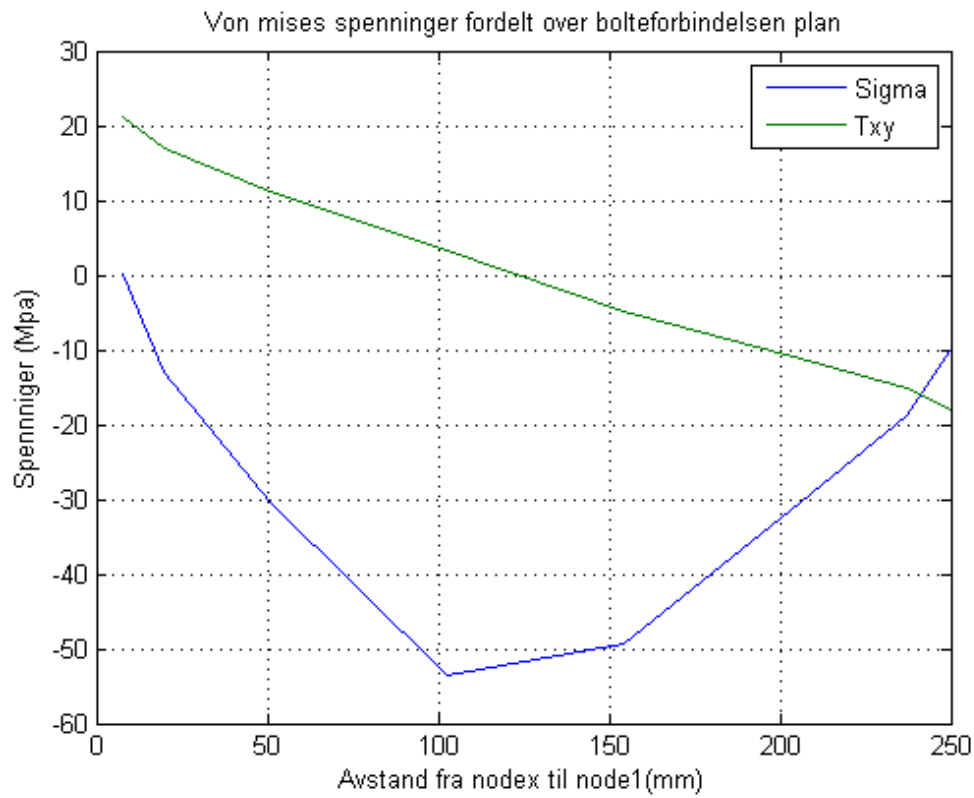
    0.0000
   -13.1574
   -30.3025
   -53.4604
   -49.2988
   -30.4353
   -18.7240
   -10.1881

