



Sjøkrigsskolen

Bacheloroppgave

Styrkeberegning av en fremtidig undervannsfarkost

– Det er tanken som teller –

av

Vegard Bratberg

Stian Valand

Lvert som en del av kravet til graden:

BACHELOR I MILITÆRE STUDIER MED FORDYPNING I MASKINFAG

Innlevert: Mai 2017

Godkjent for offentlig publisering

Publiseringsavtale

En avtale om elektronisk publisering av bachelor/prosjektoppgave

Kadettene har opphavsrett til oppgaven, inkludert rettighetene til å publisere den.

Alle oppgaver som oppfyller kravene til publisering vil bli registrert og publisert i Bibsys Brage når kadettene har godkjent publisering.

Oppgaver som er graderte eller begrenset av en inngått avtale vil ikke bli publisert.

Vi gir herved Sjøkrigsskolen rett til å gjøre denne oppgaven tilgjengelig elektronisk, gratis og uten kostnader	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	Ja	Nei
Finnes det en avtale om forsinket eller kun intern publisering? (Utfyllende opplysninger må fylles ut)	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
	Ja	Nei
Hvis ja: kan oppgaven publiseres elektronisk når embargoperioden utløper?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	Ja	Nei

Plagiaterklæring

Vi erklærer herved at oppgaven er vårt eget arbeid og med bruk av riktig kildehenvisning.

Vi har ikke nyttet annen hjelp enn det som er beskrevet i oppgaven.

Vi er klar over at brudd på dette vil føre til avvisning av oppgaven.

Dato: 23-05-2017

Vegard Bratberg

Kadett navn

Kadett, signatur

Stian Valand

Kadett navn

Kadett, signatur

Forord

I denne bacheloroppgaven, våren 2017 ved Sjøkrigsskolen, skal en allerede eksisterende trykktank forsterkes til å tåle et større eksternt trykk enn det den opprinnelig er konstruert for. Hensikten er at tanken skal kunne fungere som skroget til en undervannsfarkost. For at dette skal være gjennomførbart må tanken styrkeberegnes og forsterkes ved hjelp av avstivere. Dette innebærer en grundig gjennomgang av teori som blant annet omhandler ulike feilmoder som kan oppstå som følge av hydrostatisk trykk. Det antas at leseren er på samme nivå som en 3.års Marine maskiningeniør kadett ved Sjøkrigsskolen eller høyere. Vi ønsker å takke mattelærerne Førstelektor Knut Meen og Professor Tore Langholm for eksepsjonelt god hjelp til å løse matematiske utfordringer. Vi har og opplevd utrolig god støtte og service fra biblioteket ved Sjøkrigsskolen, med Kari Jensen og Birgitte Berge i spissen. I tillegg ønsker vi å takke Torstein Pettersen for god støtte og hjelp til modellering og simuleringer i Abaqus. Til sist vil vi rette en stor takk til vår veileder Kristoffer Pettersen, for grundig og god veiledning.

Bergen, Sjøkrigsskolen, 23-05-2017

Oppgaveformulering

Oppgaveformuleringen som ble gitt er som følger:

«Som et ledd i en fremtidig satsning på ulike undervannsfarkoster er det et behov for å se på forskjellige konstruktive tilnærminger. Alternative løsninger kan gi andre muligheter og utfordringer. En tilnærming er gjenbruk av en eksisterende trykktank og hvordan den kan tilpasses til en enhet som tilfredsstiller ønskede krav.»

Oppdragsgiver har gått til innkjøp av en eldre trykktank, og ønsker å bygge om denne til en undervannsfarkost, som kan dykke på en trygg og sikker måte ned til en dybde på 400m. Dette fører oss frem til vår problemstilling:

Kan denne eksisterende trykktanken videreutvikles til en undervannsfarkost med et operasjonsområde ned til 400 meter, og samtidig ivareta sikkerheten til personellet?

For å løse denne problemstillingen har vi valgt å bruke den britiske standarden PD5500, som benytter seg av et eldre og anerkjent empirisk formelverk. I tillegg har vi valgt å gjennomføre en Finite Element Analyse (FEA) ved hjelp av simuleringsverktøyet Abaqus, for å sammenligne resultatene som PD5500 gir.

Sammendrag (med konklusjoner)

I denne oppgaven er det blitt gjennomført en styrkeberegning og analyse av en allerede eksisterende trykktank. Problemstillingen er om det er mulig å videreutvikle trykktanken til en undervannsfarkost som skal dykkes trygt og forsvarlig ned til 400m. Tanken har tidligere vært utsatt for 35 bar arbeidstrykk, og skal nå forsterkes til å tåle 80 bar. For å svare på problemstillingen er det blitt gjennomført en styrkeberegning for hånd ved å følge den britiske standarden PD5500, som i utgangspunktet er kjent for å være av konservativ art. Deretter er det gjennomført en Finite Element Analyse ved hjelp av dataprogrammet Abaqus, samt en 3. parts verifikasjon utført av Det Norske Veritas Germanischer Lloyd (DNV GL).

Egne resultater, samt resultater fra DNV GL, viser at enden på trykktanken, også kalt domen, er det svakeste punktet og er den dimensjonerende parten på farkosten. Domen vil uten avstiving kollapse på ca. 330m. I et forsøk på å forsterke domen med avstivere, har det blitt oppnådd en kollapsdybde på 400m. På grunn av oppgavens omfang har det ikke blitt gjennomført ytterligere forsterkning av domen. Kollapsdybdene kan anses som et konservativt resultat, da det er tatt høyde for at geometrien har relativt store imperfeksjoner. Dersom det kan påvises at geometrien til domen er tilnærmet perfekt, vil det kunne øke kollapsdybden til i beste fall 500-600m. Slik designet er per dags dato er tillatt dykkedybde 200m inklusive sikkerhetsfaktor. Det anbefales å gjøre et forsøk på å forsterke domen ytterligere, samt gjennomføre en 3D-skanning i den hensikt å redegjøre for geometrien til domen.

Innholdsfortegnelse

Forord	ii
Oppgaveformulering	iii
Sammendrag (med konklusjoner)	iv
Innholdsfortegnelse.....	v
Figurer	1
Nomenklatur / Forkortelser / Symboler	3
1 Innledning / Introduksjon.....	5
1.1 Bakgrunn	5
1.1.1 Teknisk data og opprinnelige dimensjoner.....	6
1.2 Mål.....	7
1.3 Begrensninger.....	8
1.4 Metode.....	9
1.4.1 Gjennomføring	9
1.4.2 Design spiral.....	10
1.5 Struktur.....	11
2 Teori.....	13
2.1 Sikkerhetsfaktor.....	13
2.2 Hydrostatisk trykk	14
2.3 Tynnskallet trykkbeholder.....	14
2.3.1 Sylinder:	14
2.3.2 Sfærisk tynnskallkonstruksjon.....	15
2.4 Feilmoder.....	16
2.4.1 Flyt i stål	16
2.4.2 Buckling av en tynnvegget sylinder	17
2.4.3 Interframe buckling	17
2.4.4 Total kollaps	19
2.4.5 Maksimale spenninger i ring-stivere	21
2.4.6 Flyt og buckling av dome	21
2.4.7 Tripping av ring-stivere:.....	22
2.4.8 Utmatting	23
2.4.9 Ovalitet	24
2.5 Finite Element Analysis	25
2.6 Skroggjennomføring.....	27
3 Resultat.....	28

3.1	Sikkerhetsfaktor.....	28
3.2	Dimensjonering	28
3.2.1	Elastisitetsmodul:	28
3.2.2	Dimensjonering av ring-stivere	29
3.2.3	Tilvirkning av ring-stivere.....	30
3.2.4	Materialliste og kostnadsoverslag ring-stivere	31
3.2.5	Dimensjonering av lukeåpning	31
3.3	Stålvekt	32
3.4	Beregning av sylinder.....	32
3.4.1	Boilerformelen.....	32
3.4.2	Uendelig lang sylinder.....	32
3.4.3	Interframe buckling	33
3.4.4	Total kollaps	34
3.4.5	Maksimale spenninger i ring-stiver	34
3.4.6	Tripping av ring-stiver.....	34
3.4.7	Ovalitet:	35
3.5	Utmatting.....	35
3.6	Beregning av dome.....	35
3.7	Abaqus.....	36
3.7.1	Plastisk tøyning og spenning	37
3.7.2	Modellering av tank i Abaqus	38
3.8	FEA resultater.....	40
3.8.1	Sylinder uten forsterkning	40
3.8.2	Forsterket sylinder	44
3.8.3	Dome – uten forsterkning.....	48
3.8.4	Forsterket dome	52
3.8.5	Lukeåpning	54
3.8.6	3. parts verifikasjon	60
4	Diskusjon og betraktninger	64
4.1	Sylinderen.....	64
4.2	Domen	67
4.3	Lukeåpning	68
4.4	Farkosten i sin helhet.....	68
4.5	3. parts verifikasjon	70
4.6	Sikkerhetsfaktor.....	70
5	Konklusjon med anbefaling.....	72
6	Videre arbeid	74
7	Bibliografi.....	75

8	Vedlegg	77
8.1	Vedlegg A. Beregninger sylinder	77
8.2	Vedlegg B. Beregninger dome	86
8.3	Vedlegg C. Volum og stålvekt	87
8.4	Vedlegg D. Ovalitetsmålinger	90
8.5	Vedlegg E. Ovalitet og Fourieranalyse	91
8.6	Vedlegg F. Måling dome	91
8.7	Vedlegg G. Måling dome (2).....	92
8.8	Vedlegg H. DNV GL Skroggjennomføring	93
8.9	Vedlegg I. Kollapskurver	94
8.10	Vedlegg J. Radius utregning.....	95
8.11	Vedlegg K. Abaqus	97
8.12	Vedlegg L. Formler	109
8.13	Vedlegg M. Metode oppmåling.....	111
8.14	Vedlegg N. Materialsertifikat.....	113
8.15	Vedlegg O. Teknisk Memo, DNV GL	117

Figurer

Figur 1. Bilder av opprinnelige tank	6
Figur 2. Produktskilt.....	7
Figur 3. Design spiral	10
Figur 4. Illustrasjon av spenningsfordelingen i en tynnskallet sylinder.....	14
Figur 5. Sfærisk konstruksjon	15
Figur 6. Illustrasjon av et material i et spennings/tøynings diagram.....	16
Figur 7. Buckling mellom spant	18
Figur 8. Koniske sylindere imploderer over ring-stiverne	20
Figur 9. Illustrasjon av lober.	21
Figur 10. Tripping av ring-stiver.....	23
Figur 11. Perfekt og imperfekt sylindere.	24
Figur 12. Illustrasjon av element og node	26
Figur 13. Illustrasjon av gjennomføring.....	27
Figur 14. T-stiver.....	30
Figur 15. Forkastet avstivning dome.....	39
Figur 16. Dome med avstivere.	39
Figur 17. Design av området rundt lukeåpning.....	40
Figur 18. Uforsterket sylindere, mesh.....	41
Figur 19. Sylindere ved kollaps.	42
Figur 20. Oppskalert VonMises spenninger.....	43
Figur 21. Kollapskurve uforsterket sylindere	44
Figur 22. Perfekt sylindere.....	45
Figur 23. Kollaps ved 5mm imperfeksjon.....	46
Figur 24. Simulert med designtrykk på 80 bar.....	47
Figur 25. Kollapskurver forsterket sylindere.	48
Figur 26. Simulering av dome.....	49
Figur 27. Kollaps av dome.	50
Figur 28. Kollapskurver dome.	51
Figur 29. Forsterket dome.	52
Figur 30. Forsterket dome ved 80 bar.	52
Figur 31. Kollapskurve forsterket dome.	53
Figur 32. Simulering av luke uten kompensasjonsplate.....	54
Figur 33. Simulering av luke med kompensasjonsplate.....	55
Figur 34. Flyt i flensen.	56
Figur 35. Simulering ved 150 bar.....	57
Figur 36. Kollapskurver lukeåpning.....	58
Figur 37. Lukeseksjon med dome.	59
Figur 38. Kollapskurver lukeseksjon.	60

Figur 39. Hele farkosten i total kollaps.	61
Figur 40. Hele farkosten med flyt i dome.	62
Figur 41. Maks dybde som funksjon av imperfeksjonsamplitude.	63
Figur 42. Knekningskurver for stål.	66

Nomenklatur / Forkortelser / Symboler

- A: Modifisert areal av avstiver.
- A: Tverrsnittsareal som skal erstattes (ved dimensjonering av lukeåpning)
- A_c : Tverrsnitts areal av avstiver pluss den effektive lengden av skallet ($A_s + tL_e$)
- A_{eff} : Effektivt tverrsnitts areal, ved dimensjonering av åpning.
- A_s : Tverrsnitts areal av avstiver.
- B: Parameter som inngår i ligning for interframe buckling.
- b: Bredden til stiveren hvor den er i kontakt med skallet.
- C: Parameter avhengig av dimensjoner på avstiverene.
- \bar{d} : Distanse mellom tyngdepunktet og ytterkant på avstiver.
- d: Den radielle høyden til steg (fra skall til flens).
- d_a : utvendig diameter til lukeåpning
- D_i : Innside diameter til sylinderskallet eller sfærisk skall.
- E: Elastisitetsmodulen.
- G: Parameter som inngår i ligning for interframe buckling.
- g: Tyngdens akselerasjon = $9,81 [m/s^2]$
- h: Dybde, ved hydrostatisk trykkformel.
- h_d : Innvendig dybde til en dome.
- I_c : 2.treghetsmoment for areal av tverrsnitt til avstiver og effektiv lengde.
- I_s : 2.treghetsmoment. Avstivers tverrsnitt om tyngdepunktet til aksene parallelt med sylindereaksen.
- k: Fabrikasjons faktor til avstiver. 1,8 hvis varmformet. 2,0 hvis kaldformet.
- L: Den effektive lengden som ikke er forsterket med avstivere.
- L_e : Den effektive lengden av skallet som får påvirkning av avstiveren.
- L_s : Avstand mellom «lette» stivere.
- l_s, l'_s : Høyden på sylindere fra skall.
- N: Parameter som inngår i ligningen for interframe buckling
- n: Konstant, brukt i kalkulasjon av design til avstiverne
- n_{cyl} : Node nummer til det minimale buckling trykket.
- p: Eksternt designtrykk.
- p_a : Kalkulert tillatt trykk.
- p_{cr} : Kritisk trykk hvor buckling kan inntreffe.

- p_e : Trykk som angir bucklingtrykk ved sfærisk skall.
- p_n : Total kollapstrykk ved forsterket skall.
- p_y : Trykket som vil føre til at det oppstår flyt i skallet mellom avstivere.
- p_{ys} : Trykk som vil føre til flyt i avstiver.
- p_{yss} : Trykk som vil føre til at membranspenningene i en sfærisk flate vil oppnå flyt.
- R : Gjennomsnittsradius innvendig til sylindriske, sfæriske, og torosfæriske skall.
- R_f : Radius fra senter av sylindrer til toppen av flens på avstiver.
- R_s : Radius fra senter av sylindrer til tverrsnitts arealsenter av ringstiver.
- r : Gjennomsnittsradius innvendig til torosfæriske skall.
- r_i : Innvendig radius til avstiver.
- s_v : Tykkelse av skall inklusive kompensasjonsplate.
- s_s : Tykkelse på sylindrer til lukeåpning.
- t : Tykkelse til skallet.
- t_f : Tykkelse til flens på avstiver.
- t_w : Tykkelsen til steg på avstiver.
- w_f : Bredde den ene siden av flens stikker ut.
- X_c : Parameter til bruk ved kalkulasjon av elastisk ustabilitet.
- Z : Parameter til bruk ved kalkulasjon av tøyning.
- Z' : Parameter til bruk ved omtrentlig kalkulasjon av L_e .
- α : Dimensjonell parameter.
- β : Parameter for avstivede sylindre.
- Δ : Parameter brukt til å beregne eksternt design trykk.
- ε : Gjennomsnittlig elastisk tøyning ved kollaps.
- λ : Parameter = +1 ved innvendige avstivere. -1 ved eksterne avstivere.
- σ_s : Maksimal spenning i en «lett» avstiver.
- σ_y : Flytegrense.
- ν : Poissonstallet
- γ : Avstiver parameter.
- ρ : Tettheten til fluid/material.