Txy =

    21.3145
    16.9036
    11.1559
     3.3925
    -4.7876
   -11.1114
   -15.0375
   -17.8990

```

Vedlegg 9 Strukturboltprogram i Matlab ved lastsituasjon 3

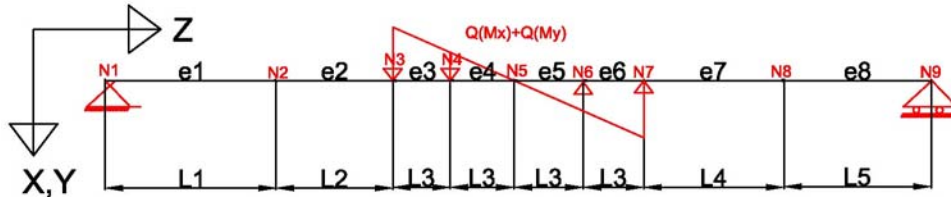


Published with MATLAB® 7.5

Vedlegg 10 Strukturbolt, omgjøring av moment til krefter

OMGJØRING AV MOMENTER FRA LASTSITUASJON 1 TIL KREFTER I NODE 3-7r

LASTSITUASJON 1



Moment om X og Y i senterpunkt på bolt

$$M_{xsenter} := 4.9 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{ysenter} := 78.91 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

NB FZ kreftene er antatt å gå direkte til oppløringen og ikke via bolten.

$$L3 := 51.75 \text{ mm}$$

$$M_S := \sqrt{M_{xsenter}^2 + M_{ysenter}^2} \qquad M_S = 7.906 \times 10^4 \text{ J}$$

Likevekt

$$M_S := F1 \cdot \frac{3}{2} \cdot L3 + F2 \cdot \frac{L3}{2} + F3 \cdot \frac{L3}{2} + F4 \cdot \frac{3}{2} \cdot L3 \qquad F4 := F1$$

$$F3 := F2$$

Innsatt

$$\frac{2F1}{3 \cdot L3} := \frac{2F2}{L3}$$

$$F1 := 3 \cdot F2$$

Knutepunktskrefter på grunn av moment om X i senter

$$M_S := 6 \cdot L3 \cdot F1$$

$$F1_x := \frac{M_{xsenter}}{(6 \cdot L3)}$$

$$F2_x := \frac{M_{xsenter}}{(18L3)}$$

$$F1_x = 1.578 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F4_x := -F1_x$$

$$F2_x = 5.26 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F3_x := -F2_x$$

$$F3_x = -5.26 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F4_x = -1.578 \times 10^4 \text{ N}$$

Knutepunktskrefter på grunn av moment om Y i senter

$$M_S := 6 \cdot L3 \cdot F1$$

Vedlegg 10 Strukturbolt, omgjøring av moment til krefter

$$F1y := \frac{Mysenter}{(6 \cdot L3)}$$

$$F2y := \frac{Mysenter}{(18L3)}$$

$$F4y := -F1y$$

$$F3y := -F2y$$

$$F1y = 2.541 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F2y = 8.471 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F3y = -8.471 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F4y = -2.541 \times 10^5 \text{ N}$$

Summering av last Q(Mz) og Q(Mx+My)

Node 3

$$Fn3 := \sqrt{(F1x^2 + F1y^2)}$$

$$Fn4 := \sqrt{(F2x^2 + F2y^2)}$$

$$Fn5 := 0$$

$$Fn6 := \sqrt{(F3x^2 + F3y^2)}$$

$$Fn7 := \sqrt{(F4x^2 + F4y^2)}$$

$$Fn3 = 2.546 \times 10^5 \text{ N}$$

$$Fn4 = 8.488 \times 10^4 \text{ N}$$

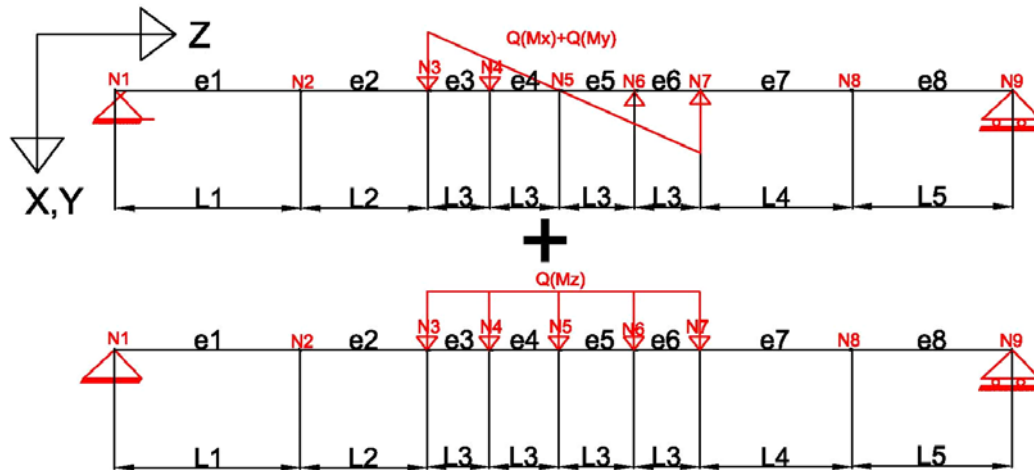
$$Fn5 = 0$$

$$Fn6 = 8.488 \times 10^4 \text{ N}$$

$$Fn7 = 2.546 \times 10^5 \text{ N}$$

Vedlegg 10 Strukturbolt, omgjøring av moment til krefter

Lastsituasjon 3



Moment om X og Y i senterpunkt på bolt

$$L_a := 528 \cdot \text{mm}$$

L_a er lengden fra tyngdepunkt til boltesenteret i Y-retning

$$L_b := 502 \cdot \text{mm}$$

L_b er lengde fra angrepspunkt til boringen til boltens senter i Z-retning

Krefter

$$F_{\text{stag}} := 1742.5 \cdot \text{N}$$

Borekrefter

$$F_{\text{på}} := 17177.3 \cdot \text{N}$$

Materkrefter

$$F_{\text{egen}} := 20816.8 \cdot \text{N}$$

Egenvekt på materbjelke

$$M_{3x\text{senter}} := F_{\text{egen}} \cdot 1.1 \cdot L_a$$

$$M_{3x\text{senter}} = 1.209 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{3y\text{senter}} := (F_{\text{stag}} + F_{\text{på}}) \cdot L_b$$

$$M_{3y\text{senter}} = 9.498 \times 10^3 \text{ J}$$

Krefter på grunn av moment om Z, hentet fra vedlegg 17

$$F_{3x} := 226 \text{ kN}$$

$$F_{3y} := 314.4 \text{ kN}$$

$$F_{3z} := \sqrt{F_{3x}^2 + F_{3y}^2}$$

$$F_{3z} = 3.872 \times 10^5 \text{ N}$$

$$M_{S3} := \sqrt{M_{3x\text{senter}}^2 + M_{3y\text{senter}}^2}$$

$$M_{S3} = 1.537 \times 10^4 \text{ J}$$

Likevekt F_1 - F_4 er krefter i node 3-7

$$M_s := F_1 \cdot \frac{3}{2} \cdot L_3 + F_2 \cdot \frac{L_3}{2} + F_3 \cdot \frac{L_3}{2} + F_4 \cdot \frac{3}{2} \cdot L_3$$

$$F_4 := F_1$$

$$F_3 := F_2$$

Innsatt

$$\frac{2F_1}{3 \cdot L_3} := \frac{2F_2}{L_3} \quad F_1 := 3 \cdot F_2$$

Vedlegg 10 Strukturbolt, omgjøring av moment til krefter

Knutepunktskrefter på grunn av moment om X i senter

$$M_s := 6 \cdot L3 \mathbf{F1}$$

$$F_{31x} := \frac{M_{3xsenter}}{(6 \cdot L3)} + \frac{F_{3x}}{5}$$

$$F_{32x} := \frac{M_{3xsenter}}{(18L3)} + \frac{F_{3x}}{5}$$

$$F_{33x} := \frac{-M_{3xsenter}}{(18L3)} + \frac{F_{3x}}{5}$$

$$F_{34x} := \frac{-M_{3xsenter}}{(6 \cdot L3)} + \frac{F_{3x}}{5}$$

$$F_{31x} = 8.414 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{32x} = 5.818 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{33x} = 3.222 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{34x} = 6.262 \times 10^3 \text{ N}$$

Knutepunktskrefter på grunn av moment om Y i senter

$$M_s := 6 \cdot L3 \mathbf{F1}$$

$$F_{31y} := \frac{M_{3ysenter}}{(6 \cdot L3)} + \frac{F_{3y}}{5}$$

$$F_{32y} := \frac{M_{3ysenter}}{(18L3)} + \frac{F_{3y}}{5}$$

$$F_{33y} := \frac{-M_{3ysenter}}{(6 \cdot L3)} + \frac{F_{3y}}{5}$$

$$F_{34y} := \frac{-M_{3ysenter}}{(18L3)} + \frac{F_{3y}}{5}$$

$$F_{31y} = 9.347 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{32y} = 7.308 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{33y} = 3.229 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{34y} = 5.268 \times 10^4 \text{ N}$$

Summering av last Q(Mz) og Q(Mx+My)

Node 3

$$F_{3n3} := \sqrt{(F_{31x}^2 + F_{31y}^2)}$$

$$F_{3n4} := \sqrt{(F_{32x}^2 + F_{32y}^2)}$$

$$F_{3n5} := \sqrt{\left[\left(\frac{F_{3x}}{5}\right)^2 + \left(\frac{F_{3y}}{5}\right)^2\right]}$$

$$F_{3n6} := \sqrt{(F_{33x}^2 + F_{33y}^2)}$$

$$F_{3n7} := \sqrt{(F_{34x}^2 + F_{34y}^2)}$$

$$F_{3n3} = 1.258 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{3n4} = 9.341 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{3n5} = 4.75 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{3n6} = 4.562 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{3n7} = 5.305 \times 10^4 \text{ N}$$

Vedlegg 11 Strukturbolt, sikkerhet mot utmatting

UTMATTING AV KONSTRUKSJON

Geometri

$$d := 90 \cdot \text{mm}$$

$$D := 150 \cdot \text{mm}$$

$$\frac{L}{\text{mm}} := 257 \cdot \text{mm}$$

$$F_{\text{strukturx}} := 226 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{strukturey}} := 314.4 \cdot \text{kN}$$

$$M_{x\text{min}} := 4.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{x\text{maks}} := F_{\text{strukturx}} \cdot \frac{L}{4}$$

$$M_{y\text{min}} := F_{\text{strukturey}} \cdot \frac{L}{4}$$

$$M_{y\text{maks}} := (78.91) \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{x\text{min}} = 4.9 \times 10^3 \text{ J}$$

$$M_{x\text{maks}} = 1.452 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{y\text{min}} = 2.02 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{y\text{maks}} = 7.891 \times 10^4 \text{ J}$$

Spenningskurve W3

$$I_{p1} := \frac{\pi}{32} \cdot d^4$$

$$I_{p2} := \frac{\pi}{32} \cdot D^4$$

$$I_{p1} = 6.441 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{p2} = 4.97 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$M_{b\text{min}} := \sqrt{(M_{y\text{min}}^2 + M_{x\text{min}}^2)}$$

$$M_{b\text{min}} = 2.079 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{b\text{max}} := \sqrt{(M_{y\text{maks}}^2 + M_{x\text{maks}}^2)}$$

$$M_{b\text{max}} = 8.023 \times 10^4 \text{ J}$$

BØYESPENNING

$$\sigma_{b\text{max}} := \frac{M_{b\text{max}} \cdot d}{I_{p2}}$$

$$\sigma_{b\text{max}} = 1.453 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{b\text{min}} := \frac{M_{b\text{min}} \cdot d}{I_{p2}}$$

$$\sigma_{b\text{min}} = 3.764 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{b\text{m}} := \frac{\sigma_{b\text{max}} + \sigma_{b\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_{b\text{m}} = 9.147 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{b\text{a}} := \frac{\sigma_{b\text{max}} - \sigma_{b\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_{b\text{a}} = 5.383 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Vedlegg 11 Strukturbolt, sikkerhet mot utmatting

GEOMETRIFAKTOR

$$r := 15\text{mm} \quad (\text{radius av kjerv}) \quad \frac{r}{d} = 0.167 \quad \frac{D}{d} = 1.667$$

Fra diagrammer i standard

$$ktb := 1.7$$

$$y := 0.0254\text{mm} \left(\frac{2070}{470} \right)^{1.8} \quad y = 3.663 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$q := \frac{1}{\left(1 + \frac{y}{r} \right)} \quad q = 0.976$$

$$kfb := 1 + q \cdot (ktb - 1) \quad kfb = 1.683$$

OVERFLATEFAKTOR

Materialdata

$$Ra := 7 \quad \text{Overflateruhet} \quad tref := 25\text{mm}$$

$$Rm := 325 \quad \text{Strekkfasthet}$$

$$\sigma_{d1} := 280\text{MPa} \quad \text{utmatningsgrense1}$$

$$\sigma_{d2} := 225\text{MPa} \quad \text{utmatningsgrense2}$$

$$\sigma_s := 325\text{MPa} \quad \text{Strekkfasthet}$$

$$Cf := 1 - 0.22 (\log(Ra))^{0.64} \cdot \log(Rm) + 0.45 \cdot (\log(Ra))^{0.53} \quad Cf = 0.915$$

STØRRELSESFAKTOR

$$n := 0.1 + 0.15 \cdot \log(ktb) \quad n = 0.135$$

$$Cs := \left(\frac{tref}{D} \right)^n \quad Cs = 0.786$$

$$\sigma_{ea} := kfb \cdot \sigma_{ba} \quad \sigma_{ea} = 9.061 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{em} := \sigma_{bm} \quad \sigma_{em} = 9.147 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Vedlegg 11 Strukturbolt, sikkerhet mot utmatting

$$\sigma_{e1} := \sigma_{em} + \sigma_{ea}$$

$$\sigma_{e1} = 1.821 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{e2} := \sigma_{em} - \sigma_{ea}$$

$$\sigma_{e2} = 8.599 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$A' := C_f \cdot C_s \cdot \sigma_{d1}$$

$$A' = 2.014 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$B' := C_f \cdot C_s \cdot \sigma_{d2}$$

$$B' = 1.618 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_d := A' - (A' - B') \cdot \frac{\sigma_{em}}{\sigma_{d2}}$$

$$\sigma_d = 1.853 \times 10^8 \text{ Pa}$$

SIKKERHETSFAKTOR MOT UTMATTINGSBRUDD

$$FS := \frac{\sigma_d}{\sigma_{ea}}$$

$$FS = 2.045$$

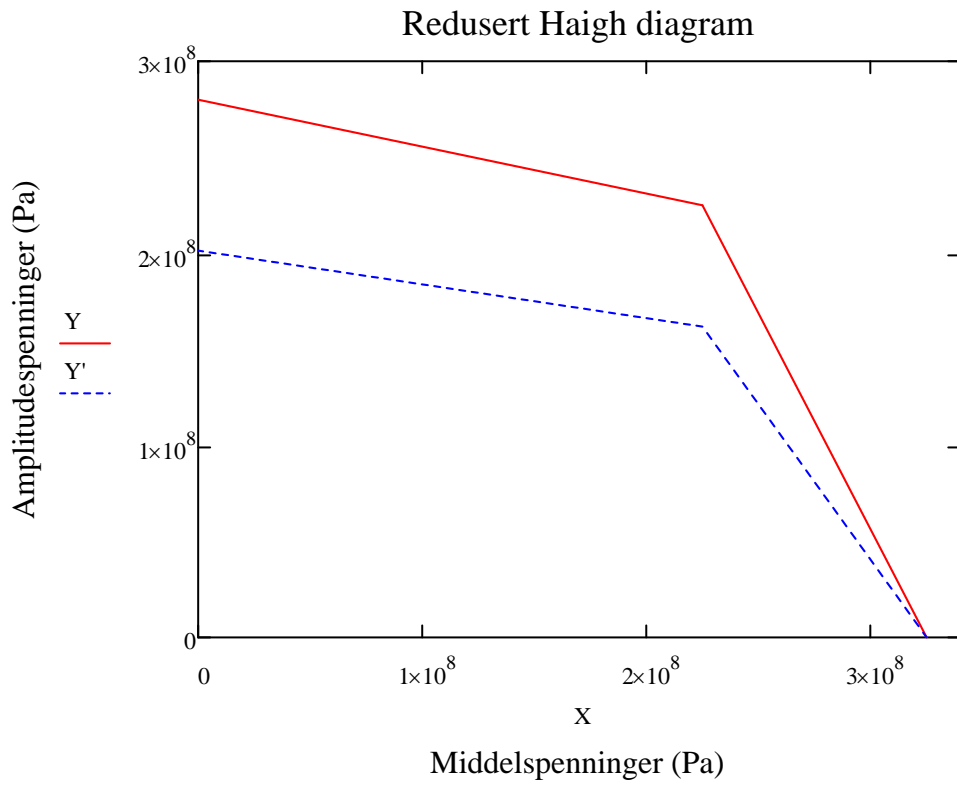
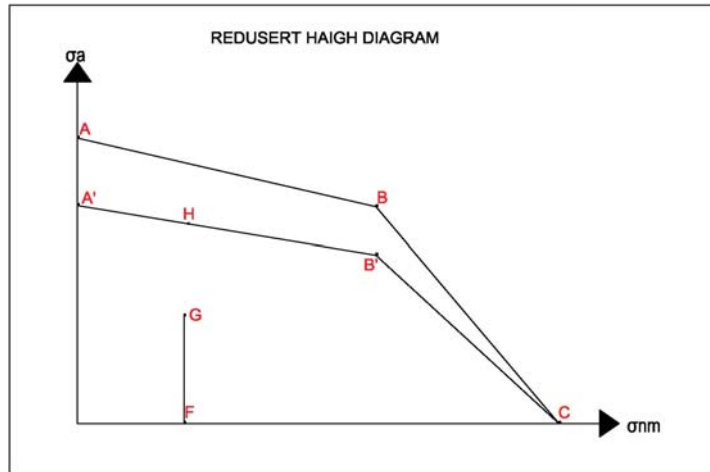
Data for Haigh diagrammet

$$X := \begin{pmatrix} 0 \\ \sigma_{d2} \\ \sigma_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 2.25 \times 10^8 \\ 3.25 \times 10^8 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

$$Y := \begin{pmatrix} \sigma_{d1} \\ \sigma_{d2} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.8 \times 10^8 \\ 2.25 \times 10^8 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

$$Y' := \begin{pmatrix} A' \\ B' \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.014 \times 10^8 \\ 1.618 \times 10^8 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

Vedlegg 11 Strukturbolt, sikkerhet mot utmatting



Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

Beregninger av flens til rotasjonsmotor

$$d := 438\text{mm}$$

$$a := 6\text{mm}$$

$$D := 462\text{mm}$$

$$t := 12\text{mm}$$

LASTSITUASJON 1

$$M_{xp1} := 16.60\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{yp1} := 78.91\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zp1} := 0\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{xv1} := 0\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{yv1} := (-9.73 - 5.35)\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zv1} := (20.78 + 19.90)\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{sdx1} := (M_{xp1}\cdot\gamma_G + M_{xv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$M_{sdy1} := (M_{yp1}\cdot\gamma_G + M_{yv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$M_{sdz1} := (M_{zp1}\cdot\gamma_G + M_{zv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$F_{xp1} := 0\text{kN}$$

$$F_{xv1} := 19.74\text{kN} + 18.90\text{kN}$$

$$F_{yp1} := 0\text{kN}$$

$$F_{yv1} := 0\text{kN}$$

$$F_{zp1} := 22.9\text{kN}$$

$$F_{zv1} := 0\text{kN}$$

$$F_{sdx1} := (F_{xp1}\cdot\gamma_G + F_{xv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$F_{sdy1} := (F_{yp1}\cdot\gamma_G + F_{yv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$F_{sdz1} := (F_{zp1}\cdot\gamma_G + F_{zv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

LASTFAKTORER

Variable last

$$\gamma_N := 1.5$$

Permanent last

$$\gamma_G := 1.2$$

Materialfaktor

$$\gamma_M := 1.1$$

$$M_{sdx1} = 2.191 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{sdy1} = 7.928 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{sdz1} = 6.712 \times 10^4 \text{ J}$$

$$F_{sdx1} = 6.376 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{sdy1} = 0$$

$$F_{sdz1} = 3.023 \times 10^4 \text{ N}$$

- SKJÆRKREFTER SOM RESULTAT AV VRIDNING

$$I_p := \pi \frac{d^3 a}{4}$$

$$I_p = 3.96 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

$$\tau_{v1} := \frac{M_{sdx1} \cdot \frac{d}{2}}{I_p}$$

$$\tau_{v1} = 1.212 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- SKJÆRSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING

$$\underline{L} := 2\pi d$$

$$\underline{A} := L \cdot a$$

$$A = 0.017 \text{ m}^2$$

$$\tau_{par1} := \frac{F_{sdz1}}{A}$$

$$\tau_{par1} = 1.831 \times 10^6 \text{ Pa}$$

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Y

$$\sigma'_{my1} := \frac{M_{sdy1} \cdot d}{2I_p}$$

$$\sigma'_{my1} = 4.385 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Z

$$\sigma'_{mz1} := \frac{M_{sdz1} d}{2I_p}$$

$$\sigma'_{mz1} = 3.712 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- JAMFØRINGSPENNING

$$\sigma_{1\perp} := \sqrt{\sigma'_{my1}{}^2 + \sigma'_{mz1}{}^2}$$

$$\tau_{1\perp} := \sqrt{\sigma'_{my1}{}^2 + \sigma'_{mz1}{}^2}$$

$$\perp := 1$$

$$\sigma_{j1} := \sqrt{\left[(\sigma_{1\perp})^2 + 3 \left[(\tau_{1\perp})^2 + (\tau_{v1} + \tau_{par1})^2 \right] \right]}$$

$$\sigma_{j1} = 1.174 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

- KONTROLL AV SVEIS

- Stålsort s355 $f_u := 5.1 \times 10^8 \text{ Pa}$ $\beta_w := 0.9$ $\gamma_{m2} := 1.25$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Kontroll := if($f_d \geq \sigma_{j1}$, "OK", "IKKE OK")

Kontroll = "OK"

- UTNYTTELSESGRAD

$$U_t := \frac{\sigma_{j1}}{f_d}$$

$$U_t = 0.259$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

LASTSITUASJON 2

$$M_{xp2} := 78.91 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{yp2} := 4.9 \cdot \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zp2} := 0 \cdot \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{xv2} := (20.78 + 20.78) \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{yv2} := 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zv2} := (9.73 + 5.35) \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{sdx2} := (M_{xp2} \cdot \gamma_G + M_{xv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$M_{sdy2} := (M_{yp2} \cdot \gamma_G + M_{yv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$M_{sdz2} := (M_{zp2} \cdot \gamma_G + M_{zv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{xp2} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{yp2} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{zp2} := 22.9 \text{ kN}$$

$$F_{xv2} := 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$F_{yv2} := 19.74 \text{ kN} + 18.90 \text{ kN}$$

$$F_{zv2} := 0 \text{ kN} + 0 \text{ kN}$$

$$F_{sdx2} := (F_{xp2} \cdot \gamma_G + F_{xv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdy2} := (F_{yp2} \cdot \gamma_G + F_{yv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdz2} := (F_{zp2} \cdot \gamma_G + F_{zv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

LASTFAKTORER

Variable last

$$\gamma_N := 1.5$$

Permanent last

$$\gamma_G := 1.2$$

Materialfaktor

$$\gamma_M := 1.1$$

$$M_{sdx2} = 1.727 \times 10^5 \text{ J}$$

$$M_{sdy2} = 6.468 \times 10^3 \text{ J}$$

$$M_{sdz2} = 2.488 \times 10^4 \text{ J}$$

$$F_{sdx2} = 0$$

$$F_{sdy2} = 6.376 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{sdz2} = 3.023 \times 10^4 \text{ N}$$

• SKJÆRKREFTER SOM RESULTAT AV VRIDNING

$$I_p := \pi \frac{d^3 a}{4}$$

$$\tau_{v2} := \frac{M_{sdx2} \cdot \frac{d}{2}}{I_p}$$

$$I_p = 3.96 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$\tau_{v2} = 9.553 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

- SKJÆRSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING

$$L := 2\pi d$$

$$A := L \cdot a$$

$$\tau_{par2} := \frac{F_{sdz2}}{A}$$

$$A = 0.017 \text{ m}^2$$

$$\tau_{par2} = 1.831 \times 10^6 \text{ Pa}$$

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Y

$$\sigma'_{my2} := \frac{M_{sdy2} \cdot d}{2I_p}$$

$$\sigma'_{my2} = 3.577 \times 10^6 \text{ Pa}$$

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Z

$$\sigma'_{mz2} := \frac{M_{sdz2} \cdot d}{2I_p}$$

$$\sigma'_{mz2} = 1.376 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- JAMFØRINGSPENNING

$$\sigma_{2\perp} := \sqrt{\sigma'_{my2}{}^2 + \sigma'_{mz2}{}^2}$$

$$\tau_{2\perp} := \sqrt{\sigma'_{my2}{}^2 + \sigma'_{mz2}{}^2}$$

$$\sigma_{j2} := \sqrt{\left[(\sigma_{2\perp})^2 + 3 \left[(\tau_{2\perp})^2 + (\tau_{v2} + \tau_{par2})^2 \right] \right]}$$

$$\frac{1}{\gamma_m} := 1$$

$$\sigma_{j2} = 1.71 \times 10^8 \text{ Pa}$$

- KONTROLL AV SVEIS

- Stålsort s355 $f_u := 5.1 \times 10^8 \text{ Pa}$ $\beta_w := 0.9$ $\gamma_{m2} := 1.25$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{Kontroll} := \text{if}(f_d \geq \sigma_{j2}, \text{"OK"}, \text{"IKKE OK"})$$

$$\text{Kontroll} = \text{"OK"}$$

- UTNYTTELSESGRAD

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

$$U_t := \frac{\sigma_j^2}{f_d}$$

$$U_t = 0.377$$

UTMATTING AV KONSTRUKSJON (ETTER NORSK STANDARD NS3472-2001)

$$M_{bymin} := M_{sdy1}$$

$$M_{bymax} := M_{sdy2}$$

$$M_{bzmin} := M_{sdz1}$$

$$M_{bzmax} := M_{sdz2}$$

$$M_{vmin} := M_{sdx1}$$

$$M_{vmax} := M_{sdx2}$$

Spenningskurve W3

$$I_b := \pi \cdot d^3 \cdot \frac{t}{8}$$

$$I_b = 3.96 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$I_v := \pi \cdot d^3 \cdot \frac{t}{4}$$

$$I_v = 7.919 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$M_{bmin} := \sqrt{(M_{bymin}^2 + M_{bzmin}^2)}$$

$$M_{bmin} = 1.039 \times 10^5 \text{ J}$$

$$M_{bmax} := \sqrt{(M_{bymax}^2 + M_{bzmax}^2)}$$

$$M_{bmax} = 2.571 \times 10^4 \text{ J}$$

BØYESPENNING

$$\sigma_{bmax} := \frac{M_{bmax} \cdot d}{2 \cdot I_b}$$

$$\sigma_{bmax} = 1.422 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{bmin} := \frac{M_{bmin} \cdot d}{2 \cdot I_b}$$

$$\sigma_{bmin} = 5.745 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{bm} := \frac{\sigma_{bmax} + \sigma_{bmin}}{2}$$

$$\sigma_{bm} = 3.584 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{ba} := \frac{\sigma_{bmax} - \sigma_{bmin}}{2}$$

$$\sigma_{ba} = -2.162 \times 10^7 \text{ Pa}$$

VRIDESPENNING

$$\tau_{vmax} := \frac{M_{vmax} \cdot d}{2 \cdot I_v}$$

$$\tau_{vmax} = 4.777 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{vmin} := \frac{M_{vmin} \cdot d}{2 \cdot I_v}$$

$$\tau_{vmin} = 6.059 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{vm} := \frac{\tau_{vmax} + \tau_{vmin}}{2}$$

$$\tau_{vm} = 2.691 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

$$\tau_{va} := \frac{\tau_{vmax} - \tau_{vmin}}{2}$$

$$\tau_{va} = 2.085 \times 10^7 \text{ Pa}$$

GEOMETRIFAKTOR

$$r := 20\text{mm} \quad (\text{radius av kjerv}) \quad \frac{r}{d} = 0.046$$

$$\frac{D}{d} = 1.055$$

Fra diagrammer i standard

$$k_{tb} := 1.87$$

$$k_{tv} := 1.3$$

$$y := 0.0254\text{mm} \left(\frac{2070}{470} \right)^{1.8}$$

$$y = 3.663 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$q := \frac{1}{\left(1 + \frac{y}{r} \right)}$$

$$q = 0.982$$

$$k_{fb} := 1 + q \cdot (k_{tb} - 1)$$

$$k_{fb} = 1.854$$

$$k_{fv} := 1 + q \cdot (k_{tv} - 1)$$

$$k_{fv} = 1.295$$

OVERFLATEFAKTOR

Materialdata

$$Ra := 7$$

Overflateruhet

$$t_{ref} := 25\text{mm}$$

$$R_m := 490$$

Strekkfasthet

$$\sigma_{d1} := 280\text{MPa}$$

utmattingsgrense1

$$\sigma_{d2} := 225\text{MPa}$$

utmattingsgrense2

$$\sigma_s := 490\text{MPa}$$

Strekkfasthet

$$C_f := 1 - 0.22 (\log(Ra))^{0.64} \cdot \log(R_m) + 0.45 \cdot (\log(Ra))^{0.53}$$

$$C_f = 0.88$$

STØRRELSEFAKTOR

$$n := 0.1 + 0.15 \cdot \log(k_{tv})$$

$$n = 0.117$$

$$C_s := \left(\frac{t_{ref}}{D} \right)^n$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

$$\sigma_{ea} := \sqrt{(kfb \cdot \sigma_{ba})^2 + 3(kfv \cdot \tau_{va})^2}$$

$$Cs = 0.711$$

$$\sigma_{ea} = 6.159 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{em} := \sigma_{bm}$$

$$\sigma_{em} = 3.584 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{e1} := \sigma_{em} + \sigma_{ea}$$

$$\sigma_{e1} = 9.743 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{e2} := \sigma_{em} - \sigma_{ea}$$

$$\sigma_{e2} = -2.576 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$A' := Cf \cdot Cs \cdot \sigma_{d1}$$

$$A' = 1.752 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$B' := Cf \cdot Cs \cdot \sigma_{d2}$$

$$B' = 1.407 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_d := A' - \frac{(A' - B') \cdot \sigma_{em}}{\sigma_{d2}}$$

$$\sigma_d = 1.697 \times 10^8 \text{ Pa}$$

SIKKERHETSFAKTOR MOT UTMATTINGSBRUDD

$$FS := \frac{\sigma_d}{\sigma_{ea}}$$

$$FS = 2.755$$

UTMATTING AV SVEIS

$$\sigma_w := \sqrt{(\sigma_{\perp})^2 + (\tau_{\perp})^2 + (0.2 \cdot \tau_{par2})^2}$$

$$\sigma_w = 5.745 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Spenningsklasse W3

$$m := 3$$

$$N_{wtot} := 540000$$

$$a_w := 10^{10.97}$$

$$\Delta frd := \frac{\sigma_w}{1 \text{ MPa}}$$

ANTALL LASTVIRKNINGER FØR BRUDD

$$N_w := \frac{a_w}{\Delta frd^m}$$

$$N_w = 4.921 \times 10^5$$

LASTVIRKNINGSGRAD

$$L_v := \frac{N_{wtot}}{N_w}$$

$$L_v = 1.097$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur

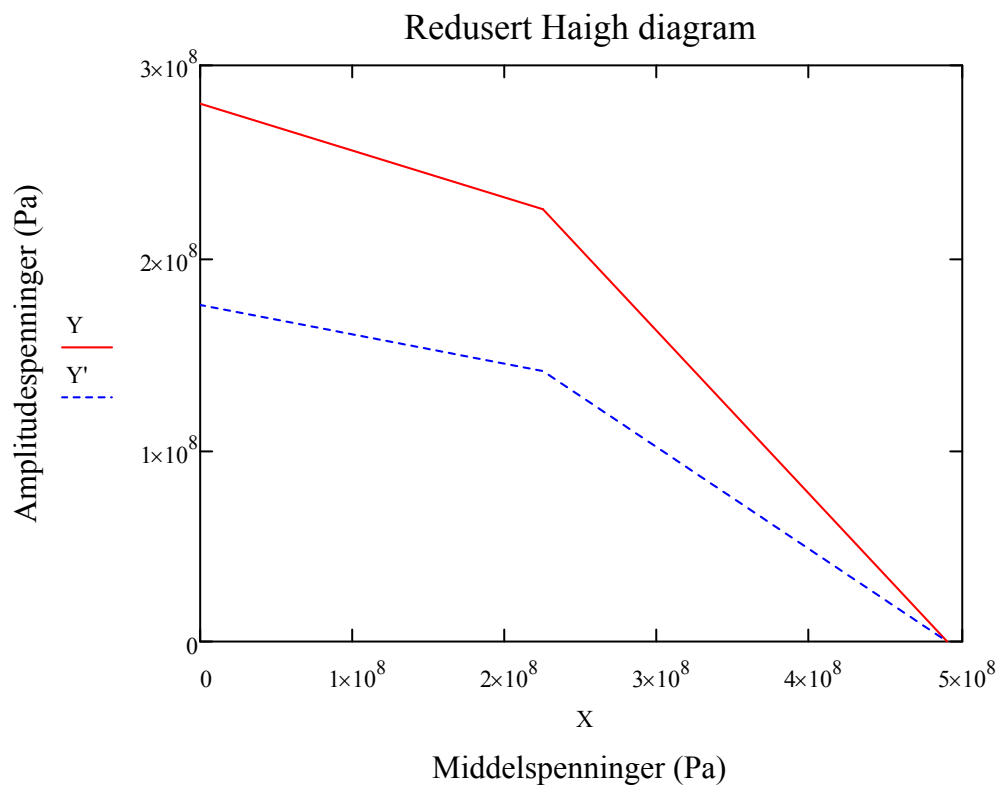
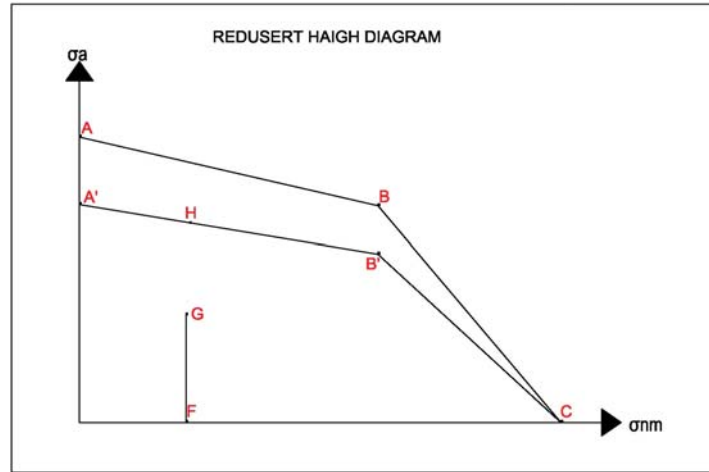
Data for Haigh diagrammet

$$X := \begin{pmatrix} 0 \\ \sigma_{d2} \\ \sigma_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 2.25 \times 10^8 \\ 4.9 \times 10^8 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

$$Y := \begin{pmatrix} \sigma_{d1} \\ \sigma_{d2} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.8 \times 10^8 \\ 2.25 \times 10^8 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

$$Y' := \begin{pmatrix} A' \\ B' \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.752 \times 10^8 \\ 1.407 \times 10^8 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

Vedlegg 12 Sveis mellom flens til rotasjonsmotor og rørprofil i struktur



Vedlegg 13 Sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i strukturen

BEREGNING AV SVEIS MELLOM REKTANGEL OG RØR

$$b := 200\text{mm}$$

$$a := 4\text{mm}$$

$$h := 300\text{mm}$$

$$t := 10\text{mm}$$

sveis 1 er på siden mot borerigg. nummerering følger klokken

AREAL OG ANNET AREALMOMENT AV SVEIS

$$\text{Areal}$$

$$z0 := \sqrt{\left[\left(\frac{b+a}{2}\right)^2 + \left(\frac{h+a}{2}\right)^2\right]}$$

$$A1 := b \cdot a$$

$$z0 = 0.183 \text{ m}$$

$$A2 := h \cdot a$$

$$A1 = 8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A3 := A1$$

$$A2 = 1.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A4 := A2$$

$$\text{Asum} := A1 + A2 + A3 + A4$$

$$\text{Asum} = 4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Annet arealmoment