1 Innledning / Introduksjon

I denne oppgaven skal en eldre nitrogentank, analyseres, styrkeberegnes og forsterkes. Dette i den hensikt at tanken skal tåle et større eksternt hydrostatisk trykk enn hva den opprinnelig var designet for. I praksis betyr dette at en gammel nitrogentank skal gjøres om til en undervannsfarkost. Målet fra oppdragsgiver er at det skal være mulig å dykke tanken, med bemanning, ned til en dybde på 400m på en trygg måte. Dette fører til at tanken bør konstrueres til å tåle et høyere hydrostatisk trykk enn hva som er tilfelle ved 400m. Ved slike dybder vil tanken være utsatt for store påkjenninger og flere ulike feilmoder for kollaps vil kunne inntreffe. Det må derfor gjennomføres grundige beregninger for å verifisere at dette faktisk er mulig og kan gjennomføres på en forsvarlig og trygg måte. I tillegg er det i nyere tid blitt vanlig å benytte seg av 3D-modellering og simulering ved hjelp av dataprogrammer for å mer presist kunne fastslå styrken til slike konstruksjoner under hydrostatisk trykk. Det vil derfor bli gjennomført en Finite Element Analyse av tanken i dataprogrammet Abaqus, samt en 3. parts verifikasjon, for å kunne sammenligne med våre beregninger og få et bedre bilde av skrogets faktiske styrke.

Oppgaven svarer spesifikt på hvilken dybde skroget tåler før kollaps vil inntreffe, hvordan og hvor mye skroget bør forsterkes, design av ring-stivere, og forskjeller mellom PD5500 og FEA.

1.1 Bakgrunn

Oppgaven ble valgt på bakgrunn av at det å konstruere en «ubåt» virket utfordrende og interessant. I tillegg er det givende at oppgaven ikke er kun teoretisk, men har en fysisk dimensjon. Dette fører til at det er noe praktisk arbeid som må utføres, selv om det for vår del blir begrenset til inspeksjon og oppmåling.

Utgangspunktet er en eldre nitrogentank som har blitt konstruert for å tåle et innvendig arbeidstrykk på 35 bar. I tillegg fulgte det med et materialsertifikat fra DNV GL, som gav grunnleggende informasjon om stål kvaliteten til trykk tanken. Konstruksjonstegning med mål eller standard som har blitt brukt, var fraværende. Oppdragsgiver kunne opplyse om at det har blitt gjennomført en Non Destructive Testing (NDT) av sveisesømmene, som i dette tilfellet ble gjennomført ved en røntgeninspeksjon. Det ble ikke avdekket noen avvik, som medfører at sveisesømmene antas å være i god stand.

1.1.1 Teknisk data og opprinnelige dimensjoner



Figur 1. Bilder av opprinnelig tank

1.1.1.1 Opprinnelige fysiske mål og data

Utvendig diameter: 1149mm

Innvendig diameter: 1125mm

Godstykkelse: 12mm

Sylinderlengde: 1501mm

Total lengde: 2141mm



Figur 2. Produktskilt.

1.1.1.2 Stålkvalitet

Ståltype: RAEX 386 (384) P, Finkornet kjelestål.

Flytegrense: 355 MPa

Strekkfasthet: 490 – 620 MPa

1.2 Mål

Vi har valgt å dele målene i to deler, der vi tar for oss de målene som er gitt i spesifikasjonen fra oppdragsgiver og våre egne læringsmål hver for seg.

Oppdragsgiver ønsker en dykkedybde på 400 meter. Dette ble det største og mest målbare målet i forhold til arbeidet videre. Andre spesifikasjoner er at farkosten skal ha et ubåttårn, en entringsluke og vinduer av pleksiglass. Videre ble det i samråd med veileder bestemt at farkosten skal designes med utvendige ring-stivere. Det vil si at forsterkningene blir konstruert på utsiden av skroget. Dette er på grunn av produksjonsmessige hensyn, da innvendige ring-stivere medfører større utfordringer i forbindelse med sammenføring. I tillegg blir tilgjengelig innvendig plass bedre utnyttet ved utvendige ring-stivere. Med kravene som bakgrunn gir dette forutsetninger til å gjennomføre en styrkeberegning og design av skroget. Vi har som mål å forholde oss til en engelsk standard, PD5500 utgitt av British Standards Institute, som inneholder regler for design, fabrikasjon og inspeksjon av trykktanker. Denne standarden er

relativt konservativ i sine beregninger. Vi har derfor i tillegg et delmål om å sammenligne våre egne utregninger som er basert på standarden, med de resultatene vi får fra simuleringsverktøyet Abaqus og fra en 3. parts verifikasjon.

Våre egne læringsmål er å tilegne oss kunnskap om de ulike teorier som omhandler skrogdesign og de ulike feilmoder et undervannsskrog kan bli utsatt for ved hydrostatisk trykk, samt kunnskap om en designprosess i en designspiral.

1.3 Begrensninger

Selve styrkeberegningene av hele skroget blir utført med noen forenklinger. Det eksisterer syv små gjennomføringer på trykktanken som vil bli neglisjert og trykktanken betraktes dermed som en lukket beholder.

I løpet av oppgaven ble det satt flere begrensninger enn det vi først hadde forutsett, da omfanget av oppgaven og målene vi satte oss var større enn først forventet. Vi valgte derfor å gå mer i dybden på selve styrkeberegningen av trykktanken. Målet var at farkosten skulle være utstyrt med vindu av plexiglass integrert i sylindere eller dome, samt tårn for å unngå vanninntrenging ved oppdykket gange. På grunn av oppgavens omfang ble dette nedprioritert.

Det ble ikke lagt særlig vekt på optimalisering av skrogstrukturen. Optimalisering vil si at man gjennomfører flere iterasjoner for å gjøre skroget mest mulig optimalt i forhold til for eksempel vekt og oppdrift, kostnader, og dimensjoner på forsterkninger. Grunnen til dette er oppgavens omfang, og at det ble vurdert som mest hensiktsmessig å kun fokusere på å komme frem til et design som tilfredsstiller kravene fra oppdragsgiver. En eventuell optimalisering vil bli en ny runde i designspiralen, og vil gjenstå som videre arbeid.

Selve luken ble ikke dimensjonert. Det er kun gjennomført dimensjonering av åpning og sylindere som skal stå i åpningen, slik at neste steg ved dimensjonering rundt åpning vil være å beregne luken.

Ettersom enkelte av målene vi satte oss ikke ble gjennomført på grunn av tidsmangel, blir disse med i en anbefaling til videre arbeid.

1.4 Metode

1.4.1 Gjennomføring

Oppgaven ble innledet ved et omfattende litteratursøk. Det viste seg at det var opptil flere forskjellige teorier og standarder som det var mulig å forholde seg til.

Verktøy som ble brukt til oppmåling av trykktanken er en vanlig kommersiell lasermåler¹. Denne ble i hovedsak brukt til innvendige mål. Til utvendige mål ble det brukt målebånd og krumpasser. Ovalitet ble forsøkt målt etter framgangsmåten som er beskrevet i PD5500. Dette innebærer en inndeling av innvendig omkrets på sylindren, for deretter å måle diameteren med lasermåler fra hver inndeling.

Til å måle opp dommen ble det plassert en bjelke på tvers i senter av sylindren, i flukt ved sveis mellom dome og sylinder. Deretter ble bjelken delt inn i seksjoner med henholdsvis 40mm ved kroneradius og 10mm ved «knuckle» radius, for videre å gjennomføre målinger fra bjelke til dommen. Se *Vedlegg M. Metode oppmåling* for beskrivende figur og ytterligere informasjon av oppmålingsmetodikk. For å kunne modellere tanken så virkelighetsnært som mulig var nøyaktige mål en forutsetning. Det ble derfor brukt mye tid på å gjøre gode målinger.

Utrekning av krone- og «knuckle» radius til dommen, samt fourieranalyse i forbindelse med ovalitet, ble utført med god assistanse fra skolens matematikklærere, Professor Langholm og Førstelektor Meen. Det ble i tillegg opprettet kontakt med firmaet som har produsert tanken og fikk derfra kjennskap til hvilken standard den ble produsert etter. Se *Vedlegg J. Radiusutregning* for utfyllende informasjon.

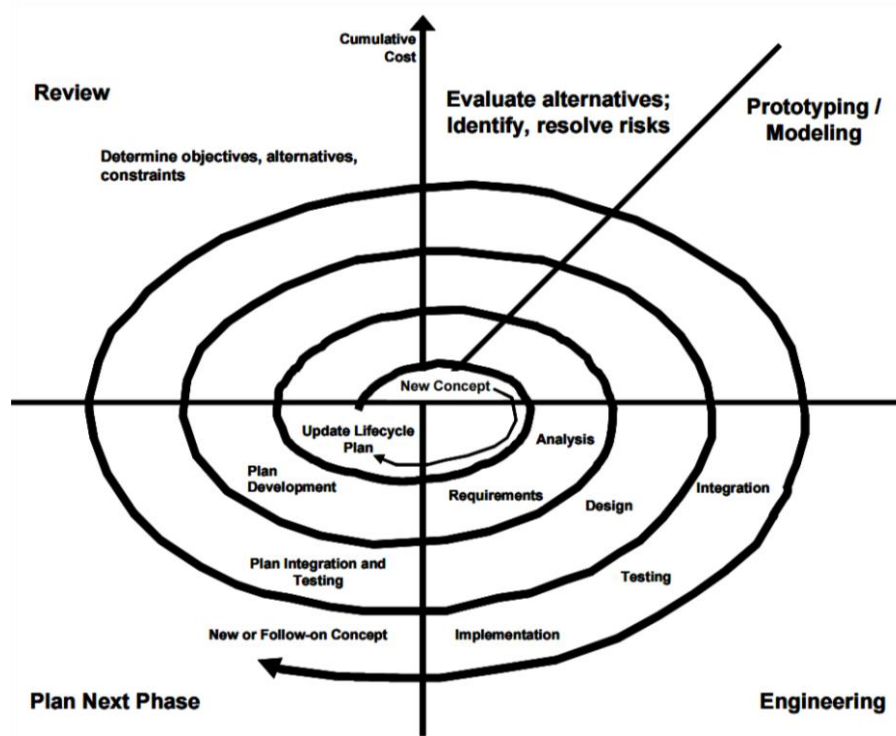
Abaqus ble valgt som programvare for FEA. Av Torstein Pettersen, ansatt ved DNV GL, ble det gitt en innføring i programmets funksjonalitet.

Praktiske utfordringer som sveiseteknikk og utforming av ring-stivere ble løst ved å møte fagekspert på området. Dimensjonene til ring-stiverne ble i hovedsak valgt på av bakgrunn av utregninger, men også på bakgrunn av tilgjengelige ferdige stålprofiler fra Norsk Ståls produktkatalog.

¹ Lasermåler av typen Bosch PLR 50, som er vanlig å bruke ved oppmåling av antall kvadratmeter i for eksempel et hus.

1.4.2 Design spiral

En design spiral er en form for flytskjema som forteller hvordan en kan beregne og designe produktet på en systematisk og oversiktlig måte. Måten en kan anvende en design spiral på er å følge en runde i spiralen, for så å revurdere arbeidet. Deretter kan en sette seg nye mål eller begrensninger før en starter en ny runde i spiralen. Ved å jobbe på denne måten er sjansen for at produktet blir optimalisert vesentlig større (Wold 2005, 904-907).



Figur 3. Design spiral (Wold 2005, 906)

I dette prosjektet er det kun tatt høyde for å gjennomføre en runde i spiralen. Runden startet i konsept fasen, der det i samråd med oppdragsgiver og veileder ble lagt en plan for ønsket produkt. Målene og enkelte begrensninger ble fastsatt, samt kravene fra oppdragsgiver ble analysert. Andre fase handlet om å skaffe seg mest mulig informasjon, det vil si gjennomgang av teori, og gjøre målinger på tanken. I den tredje fasen har det blitt gjennomført utregninger og analyser ved hjelp av programmet Abaqus. Den fjerde og siste fasen har blitt brukt på å revurdere og diskutere resultatene som har kommet frem som følge av de forrige fasene. I tillegg gjennomføres en 3. parts verifikasjon for å få en vurdering av eget arbeid. Deretter kan en på bakgrunn av disse resultatene komme frem til nye krav og forbedringer som vil være utgangspunkt for neste runde i spiralen.

I selve beregningene er det brukt en design spiral, gitt av veileder, som er en anerkjent beregningsmetodikk.

Denne spiralen er opplistet punktvis og tar for seg design av et nytt undervannsskrog og er som følger:

1. Definer design trykket som skroget skal tåle.
2. Estimere designets ovalitet
3. Definere radius av skallet.
4. Anta en størrelse på ring-stivere og kalkuler A_s , I_s og andre verdier en har bruk for.
5. Bestem foreløpig avstand mellom ring-stiverene, L_s .
6. Bestem foreløpig skall tykkelse, t .
7. Kalkuler «interframe» buckling trykk, p_a , ved hjelp av $\frac{p_a}{p_y}$ vs $\frac{p_m}{p_y}$ graf.
8. Sjekk sikkerhetsfaktor, hvis tilstrekkelig sikkerhetsfaktor ikke er oppnådd, gjenta ovenstående prosess.
9. Kalkuler total kollaps trykk, p_n .
10. Sjekk sikkerhetsfaktor for total kollaps.
11. Kalkuler maksimale spenninger i ring-stiver, σ_s , og sjekk at $\sigma_s < \sigma_y$. Sjekk at sikkerhetsfaktor er tilfredsstillt.
12. Sjekk kriterie mot tripping, og sørg for at en er innenfor kravene.
13. Lag vektregnskap med tanke på oppdrift og stålvekt.
14. Gjenta steg 4-13 med andre verdier for L_s og størrelse på ringstiver.
15. Kalkuler at domene i endene av sylindere er innenfor kravene.

I og med at denne design prosessen tar høyde for at en skal bygge et helt nytt skrog, blir spiralen tilpasset til vårt design utgangspunkt, hvor visse parametere som tykkelse og radius ikke kan endres. Ellers har prosessen ved styrkeberegningen vært relativt lik.

1.5 Struktur

Oppgaven starter med en redegjørelse av relevant teori innenfor styrkeberegning av en trykkbeholder utsatt for eksternt hydrostatisk trykk, og hvilke ulike feilmønstre som kan oppstå i forbindelse med dette. Deretter presenteres resultatet av beregningene, samt resultatet fra FEA. Beregningene kan i sin helhet betraktes i *Vedlegg A. Beregninger, sylindere* og *Vedlegg B.*

Beregninger, dome. Etter resultatene presenteres diskusjon og betraktninger, der farkosten blir tatt for seg del for del, samt farkosten i sin helhet. Oppgaven avsluttes med en konklusjon og videre arbeid.

2 Teori

2.1 Sikkerhetsfaktor

Sikkerhetsfaktor kan defineres som:

«... forholdet mellom den kritiske belastningen som ifølge beregningene medfører brudd, flyting el.l, og den høyest ventede belastningen» (Waløen 1994, 206).

Dette betyr at dersom oppdragsgiver ønsker å dykke ned til 400m med trykkskroget og kollapsdybden er 800m, vil dette gi en sikkerhetsfaktor på 2.

Valg av sikkerhetsfaktor blir ofte bestemt etter skjønnsmessige vurderinger. En må da ta høyde for alle usikkerhetsfaktorer, og gjøre en samlet vurdering på bakgrunn av dette. I nyere tid er det blitt en forbedring i beregningsmetoder (Waløen 1994, 206).

Sitatet under viser et utdrag fra PD5500 som omhandler sikkerhetsfaktor ved bruk av kollapskurver:

“...The rules generally give a safety factor of 1.5 on the lower bound of experimental collapse results” (BSI 2015, 3/96).

Dette tolkes dithen at PD5500 i sine kollapskurver har inkludert en sikkerhetsfaktor på 1,5.

I henhold til DNV GL sitt regelverk skal vurdering av sikkerhetsfaktor på en undervannsfarkost inkludere følgende faktorer: eventuelle påvirkninger som ikke er tatt høyde for i beregningene, og fabrikkasjonsfeil av material og konstruksjon. Dette kan være feil i sveisesømmer, feil i selve materialet, og unøyaktig tilvirkning av konstruksjonen.

DNV GL skriver i sitt regelverk at ved 40 bar hydrostatisk trykk, er det anbefalt en sikkerhetsfaktor på 1,8 (DNV GL 2015, 50-51).

2.2 Hydrostatisk trykk

Det hydrostatiske trykket på et neddykket legeme øker dess større dybden er, og formelen er gitt ved:

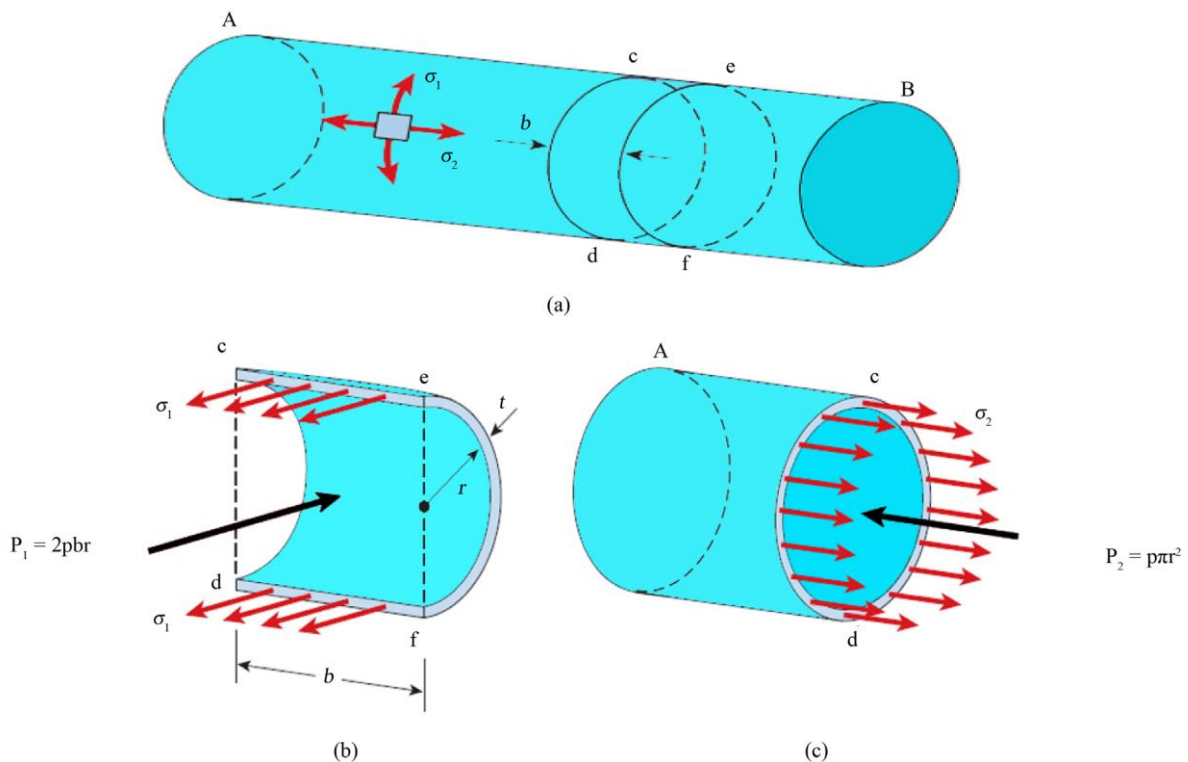
$$P = \rho gh \quad (2.1)$$

(Ross 2011, 13)

2.3 Tynnskallet trykkbeholder

2.3.1 Sylinder:

I en tynnskallet sylinder antar en at det blir spenninger i to retninger hvis denne blir utsatt for trykk. Dette er i aksiell og tangentiell retning. For å kunne definere en sylinder som tynnvegget må det forutsettes at kreftene fordeles jevnt over hele sylindere, materialet er homogent, og forholdet $\frac{\text{radius}}{\text{tykkelse}} \geq 10$. Det forutsettes også at tykkelsen, t , er tilnærmet konstant over hele sylindere (Ibrahim, Ryu, Saidpour 2015, 3).



Figur 4. Illustrasjon av spenningsfordelingen i en tynnskallet sylinder (Ibrahim et al. 2015, 3).

Formelen for spenning i aksial retning er gitt ved:

$$\sigma_a = \frac{pr}{2t} \quad (2.2)$$

hvor r er krumningsradien, t er tykkelsen til godset i sylindere, og p er trykket sylindere blir utsatt for.

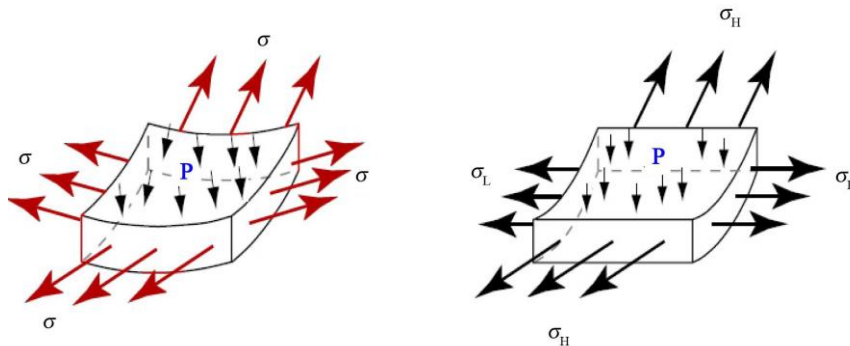
Formelen for spenning i tangentiell retning er gitt ved:

$$\sigma_t = \frac{pr}{t} \quad (2.3)$$

Av dette følger at $\sigma_t = 2\sigma_a$, og en kan slå fast at spenningskonsentrasjonen vil bli størst i tangentiell retning (Ibrahim et al. 2015, 4).

2.3.2 Sfærisk tynnskallkonstruksjon

I endene på en trykkbeholder er det ofte vanlig med en form for sfærisk konstruksjon.



Figur 5. Denne figuren viser at ved en sfærisk konstruksjon (til venstre) vil spenningen være lik i alle retninger på grunn av lik krumningsradius over hele flaten (Ibrahim et al. 2015, 6).

I dette tilfellet blir spenningskonsentrasjonen lik i begge retninger. Av figur 5 kan en se at dette kommer av at krumningen til sfæren er lik over hele flateområdet, og en får dermed spenningsbilde lik den aksielle spenningen ved en sylinder. Formelen til spenningene ved en sfærisk konstruksjon er gitt ved:

$$\sigma_a = \frac{pr}{2t} \quad (2.4)$$

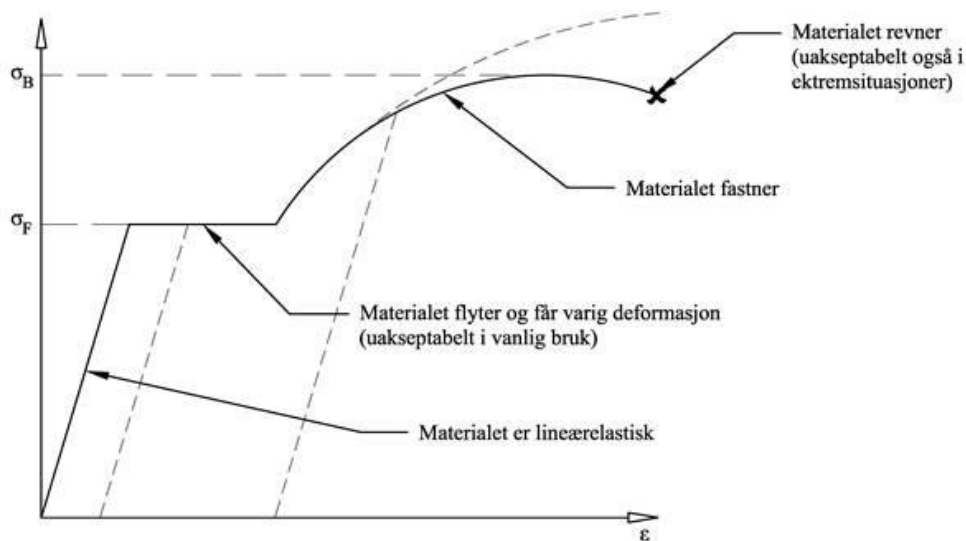
(Ibrahim et al. 2015, 6)

2.4 Feilmoder

Det finnes flere typer feilmoder som vil kunne virke inn på en sylinder ved uniformt eksternt hydrostatisk trykk. Disse vil bli forklart hver for seg.

2.4.1 Flyt i stål

Når materialet blir utsatt for store normalspenninger vil det oppstå tøyning, og etterhvert flyt i materialet. Dette skjer når normalspenningen blir høyere enn flytegrensen (σ_y). Materialet vil da gå fra å være i en elastisk sone, til å bevege seg ut i det plastiske området. I det plastiske området vil det oppstå en varig deformasjon av materialet, og dette er ikke ønskelig i en konstruksjon (Callister, Rethwisch 2011, 217-221).



Figur 6. Illustrasjon av et material i et spennings/tøynings diagram.

Det elastiske området er det lineære området på kurven. Her vil det ikke bli varig deformasjon av materialet. Stigningstallet av det lineære området representerer elastisitetsmodulen (E-modulen) til materialet. I mange tilfeller er det vanlig å bestemme flytegrensen ved å trekke en parallell linje fra en off-set på 0,2% ved lengdetøyning til den krysser materialkurven.

Skjæringspunktet vil da representere flytegrensen. Dette er vist ved den stiplede linjen til høyre for det elastiske området til grafen (Callister et al. 2011, 217-221).

Fra teorien om membranspenninger ser en at den tangentielle spenningen i en trykkbeholder er gitt ved formel (2.3).

Flyt vil oppstå idet $\sigma_y \leq \sigma_t$. En kan med dette finne trykket som beholderen vil tåle før flyt oppstår, p_b , også kjent som Boilertrykk. Dette trykket er gitt ved:

$$p_b = \sigma_y \frac{t}{R} \quad (2.5)$$

(Burcher, Rydill 1994, 286)

2.4.2 Buckling av en tynnvegget sylinder

Direkte oversatt fra engelsk til norsk betyr buckling knekking. I denne oppgaven er det valgt å bruke buckling som begrep. Når en trykkbeholder kommer under eksternt hydrostatisk trykk vil den kunne implodere. Dette vil si at områder på trykkbeholderen blir presset inn av det uniforme trykket som virker på flatene (Ross 2011, 2). Grunnen til dette er at når sylindere blir utsatt for eksternt trykk, vil det oppstå membranspenninger i skallet. Imploderingen som oppstår er en følge av at membranspenningene i skallet omdannes til bøyespenninger, og får materialet til å knekke (Bushnell 1981, 1187). Hvis sylindere er lang, vil den kunne bli oval eller flatere som følge av bucklingen. Det er vanlig å skille mellom 2 typer buckling. Dette er interframe buckling og overall collapse. Interframe buckling betyr at buckling skjer i området mellom ring-stiverne. Overall collapse kan oversettes med total kollaps og vil si at bucklingen skjer aksesymmetrisk langs sylindere, både ring-stiver og skall kollapser. På en sylinder uten ring-stivere vil buckling inntreffe ved et mye lavere trykk enn ved aksesymmetrisk flyt (Ross, Little, Haidar, Waheeb 2009, e158). Formelverket innenfor buckling-teori bygger på en blanding av analytiske tilnærminger og empiriske forsøk (Ross 2011, 100).

2.4.3 Interframe buckling

Interframe buckling er også kjent som «shell instability». Her skjer bucklingen mellom ring-stiverne på sylindere som vist på figur 7.



Figur 7. Buckling mellom spant

Hvis sylinderen er lang og uten ring-stivere, vil den være utsatt for buckling og vil for eksempel kunne bli oval. En metode for å regne ut buckling trykket er å anta at sylinderen er uendelig lang. En har da følgende formel, også kjent som Bryants formel:

$$P_{cr} = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R}\right)^3 \quad (2.6)$$

For at formel (2.6) skal gjelde, og sylinderen skal kunne betraktes som uendelig lang, må følgende betingelser være tilfredsstillt:

$$l > 4,9 * R * \left(\frac{R}{t}\right)^{0,5} \text{ og } \frac{R}{t} > 10$$

hvor l gjenspeiler lengden til sylinderen (Ross 2011, 100).

Formelen ovenfor forutsetter at sylinderen er uendelig lang og uten avstivere. Følgelig vil da buckling trykket trolig bli relativt lavt sammenlignet med boilertrykket.

Windenburg og Trilling har produsert en formel for buckling trykk (P_{cr}). I henhold til Carl T.F Ross (2011), gir denne forenklete formelen omtrent samme resultater som ved bruk av VonMises sin formel (Ross 2011, 102). Formelen er som følger:

$$P_{cr} = \frac{2,6E\left(\frac{t}{2a}\right)^{5/2}}{(1-\nu^2)^{0,75}\left[\left(\frac{l}{2a}\right)-0,447\left(\frac{t}{2a}\right)^{1/2}\right]} \quad (2.7)$$

I henhold til PD5500 skal en kalkulere $\frac{P_{cr}}{P_y}$ og bestemme $\frac{P_a}{P_y}$ fra en kollapskurve gitt i den nevnte standarden. $\frac{P_{cr}}{P_y}$ er et forhold som brukes på grunn av at kollaps ofte inntreffer på et tidligere tidspunkt som en kombinasjon av buckling og flyt. Dette forholdet skal brukes i kollapskurvene som bygger på empiriske data fra tidligere forsøk, og bidrar til å finne en «knock-down» faktor som skal redusere kollapstrykket. En av grunnene til å ta høyde for en «knock-down» faktor er at geometrien til en konstruksjon sjelden er perfekt. P_{cr} er i PD5500 oppgitt som en variant av VonMises formelen. P_y er trykket hvor flyt vil oppstå og er gitt ved følgende formel:

$$P_y = \frac{\sigma_y t}{R(1-\gamma G)} \quad (2.8)$$

Formelen for P_y er relativ lik Boilerformelen (2.4), men er blant annet avhengig av lengden mellom avstiverne. P_a vil reflektere det aksepterte eksterne trykket, som er en empirisk verdi sammensatt av buckling og flyt (BSI 2015, 3/98-3/99).

2.4.4 Total kollaps

En variant av elastisk buckling er total kollaps. Denne formen for kollaps omtales ofte som «general instability». Dette vil si at kollaps skjer ved at både ring-stivere og skall kolliderer samtidig, og med hverandre i samme retning. Det betyr at skallet er for dårlig avstivet (Ross 2011, 165-166).

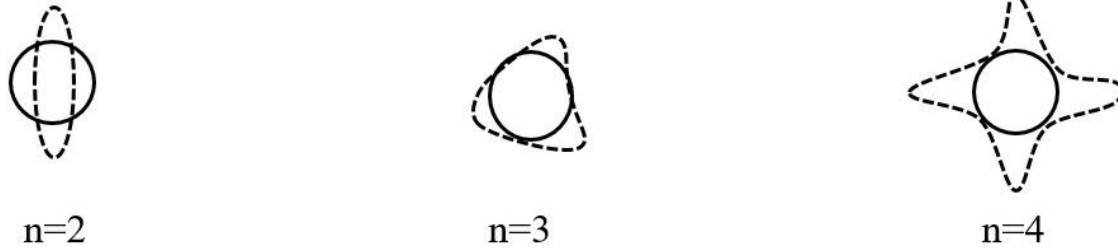


Figur 8. Trykket bidrar til at den koniske sylindere i dette tilfellet imploderer over ringstiverne.

I henhold til PD5500 skal en bruke Bryants formel for total kollaps (BSI 2015, 3/101-3/102). Bryants formel er i PD5500 gjengitt som:

$$P_n = \frac{Et\beta}{R} + \frac{(n^2-1)}{R^3L_s}EI_c \quad (2.9)$$

n i formel (2.9) er såkalte «lober» som forteller noe om hvilken form legemet vil implodere mot. For eksempel kan trykktanken kollapse slik at den kun blir oval, og vil dermed ha $n=2$ som vist i figur 9 (Ross 2011, 102). Disse lobene vil og kunne inntreffe ved interframe buckling.



Figur 9. Illustrasjon av loper.

2.4.5 Maksimale spenninger i ring-stivere

Maksimale spenninger i ring-stiverne kan finnes ved hjelp av formelen:

$$\sigma_s = \frac{kp\sigma_y}{p_{ys}} + \frac{E\bar{d}}{R} \left\{ \frac{(n^2-1)0,005kp}{p_n-kp} \right\} \quad (2.10)$$

Når σ_s er kalkulert kan en verifisere at betingelsen $\sigma_y \geq \sigma_s > 0$ er tilfredsstilt. Dersom dette kriteriet ikke er tilfredsstilt må en enten øke tykkelsen på godset i sylindren, eller øke mengden og tetthet av ring-stivere (BSI 2015, 3/102).