$$iv := \frac{a \cdot h^3}{12}$$

$$ih := \frac{b \cdot a^3}{12}$$

$$zv := \frac{(b+a)}{2}$$

$$zh := \frac{(h+a)}{2}$$

$$I1 := iv + A1 \cdot zv^2$$

$$I1 = 1.732 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I2 := ih + A2 \cdot zh^2$$

$$I2 = 2.773 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$Ix := 2(I1 + I2)$$

$$Ix = 9.01 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

Annet arealmoment

$$iv := \frac{h \cdot a^3}{12}$$

$$ih := \frac{a \cdot b^3}{12}$$

$$zv := \frac{(b+a)}{2}$$

$$zh := \frac{(h+a)}{2}$$

$$I1 := iv + A1 \cdot zv^2$$

$$I1 = 8.325 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I2 := ih + A2 \cdot zh^2$$

$$I2 = 3.039 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$Iy := 2(I1 + I2)$$

$$Iy = 7.743 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$Ip := Ix + Iy$$

$$Ip = 1.675 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Vedlegg 13 Sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i strukturen

LASTSITUASJON 1

$$M_{xp1} := 16.6 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{yp1} := 78.31 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zp1} := 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{xv1} := 0 \text{ kN}$$

$$M_{yv1} := -9.73 \text{ kN}\cdot\text{m} - 5.35 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zv1} := (17.8 + 17.04) \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{sdx1} := (M_{xp1} \cdot \gamma_G + M_{xv1} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$M_{sdy1} := (M_{yp1} \cdot \gamma_G + M_{yv1} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$M_{sdz1} := (M_{zp1} \cdot \gamma_G + M_{zv1} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{xp1} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{yp1} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{zp1} := 22.90 \text{ kN}$$

$$F_{xv1} := (19.74 + 18.90) \text{ kN}$$

$$F_{yv1} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{zv1} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{sdx1} := (F_{xp1} \cdot \gamma_G + F_{xv1} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdy1} := (F_{yp1} \cdot \gamma_G + F_{yv1} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdz1} := (F_{zp1} \cdot \gamma_G + F_{zv1} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

LASTFAKTORER

Variable last

$$\gamma_N := 1.5$$

Permanent last

$$\gamma_G := 1.2$$

Materialfaktor

$$\gamma_M := 1.1$$

$$M_{sdx1} = 2.191 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{sdy1} = 7.849 \times 10^4 \text{ J}$$

$$M_{sdz1} = 5.749 \times 10^4 \text{ J}$$

$$F_{sdx1} = 6.376 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{sdy1} = 0$$

$$F_{sdz1} = 3.023 \times 10^4 \text{ N}$$

- SKJÆRKREFTER SOM RESULTAT AV VRIDNING

$$\tau_{v1} := \frac{M_{sdx1} \cdot z_0}{I_p}$$

$$\tau_{v1} = 2.394 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- SKJÆRSPENNIGER SOM RESULTAT AV BØYNING

$$\tau_{par1} := \frac{F_{sdz1}}{2A_1}$$

$$\tau_{par1} = 1.889 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Vedlegg 13 Sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i strukturen

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Y

$$\sigma'_{my1} := \frac{M_{sdy1} \cdot z_0}{I_p}$$

$$\sigma'_{my1} = 8.576 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Z

$$\sigma'_{mz1} := \frac{M_{sdz1} \cdot z_0}{I_p}$$

$$\sigma'_{mz1} = 6.281 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- JAMFØRINGSPENNING

$$\sigma_{1\perp} := \frac{\sqrt{\sigma'_{my1}{}^2 + \sigma'_{mz1}{}^2}}{\sqrt{2}}$$

$$\perp := 1$$

$$\sigma_{1\perp} = 7.517 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{1\perp} := \frac{\sqrt{\sigma'_{my1}{}^2 + \sigma'_{mz1}{}^2}}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_{1\perp} = 7.517 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{j1} := \sqrt{\left[(\sigma_{1\perp})^2 + 3 \left[(\tau_{1\perp})^2 + (\tau_{v1} + \tau_{par1})^2 \right] \right]}$$

$$\sigma_{j1} = 1.676 \times 10^8 \text{ Pa}$$

- KONTROLL AV SVEIS

- Stålsort s355

$$f_u := 5.10 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\beta_w := 0.9$$

$$\gamma_{m2} := 1.25$$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{Kontroll} := \text{if}(f_d \geq \sigma_{j1}, \text{"OK"}, \text{"IKKE OK"})$$

$$\text{Kontroll} = \text{"OK"}$$

- UTNYTTELSESGRAD

$$U_t := \frac{\sigma_{j1}}{f_d}$$

$$U_t = 36.98\%$$

Vedlegg 13 Sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i strukturen

LASTSITUASJON 2

$$M_{xp2} := 78.31 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{yp2} := 0 \cdot \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zp2} := 0 \cdot \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{xv2} := (17.80 + 17.80) \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{yv2} := 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zv2} := (9.32 + 5.01) \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{sdx2} := (M_{xp2} \cdot \gamma_G + M_{xv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$M_{sdy2} := (M_{yp2} \cdot \gamma_G + M_{yv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$M_{sdz2} := (M_{zp2} \cdot \gamma_G + M_{zv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{xp2} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{yv2} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{zp2} := 22.90 \text{ kN}$$

$$F_{xv2} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{yp2} := (19.74 + 18.90) \text{ kN}$$

$$F_{zv2} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{sdx2} := (F_{xp2} \cdot \gamma_G + F_{xv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdy2} := (F_{yp2} \cdot \gamma_G + F_{yv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdz2} := (F_{zp2} \cdot \gamma_G + F_{zv2} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

LASTFAKTORER

Variable last

$$\gamma_{\overline{N}} := 1.5$$

Permanent last

$$\gamma_{\overline{G}} := 1.2$$

Materialfaktor

$$\gamma_{\overline{M}} := 1.1$$

$$M_{sdx2} = 1.621 \times 10^5 \text{ J}$$

$$M_{sdy2} = 0$$

$$M_{sdz2} = 2.364 \times 10^4 \text{ J}$$

$$F_{sdx2} = 0$$

$$F_{sdy2} = 5.1 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{sdz2} = 3.023 \times 10^4 \text{ N}$$

- SKJÆRKREFTER SOM RESULTAT AV VRIDNING

$$\tau_{v2} := \frac{M_{sdz2} \cdot z_0}{I_p}$$

$$\tau_{v2} = 1.771 \times 10^8 \text{ Pa}$$

- SKJÆRSPENNIGER SOM RESULTAT AV BØYNING

$$\tau_{par2} := \frac{F_{sdz2}}{2A_1}$$

$$\tau_{par2} = 1.889 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Y

$$\sigma'_{my2} := \frac{M_{sdy2} \cdot z_0}{I_p}$$

$$\sigma'_{my2} = 0$$

Vedlegg 13 Sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i strukturen

- NORMALSPENNINGER SOM RESULTAT AV BØYNING om Z

$$\sigma'_{mz2} := \frac{M_{sdz2} z_0}{I_p}$$

$$\sigma'_{mz2} = 2.584 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- JAMFØRINGSPENNING

$$\sigma_{2\perp} := \frac{\sqrt{\sigma'_{my2^2} + \sigma'_{mz2^2}}}{\sqrt{2}}$$

$$\frac{\perp}{\sqrt{2}} := 1$$

$$\sigma_{2\perp} = 1.827 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{2\perp} := \frac{\sqrt{\sigma'_{my2^2} + \sigma'_{mz2^2}}}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_{2\perp} = 1.827 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{j2} := \sqrt{\left[(\sigma_{2\perp})^2 + 3 \left[(\tau_{2\perp})^2 + (\tau_{v2} + \tau_{par2})^2 \right] \right]}$$

$$\sigma_{j2} = 3.415 \times 10^8 \text{ Pa}$$

- KONTROLL AV SVEIS

- Stålsort s355

$$f_u := 5.10 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\beta_w := 0.9$$

$$\gamma_{m2} := 1.25$$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$Kontroll := \text{if}(f_d \geq \sigma_{j2}, \text{"OK"}, \text{"IKKE OK"})$$

Kontroll = "OK"

- UTNYTTELSESGRAD

$$U_t := \frac{\sigma_{j2}}{f_d}$$

$$U_t = 75.326\%$$

Vedlegg 13 Sveis mellom rektangelprofil og rørprofil i strukturen

UTMATTING AV SVEIS

$$\sigma_w := \sqrt{(\sigma_{2\perp})^2 + (\tau_{2\perp})^2 + (0.2 \cdot \tau_{par2})^2}$$

$$\sigma_w = 2.611 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Kurveklasse F

$$m := 3$$

$$N_{wtot} := 540000$$

$$a_w := 10^{11.855}$$

$$\Delta frd := \frac{\sigma_w}{1 \text{ MPa}}$$

ANTALL LASTVIRKNINGER FØR BRUDD

$$N_w := \frac{a_w}{\Delta frd^m}$$

$$N_w = 4.023 \times 10^7$$

LASTVIRKNINGSGRAD

$$L_v := \frac{N_{wtot}}{N_w}$$

$$L_v = 0.013$$

Vedlegg 14 Sveis mellom rektangelprofil og øre i struktur

b er i x retning

H er i y retning

avstand fra hull til Zo

$$b := 218\text{mm}$$

$$a := 6\text{mm}$$

$$h := 215\text{mm}$$

$$t := (306 - 215)\text{mm}$$

AREAL OG ANNET AREALMOMENT AV SVEIS

Areal

$$A1 := (b - 2 \cdot a)a$$

$$A2 := (h - 2 \cdot a)a$$

$$A3 := A1$$

$$A4 := A2$$

$$Asum := A1 + A2 + A3 + A4$$

Annet arealmoment for Ix

For sveis vertikalt

For sveis horisontalt

$$iv := \frac{a \cdot h^3}{12}$$

$$ih := \frac{b \cdot a^3}{12}$$

$$zv := \frac{(b + a)}{2}$$

$$zh := \frac{(h + a)}{2}$$

Steiners formel

$$I1 := iv + A1 \cdot zv^2$$

$$I2 := ih + A2 \cdot zh^2$$

$$Ix := 2(I1 + I2)$$

$$I1 = 2.047 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I2 = 1.488 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$Ix = 7.07 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

Annet arealmoment for Iy

For sveis vertikalt

For sveis horisontalt

$$iv := \frac{h \cdot a^3}{12}$$

$$ih := \frac{a \cdot b^3}{12}$$

$$zv := \frac{(b + a)}{2}$$

$$zh := \frac{(h + a)}{2}$$

Steiners formel

$$I1 := iv + A1 \cdot zv^2$$

$$I2 := ih + A2 \cdot zh^2$$

$$Iy := 2(I1 + I2)$$

$$I1 = 1.551 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I2 = 2.005 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$Iy = 7.112 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

polart treghetsmoment

$$Ip := Ix + Iy$$

$$Ip = 1.418 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

sveis 1 er på siden mot borerigg. nummerering følger klokken

$$z0 = 0.153\text{m}$$

$$A1 = 1.236 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A2 = 1.218 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Asum = 4.908 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Vedlegg 14 Sveis mellom rektangelprofil og øre i struktur

LASTSITUASJON 1

$$M_{xp1} := 0\text{kN}$$

Moment på grunn av egenvekt

$$M_{yp1} := 0\cdot\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{zp1} := 0\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{xv1} := 0\text{kN}$$

$$M_{yv1} := 0\text{kN}\cdot\text{m}$$

Hentes fra utregning av bolteopplagring

$$M_{zv1} := 0\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{sdx1} := (M_{xp1}\cdot\gamma_G + M_{xv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$M_{sdy1} := (M_{yp1}\cdot\gamma_G + M_{yv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$M_{sdz1} := (M_{zp1}\cdot\gamma_G + M_{zv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

Kraft på grunn av egenvekt

$$F_{xp1} := 326.07\text{kN}$$

$$F_{yp1} := 20.25\text{kN}$$

$$F_{zp1} := 22.9\text{kN}$$

$$F_{xv1} := (0)\text{kN}$$

$$F_{yv1} := 0\text{kN}$$

$$F_{zv1} := 0\text{kN}$$

$$F_{sdx1} := (F_{xp1}\cdot\gamma_G + F_{xv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$F_{sdy1} := (F_{yp1}\cdot\gamma_G + F_{yv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

$$F_{sdz1} := (F_{zp1}\cdot\gamma_G + F_{zv1}\cdot\gamma_N)\cdot\gamma_M$$

- SKJÆRSPENNIGER I X-RETTNING

$$\tau_{parx1} := \frac{F_{sdx1}}{2A1}$$