2.4.6 Flyt og buckling av dome

I tillegg til feilmodene i sylindren må en ta hensyn til eventuelle feilmoder i domen. I likhet med sylindren vil en kombinasjon av buckling og flyt være en aktuell feilmode, men spenningsbildet ser noe annerledes ut ved en sfærisk form. Trykket som skal til for å oppnå flyt i stålet, p_{yss} , er gitt ved følgende formel:

$$p_{yss} = \frac{2\sigma_y t}{R} \quad (2.11)$$

For å finne maksimalt tillatt trykk før buckling er prosedyren fra PD5500 relativt lik som ved en sylinder. Bucklingtrykket, p_e , må regnes ut og er gitt ved:

$$p_e = \frac{1,21Et^2}{R^2} \quad (2.12)$$

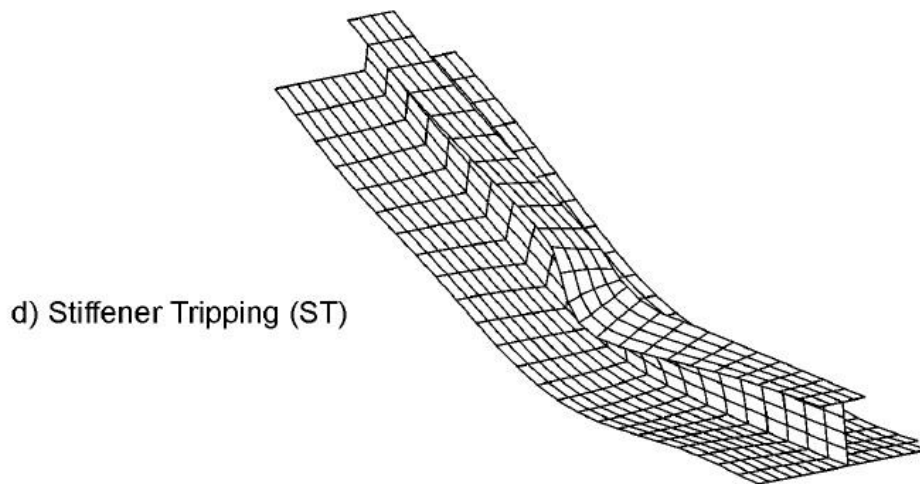
Deretter skal $\frac{P_e}{P_{y_{ss}}}$ beregnes, og $\frac{P_a}{P_{y_{ss}}}$ finnes ved hjelp av empiriske kurvetabeller gitt i PD5500. Av samme grunn som ved en sylinder, gjøres dette for å ta hensyn til imperfeksjoner, og at kollaps inntreffer som en kombinasjon av buckling og flyt. Dette bidrar til at kollaps forekommer ved et lavere trykk enn i utgangspunktet beregnet. Ved å beregne $\frac{P_e}{P_{y_{ss}}}$ og lese av $\frac{P_a}{P_{y_{ss}}}$ kan en enkelt kalkulere p_a . Dette trykket vil reflektere det tillatte eksterne trykket på sfæren (BSI 2015, 3/106).

En dome vil ofte kollapse ved såkalt «snap-through» buckling. Dette er en kombinasjon av flyt og buckling hvor kurvaturen ved senter av domen imploderer. Grunnen til dette er at økningen av trykkspenninger på domen ikke er lineær med økningen i det eksterne hydrostatiske trykket, og vil dermed føre til «snap-through» buckling. Enkelte eksperimenter har og vist at en dome kan buckle inn i lober, ved et usymmetrisk mønster rundt senter av domen (Ross 2011, 144).

I henhold til PD5500 skal en torosfærisk og elliptisk dome kalkuleres på samme måte som ved en sfærisk tynnskallkonstruksjon. Ved en slik form skal R gjenspeile kroneradiusen til domen (BSI 2015, 3/106).

2.4.7 Tripping av ring-stivere:

Denne form for feilmode er en sideveis vridning av ring-stiveren om sitt festepunkt på skroget (BSI 2015, 3/98). Det kan ses på som en slags lateral torsjons buckling av ring-stiveren. Vanligvis vil denne feilmoden inntreffe plutselig og resultere i en vesentlig reduksjon av bæreevne til ring-stiveren (Sheik, Grondin, Elwi 2001, 2).



Figur 10. Tripping av ring-stiver. En kan tydelig se hvordan stiveren blir utsatt for torsjon.

I følge PD5500 skal følgende kriterier være oppfylt for å unngå tripping av ring-stiver med T-fasong:

$$C > \frac{\sigma_y p}{E p_{ys}} \quad (2.13)$$

$$\frac{d}{t_w} \leq 1,1 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} \quad (2.14)$$

$$\frac{d}{t_f} \leq 0,5 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} \quad (2.15)$$

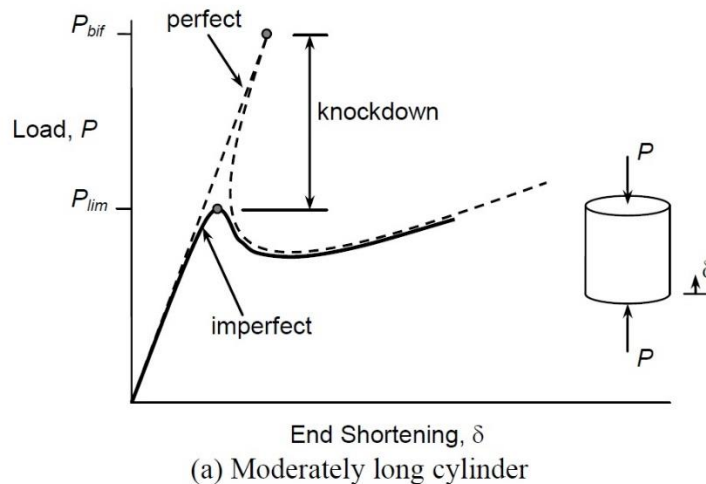
2.4.8 Utmatting

Utmatningsbrudd er en feilmode som inntreffer etter ett visst antall belastningssykluser, og ved spenninger som er lavere enn materialets strekkfasthet. Et utmatningsbrudd vil i mange tilfeller starte med en sprekk ved overflaten, som deretter forplanter seg suksessivt videre inn i materialet. Når sprekken har fått forplantet seg tilstrekkelig, er rest-tverrsnittet så lite at det

oppstår brudd. Utmatting har trolig sammenheng med at kornstrukturen i materialet endres, samt varmeutvikling, og diffusjon av oppløste gasser til sprekkeområdet (Waløen 1994, 150). For en trykktank vil faktorer som påvirker utmattingstiden bestå av forskjellige innvendige og utvendige trykkbelastninger (inkludert testing), temperatur endringer, vibrasjoner, kontraksjon og ekspansjon i materialet (BSI 2015, C/2). Antall belastningssykluser til fullstendig brudd kalles levetid (Waløen 1994, 150). DNV GL fastsetter i sitt regelverk at ved design av undervannsfarkoster skal minimum 10000 belastningssykluser brukes i kalkulasjoner ved utmatting (DNV GL 2015, 50).

2.4.9 Ovalitet

De fleste teoretiske tilnærminger til buckling tar for seg at strukturen innehar en perfekt sirkulær form og er dermed optimistisk i forhold til når buckling vil inntreffe. I og med at de fleste sirkulære konstruksjoner vil ha en viss grad av ovalitet, eller imperfeksjon, kan geometrisk feil bidra til at buckling vil kunne inntreffe tidligere enn det som er beregnet. For å kompensere for ovalitet og geometriske imperfeksjoner er det vanlig å operere med en «plastisk knock-down» faktor. Denne faktoren er utarbeidet på bakgrunn av eksperimenter og forsøk (Schultz, Nemeth 2010, 2-3).



Figur 11. Perfekt og imperfekt sylinder.

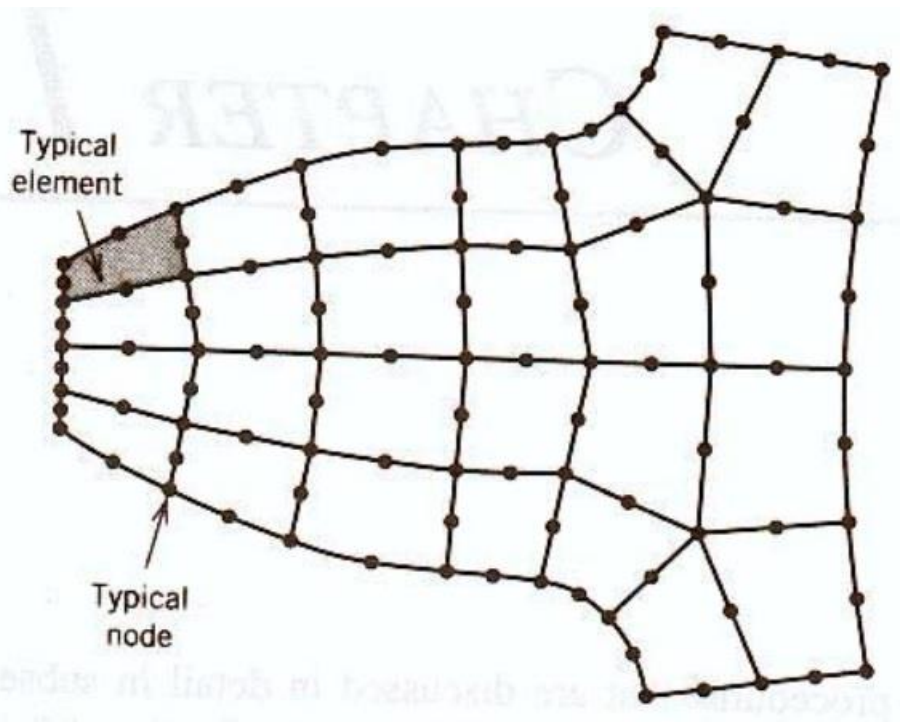
Figur 11 viser forskjellen mellom en perfekt og imperfekt sylinder. Det kommer tydelig frem at en imperfekt sylinder vil buckle på et tidligere tidspunkt.

PD5500 opererer med en toleranse på 0,5% avvik av målt radius for at sylindere skal kunne behandles som om den har en sirkulær form. Prosedyren for å finne avviket fra sirkelen er å dele cylinderen inn i 24 like intervaller, for dermed å måle radiusen i hvert intervall. Deretter må måleresultatet igjennom en fourieranalyse, hvor det gjelder å finne koeffisientene for $n=1$. Avviket er gitt ved den målte radiusen, minus fourierkoeffisientene b_0 , a_1 , og b_1 . Dette avviket må være innenfor den nevnte toleransen, for å unngå ytterligere beregninger med hensyn på ovalitet (BSI 2015, 3/95-3/107).

2.5 Finite Element Analysis

Finite Element Analysis (FEA), også kjent som Finite Element Method (FEM), er en metode for å approksimere spenningsanalyser, strømming i fluider, varmeovergang, samt flere områder hvor det er behov for å analysere hvordan et material eller en struktur påvirkes av ulike faktorer. Denne metoden å tilnærme seg ingeniørfaglige problemer ble utviklet på 1960-tallet, og er i dag et av de mest anvendte analyseverktøyene. Dataprogrammet Abaqus som er brukt i denne oppgaven bruker FEA i sine simuleringer (Kim, de Weck 2004, 14)

FEA er en numerisk beregningsmetode for å løse algebraiske ligninger. En geometrisk struktur blir delt opp i flere elementer. Disse elementene blir holdt sammen ved hjelp av noder. Dette kan ses på som et slags lim mellom elementene. Rutenettet som oppstår av elementer og noder kalles for en mesh.



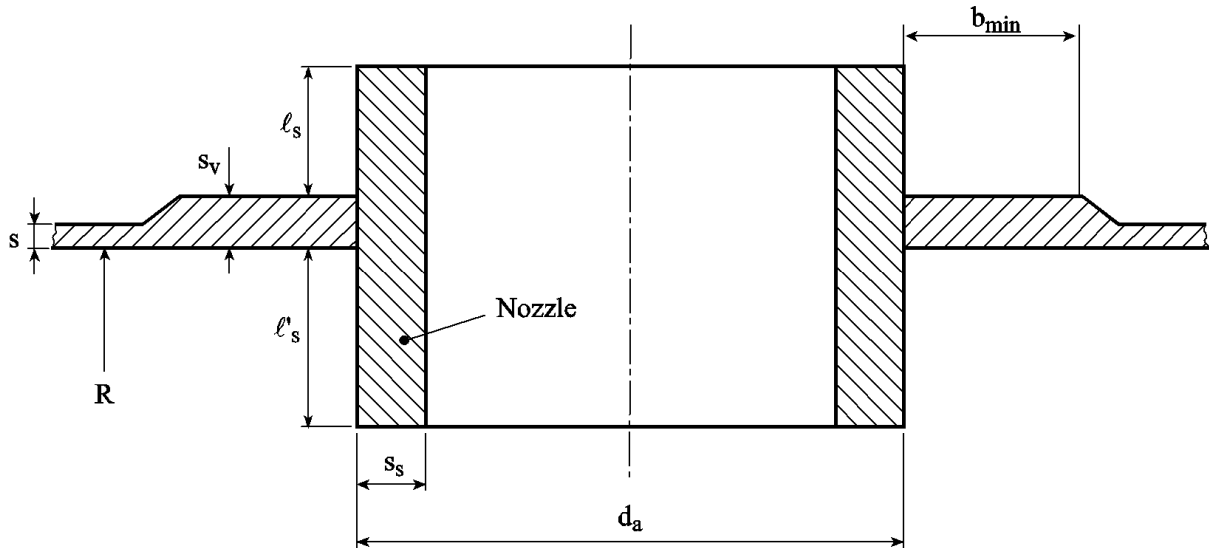
Figur 12. Illustrasjon av element og node

Nodene består av flere simultane algoritmer og ligninger. Hver node vil ha et fast antall frihetsgrader, hvor bevegeligheten kan begrenses ved hjelp av grensebetingelser. Dette gjør at en kan simulere hver node til å bevege seg slik en ønsker. Hvert element blir analysert hver for seg, og deformasjonen til elementet blir interpolert mellom resterende elementer som fører til en tilnærming av strukturens totale deformasjon (Kim et al. 2004, 6-13).

Fordelene med FEA er at det er anvendelig i form av at et stort spenn av ingeniørfaglige problemer kan analyseres, samt håndterer kompleks geometri. I tillegg kan det utføre analyser med kompleks last, som for eksempel trykk, kraft og tidsstyrt last. En av bakdelene med FEA er at det kun er en tilnærming av resultatet (Kim et al. 2004, 15-16)

2.6 Skroggjennomføring

En vanlig regel som omhandler penetrering av trykkskrog er tverrsnitts-areal substitusjonsprinsippet. Dette går i hovedsak ut på at det effektive arealet med stål som blir fjernet for å lage åpning, skal erstattes som forsterkning rundt åpningen (DNV GL 2015, 218).



Figur 13. Illustrasjon av gjennomføring (DNV GL 2015, 218).

Arealet som blir tatt ut og må erstattes er gitt ved:

$$A = 0,5 * d_a * s \quad (2.16)$$

Det effektive arealet som har blitt erstattet ved forsterkning kan beregnes ved:

$$A_{eff} = b_{min} * (s_v - s) + s_s * l_{eff} \quad (2.17)$$

Ovennevnte regler er kun gyldige dersom arealet av stål som erstattes er av samme materialkvalitet, eller tilsvarende som trykktanken (DNV GL 2015, 218). Fra figuren kan en se at b_{min} blir minimum bredde-, og $(s_v - s)$ blir tykkelsen av stål på kompensasjonsplaten som må legges til.

I følge DNV GL skal en entringsluge være minimum 500mm i diameter, dersom farkosten skal være bemannet (DNV GL 2015, 69).

3 Resultat

3.1 Sikkerhetsfaktor

Oppdragsgiver ønsker en dykkedybde på 400m. En generell norm fra ubåtpraksis er å gå ut ifra en sikkerhetsfaktor på 2. Dette betyr at trykkskroget bør designes til å tåle 800m som er tilnærmet 80 bar.

PD5500 har lagt inn en sikkerhetsfaktor på 1,5 i sine kollapskurver. I og med at PD5500 er kjent for å være en konservativ standard, antas det at denne sikkerhetsfaktoren er rimelig. Standarden nevner kun sikkerhetsfaktor eksplisitt ved bruk av kollapskurver, derfor brukes en konservativ sikkerhetsfaktor på 2 ved resterende beregninger, som ikke inkluderer kollapskurver.

Designtrykket er derfor i beregningene valgt til å være 80 bar.

3.2 Dimensjonering

3.2.1 Elastisitetsmodul:

Størrelsen til E-modulen er ikke eksplisitt definert i materialsertifikatene. Denne størrelsen er av stor betydning, både i beregningene og ved FEA. I PD5500 finnes det en tabell som angir E-modulen til stål ved henholdsvis ferritt og austenitt kornstruktur. En kan her observere at austenitt har en lavere E-modul enn ferritt, noe som vil gi markante forskjeller i beregningene. Til sammenligning har ferritt en E-modul på 209 GPa, og austenitt 200 GPa ved 20 grader Celcius (BSI 2015, 3/109). Dette fører til at det er viktig å fastslå korrekt E-modul før en påbegynner videre beregninger.