- SKJÆRSPENNIGER I Y-RETTNING

LASTFAKTORER

Variable last

$$\gamma_N := 1.5$$

Permanent last

$$\gamma_G := 1.2$$

Materialfaktor

$$\gamma_M := 1.1$$

$$M_{sdx1} = 0$$

$$M_{sdy1} = 0$$

$$M_{sdz1} = 0$$

$$F_{sdx1} = 4.304 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{sdy1} = 2.673 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{sdz1} = 3.023 \times 10^4 \text{ N}$$

$$\tau_{parx1} = 1.741 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Vedlegg 14 Sveis mellom rektangelprofil og øre i struktur

$$\tau_{\text{pary1}} := \frac{F_{\text{sd}y1}}{2A2}$$

$$\tau_{\text{pary1}} = 1.097 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- SPENNINGER SOM RESULTAT AV Moment om Z

$$\sigma'_{\text{mz1}} := \frac{F_{\text{sd}x1} \cdot t \cdot z0}{I_p}$$

$$\sigma'_{\text{mz1}} = 4.228 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{vrM}} := \frac{\sigma'_{\text{mz1}}}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_{\text{vrM}} = 2.99 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{vrM}} := \frac{\sigma'_{\text{mz1}}}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_{\text{vrM}} = 2.99 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- JAMFØRINGSPENNING

$$\tau_{\text{par1}} := \sqrt{\tau_{\text{parx1}}^2 + \tau_{\text{pary1}}^2}$$

$$\tau_{\text{par1}} = 1.745 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{j1}} := \sqrt{[(\sigma_{\text{vrM}})^2 + 3[(\tau_{\text{par1}})^2 + (\tau_{\text{vrM}})^2]]}$$

$$\sigma_{\text{j1}} = 3.08 \times 10^8 \text{ Pa}$$

- KONTOROLL AV SVEIS

- Stålsort s355

$$f_u := 5.10 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\beta_w := 0.9$$

$$\gamma_{m2} := 1.25$$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{Kontroll} := \text{if}(f_d \geq \sigma_{\text{j1}}, \text{"OK"}, \text{"IKKE OK"})$$

$$\text{Kontroll} = \text{"OK"}$$

- UTNYTTELSESGRAD

$$U_t := \frac{\sigma_{\text{j1}}}{f_d}$$

$$U_t = 67.949\%$$

Vedlegg 14 Sveis mellom rektangelprofil og øre i struktur

LASTSITUASJON 3

$$F_{xp3} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{yp3} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{zp3} := 0 \text{ kN}$$

$$F_{xv3} := \frac{226}{2} \text{ kN}$$

$$F_{yv3} := \frac{314.4}{2} \text{ kN}$$

$$F_{zv3} := 0 \text{ kN}$$

$$M_{zv3} := F_{xv1} \cdot t$$

LASTFAKTORER

Variable last

$$\gamma_N := 1.5$$

Permanent last

$$\gamma_G := 1.2$$

Materialfaktor

$$\gamma_M := 1.1$$

$$M_{sdz3} := (M_{zv1} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$M_{sdz3} = 0$$

$$F_{sdx3} := (F_{xp3} \cdot \gamma_G + F_{xv3} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdx3} = 1.865 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{sdy3} := (F_{yp3} \cdot \gamma_G + F_{yv3} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdy3} = 2.594 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{sdz3} := (F_{zp3} \cdot \gamma_G + F_{zv3} \cdot \gamma_N) \cdot \gamma_M$$

$$F_{sdz3} = 0$$

- SKJÆRSPENNIGER I X-RETTNING

$$\tau_{par3} := \frac{F_{sdx3}}{2A_1}$$

$$\tau_{par3} = 7.542 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- SKJÆRSPENNIGER I Y-RETTNING

$$\tau_{pary3} := \frac{F_{sdy3}}{2A_2}$$

$$\tau_{pary3} = 1.065 \times 10^8 \text{ Pa}$$

- SPENNINGER SOM RESULTAT AV Moment om Z

$$\sigma'_{mz3} := \frac{M_{sdz3} z_0}{I_p}$$

$$\sigma'_{mz3} = 0$$

$$\sigma_{vrM3} := \frac{\sigma'_{mz3}}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_{vrM3} = 0$$

$$\tau_{vrM3} := \frac{\sigma'_{mz3}}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_{vrM3} = 0$$

- JAMFØRINGSPENNING

$$\tau_{par3} := \sqrt{\tau_{par3}^2 + \tau_{pary3}^2}$$

$$\tau_{par3} = 1.305 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_j3 := \sqrt{[(\sigma_{vrM3})^2 + 3[(\tau_{par3})^2 + (\tau_{vrM3})^2]]}$$

$$\sigma_j3 = 2.26 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Vedlegg 14 Sveis mellom rektangelprofil og øre i struktur

- KONTROLL AV SVEIS

• Stålsort s355

$$f_u := 5.10 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\beta_w := 0.9$$

$$\gamma_{m2} := 1.25$$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{Kontroll} := \text{if}(f_d \geq \sigma_{j1}, \text{"OK"}, \text{"IKKE OK"})$$

Kontroll = "OK"

- UTNYTTELSESGRAD

$$U_t := \frac{\sigma_j^3}{f_d}$$

$$U_t = 49.855\%$$

UTMATTING AV SVEIS

$$\sigma_w := \sqrt{(\sigma_{vrM})^2 + (\tau_{vrM})^2 + (0.2 \cdot \tau_{par1})^2}$$

$$\sigma_w = 5.482 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Kurveklasse C2

$$m := 3$$

$$N_{wtot} := 675000$$

$$a_w := 10^{12.31}$$

$$\Delta f_{rd} := \frac{\sigma_w}{1 \text{ MPa}}$$

ANTALL LASTVIRKNINGER FØR BRUDD

$$N_w := \frac{a_w}{\Delta f_{rd}^m}$$

$$N_w = 1.239 \times 10^7$$

LASTVIRKNINGSGRAD

$$L_v := \frac{N_{wtot}}{N_w}$$

$$L_v = 0.054$$

Vedlegg 15 Sveis til feste av struktursylinder

Beregning av sveis mellom struktursylinder og sving og tilt

$$a := 16\text{mm}$$

$$d := 150\text{mm}$$

$$L1 := 37\text{mm}$$

$$D := d + 2 \cdot a$$

$$L2 := 88\text{mm}$$

$$L3 := 30\text{mm}$$

Lastsituasjon 1 med lastfaktorer(uten boring)

$$M_{x1} := (4.9 \cdot 1.2)\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{y1} := (78.91 \cdot 1.2)\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$F_{z1} := (22.9 \cdot 1.2)\text{kN}$$

Lastsituasjon 2 med lastfaktorer

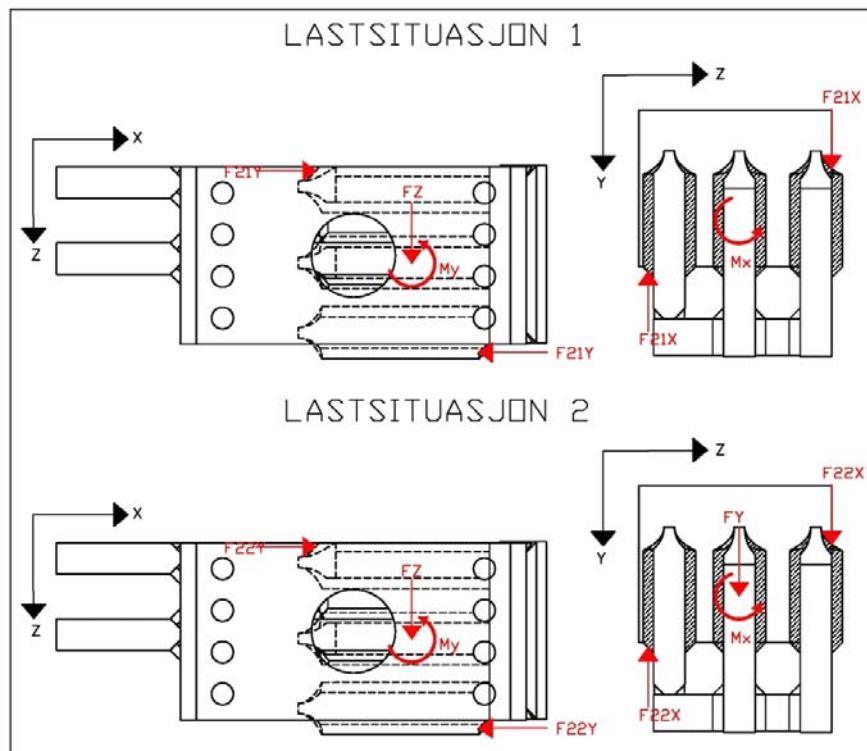
$$M_{x2} := [78.91 \cdot 1.2 + (4.3 + 4.12) \cdot 1.5]\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{y2} := [(10.76 + 10.30) \cdot 1.5]\text{kN}\cdot\text{m}$$

$$M_{z2} := (12.09 \cdot 1.2)\text{kN}\cdot\text{m} \quad \text{kan neglisjeres da kraften tas opp av svingensylinderen, (den vil gi et positivt bidrag til strukturopplagringen)}$$

$$F_{y2} := (22.9) \cdot 1.2\text{kN}$$

$$F_{z2} := (19.74 + 18.90) \cdot 1.5\text{kN}$$



F21Y F21X F22Y og F22X er reaksjonskrefter fra moment My og Mx. De resterende krefter er krefter fra egenvekter og borekrefter

Vedlegg 15 Sveis til feste av struktursylinder

FORENKLET METODE

Det er gjort en forenkling av beregningene på grunn av sveisens geometriske kompleksitet. Momentet M_x og M_y er gjort om til likevektskrefter. Disse er vist i figur over. Det er regnet konservativt og kun regnet på to likevektskrefter, Disse virker på de to sveisene lengst vekk fra momentets akse. Det er antatt at hele arealet tar blir utsatt for lik σ vinkelspenninger og τ vinkelspenninger samt τ parallellspenninger

$$z_1 := \frac{L_3}{2} + L_1 + L_3$$

$$z_1 = 0.082 \text{ m}$$

$$A_1 := 2\pi \cdot \frac{d \cdot a}{2}$$

$$A_1 = 7.54 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

LASTSITUASJON 1

- Spenninger på grunn av moment om Y

Momentlikevekt gir

$$F_{21y} := \frac{M_y l}{2z_1}$$

$$F_{21y} = 5.774 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{vinkely1}} := \frac{F_{21y}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 5.415 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{vinkely1}} := \frac{F_{21y}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 5.415 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{parx1}} := \frac{F_{21y}}{A_1} = 7.658 \times 10^7 \text{ Pa}$$

- Spenninger på grunn av moment om X

Momentlikevekt gir

$$F_{21x} := \frac{M_x l}{2z_1}$$

$$F_{21x} = 3.585 \times 10^4 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{vinkelx1}} := \frac{F_{21x}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 3.362 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{vinkelx1}} := \frac{F_{21x}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 3.362 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{parx1}} := \frac{F_{21x}}{A_1} = 4.755 \times 10^6 \text{ Pa}$$

- Spenninger på grunn av kraft i Z-rettning

(antar at kraften fordeler seg likt over alle sveiser).

Vedlegg 15 Sveis til feste av struktursylinder

$$\sigma_{\text{vinkelfz1}} := \frac{F_{z1}}{\sqrt{2} \cdot A1} = 2.577 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{vinkelfz1}} := \frac{F_{z1}}{\sqrt{2} \cdot A1} = 2.577 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Jevnføringsspenning

$$\sigma_{11} := \sigma_{\text{vinkely1}} + \sigma_{\text{vinkelx1}} + \sigma_{\text{vinkelfz1}}$$

$$\tau_{11} := \tau_{\text{vinkely1}} + \tau_{\text{vinkelx1}} + \tau_{\text{vinkelfz1}}$$

$$\tau_{21} := \tau_{\text{pary1}} + \tau_{\text{parx1}}$$

$$\sigma_j := \sqrt{(\sigma_{11})^2 + 3(\tau_{11})^2 + (\tau_{21})^2}$$

$$\sigma_j = 1.451 \times 10^8 \text{ Pa}$$

• KONTOROLL AV SVEIS

• Stålsort s355

$$f_u := 5.10 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\beta_w := 0.9$$

$$\gamma_{m2} := 1.25$$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{Kontroll} := \text{if}(f_d \geq \sigma_j, \text{"OK"}, \text{"IKKE OK"})$$

$$\text{Kontroll} = \text{"OK"}$$

• UTNYTTELSESGRAD

$$U_t := \frac{\sigma_j}{f_d}$$

$$U_t = 32.01 \cdot \%$$

LASTSITUASJON 2

• Spenninger på grunn av moment om Y

Momentlikevekt gir

$$F_{22y} := \frac{M_{y2}}{2z1}$$

$$F_{22y} = 1.926 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{vinkely2}} := \frac{F_{22y}}{\sqrt{2} \cdot A1} = 1.806 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{vinkely2}} := \frac{F_{22y}}{\sqrt{2} \cdot A1} = 1.806 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{pary2}} := \frac{F_{22y}}{A1} = 2.555 \times 10^7 \text{ Pa}$$

• Spenninger på grunn av moment om X

Momentlikevekt gir

Vedlegg 15 Sveis til feste av struktursylinder

$$F_{22x} := \frac{M_{x2}}{2z_1}$$

$$F_{22x} = 6.544 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{vinkelx2}} := \frac{F_{22x}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 6.137 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{vinkelx2}} := \frac{F_{22x}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 6.137 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{parx2}} := \frac{F_{22x}}{A_1} = 8.679 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Spenninger på grunn av kraft i Z-retning

antar at kraften fordeler seg likt over alle sveiser.

$$\sigma_{\text{vinkelfz2}} := \frac{\sqrt{F_{y2}^2 + F_{z2}^2}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 6.016 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{vinkelfz2}} := \frac{\sqrt{F_{y2}^2 + F_{z2}^2}}{\sqrt{2} \cdot A_1} = 6.016 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{parfz2}} := \frac{\sqrt{F_{y2}^2 + F_{z2}^2}}{A_1} = 8.507 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Jevnføringsspenning

$$\sigma_{12} := \sigma_{\text{vinkely2}} + \sigma_{\text{vinkelx2}} + \sigma_{\text{vinkelfz2}}$$

$$\tau_{12} := \tau_{\text{vinkely2}} + \tau_{\text{vinkelx2}} + \tau_{\text{vinkelfz2}}$$

$$\tau_{22} := \tau_{\text{pary2}} + \tau_{\text{parx2}} + \tau_{\text{parfz2}}$$

$$\sigma_j := \sqrt{(\sigma_{12})^2 + 3(\tau_{12})^2 + (\tau_{22})^2}$$

$$\sigma_j = 2.093 \times 10^8 \text{ Pa}$$

• KONTROLL AV SVEIS

- Stålsort s355

$$f_u := 5.10 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\beta_w := 0.9$$

$$\gamma_{m2} := 1.25$$

$$f_d := \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{m2}}$$

$$f_d = 4.533 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{Kontroll} := \text{if}(f_d \geq \sigma_j, \text{"OK"}, \text{"IKKE OK"})$$

Kontroll = "OK"

• UTNYTTELSESGRAD

$$U_t := \frac{\sigma_j}{f_d}$$

$$U_t = 46.172\%$$

Vedlegg 15 Sveis til feste av struktursylinder

UTMATTING AV SVEIS

$$\sigma_w := \sqrt{(\sigma_{12})^2 + (\tau_{12})^2 + (0.2 \cdot \tau_{22})^2}$$