I følge legeringssammensetningen fra materialsertifikatet tyder det på at stålet er et Karbon-Mangan (C-Mn) stål, da Mangan (Mn) innholdet er ca 1,44%. Se *Vedlegg N. Materialsertifikat*. Ved et slikt materiale kan en oppnå en flytegrense opptil 340 MPa. For å øke flytegrensen kan en øke tilsetningen av legeringsmidler. Det står i materialsertifikatet at materialet er et finkornet stål. Et mer finkornet stål får en ved å tilsette små mengder av Aluminium (Al), Niobium (Nb), Vanadium (V) og Titanium (Ti). Denne tilsetningen vil føre til en reaksjon mellom Karbon (C)

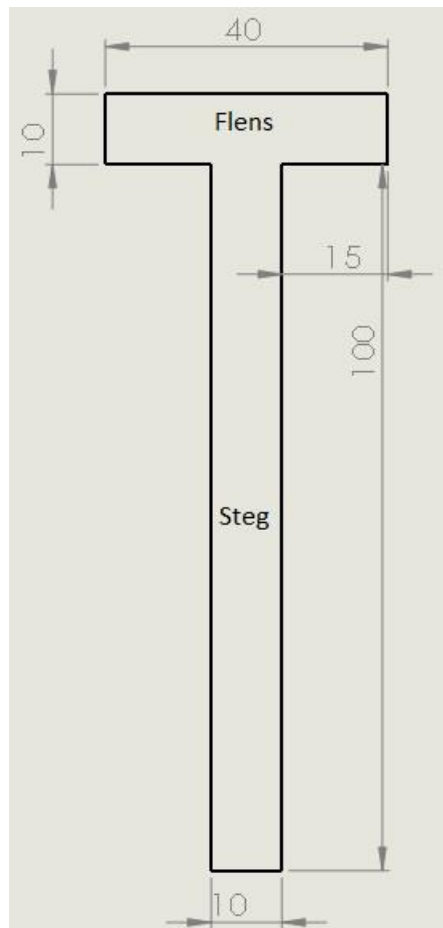
og Nitrogen (N), som etter varmvalsing og avkjøling fører til en mer finkornet ferritstruktur. I tillegg kan en forvente en økning av flytegrensen på opptil 150 MPa (Johansen 2015, 32-33). Ut ifra materialsertifikatet kan det observeres at stålet blant annet er legert med Nb, V og Al.

Etter et besøk til DNV GL fikk vi informasjon fra en av deres lab-teknikere om at ifølge legeringen fra materialsertifikatet er materialet høyst sannsynlig et ferritt stål. I tillegg skal ferritt stål være magnetisk. Etter et forsøk med en magnet på trykktanken, kan det bekreftes at tanken er magnetisk.

Vi velger da å konkludere med at materialet er stål med ferritt kornstruktur, og E-modulen kan da leses av til å være 209 GPa, ved 20 grader Celcius (BSI 2015, 3/109).

3.2.2 Dimensjonering av ring-stivere

Beregningene viser at ring-stiver med T-form over tverrsnittet vil tilfredsstillere kravene til forsterkning av sylindren. Figur 14 viser dimensjoner og formen til ring-stiverne. For ytterligere informasjon om beregning og dimensjonering av ring-stivere, se *Vedlegg A. Beregninger, sylinder*.



Figur 14. T-stiver

Det viser seg at avstanden mellom ring-stiverne, L_s , har stor innvirkning på hvor mye eksternt trykk sylindere tåler før den vil kollapse i en feilmode.

Avstanden som er valgt er 0,1875m, fra senter til senter på hver ring-stiver. Dette gir 8 like lengder mellom ring-stiverne, og bidrar til at det blir en viss symmetri. Dette blir da totalt 9 ring-stivere på sylindere. Beregnet maksimal avstand på ring-stiverne er 0,228m. Større avstand vil bryte med anvisningene til PD5500.

3.2.3 Tilvirkning av ring-stivere.

Under et møte med autorisert fagmann, ansatt i FLO/V-Bergen, som holder til i Ubåt-bunkeren (UVBB) på Laksevåg, ble det anbefalt å bruke flattstål til steg og flens. For deretter å sammenføye dette til en T-del og valse T-delen til to halvmåner som utgjør en sirkulær form. Dette for å gjøre produksjon mer anvendelig.

3.2.4 Materialliste og kostnadsoverslag ring-stivere

Ring-stivere, vekt og kostnader		
Utvendig omkrets	3,61	m
Antall ring-stivere	9	stk
Mål på profil til steg	100 x 10 x 6000	mm
Mål på profil til flens	40 x 10 x 6000	mm
Lengde ring-stivere	32,53	m
Vekt steg	260,21	kg
Vekt flens	104,08	kg
Avstivning dome (steg)		
Total lengde på steg	5,72	m
Vekt	45,76	kg
Total vekt	410,05	kg
Anslåtte kostnader		
Steg	5 816,45	kr
Flens	1 978,62	kr
Total kostnad stivere	7 795,07	kr

3.2.5 Dimensjonering av lukeåpning

For at åpningen og luken skal passe inn med ring-stiverne ble det bestemt at den skal være 562,5mm i lengderetning og ha sirkulær form. Da vil den flukte med to ring-stivere, og totalt 4 ring-stivere vil bli påvirket av åpningen. I åpningen skal en sylinder plasseres. Denne sylinderen har tykkelse på 15mm, og stikker opp 176 mm. Det er ikke planlagt at denne skal stikke ned under tankens skall. For å kompensere for arealet av stål som blir tatt ut, er det besluttet å bruke en kompensasjonsplate, av tilsvarende stål kvalitet som trykktanken. Denne platen skal være totalt 36mm tykk, som betyr at en må legge til 24mm tykt stål. I tillegg vil platen være 120mm bred. Se Vedlegg H. DNV GL skroggjennomføring for utfyllende beregninger.

3.3 Stålvect

Tanken i seg selv har en oppdrift på 2177 kg og en stålvect på 874 kg. Etter at ring-stivere rundt sylindren, avstiverne på domene, kompensasjonsplate og lukeforsterkning er montert, ender farkosten på 1396 kg i stålvect. Ser med dette at skroget har en positiv oppdrift på 781 kg. Se *Vedlegg C. Volum og stålvect* for utfyllende beregninger.

781 kg i netto positiv oppdrift må likevel anses som en marginal verdi. Dersom en regner to voksne personer med personlig utstyr og bekledding som 100 kg per person, gjør dette at en sitter igjen med 581 kg igjen til last. Det skal monteres ubåt-tårn, farkosten skal trolig ha fremdrift, og den må ha batterier til drift av fremdriftssystemer og styring. Alt dette utstyret tilsier at oppdrift kan bli et problem. Derfor bør det i et videre arbeid fokuseres ytterligere på vekt vs. oppdrift.

3.4 Beregning av sylinder

3.4.1 Boilerformelen

$$p_b = 355 * 10^6 \frac{0,012}{0,5685} = 7,49 * 10^6 = 74,9 \text{ bar} \quad (2.5)$$

Stålet vil kollapse som følge av flyt ved 74,9 bar. Dette tilsvarer en kollapsdybde på 745m. Ved bruk av boilerformelen er det viktig å ta høyde for at formelen går ut ifra en uforsterket, perfekt geometrisk sylinder.

3.4.2 Uendelig lang sylinder.

For å kunne anse sylindren som en uendelig lang sylinder må betingelsene fra kapittel 2.4.3 være oppfylt:

$$1501 < 4,9 * 568,5 * \left(\frac{568,5}{12}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.6)$$

$$1501 < 19478$$

Denne betingelsen er ikke oppfylt, og konklusjonen blir at en ikke kan anse sylindren som uendelig lang.

3.4.3 Interframe buckling

3.4.3.1 Windenburg & Trilling

Interframe buckling, P_{cr} , er beregnet ved hjelp av både VonMises og Windenburg & Trilling sine formler. Erfaringene fra disse beregningene viser at Windenburg & Trilling sin formel gir de mest konservative verdiene. Denne formelen skal gi omtrent samme svar som ved bruk av VonMises sin formel. Videre i oppgaven er det derfor valgt å bruke denne formelen i beregningene istedenfor VonMises, som PD5500 refererer til.

$$P_{cr} = \frac{2,6*209*10^9 * (\frac{0,012}{1,125})^{5/2}}{(1-0,3^2)^{0,75} \left[\left(\frac{0,1875}{1,125} \right) - 0,447 \left(\frac{0,012}{1,125} \right)^{1/2} \right]} = 56091213,8 \text{ Pa} = 560,9 \text{ bar. (2.7)}$$

3.4.3.2 P_a – bruk av kollapskurver

$$P_y = \frac{355*10^6 * 0,012}{0,5685(1-0,32*0,53)} = 9024166,3 \text{ Pa (2.8)}$$

Finner forholdet $\frac{P_{cr}}{P_y}$ og bestemmer $\frac{P_a}{P_y}$ ut ifra kollapskurver i PD5500.

$$\frac{P_{cr}}{P_y} = 6,22$$

Avlesing gir $\frac{P_a}{P_y} = 0,626$.

Dette fører til $P_a = 5649128,1 \text{ Pa} = 56,49 \text{ bar}$.

Tillatt dykkedybde med PD5500s innlagte sikkerhetsfaktor blir da 562m.

Kollapsdybde uten sikkerhetsfaktor blir dermed beregnet til 843m.

3.4.4 Total kollaps

Det laveste trykket for total kollaps oppnås ved $n=2$:

$$P_n = \frac{209 \cdot 10^9 \cdot 0,013}{0,5685} + \frac{(2^2-1)}{0,5685^3 \cdot 0,1875} * 209 * 10^9 * 0,0000068 = 181566893,2 \text{ Pa} = 1815,7 \text{ bar. (2.9)}$$

$P_n > k \cdot P$. Dette forteller at risikoen for total kollaps er liten, og interframe buckling vil være den dimensjonerende feilmoden på sylindren.

3.4.5 Maksimale spenninger i ring-stiver

Resultatene viser at det blir størst spenningskonsentrasjon i ring-stiverne ved $n=2$.

$$\sigma_s = \frac{2 \cdot 80 \cdot 10^5 \cdot 355 \cdot 10^6}{171,095 \cdot 10^5} + \frac{209 \cdot 10^9 \cdot 0,074}{R} \left\{ \frac{(2^2-1) \cdot 0,005 \cdot 2 \cdot 80 \cdot 10^5}{(1815,7 \cdot 10^5) - (2 \cdot 80 \cdot 10^5)} \right\} = 372 \text{ MPa (2.10)}$$

Ser at $\sigma_y \geq \sigma_s > 0$ ikke er tilfredsstillt. Dette er ved et designtrykk på 80 bar, noe som vil tilsi en sikkerhetsfaktor på 2. Disse spenningsene i ring-stiverne gir en sikkerhetsfaktor på 1,91.

3.4.6 Tripping av ring-stiver

$$0,0011 > \frac{355 \cdot 10^6 \cdot 80 \cdot 10^5}{209 \cdot 10^9 \cdot 171,095 \cdot 10^5} = 0,00039 \text{ (2.13)}$$

$$10,3 = \frac{0,1}{0,01} \leq 1,1 \sqrt{\frac{209 \cdot 10^9}{355 \cdot 10^6}} = 26,7 \text{ (2.14)}$$

$$\frac{0,02}{0,01} = 2 \leq 0,5 \sqrt{\frac{209 \cdot 10^9}{355 \cdot 10^6}} = 12,13 \text{ (2.15)}$$

Alle kriteriene for å motstå tripping er tilfredsstillt.

3.4.7 Ovalitet:

Det ble gjennomført en ovalitetsmåling på 3 forskjellige områder på sylindren. Se *Vedlegg D. Ovalitetsmålinger*. Dette ble gjort i henhold til anvisninger i PD5500. Av målingene ble områdene med størst avvik registrert og behandlet i en Fourieranalyse. Se *Vedlegg E. Ovalitet og Fourieranalyse*.

Dette gav følgende koeffisienter:

$$b_0 = 560,125$$

$$a_1 = -0,04829$$

$$b_1 = 0,074704$$

Dette gir et maksimalt avvik på 0,28% i et enkelt punkt. Denne toleransen er akseptabel ut ifra PD5500 som aksepterer 0,5% avvik, og vil gi en sikkerhetsfaktor på 1,77.

3.5 Utmatting

Ved design av undervannsfarkoster skal det brukes et antall på minimum 10^4 belastningssykluser ved utmatningsberegning. Dersom levetiden til skroget antas å være 30 år og en betrakter et dykk til nominell dykkedybde som en belastningssyklus, vil dette tilsvare $\frac{10^4}{30} = 333$ belastningssykluser per år. Det antas som lite sannsynlig at farkosten kommer til å bli så hyppig brukt, derfor er det i denne omgang valgt å neglisjere utmatting som feilmode og dette vil gjenstå som videre arbeid.

3.6 Beregning av dome

$$p_{y_{ss}} = \frac{2 \cdot 355 \cdot 10^6 \cdot 0,012}{0,92} = 9260870 \text{ Pa (2.11)}$$

$$p_e = \frac{1,21 \cdot 209 \cdot 10^9 \cdot 0,012^2}{0,92^2} = 43024763,7 \text{ Pa (2.12)}$$

Dette fører til $\frac{p_e}{p_{yss}} = 4,65$

Avlesing fra kurve gir: $\frac{p_a}{p_{yss}} = 0,359$

Dette fører til $p_a = 3324652,1$. $Pa = 33,25\text{bar}$, noe som vil tilsvare en dykkedybde på 330,6m, med PD5500 sin sikkerhetsfaktor på 1,5.

Kollapsdybden blir da $33,25 * 1,5 = 49,88\text{bar} = 496\text{m}$

Dette er en lavere dykkedybde enn ønsket, derfor må domene forsterkes ved å bruke avstivere. Det har ikke lyktes å oppdrive pålitelig teori om hvordan en skal behandle en forsterkning av domene ved håndberegning. Forsterkning og ytterligere beregning av domene vil dermed bli tatt med i en modellering som benytter seg av FEA, og blir omtalt senere i oppgaveteksten.

3.7 Abaqus

Abaqus er et 3D simuleringsprogram som er godt egnet til å styrkeberegne forskjellige konstruksjoner. Programmet er kraftfullt og benytter seg av FEA i sine simulasjoner. Dette programmet blir blant annet brukt av anerkjente firmaer som for eksempel DNV GL.

Ettersom fullversjonen av Abaqus krever en kostbar lisens, er det i denne oppgaven blitt benyttet en gratis studentversjon. Det ble oppdaget at studentversjonen har visse begrensninger. Den største begrensningen for simuleringen sin del er at det kun er lov til å operere med et maksimalt antall på 1000 noder. Det vil si at hvis en skal kjøre hele modellen i en simulasjon, vil meshen bli for grovmasket, og en vil ikke kunne få like pålitelige svar som ved en finmasket mesh. Dette ble løst ved å dele opp modellen i seksjoner, og analysere hver seksjon for seg. Et annet problem som ble oppdaget var at modeller som er laget i studentversjonen, kan bare åpnes i studentversjonen og ikke i fullversjonen. Dette ble noe problematisk i forbindelse med overlevering av modellen til 3. parts verifikasjon. I analysene er det brukt Abaqus versjon 6.14 Student Edition, som kan lastes ned gratis fra internett.

For å få mest mulig realistiske resultater må det legges inn imperfeksjoner i programmet. Dette er på grunn av at når en for eksempel tegner en sirkel i programmet, vil dette bli en «perfekt» sirkel. Det er et kjent faktum at få sirkulære konstruksjoner er helt perfekte sirkler, og de fleste sirkler vil ha en eller annen form for imperfeksjon. Derfor blir det manuelt lagt inn imperfeksjoner i programmet, som skal simulere en feil i geometrien. Disse verdiene gjenspeiler en imperfeksjonsamplitude, som vil si at imperfeksjonen kan svinge for eksempel $\pm 5\text{mm}$. I tillegg er det valgt å finne totalt 6^2 egenmoder ved hjelp av lineær buckling i Abaqus. Dette er samme type mønstre som er omtalt som «lober» i kapittel 2.4.4. Det vil bli presentert resultater fra den egenmoden som gir lavest kollapsdybde.

For å være sikker på at Abaqus skal levere resultater er det valgt å bruke en konstant dempingsfaktor³. Denne størrelsen er valgt til å være 10^{-7} , noe som kan anses som en liten dempingsfaktor. Faktoren bidrar til å dempe svingningene og glatte ut resultatene, men som ikke vil endre eller forfalske resultatene. Dette fører blant annet til at kollapskurvene blir mer avlesingsvennlige.

3.7.1 Plastisk tøyning og spenning

Abaqus benytter seg av sann spenning og tøyning i materialegenskapene. Dette er gitt ved følgende sammenhenger:

$$\sigma_t = \sigma(1 + \epsilon) \quad (3.1)$$

$$\epsilon_t = \ln(1 + \epsilon) \quad (3.2)$$

Den plastiske spenningen og tøyningen ble beregnet ved strekkfastheten, og den totale forlengelsen minus den elastiske tøyningen. Deretter ble dette lagt inn som parametere i programmet.

$$\sigma_{tp} = 490(1 + 0,27) = 622,3\text{MPa} \quad (3.1)$$

$$\epsilon_t = \ln(1 + 0,27) = 0,239 \quad (3.2)$$

² Dersom det ikke lyktes å finne et symmetrisk egenmode mønster, ble antall egenmoder økt.