$$\sigma_w = 1.232 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Kurveklasse F

$$m := 3$$

$$N_{wtot} := 540000$$

$$a_w := 10^{11.855}$$

$$\Delta frd := \frac{\sigma_w}{1 \text{ MPa}}$$

ANTALL LASTVIRKNINGER FØR BRUDD

$$N_w := \frac{a_w}{\Delta frd^m}$$

$$N_w = 3.826 \times 10^5$$

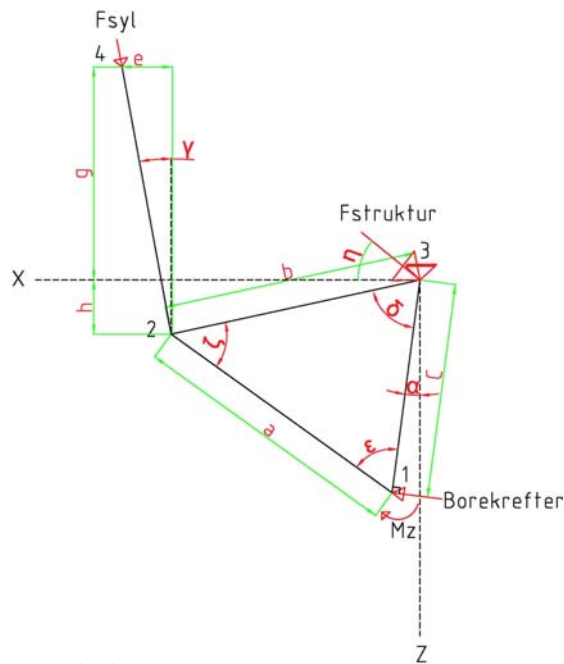
LASTVIRKNINGSGRAD

$$L_v := \frac{N_{wtot}}{N_w}$$

$$L_v = 1.411$$

Vedlegg 16 Sving og tilledd, opplagringskrefter ved lastsituasjon 3

KREFTER I SVING OG TILT LEDD VED ROTASJONSMOTOR VRIDD 90 GRADER NED



GEOMETRIDATA

$$a := 240 \text{ mm}$$

$$b := 300 \text{ mm}$$

$$c := 390 \text{ mm}$$

$$e := 294 \text{ mm}$$

$$g := 662 \text{ mm}$$

$$\delta := \arccos\left[\frac{\left(\frac{a^2 - b^2 - c^2}{2ac}\right)}{-2b \cdot c}\right]$$

$$\epsilon := \arcsin\left[\frac{b \cdot \sin(\delta)}{a}\right]$$

$$\zeta := \arcsin\left[\frac{c \cdot \sin(\delta)}{a}\right]$$

$$\gamma := \tan\left(\frac{e}{g - \sin(\pi - \zeta - \alpha) \cdot b}\right)$$

$$\alpha := -60$$

$$F_z := 22898.5 \cdot \text{N}$$

$$\text{arm} := 3446 \text{ mm}$$

$$\text{Borekrefter} := 38640 \cdot \text{N}$$

$$\alpha_r := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

$$\delta = 0.662$$

$$\epsilon = 0.877$$

$$\zeta = 1.54$$

$$\gamma = 0.577$$

MOMENT OG KREFTER

$$M_1 := F_z \cdot \cos(\alpha_r) \cdot \text{arm}$$

$$F_{bx} := \text{Borekrefter} \cdot \cos(\alpha_r)$$

$$F_{bz} := \text{Borekrefter} \cdot \sin(\alpha_r)$$

$$M_1 = 3.945 \times 10^4 \text{ J}$$

$$F_{bx} = 1.932 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{bz} = -3.346 \times 10^4 \text{ N}$$

Vedlegg 16 Sving og tilledd, opplagringskrefter ved lastsituasjon 3

GRENSEBETINGELSER

$$H4 + H2 = 0$$

$$H3 := H2 - H1$$

$$H1 := Fbx$$

$$V4 + V2 := 0$$

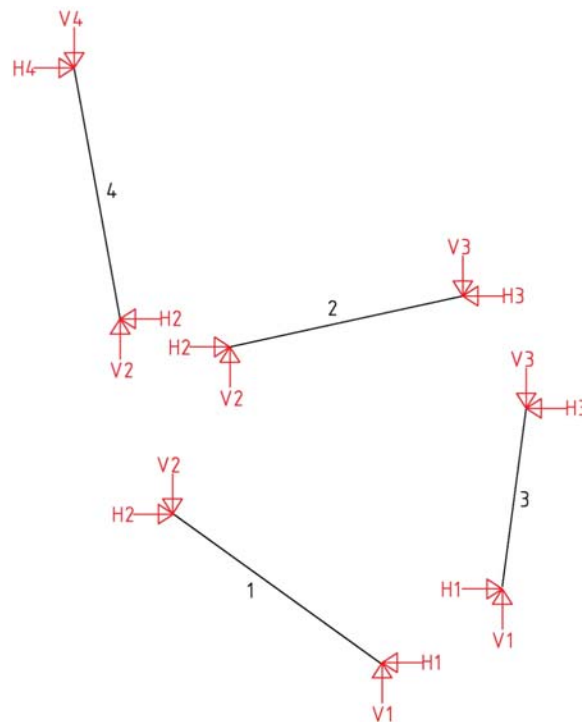
$$V3 := V1 + V2$$

$$V1 := Fbz$$

$$V2 := \frac{H2}{\tan(\gamma)}$$

$$\sum M1 := MZ$$

$$Mz := H2 \cdot a \cdot \cos(\varepsilon - \alpha) - V2 \cdot a \cdot \sin(\varepsilon - \alpha) - H3 \cdot c \cdot \cos(\alpha) + V3 \cdot c \cdot \sin(\alpha)$$



LIGNINGSLØSING

$$H4 := -H2 \cdot \cos(\varepsilon - \alpha) - \left(\frac{H2}{\tan(\gamma)} \right) \cdot a \cdot \sin(\varepsilon - \alpha) - (H2 - H1) \cdot c \cdot \cos(\alpha) + \left[V1 - \left(\frac{H2}{\tan(\gamma)} \right) \right] \cdot c \cdot \sin(\alpha)$$

$$Mz := H2 \cdot a \cdot \cos(\varepsilon - \alpha) - \left(\frac{H2}{\tan(\gamma)} \right) \cdot a \cdot \sin(\varepsilon - \alpha) - (H2 - Fbx) \cdot c \cdot \cos(\alpha) + \left[Fbz - \left(\frac{H2}{\tan(\gamma)} \right) \right] \cdot c \cdot \sin(\alpha)$$

$$Mz := H2 \cdot \left(a \cdot \cos(\varepsilon - \alpha) - a \cdot \frac{\sin(\varepsilon - \alpha)}{\tan(\gamma)} - c \cdot \cos(\alpha) - c \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\tan(\gamma)} \right) + Fbx \cdot (c \cdot \cos(\alpha)) + Fbz \cdot (c \cdot \sin(\alpha))$$

$$H2 := \frac{[Mz - [Fbx \cdot (c \cdot \cos(\alpha)) + Fbz \cdot (c \cdot \sin(\alpha))]]}{\left(a \cdot \cos(\varepsilon - \alpha) - a \cdot \frac{\sin(\varepsilon - \alpha)}{\tan(\gamma)} - c \cdot \cos(\alpha) - c \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\tan(\gamma)} \right)}$$

Vedlegg 16 Sving og tilledd, opplagingskrefter ved lastsituasjon 3

$$H2 := \frac{[M1 - \text{Borekrefter} \cdot (a \cdot \cos(\alpha r)^2 + c \cdot \sin(\alpha r)^2)]}{\left(a \cdot \cos(\varepsilon - \alpha r) - a \cdot \frac{\sin(\varepsilon - \alpha r)}{\tan(\gamma)} - c \cdot \cos(\alpha r) - c \cdot \frac{\sin(\alpha r)}{\tan(\gamma)} \right)}$$

RESULTAT

$$V2 := \frac{H2}{\tan(\gamma)}$$

$$V3 := V1 + V2$$

$$H3 := -H1 + H2$$

$$V4 := V2$$

$$H4 := H2$$

$$F_{syl} := \sqrt{(H4^2 + V4^2)}$$

$$\eta := \frac{180}{\pi} \cdot \text{atan}\left(\frac{V3}{H3}\right)$$

$$F_{struktur} := \sqrt{(H3^2 + V3^2)}$$

$$H2 = -2.067 \times 10^5 \text{ N}$$

$$V2 = -2.81 \times 10^5 \text{ N}$$

$$H3 = -2.26 \times 10^5 \text{ N}$$

$$V3 = -3.144 \times 10^5 \text{ N}$$

$$H4 = -2.067 \times 10^5 \text{ N}$$

$$V4 = -2.81 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{syl} = 3.488 \times 10^5 \text{ N}$$

Vinkel på kraft $\eta = 54.295$

$$F_{struktur} = 3.872 \times 10^5 \text{ N}$$

Data for graf

Verdi på α

$\alpha_s :=$

(-60)
-55
-50
-45
-40
-35
-30
-25
-20
-15
-10
-5
0
5
10
15
20
25
30)

Vedlegg 16 Sving og tilledd, opplagringskrefter ved lastsituasjon 3

$$\alpha_g := \frac{\alpha_s \cdot \pi}{180}$$

$$M1g := Fz \cdot \cos(\alpha_g) \cdot \text{arm}$$

$$\gamma_g := \tan\left(\frac{e}{g - \sin(\pi - \zeta - \alpha_g) \cdot b}\right)$$

$$H2g := \frac{\left[M1g - \text{Borekrefter} \cdot \left(a \cdot \cos(\alpha_g)^2 + c \cdot \sin(\alpha_g)^2 \right) \right]}{\left(a \cdot \cos(\varepsilon - \alpha_g) - a \cdot \frac{\sin(\varepsilon - \alpha_g)}{\tan(\gamma_g)} - c \cdot \cos(\alpha_g) - c \cdot \frac{\sin(\alpha_g)}{\tan(\gamma_g)} \right)}$$

$$Fbxg := \text{Borekrefter} \cdot \cos(\alpha_g)$$

$$Fbzg := \text{Borekrefter} \cdot \sin(\alpha_g)$$

$$V1g := Fbzg$$

$$H1g := Fbxg$$

RESULTAT

$$V2g := \frac{H2g}{\tan(\gamma_g)}$$

$$V3g := V1g + V2g$$

$$H3g := -H1g + H2g$$

$$V4g := V2g$$

$$H4g := H2g$$

$$Fgsyl := \sqrt{\left(H4g^2 + V4g^2 \right)}$$

Vedlegg 16 Sving og tilledd, opplagringskrefter ved lastsituasjon 3

Fgstruktu

	0
0	$-2.26 \cdot 10^5$
1	$-2.045 \cdot 10^5$
2	$-1.974 \cdot 10^5$
3	$-1.962 \cdot 10^5$
4	$-1.982 \cdot 10^5$
5	$-2.021 \cdot 10^5$
6	$-2.073 \cdot 10^5$
H3g = 7	$-2.134 \cdot 10^5$ N
8	$-2.199 \cdot 10^5$
9	$-2.266 \cdot 10^5$
10	$-2.33 \cdot 10^5$
11	$-2.385 \cdot 10^5$
12	$-2.426 \cdot 10^5$
13	$-2.447 \cdot 10^5$
14	$-2.44 \cdot 10^5$
15	...

V3g =

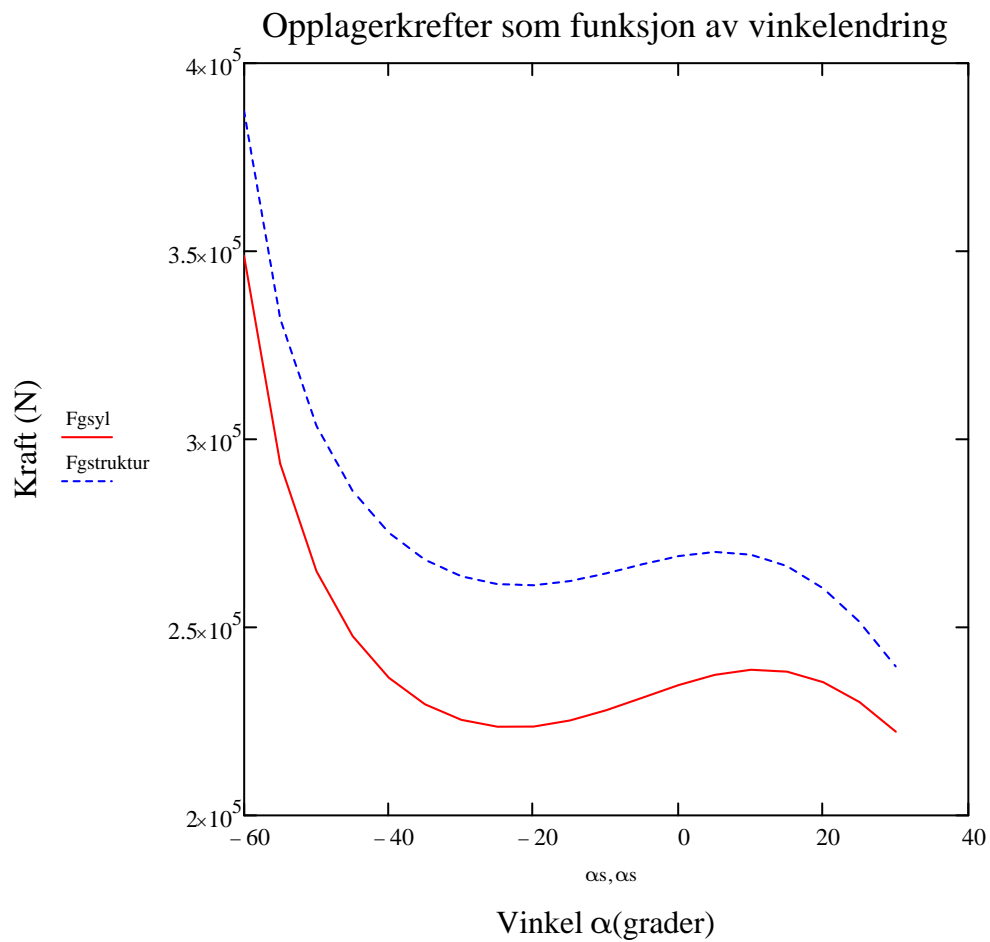
	0
0	$-3.144 \cdot 10^5$
1	$-2.616 \cdot 10^5$
2	$-2.305 \cdot 10^5$
3	$-2.084 \cdot 10^5$
4	$-1.908 \cdot 10^5$
5	$-1.758 \cdot 10^5$
6	$-1.627 \cdot 10^5$
V3g = 7	$-1.511 \cdot 10^5$ N
8	$-1.408 \cdot 10^5$
9	$-1.32 \cdot 10^5$
10	$-1.248 \cdot 10^5$
11	$-1.194 \cdot 10^5$
12	$-1.159 \cdot 10^5$
13	$-1.141 \cdot 10^5$
14	$-1.14 \cdot 10^5$
15	...

Fgsyl =

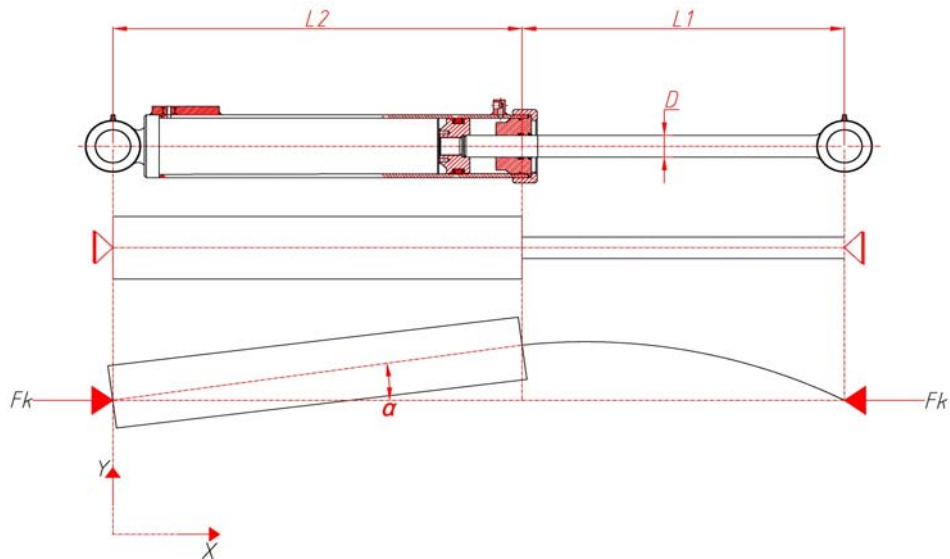
	0
0	$3.488 \cdot 10^5$
1	$2.935 \cdot 10^5$
2	$2.649 \cdot 10^5$
3	$2.476 \cdot 10^5$
4	$2.366 \cdot 10^5$
5	$2.295 \cdot 10^5$
6	$2.254 \cdot 10^5$
Fgsyl = 7	$2.235 \cdot 10^5$ N
8	$2.236 \cdot 10^5$
9	$2.252 \cdot 10^5$
10	$2.279 \cdot 10^5$
11	$2.313 \cdot 10^5$
12	$2.346 \cdot 10^5$
13	$2.373 \cdot 10^5$
14	$2.387 \cdot 10^5$
15	...

Fgstruktur =

	0
0	$3.872 \cdot 10^5$
1	$3.32 \cdot 10^5$
2	$3.035 \cdot 10^5$
3	$2.862 \cdot 10^5$
4	$2.751 \cdot 10^5$
5	$2.679 \cdot 10^5$
6	$2.635 \cdot 10^5$
7	$2.614 \cdot 10^5$
Fgstruktur = 8	$2.611 \cdot 10^5$ N
9	$2.622 \cdot 10^5$
10	$2.643 \cdot 10^5$
11	$2.667 \cdot 10^5$
12	$2.689 \cdot 10^5$
13	$2.7 \cdot 10^5$
14	$2.693 \cdot 10^5$
15	$2.662 \cdot 10^5$
16	$2.603 \cdot 10^5$
17	...



KNEKKING AV SYLINDER



Forutsetninger

- Fast innspenning av stempelstang i sylinderen
- Antar \$L_2\$ som uendelig stiv sammenlignet med \$L_1\$

Beregning av Eulerlast

$$Y'' = M/EI$$

$$Y'' = -F_e y/EI$$

$$P := \sqrt{\frac{F_e}{EI}}$$

$$0 = Y'' + P^2 y$$

Løsning på differensallikning

$$E := 210000 \text{ MPa}$$

$$n := 2.5 \text{ materialfaktor. stål}$$

$$D := 75 \cdot \text{mm}$$

$$\gamma_{m1} := 1.5$$

$$L_1 := 517 \cdot \text{mm}$$

$$L_2 := 599 \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_f := 235 \text{ MPa}$$

$$L_{\text{eff}} := \frac{L_2}{L_1}$$

$$L = 1.159$$

Vedlegg 17 Sylinder, dimensjonering av sylinderstang og nødvendig sylinderdiameter

$$F_{syl} := 348.8 \cdot \text{kN}$$

$$A1 := \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

$$I1 := \pi \cdot \frac{D^4}{64}$$

$$A1 = 4.418 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I1 = 1.553 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$F_{sd} := F_{syl} \cdot \gamma_{m1}$$

$$F_{sd} = 5.232 \times 10^5 \text{ N}$$

$$Y := C1 \cdot \sin(px) + C2 \cdot \cos(px)$$

Grensebetingelser

$$X := 0 \quad \rightarrow \quad C2 := 0$$

$$Y := \alpha \cdot L2 \quad X := L1 \quad \rightarrow \quad C1 \cdot \sin(pL1) = \alpha \cdot L2$$

$$Y' = -\alpha \quad \text{for } x := L1 \quad \rightarrow \quad C1 p \cdot \cos(pL1) = -\alpha$$

Innsatt

$$\frac{C1}{L2} \cdot \sin(pL1) = -C1 p \cdot \cos(pL1) \quad \rightarrow \quad -\tan(pL1) = p \cdot L2$$

$$\frac{L2}{L1} = 1.159$$

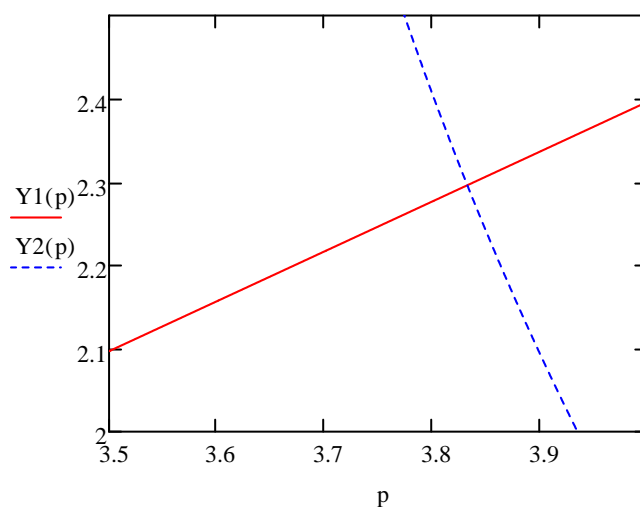
$$-\tan(pL1) = p \cdot L \cdot L1$$

Denne likningen har flere løsninger av p. Vi er interessert i den minste av disse (bortsett fra P=0) da denne vil være dimensjonerende. Likningen løses enklest grafisk.

Løses grafisk

$$Y1(p) := L \cdot p \cdot L1$$

$$Y2(p) := -\tan(p \cdot L1)$$



Vedlegg 17 Sylinder, dimensjonering av sylinderstang og nødvendig sylinderdiameter

$$PL1 := 3.83$$

$$p := \frac{PL1}{L1} \qquad p = 7.408 \frac{1}{m}$$

$$F_e := p^2 \cdot E \cdot I1$$

Euler definisjon på F_E

$$F_E := \pi^2 \cdot \frac{E \cdot I1}{L^2}$$

$$L_k := \frac{\pi}{p}$$

Knekk lengde

$$L_k = 0.424 \text{ m}$$

Treghetsradius

$$i := \sqrt{\left(\frac{I1}{A1}\right)}$$

$$i = 0.019 \text{ m}$$

Slankhetsforhold

$$\lambda := \frac{L_k}{i}$$

$$\lambda = 22.617$$

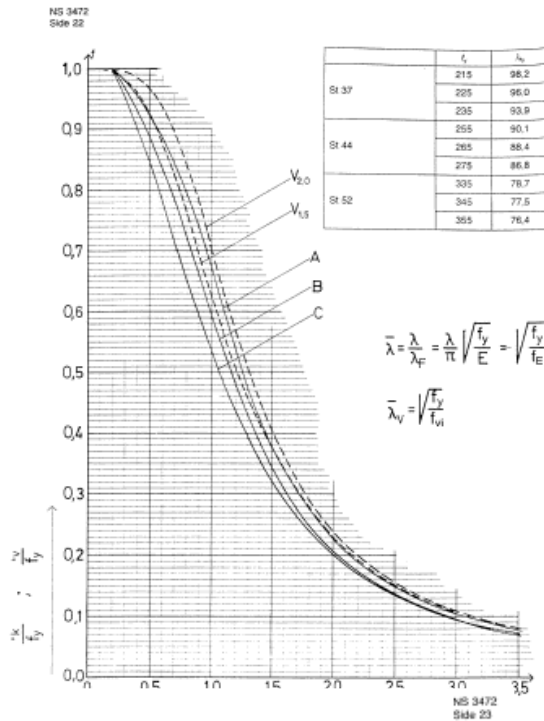
Redusert slankhet

$$\lambda_r := \frac{\lambda}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_f}{E}}$$

$$\lambda_r = 0.241$$

Vedlegg 17 Sylinder, dimensjonering av sylinderstang og nødvendig sylinderdiameter

Fra NS 3472



Form	Kurve
Hjulpformer	A
Svelet kasse	A-C
 $x = x_1 + t_1 + t_2$ $y = y_1 + t_1 + t_2$ $a = \text{svetsens arm}$	Varmformet Kaldformet, se tillegg $a \leq 2t$ $a > 2t$ $At \geq 30$ $a > 2t$ $ht \geq 30$
Svelet kasse, spenningsglødet	A
 Valset I-profil Knekkning om y-y akse Knekkning om x-x akse	$h/b > 1,2$ $h/b \leq 1,2$ $h/b > 1,2$ $h/b \leq 1,2$
 Svelet I-profil Knekkning om y-y akse Knekkning om x-x akse	Flensplater med flammeskårede kanter Valset flensplate Flensplater med flammeskårede kanter Valset flensplate
 Valset profil med svelete dekkplater Knekkning om y-y akse Knekkning om x-x akse	Knekkning om y-y akse Knekkning om x-x akse
 Profil som er spenningsglødet Knekkning om y-y akse Knekkning om x-x akse	Knekkning om y-y akse Knekkning om x-x akse
 T-profil U-profil	C
L-profil se pkt. 5.4.4.	C/B

Fig. 5.4.3 b Tverrsnittformer

Vedlegg 17 Sylinder, dimensjonering av sylinderstang og nødvendig sylinderdiameter

fra tabell over

$$\sigma_{\text{grafA}} := 0.98$$

$$\sigma_{k1} := \sigma_{\text{grafA}} \cdot \sigma_f$$

$$\sigma_{k1} = 2.303 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$F_{\text{till}} := \sigma_{k1} \cdot \frac{A1}{n} = 4.07 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{\text{till}} = 4.07 \times 10^5 \text{ N}$$

utnyttelsesgrad

$$u := \frac{F_{\text{syl}}}{F_{\text{till}}}$$

$$u = 0.857$$

Vedlegg 17 Sylinder, dimensjonering av sylinderstang og nødvendig sylinderdiameter

Beregning av nødvendig sylinderareal

Stangdiameter

$$d := 75 \cdot \text{mm}$$

Dimensjonerende last

$$F_{\text{syl}} := 348.8 \text{ kN}$$

Maksimalt arbeidstrykk

$$P := 210 \text{ bar}$$

Sikkerhetsfaktor

$$\gamma := 1.1$$

Nødveindig areal

$$A := \frac{F_{\text{syl}} \cdot \gamma}{P}$$

$$A = 0.018 \text{ m}^2$$

Nødvendig sylindeinnerdiameter

$$D := \sqrt{d^2 + \left(\frac{4 \cdot A}{\pi} \right)}$$

$$D = 0.17 \text{ m}$$

Vedlegg 18 Sylinderboltprogram i Matlab