³ Fra engelsk: damping factor

3.7.2 Modellering av tank i Abaqus

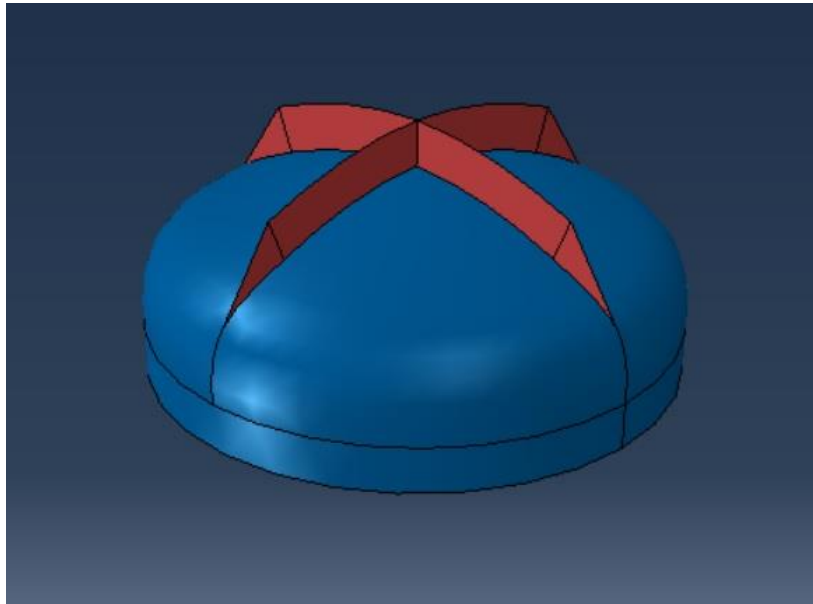
Målene som fysisk er oppmålt på domen, ble gjort om til koordinater i et vanlig kartesisk koordinatsystem. Se *Vedlegg F. og G. Måling dome* for måleresultater. Deretter ble hver enkelt måling lagt inn som koordinater til domen, og deretter ble det trukket en middellinje gjennom disse koordinatpunktene. Dette gav en virkelighetsnær kurvatur på domen. Halve tanken ble tegnet 2-dimensjonalt, for deretter å speile den om sin egen akse 360 grader. På denne måten ble resultatet en relativt naturtro kurvatur på modellen sammenlignet med den virkelige tanken.

Ring-stivere ble modellert direkte på tanken, og deretter ble modellen kopiert for så å klippe bort selve tanken fra ring-stiveren. En stod dermed igjen med en enkelt ring-stiver som var mulig å kopiere i ønsket antall og ulik avstand på tanken. Dimensjonene fra stiveren ble tatt direkte fra beregningene som er blitt gjort for hånd.

Det ble lagt inn følgende materialeegenskaper i Abaqus:

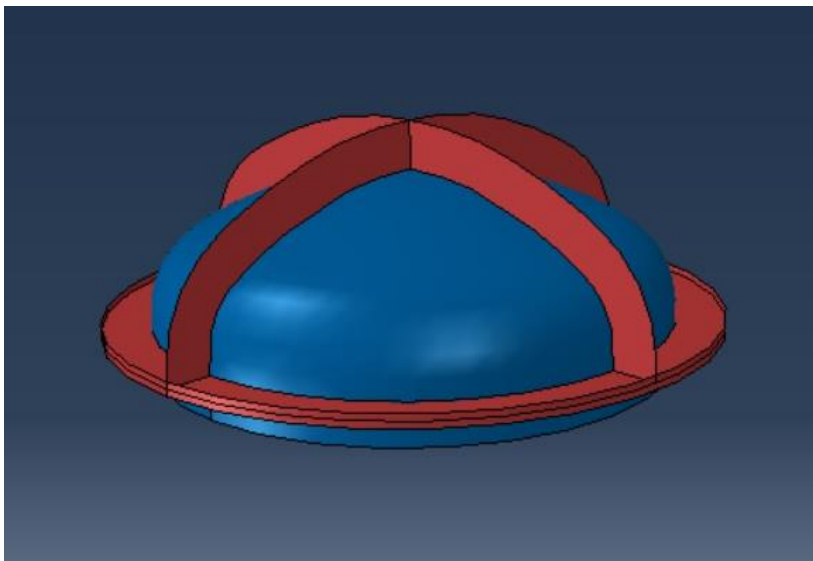
- Flytegrense: 355 MPa
- E-modul: 209 GPa
- Plastisk (sann) spenning: 622.3 MPa
- Plastisk (sann) tøyning: 0.239

Beregningene på domen viser som nevnt at domen vil tåle vesentlig mindre belastning enn sylindren. I og med at relevant teori ikke var å oppdrive om hvordan forsterkning bør designes på en dome, ble avstivere designet etter prøv og feil metoden. Det ble forsøkt totalt to forskjellige design på avstiverne. For utfyllende informasjon om bruk av grensebetingelser, trykk og imperfeksjoner ved simuleringer, se *Vedlegg K. Abaqus*.



Figur 15. Forkastet avstivning dome.

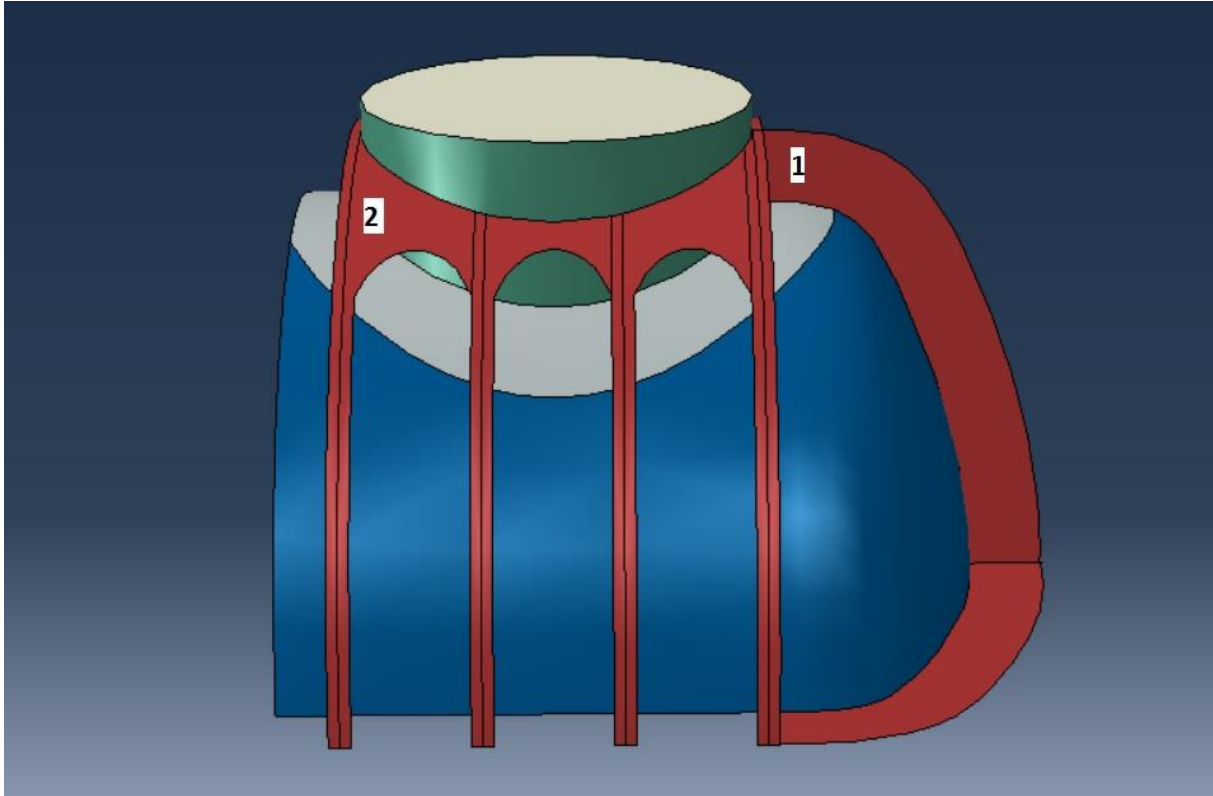
Designet til domen i figur 15 ble forkastet, da denne typen avstivere viste seg å ha minimal effekt.



Figur 16. Dome med avstivere.

Nåværende design kan i helhet betraktes i figur 16, samt figur 17 ved punkt nummer 1. I hovedsak består forsterkningen av to avstiverne på 10mm tykt stål og som bygger 100mm i høyden. Kvaliteten på stålet skal være av tilsvarende kvalitet som stålet på tanken.

I tillegg er det etter observasjoner på tilsvarende undervannsfarkoster erfart at «beste praksis» er å sammenføre metallplater mellom ring-stiverne som vist på figur 17 i punkt nummer 2. På disse platene er det valgt å bruke en tykkelse på 10mm. Selve luken er ikke tatt med i beregningene. I simuleringene er det lagt på en fiktiv luke som er en 50mm tykk plate.

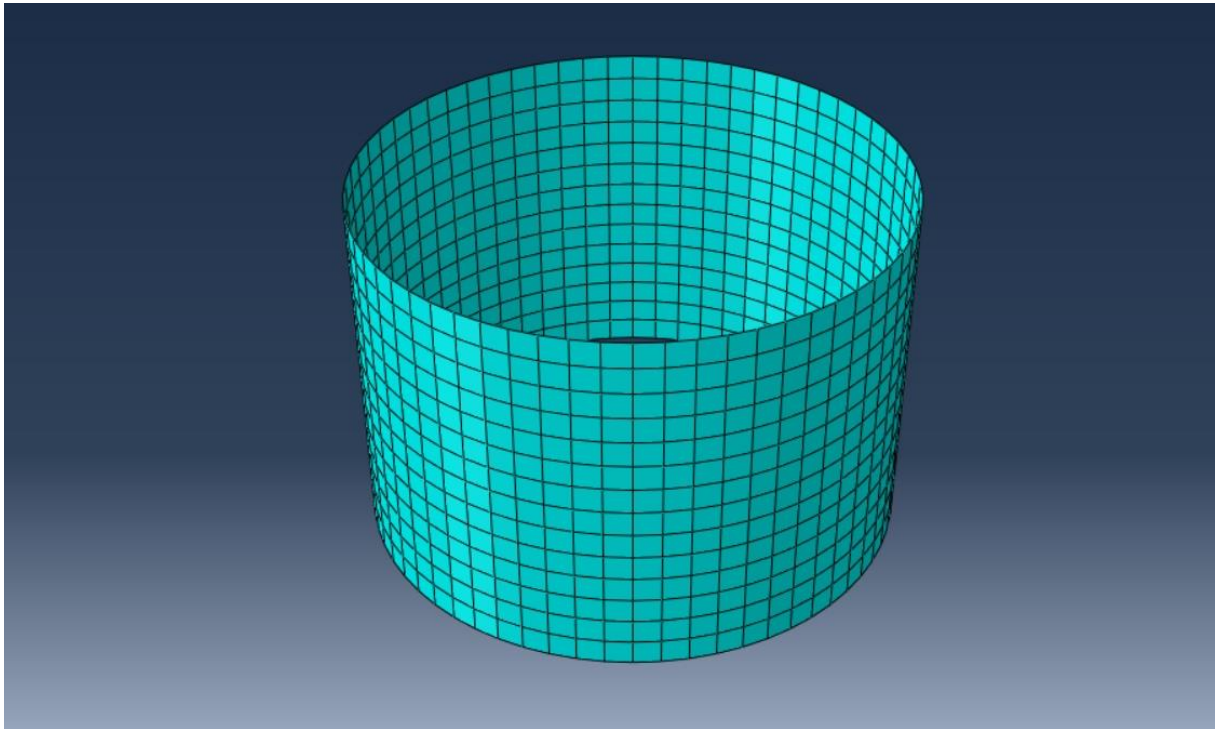


Figur 17. Design av området rundt lukeåpning.

3.8 FEA resultater

3.8.1 Sylinder uten forsterkning

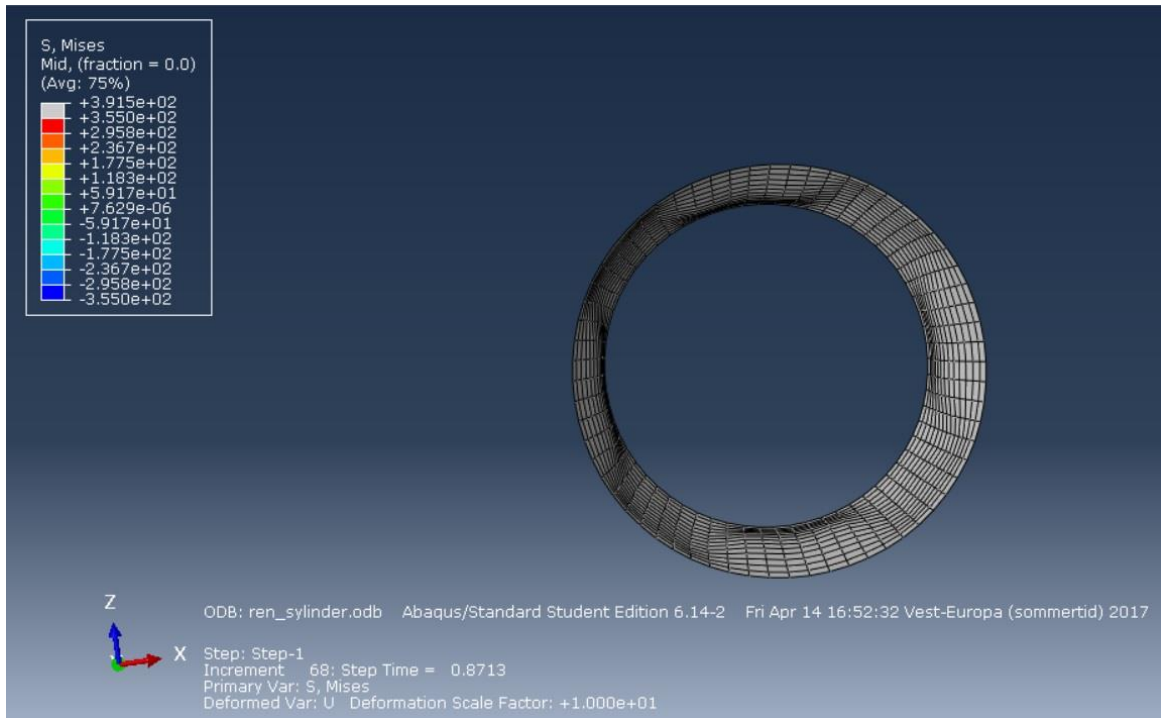
Det første som ble gjennomført i Abaqus var å analysere kapasiteten til opprinnelig sylinder. Dette for å i større grad kunne fastslå hvilken effekt ring-stiverne vil ha på sylinderen. En sylinder på 750mm i lengderetningen ble «skjært» ut for å kunne jobbe med en mer finmasket mesh.



Figur 18. Uforsterket sylinder, mesh.

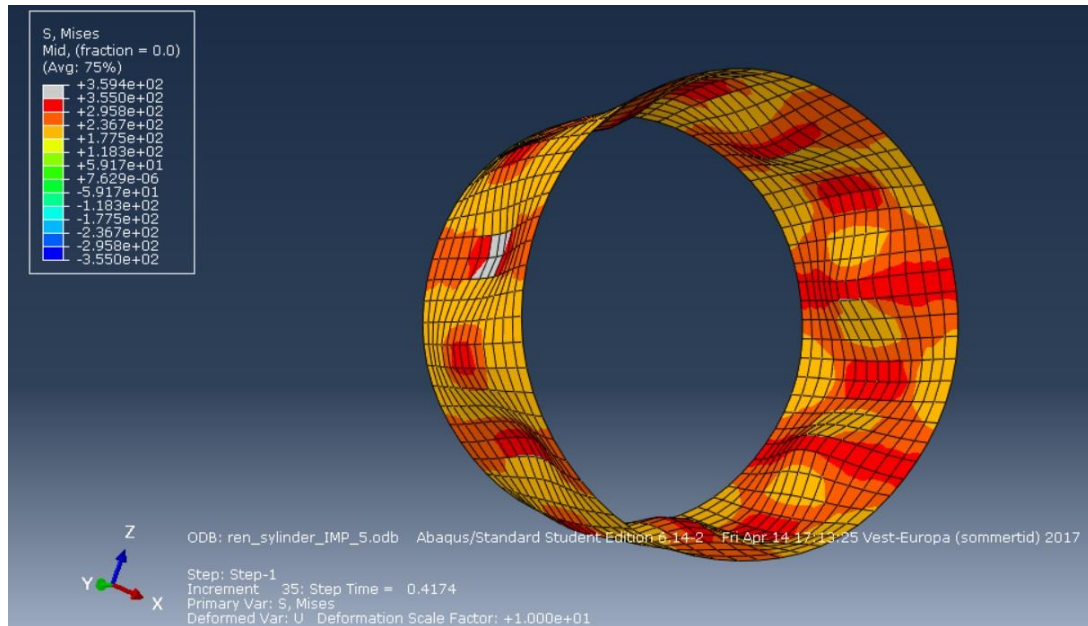
På bildet over vises hvordan meshen ble seende ut. Den er relativt finmasket og har symmetrisk og jevnt mønster. Dette skal gi et bra grunnlag for å gjennomføre simuleringene.