```

%BOLTEBEREGNING TIL STRUKTURBOLT
%E-modul
E=210000;

%Lengder i mm
L1=15;
L2=10;
L3=10.25;%lengden delt på 5
L4=L2;
L5=L1;

%Diameter på bolt mm
D=75;

%Arealer i mm^2
A=pi/4*D^2;

%Tregghetsmomenter i mm^4
I=pi/64*D^4;

%Sylinderkraft i N
Fsy1=3.488*10^5;

%Lokale stivhetsmatriser
K1=[E*A/L1,0,0,-E*A/L1,0,0;
    0,12*E*I/L1^3,-6*E*I/L1^2,0,-12*E*I/L1^3,-6*E*I/L1^2;
    0,-6*E*I/L1^2,4*E*I/L1,0,6*E*I/L1^2,2*E*I/L1;
    -E*A/L1,0,0,E*A/L1,0,0;
    0,-12*E*I/L1^3,6*E*I/L1^2,0,12*E*I/L1^3,6*E*I/L1^2;
    0,-6*E*I/L1^2,2*E*I/L1,0,6*E*I/L1^2,4*E*I/L1];
K2=[E*A/L2,0,0,-E*A/L2,0,0;
    0,12*E*I/L2^3,-6*E*I/L2^2,0,-12*E*I/L2^3,-6*E*I/L2^2;
    0,-6*E*I/L2^2,4*E*I/L2,0,6*E*I/L2^2,2*E*I/L2;
    -E*A/L2,0,0,E*A/L2,0,0;
    0,-12*E*I/L2^3,6*E*I/L2^2,0,12*E*I/L2^3,6*E*I/L2^2;
    0,-6*E*I/L2^2,2*E*I/L2,0,6*E*I/L2^2,4*E*I/L2];
K3=[E*A/L3,0,0,-E*A/L3,0,0;
    0,12*E*I/L3^3,-6*E*I/L3^2,0,-12*E*I/L3^3,-6*E*I/L3^2;
    0,-6*E*I/L3^2,4*E*I/L3,0,6*E*I/L3^2,2*E*I/L3;
    -E*A/L3,0,0,E*A/L3,0,0;
    0,-12*E*I/L3^3,6*E*I/L3^2,0,12*E*I/L3^3,6*E*I/L3^2;
    0,-6*E*I/L3^2,2*E*I/L3,0,6*E*I/L3^2,4*E*I/L3];
K7=[E*A/L4,0,0,-E*A/L4,0,0;
    0,12*E*I/L4^3,-6*E*I/L4^2,0,-12*E*I/L4^3,-6*E*I/L4^2;
    0,-6*E*I/L4^2,4*E*I/L4,0,6*E*I/L4^2,2*E*I/L4;
    -E*A/L4,0,0,E*A/L4,0,0;
    0,-12*E*I/L4^3,6*E*I/L4^2,0,12*E*I/L4^3,6*E*I/L4^2;
    0,-6*E*I/L4^2,2*E*I/L4,0,6*E*I/L4^2,4*E*I/L4];
K8=[E*A/L5,0,0,-E*A/L5,0,0;
    0,12*E*I/L5^3,-6*E*I/L5^2,0,-12*E*I/L5^3,-6*E*I/L5^2;
    0,-6*E*I/L5^2,4*E*I/L5,0,6*E*I/L5^2,2*E*I/L5;
    -E*A/L5,0,0,E*A/L5,0,0;
    0,-12*E*I/L5^3,6*E*I/L5^2,0,12*E*I/L5^3,6*E*I/L5^2;
    0,-6*E*I/L5^2,2*E*I/L5,0,6*E*I/L5^2,4*E*I/L5];

%Global null matriser
KS1=zeros(27);
KS2=zeros(27);
KS3=zeros(27);
KS4=zeros(27);
KS5=zeros(27);
KS6=zeros(27);

```

Vedlegg 18 Sylinderboltprogram i Matlab

```

KS7=zeros(27);
KS8=zeros(27);

%Global systemmatriser for stivhet
KS1(1:6,1:6)=K1;
KS2(4:9,4:9)=K2;
KS3(7:12,7:12)=K3;
KS4(10:15,10:15)=K3;
KS5(13:18,13:18)=K3;
KS6(16:21,16:21)=K3;
KS7(19:24,19:24)=K7;
KS8(22:27,22:27)=K8;

%Lager global stivhetsmatrise av systemmatrisene
Kg=KS1+KS2+KS3+KS4+KS5+KS6+KS7+KS8;

%Kraftmatrise
Fs=zeros(27,1);

Fs(8:8,1,1)=Fsy1/5;
Fs(11:11,1,1)=Fsy1/5;
Fs(14:14,1,1)=Fsy1/5;
Fs(17:17,1,1)=Fsy1/5;
Fs(20:20,1,1)=Fsy1/5;

%grensebetingelser

%Forskyvninger
%U1x=0;
%U1y=0;

%U8y=0;

%kraftmatrise med grensebetingelser
Fkjent=zeros(24,1);
Fkjent(1:23,1:1)=Fs(3:25,1:1);
Fkjent(24:24,1:1)=Fs(27:27,1:1);

%Deformasjonsmatrise med grensebetingelser
Kukjent=zeros(24);
%1
Kukjent(1:23,1:23)=Kg(3:25,3:25);
%2
Kukjent(1:23,24:24)=Kg(3:25,27:27);
%3
Kukjent(24:24,1:23)=Kg(27:27,3:25);
%4
Kukjent(24:24,24:24)=Kg(27:27,27:27);

%finner Ukjente U
Ukjent=inv(Kukjent)*Fkjent;

%Kreftene i nodene
U=zeros(27,1);
U(3:25,1:1)=Ukjent(1:23,1:1);
%U(6:25,1:1)=Ukjent(3:22,1:1);
%U(24:25,1:1)=Ukjent(20:21,1:1);
U(27:27,1:1)=Ukjent(24:24,1:1);

F=Kg*U;

%lengdematrise
Lm=[L1;L2;L3;L3;L3;L3;L4;L5];

%Relativ deformasjon i x-rettning
ex=zeros(9,1);
ex(1:1,1:1)=U(1:1,1:1);
ex(2:2,1:1)=U(4:4,1:1);
ex(3:3,1:1)=U(7:7,1:1);

```

Vedlegg 18 Sylinderboltprogram i Matlab

```

ex(4:4,1:1)=U(10:10,1:1);
ex(5:5,1:1)=U(13:13,1:1);
ex(6:6,1:1)=U(16:16,1:1);
ex(7:7,1:1)=U(19:19,1:1);
ex(8:8,1:1)=U(22:22,1:1);
ex(9:9,1:1)=U(25:25,1:1);

```

```

sx=zeros(9,1);
sx(1:8,1:1)=ex(2:9,1:1);

```

```

%Finner tøyning i X-retning

```

```

Ex=(sx+ex);
eX=zeros(8,1);
eX(1:8,1:1)=Ex(1:8,1:1);
EX=eX./Lm;

```

```

%Relativ deformasjon i Y-retning

```

```

ey=zeros(9,1);
ey(1:1,1:1)=U(2:2,1:1);
ey(2:2,1:1)=U(5:5,1:1);
ey(3:3,1:1)=U(8:8,1:1);
ey(4:4,1:1)=U(11:11,1:1);
ey(5:5,1:1)=U(14:14,1:1);
ey(6:6,1:1)=U(17:17,1:1);
ey(7:7,1:1)=U(20:20,1:1);
ey(8:8,1:1)=U(23:23,1:1);
ey(9:9,1:1)=U(26:26,1:1);

```

```

%Finner tøyning i Y-retning

```

```

sy=zeros(9,1);
sy(1:8,1:1)=ey(2:9,1:1);

```

```

Ey=(sy-ey);
eY=zeros(8,1);
eY(1:8,1:1)=Ey(1:8,1:1);
EY=eY./Lm;

```

```

%Relativ vinkelendring

```

```

V=zeros(9,1);
V(1:1,1:1)=U(3:3,1:1);
V(2:2,1:1)=U(6:6,1:1);
V(3:3,1:1)=U(9:9,1:1);
V(4:4,1:1)=U(12:12,1:1);
V(5:5,1:1)=U(15:15,1:1);
V(6:6,1:1)=U(18:18,1:1);
V(7:7,1:1)=U(21:21,1:1);
V(8:8,1:1)=U(24:24,1:1);
V(9:9,1:1)=U(27:27,1:1);

```

```

%Finner tøyning i vinkel

```

```

sv(1:8,1:1)=V(2:9,1:1);

```

```

Ev=(sv-V);
eV=zeros(8,1);
eV(1:8,1:1)=Ev(1:8,1:1);
EV=eV./Lm;

```

```

pv=zeros(8,1);
pv(1:8,1:1)=V(2:9,1:1);
%EV=pv./Lm

```

```

%Lengdematrise

```

```

LM=[L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4+L5;
L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4;
L1+L2+L3+L3+L3+L3;
L1+L2+L3+L3+L3;
L1+L2+L3+L3;

```

Vedlegg 18 Sylinderboltprogram i Matlab

```

L1+L2+L3;
L1+L2;
L1];

LM=[L1/2;
    L1+L2/2;
    L1+L2+L3/2;
    L1+L2+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4/2;
    L1+L2+L3+L3+L3+L3+L4+L5/2];
v=0.3;
G=E/(2+2*v);

%fra bok; fasthetssl re Fridtjov Irgens 7utgave tapir akademisk forlag
%Trondheim
%Plan spenningstilstand
Sigmax=(E/(1-v^2))*(EX+v*EY);
Sigmay=(E/(1-v^2))*(EY+v*EX);
Sigma=(sqrt(Sigmax.^2+Sigmay.^2))-114.9852
Txy=G*(EX+EY)

%graf
plot(lM,Sigma,lM,Txy), grid('on');
%plot(lM,Txy2), grid('on');
title('Spenninger fordelt over bolteforbindelsen plan')
xlabel('Avstand fra nodex til nodel(mm)')
ylabel('Spenninger (Mpa)')
legend('Momentspenninger','Skj rspanninger')

%set(P,'Color','red','LineWidth',2)
%Von-misses spenninger(ekvivalente spenninger
%Sigma=sqrt(Sigmax.^2+Sigmay.^2+3*Txy.^2)

Sigma =

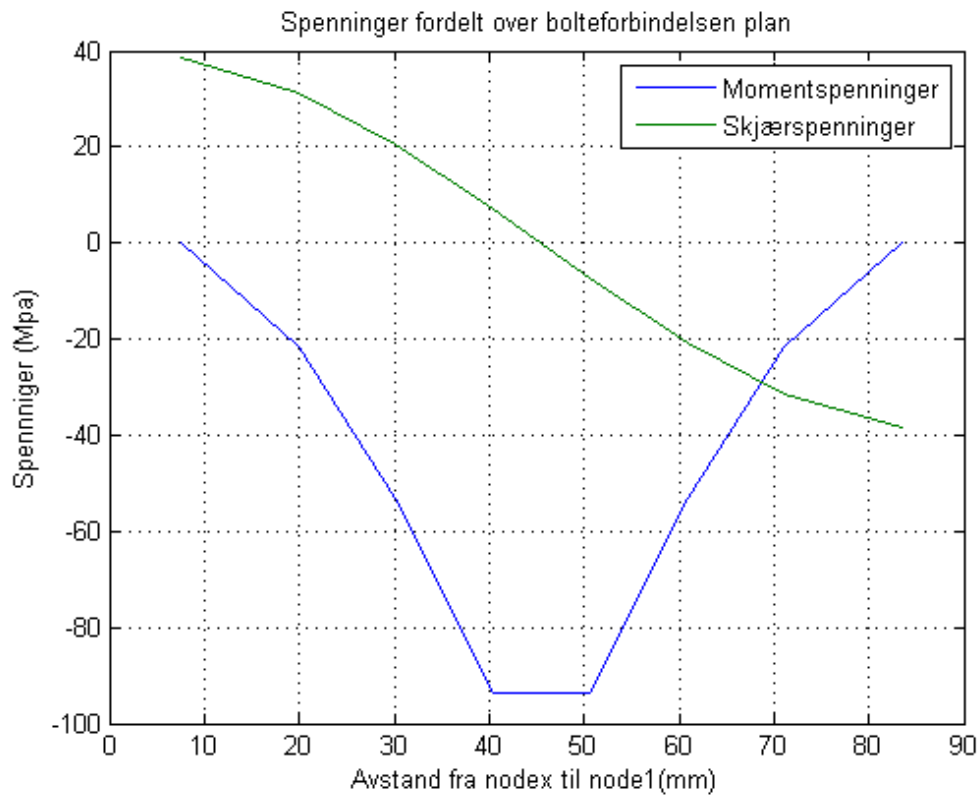
    0.0000
   -21.4710
   -53.2864
   -93.5166
   -93.5166
   -53.2864
   -21.4710
    0.0000

Txy =

    38.5476
    31.3496
    20.6838
     7.1971
    -7.1971
   -20.6838
   -31.3496
   -38.5476

```

Vedlegg 18 Sylinderboltprogram i Matlab



Published with MATLAB® 7.5

Vedlegg 19 Sylindrbolt, sikkerhet mot utmatting

UTMATTING AV KONSTRUKSJON

Geometri

$$D := 75\text{mm}$$

$$L := 91\text{mm} \quad \text{lengden mellom opplarginen}$$

$$F_{\text{syl}} := 348.8\text{kN}$$

$$M_{\text{bmaks}} := F_{\text{syl}} \cdot \frac{L}{4}$$

$$I_p := \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$

$$I_p = 3.106 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

BØYESPENNING

$$\sigma_{\text{bmax}} := \frac{M_{\text{bmaks}} \cdot D}{2 \cdot I_p}$$

$$\sigma_{\text{bmax}} = 9.58 \times 10^7 \text{Pa}$$

$$\sigma_{\text{bmin}} := \frac{-M_{\text{bmaks}} \cdot D}{2 \cdot I_p}$$

$$\sigma_{\text{bmin}} = -9.58 \times 10^7 \text{Pa}$$

$$\sigma_{\text{bm}} := \frac{\sigma_{\text{bmax}} + \sigma_{\text{bmin}}}{2}$$

$$\sigma_{\text{bm}} = 0 \text{Pa}$$

$$\sigma_{\text{ba}} := \frac{\sigma_{\text{bmax}} - \sigma_{\text{bmin}}}{2}$$

$$\sigma_{\text{ba}} = 9.58 \times 10^7 \text{Pa}$$

OVERFLATEFAKTOR

Materialdata

$$R_a := 7$$

Overflateruhet

$$t_{\text{ref}} := 25\text{mm}$$

$$R_m := 325$$

Strekkfasthet

$$\sigma_{d1} := 280\text{MPa}$$

utmattingsgrense1

$$\sigma_{d2} := 225\text{MPa}$$

utmattingsgrense2

$$\sigma_s := 325\text{MPa}$$

Strekkfasthet

$$C_f := 1 - 0.22 (\log(R_a))^{0.64} \cdot \log(R_m) + 0.45 \cdot (\log(R_a))^{0.53}$$

$$C_f = 0.915$$

STØRRELSESFAKTOR

$$n := 0.1 + 0.15 \cdot \log(1)$$

$$n = 0.1$$

$$C_s := \left(\frac{t_{\text{ref}}}{D} \right)^n$$

$$C_s = 0.896$$

Vedlegg 19 Sylindrbolt, sikkerhet mot utmatting

$$\sigma_{ea} := \sigma_{ba}$$

$$\sigma_{ea} = 9.58 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{em} := \sigma_{bm}$$

$$\sigma_{em} = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{e1} := \sigma_{em} + \sigma_{ea}$$

$$\sigma_{e1} = 9.58 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{e2} := \sigma_{em} - \sigma_{ea}$$

$$\sigma_{e2} = -9.58 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$A' := C_f \cdot C_s \cdot \sigma_{d1}$$

$$A' = 2.296 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$B' := C_f \cdot C_s \cdot \sigma_{d2}$$

$$B' = 1.845 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_d := A' - \frac{(A' - B') \cdot \sigma_{em}}{\sigma_{d2}}$$

$$\sigma_d = 2.296 \times 10^8 \text{ Pa}$$

SIKKERHETSFAKTOR MOT UTMATTINGSBRUDD

$$FS := \frac{\sigma_d}{\sigma_{ea}}$$

$$FS = 2.397$$

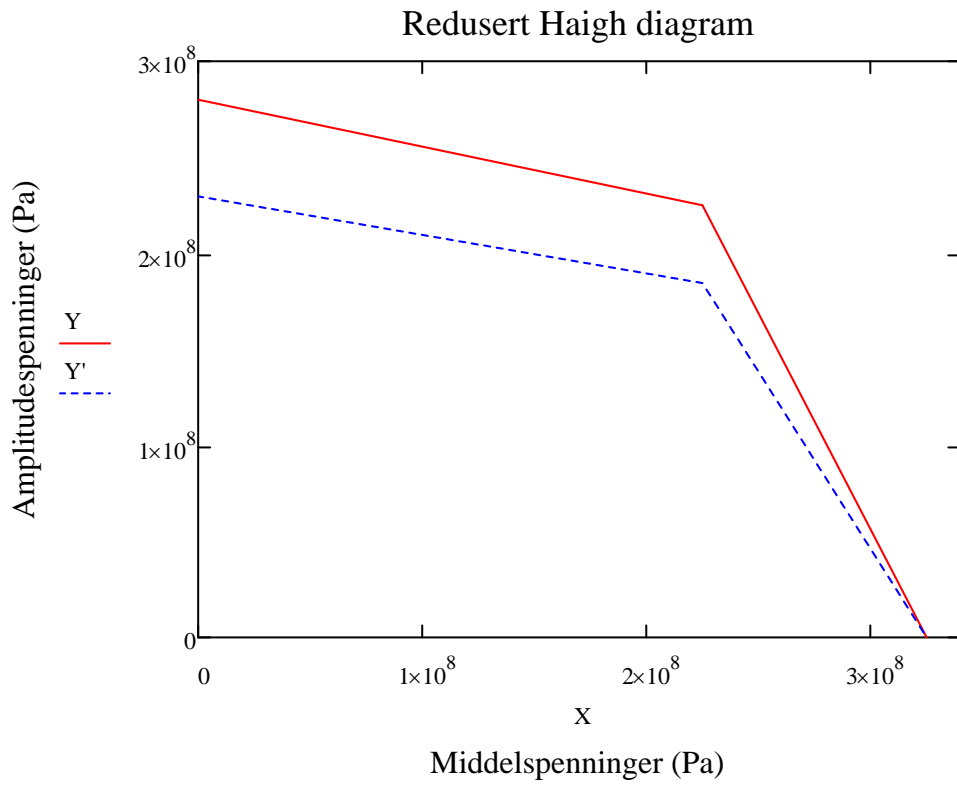
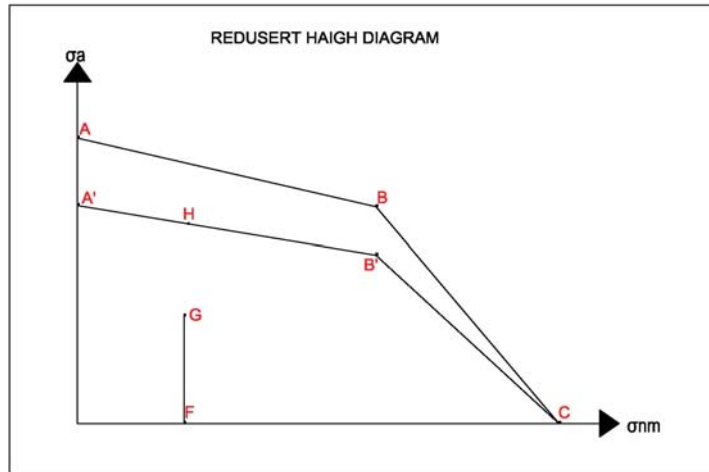
Data for Haigh diagrammet

$$X := \begin{pmatrix} 0 \\ \sigma_{d2} \\ \sigma_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 2.25 \times 10^8 \\ 3.25 \times 10^8 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

$$Y := \begin{pmatrix} \sigma_{d1} \\ \sigma_{d2} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.8 \times 10^8 \\ 2.25 \times 10^8 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

$$Y' := \begin{pmatrix} A' \\ B' \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.296 \times 10^8 \\ 1.845 \times 10^8 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ Pa}$$

Vedlegg 19 Sylindrbolt, sikkerhet mot utmatting



Vedlegg 20 Verifisering av resultater, Matlab program

```

%beregninger av struktur i Y-X RETTNING

%E-modul
E=210000;

%Lengder i mm
L1=214;
L2=185;
L3=164;%
L4=188;

%Arealer i mm^2
A1=(11709+36279)/2;
A2=(36279+19475)/2;
A3=19475;
A4=(19475+9649)/2;

%Tregghetsmomenter om X i mm^4
I1=(675376000+689719000)/2;
I2=(689719000+215102000)/2;
I3=215102000;
I4=(215102000+154709200);

%Sylinderkraft i N
Fx=0;
Fy=-314400;
Mz=0; %Nmm

%Lokale stivhetsmatriser
K1=[E*A1/L1,0,0,-E*A1/L1,0,0;
    0,12*E*I1/L1^3,6*E*I1/L1^2,0,-12*E*I1/L1^3,6*E*I1/L1^2;
    0,6*E*I1/L1^2,4*E*I1/L1,0,-6*E*I1/L1^2,2*E*I1/L1;
    -E*A1/L1,0,0,E*A1/L1,0,0;
    0,-12*E*I1/L1^3,-6*E*I1/L1^2,0,12*E*I1/L1^3,-6*E*I1/L1^2;
    0,6*E*I1/L1^2,2*E*I1/L1,0,-6*E*I1/L1^2,4*E*I1/L1];

K2=[E*A2/L2,0,0,-E*A2/L2,0,0;
    0,12*E*I2/L2^3,6*E*I2/L2^2,0,-12*E*I2/L2^3,6*E*I2/L2^2;
    0,6*E*I2/L2^2,4*E*I2/L2,0,-6*E*I2/L2^2,2*E*I2/L2;
    -E*A2/L2,0,0,E*A2/L2,0,0;
    0,-12*E*I2/L2^3,-6*E*I2/L2^2,0,12*E*I2/L2^3,-6*E*I2/L2^2;
    0,6*E*I2/L2^2,2*E*I2/L2,0,-6*E*I2/L2^2,4*E*I2/L2];

K3=[E*A3/L3,0,0,-E*A3/L3,0,0;
    0,12*E*I3/L3^3,6*E*I3/L3^2,0,-12*E*I3/L3^3,6*E*I3/L3^2;
    0,6*E*I3/L3^2,4*E*I3/L3,0,-6*E*I3/L3^2,2*E*I3/L3;
    -E*A3/L3,0,0,E*A3/L3,0,0;
    0,-12*E*I3/L3^3,-6*E*I3/L3^2,0,12*E*I3/L3^3,-6*E*I3/L3^2;
    0,6*E*I3/L3^2,2*E*I3/L3,0,-6*E*I3/L3^2,4*E*I3/L3];

K4=[E*A4/L4,0,0,-E*A4/L4,0,0;
    0,12*E*I4/L4^3,6*E*I4/L4^2,0,-12*E*I4/L4^3,6*E*I4/L4^2;
    0,6*E*I4/L4^2,4*E*I4/L4,0,-6*E*I4/L4^2,2*E*I4/L4;
    -E*A4/L4,0,0,E*A4/L4,0,0;
    0,-12*E*I4/L4^3,-6*E*I4/L4^2,0,12*E*I4/L4^3,-6*E*I4/L4^2;
    0,6*E*I4/L4^2,2*E*I4/L4,0,-6*E*I4/L4^2,4*E*I4/L4];

%Transformeringsmatrise

%Vinkel på element
a1=0.436332313;
l=cos(a1);
m=sin(a1);

Lv=[1,m,0,0,0,0;
    -m,1,0,0,0,0;
    0,0,1,0,0,0;

```

Vedlegg 20 Verifisering av resultater, Matlab program

```

0,0,0,1,m,0;
0,0,0,-m,1,0;
0,0,0,0,0,1];

%Globale stivhetsmatriser
K1global=Lv'*K1*Lv;
K2global=Lv'*K2*Lv;
K3global=Lv'*K3*Lv;
K4global=K4;

%Global null matriser
KS1=zeros(15);
KS2=zeros(15);
KS3=zeros(15);
KS4=zeros(15);

%Global systemmatriser for stivhet
KS1(1:6,1:6)=K1global;
KS2(4:9,4:9)=K2global;
KS3(7:12,7:12)=K3global;
KS4(10:15,10:15)=K4global;

%global stivhetsmatrise av systemmatrisene
Kg=KS1+KS2+KS3+KS4;

%Kraftmatrise
Fs=zeros(15,1);

Fs(13:13,1,1)=Fx;
Fs(14:14,1,1)=Fy;
Fs(15:15,1,1)=Mz;

%grensebetingelser
%Forskyvninger
%U1x=0;
%U1y=0;
%V1=0;

%kraftmatrise med grensebetingelser
Fkjent=zeros(12,1);
Fkjent(1:12,1:1)=Fs(4:15,1:1);

%Utregning av deformasjoner, Ku er Kg kun hvor vi vet krefter som
%virker.
Ku=zeros(12);
Ku(1:12,1:12)=Kg(4:15,4:15);
Uukjent=inv(Ku)*Fkjent;

%omgjøring av deformasjonstmatrise til en stor matrise
U=zeros(15,1);
U(4:15,1:1)=Uukjent(1:12,1:1);

%Krefter i noder
F=Kg*U;

%Lengdematrise
Lm=[L1;L2;L3;L4];

%Tøyning i X-rettning
ex=zeros(5,1);
ex(1:1,1:1)=U(1:1,1:1);
ex(2:2,1:1)=U(4:4,1:1);
ex(3:3,1:1)=U(7:7,1:1);
ex(4:4,1:1)=U(10:10,1:1);
ex(5:5,1:1)=U(13:13,1:1);

sx=zeros(5,1);
sx(1:4,1:1)=ex(2:5,1:1);

```

Vedlegg 20 Verifisering av resultater, Matlab program

```

Ex=(sx-ex);
eX=zeros(4,1);
eX(1:4,1:1)=Ex(1:4,1:1);
EX=eX./Lm;

%Tøyning i Y-rettning
ey=zeros(5,1);
ey(1:1,1:1)=U(2:2,1:1);
ey(2:2,1:1)=U(5:5,1:1);
ey(3:3,1:1)=U(8:8,1:1);
ey(4:4,1:1)=U(11:11,1:1);
ey(5:5,1:1)=U(14:14,1:1);

sy=zeros(5,1);
sy(1:4,1:1)=ey(2:5,1:1);

Ey=(sy-ey);
eY=zeros(4,1);
eY(1:4,1:1)=Ey(1:4,1:1);
EY=eY./Lm;

%Vinkelendring
V=zeros(5,1);
V(1:1,1:1)=U(3:3,1:1);
V(2:2,1:1)=U(6:6,1:1);
V(3:3,1:1)=U(9:9,1:1);
V(4:4,1:1)=U(12:12,1:1);
V(5:5,1:1)=U(15:15,1:1);

sv=zeros(5,1);
sv(1:4,1:1)=V(2:5,1:1);

Ev=(sv-V);
eV=zeros(4,1);
eV(1:4,1:1)=Ev(1:4,1:1);
EV=eV./Lm;

%Lengdematrise
LM=[L1+L2+L3+L4;
    L1+L2+L3;
    L1+L2;
    L1];

v=0.3;
G=E/(2+2*v);

%Plan spenningstilstand
Sigmax=E/(1-v^2)*(EX+v*EY);
Sigmay=E/(1-v^2)*(EY+v*EX);
Txy=G*(EX+EY);

Ut=sqrt(EX.^2+EY.^2);
Uttotal=sum(Ut)

%Von-misses spenninger(ekvivalente spenninger
Vonmises=sqrt(Sigmax.^2+Sigmay.^2+3*Txy.^2)

plot(LM,Vonmises,LM,Sigmax,LM,Sigmay,LM,Txy), grid('on')
title('Spenninger fordelt over struktur i X-Y plan')
xlabel('Avstand fra node til infestning(mm)')
ylabel('Spenninger (Mpa)')
legend('Vonmises', 'Sigmax', 'Sigmay', 'Txy')

%set(Vonmises, 'Color', 'red', 'LineWidth', 2)

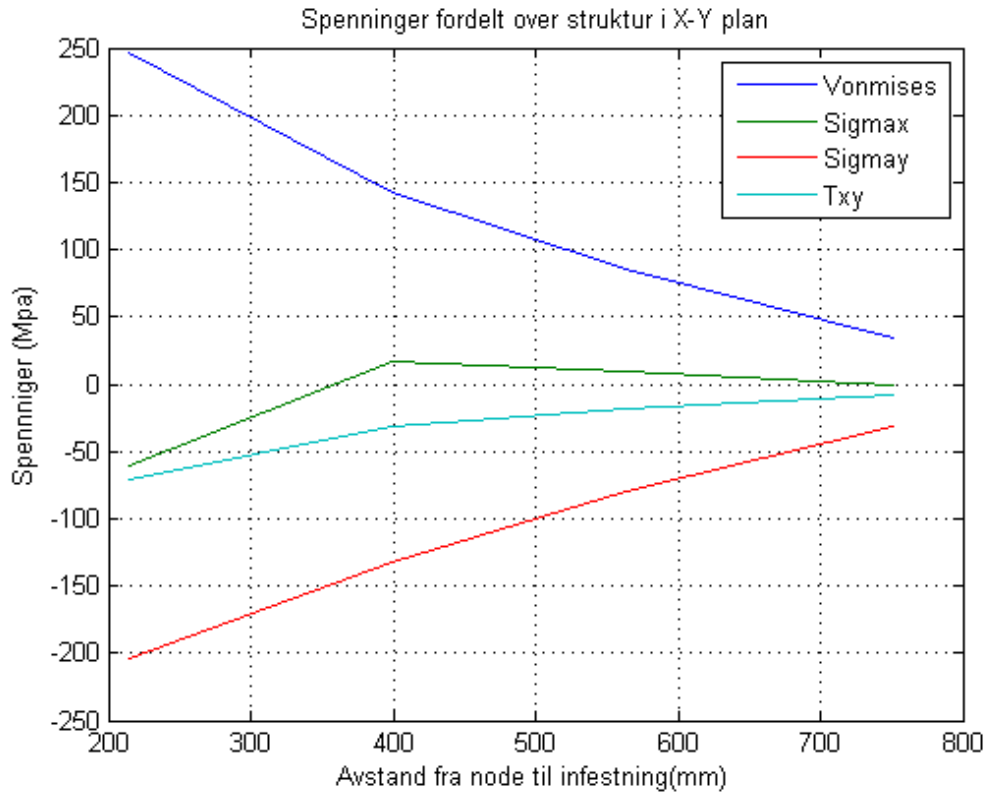
Uttotal =
    0.0022

```

Vedlegg 20 Verifisering av resultater, Matlab program

Vonmises =

34.4206
86.0494
143.2420
247.0567



Published with MATLAB® 7.5