Simuleringen ble gjennomført med et trykk på 100 bar, noe som er langt over designtrykket til farkosten. Grunnen til dette er at en ønsker at Abaqus skal gi svar på når farkosten kolliderer, og ikke bare hvilke spenninger som er tilstede ved designtrykket.



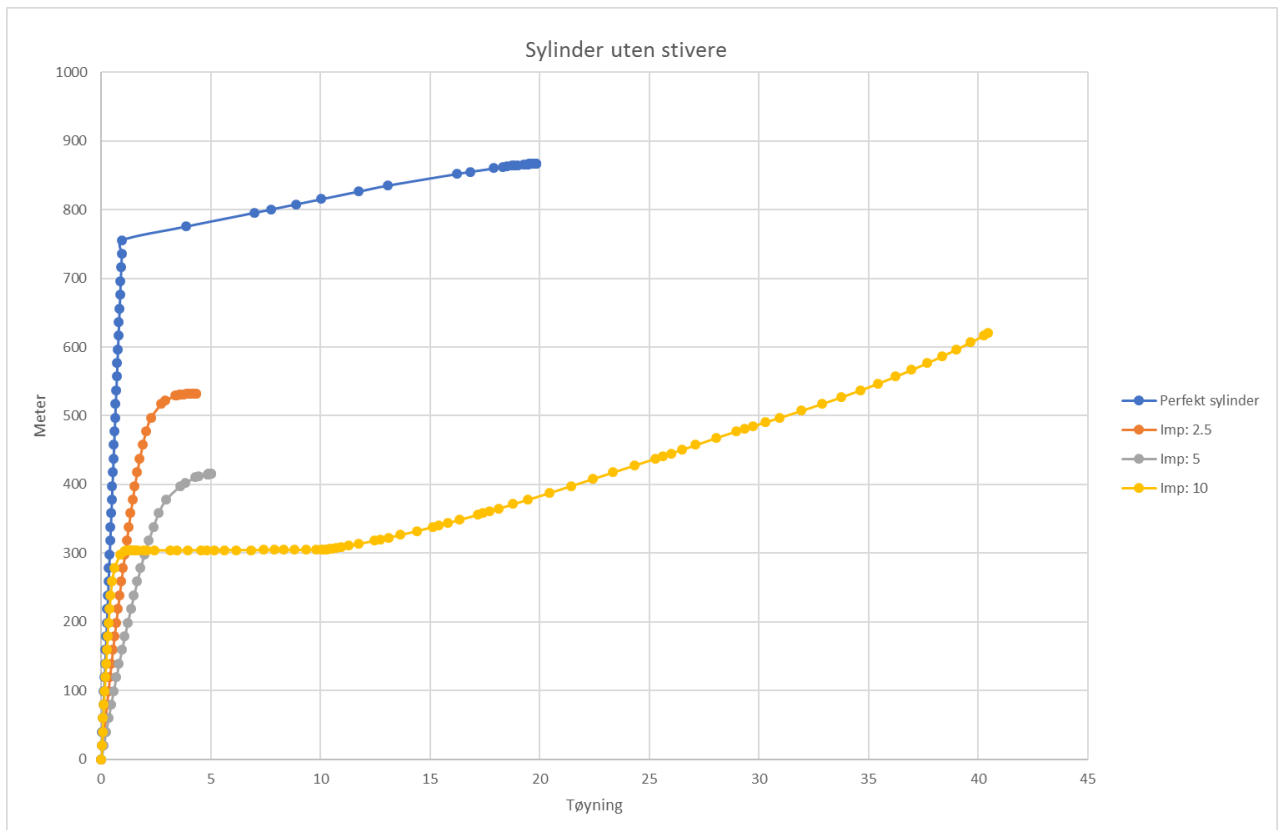
Figur 19. Sylinder ved kollaps.

På figur 19 kan en observere en perfekt sylinder som har kollapset. Denne simuleringen gir en dykkedybde på ca 750 meter før materialet vil kollapse. Den grå fargen indikerer at materialet har gått i flytmode, og en kan se av deformasjonen til sylinderen at den kollapse i 4 lober. Dette kan ses ved de feltene på sylinderen som er skyggelagt. Deformasjonen er skalert opp med en faktor på 10 for å visuelt bedre kunne forstå deformasjonen. Det er god grunn til å tro at sylinderen vil kollapse på et mye tidligere tidspunkt på grunn av buckling som følge av imperfekt geometri. En må derfor legge til imperfeksjoner i Abaqus for å simulere en ikke-perfekt sylinder.



Figur 20. Oppskalert VonMises spenninger.

Figur 20 viser sylindringen med en imperfeksjonsamplitude på 5mm, og VonMises spenninger. Deformasjonen er skalert opp med en faktor på 10, og illustrerer hvordan sylindringen vil kollapse. I tillegg viser den grå fargen at materialet har oppnådd flyt som følge av deformasjon og buckling. I dette tilfellet vil sylindringen kollapse ved en dybde på ca. 380 meter. Kollapsdybden har gått drastisk ned fra den perfekte sylindringen som er vist i figur 19.

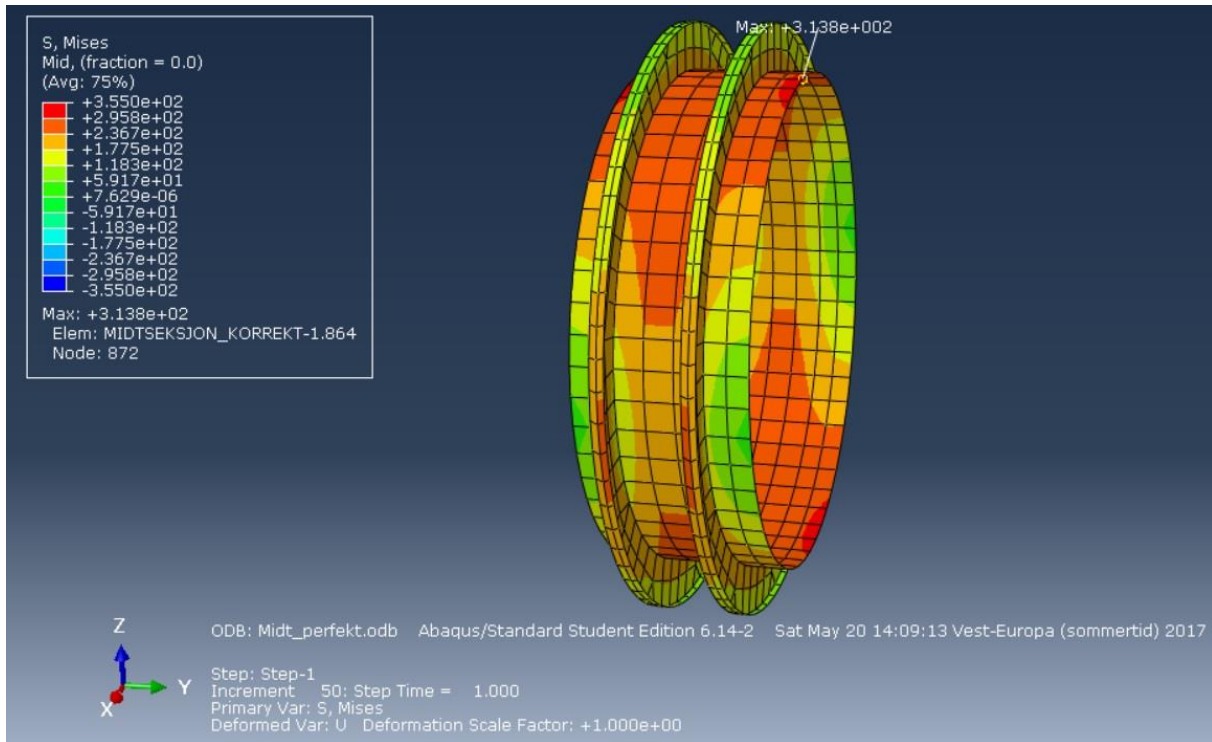


Figur 21. Kollapskurve uforsterket sylinder

Resultatene fra alle simuleringene til sylinderen ble plottet i et Excel dokument og en får dermed frem kollapskurvene til sylinderen. Dette kan i sin helhet betraktes i *Vedlegg I. Kollapskurver*. Av denne grafen fremkommer det at det er en vesentlig reduksjon i dybde før kollaps vil inntreffe dersom det foreligger imperfeksjoner. Ved en imperfeksjonsamplitude på 10mm vil sylinderen kollapse allerede ved 278m. En kan dermed med god grunn fastslå at ring-stivere er av stor nødvendighet for å kunne oppnå ønsket dykkedybde.

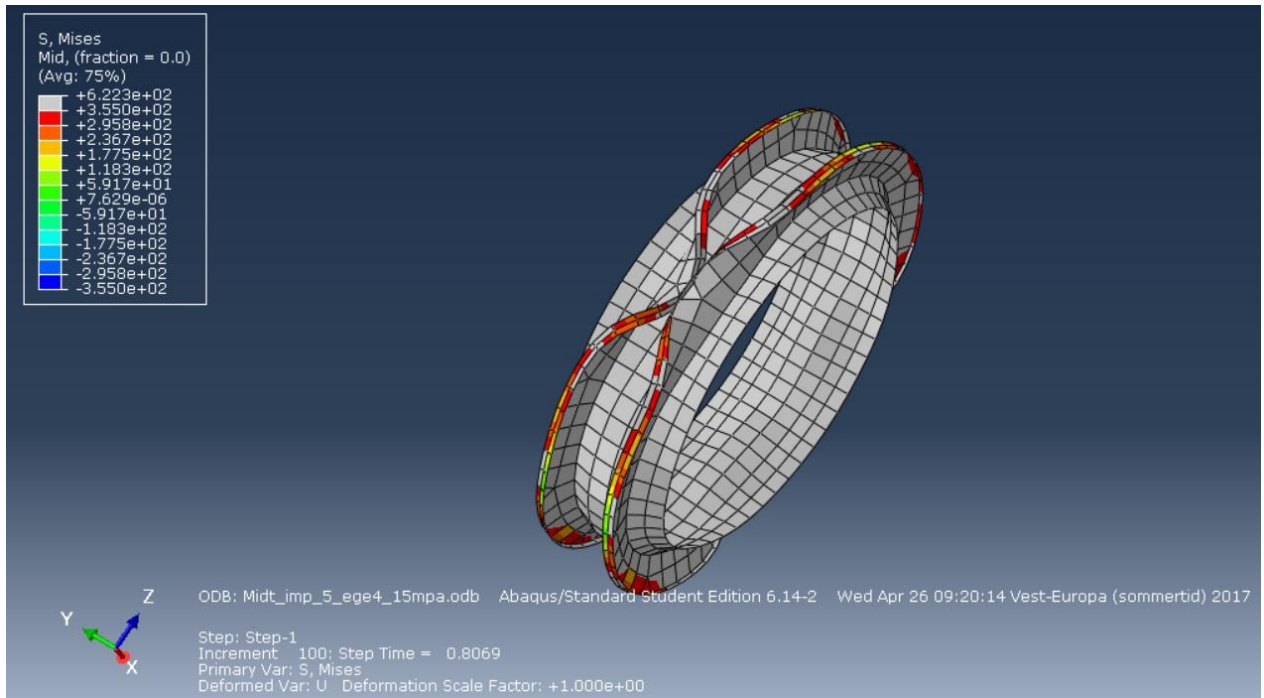
3.8.2 Forsterket sylinder

Resultatene viser at en forsterkning ved hjelp av ring-stivere er nødvendig for at sylinderen skal tåle designdybden.



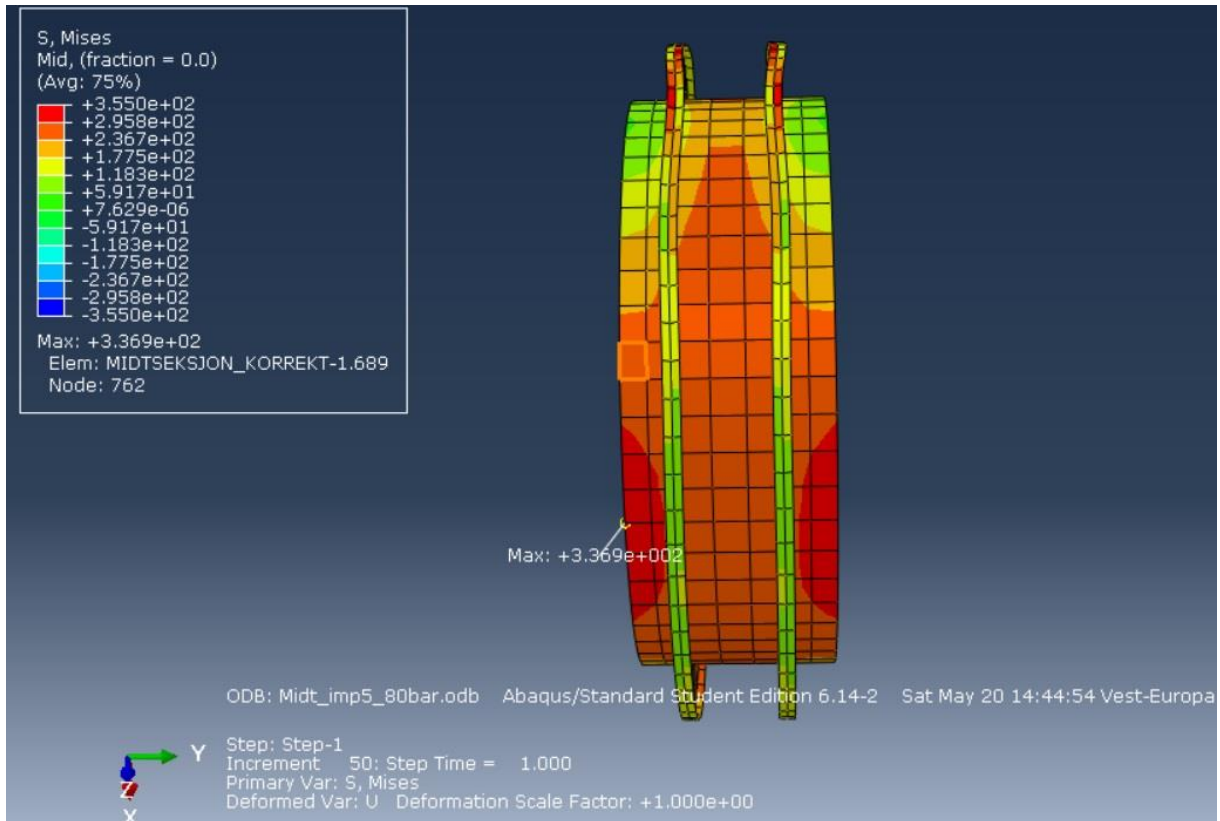
Figur 22. Perfekt sylinder.

Figur 22 viser en «perfekt» sylinder, og er påsatt et trykk på 80 bar. De største spenningene i simuleringen blir målt til 313,8 MPa, ved VonMises tilnærming. Noe som er godt innenfor flytegrensen. For at deformasjonen skal kunne illustreres visuelt må modellen skaleres opp 50 ganger. Gjør en dette vil en observere at modellen deformeres i en form av 2 lober ($n=2$). Når sylindren skaleres kan en etter hvert som trykket øker ytterligere, legge merke til at det trolig vil oppstå interframe buckling mellom ring-stiverne. Den første simuleringen viser at designet tåler designtrykket, dersom sylindren er helt perfekt. For å kunne finne ut når den forsterkede sylindren vil kollapse, blir det lagt inn imperfeksjoner, samt et påsatt trykk på 150 bar.



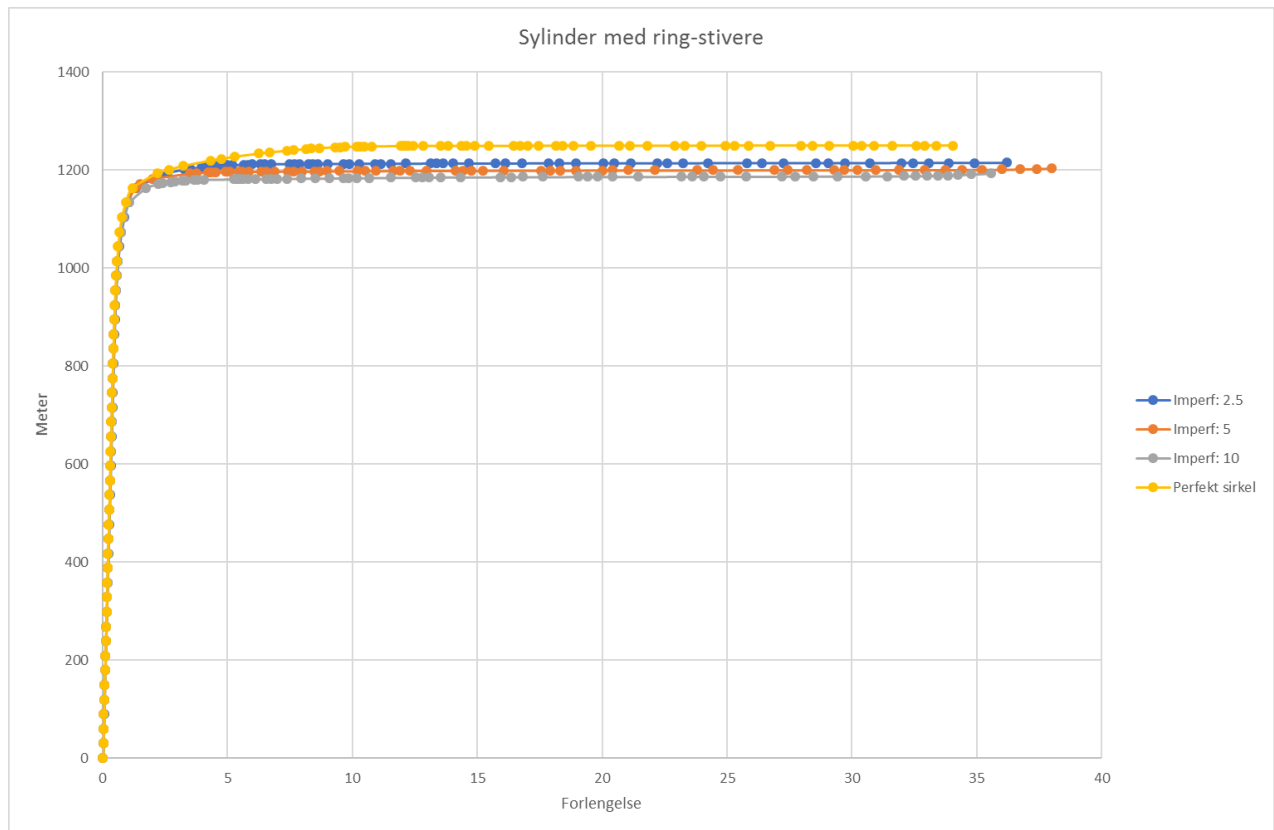
Figur 23. Kollaps ved 5mm imperfeksjon.

På figur 23 kan en betrakte sylindere som har kollapset i en form av 2 lober og med en imperfeksjon på 5mm. Deformasjonen er ikke skalert, og viser en relativt stor deformasjon. Denne simuleringen er gjennomført med 150 bar, for å kunne fastslå når sylindere kollapser. I tillegg kan en legge merke til at det oppstår tripping i ring-stiverne. Kollapsdybden som oppnås ved en slik konfigurasjon er ca. 1130m.



Figur 24. Simulert med designtrykk på 80 bar.

Figur 24 viser den forsterkede sylindere med en imperfeksjonsamplitude på 5mm. Her er sylindere utsatt for designtrykket på 80 bar. Deformasjonene i dette tilfellet er ikke skalert. Observasjonene her er at ring-stiverne begynner å bli utsatt for tripping. Dette er trolig på grunn av imperfeksjonene. Spenningene er størst i det røde området på sylindere, og måles til 336,9 MPa, noe som indikerer at materialet enda ikke har nådd flytegrensen sin.



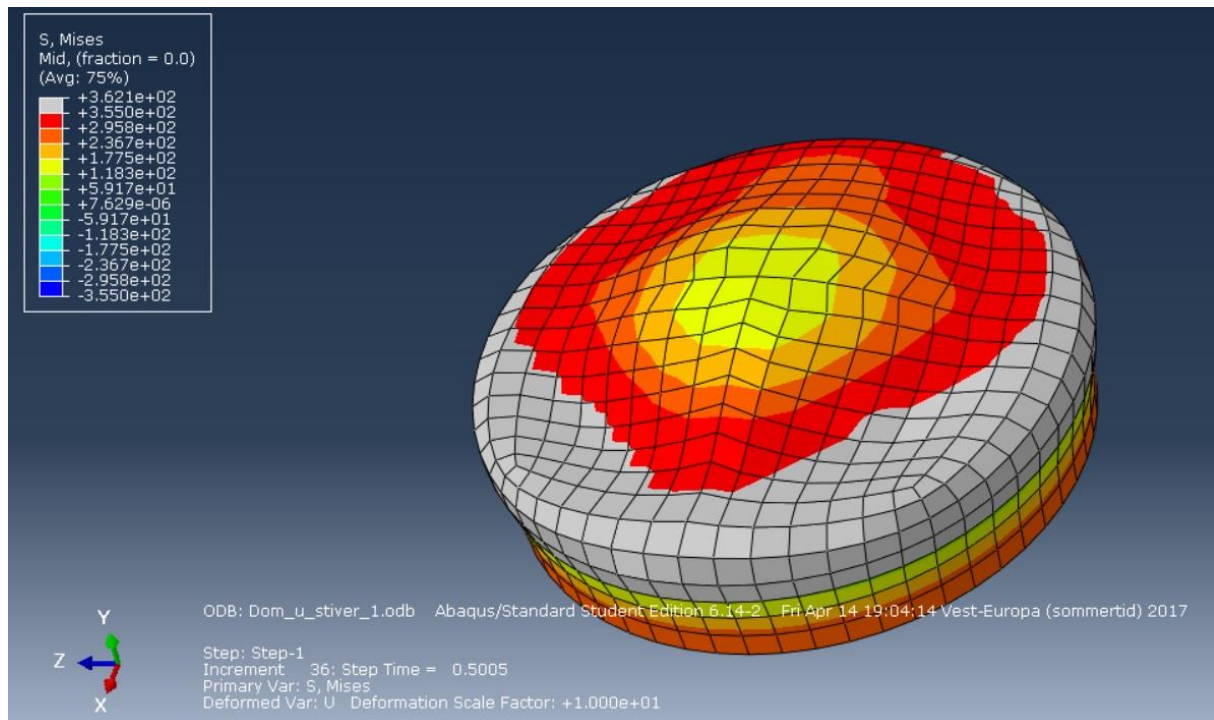
Figur 25. Kollapskurver forsterket sylinder.

Kollapskurvene viser at det er relativt lite forskjell i kollapsdybde ved imperfeksjoner fra 2.5 til 10mm, samt en perfekt sirkel. Dette tyder på at ring-stiverne er designet kraftige nok til at sylinderen tåler påkjenningene. Fra kollapskurvene kan en anslå at kollapsdybden vil være ca. 1130m.

3.8.3 Dome – uten forsterkning

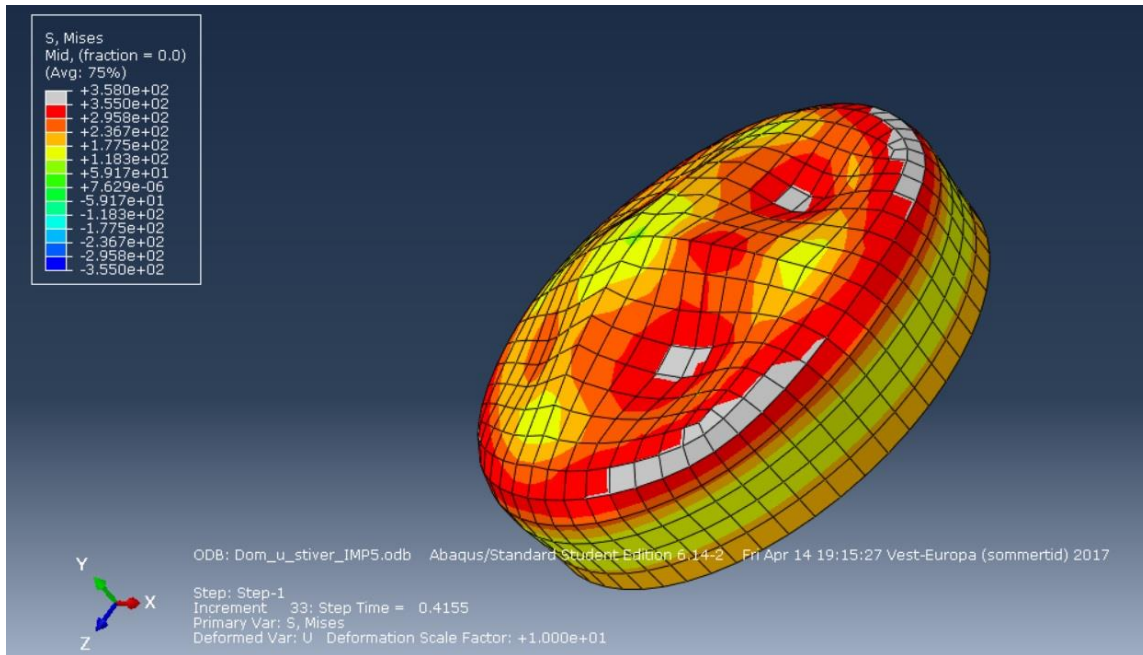
I likhet med sylinderen, blir domene først analysert uten forsterkninger.

Fra beregningene skal domene være den begrensende faktoren i designet, og det er dermed viktig å kunne verifisere at tidligere beregninger stemmer, før domene forsterkes med ekstra stål.



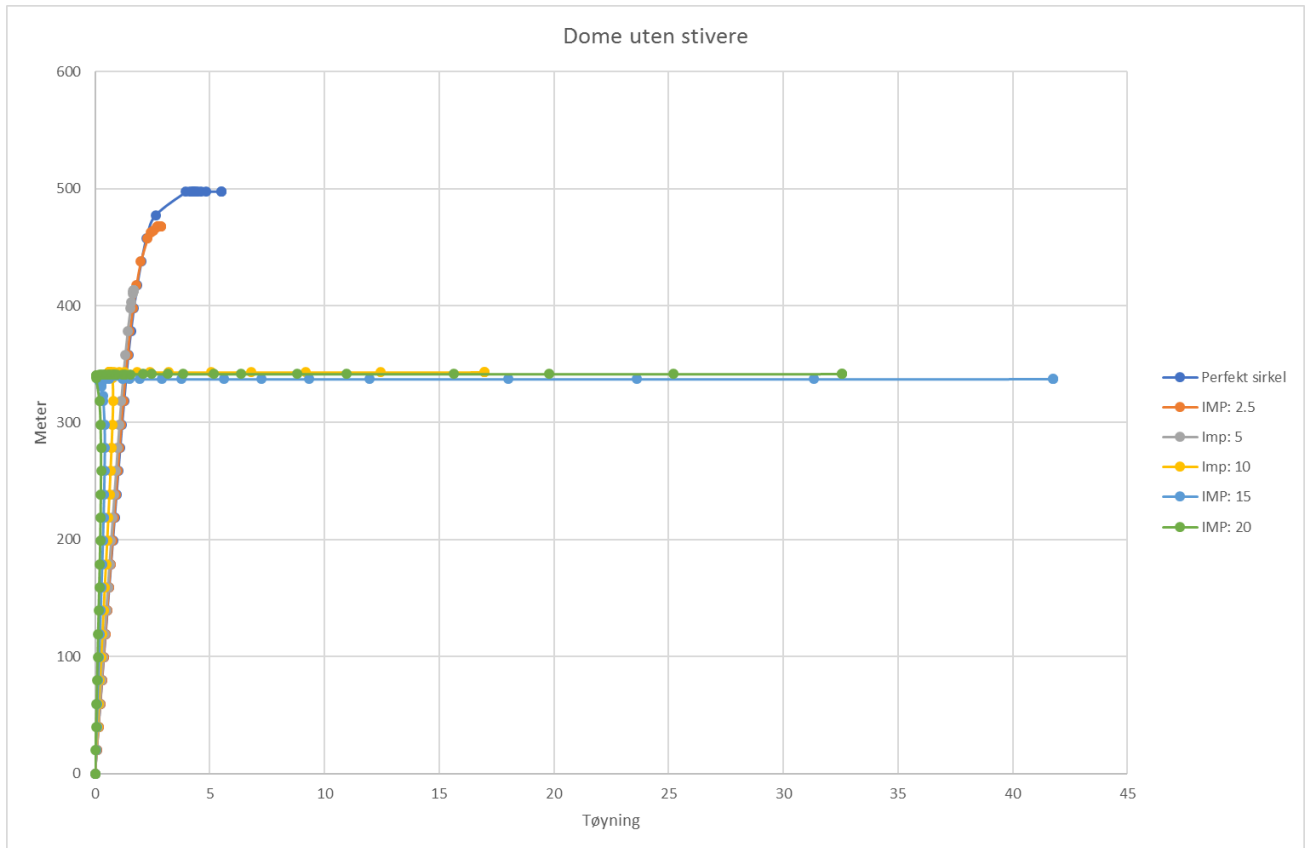
Figur 26. Simulering av dome.

Analysene på domene ble gjennomført med 100 bar. Figur 26 viser en perfekt sirkulær dome, med en deformasjon som er skalert opp med en faktor på 10. Denne simuleringen gir en kollapsdybde på ca 465m.



Figur 27. Kollaps av dome.

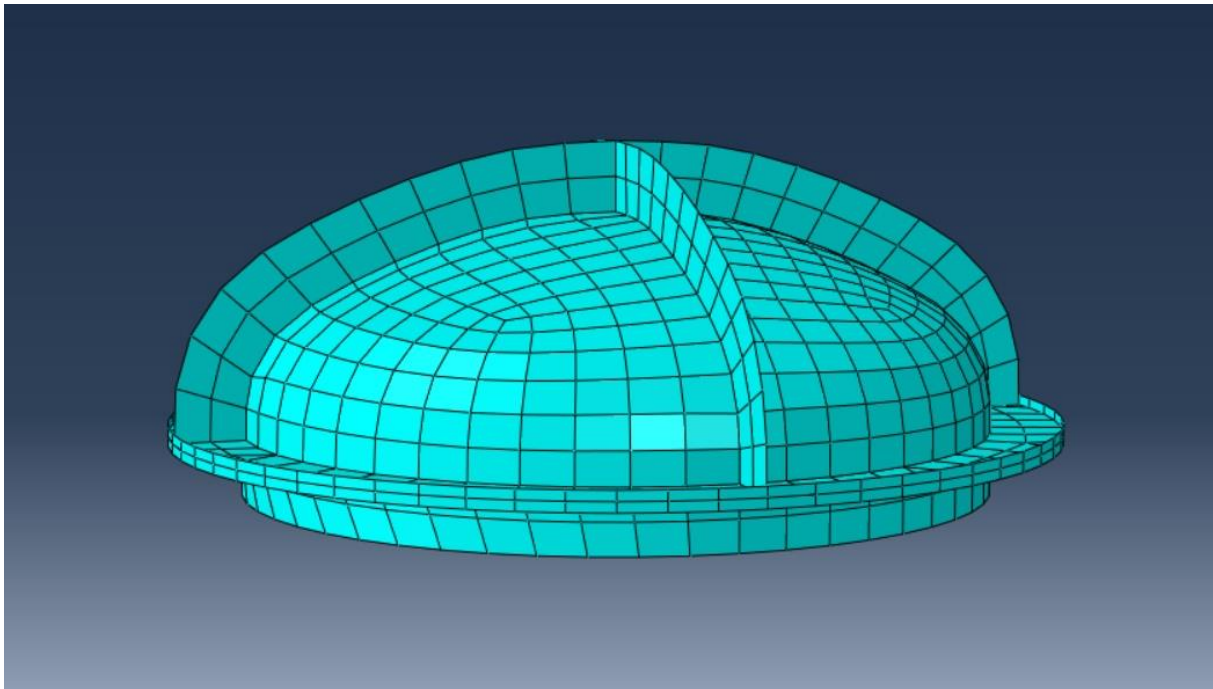
Ved å legge til imperfeksjoner får en store utslag på kollapsdybde. På figur 27 kan en betrakte domens som har kollapset ved en «snap-through» buckling. Simuleringen på bildet er med en imperfeksjonsamplitude på 5mm, som gir en kollapsdybde på 400m. Største VonMises spenninger oppnås i det grå området som indikerer at materialet har oversteget flytegrensen, og disse spenningene ligger på ca. 358-359 MPa. Det vil si 3-4 MPa over flytegrensen til materialet.



Figur 28. Kollapskurver dome.

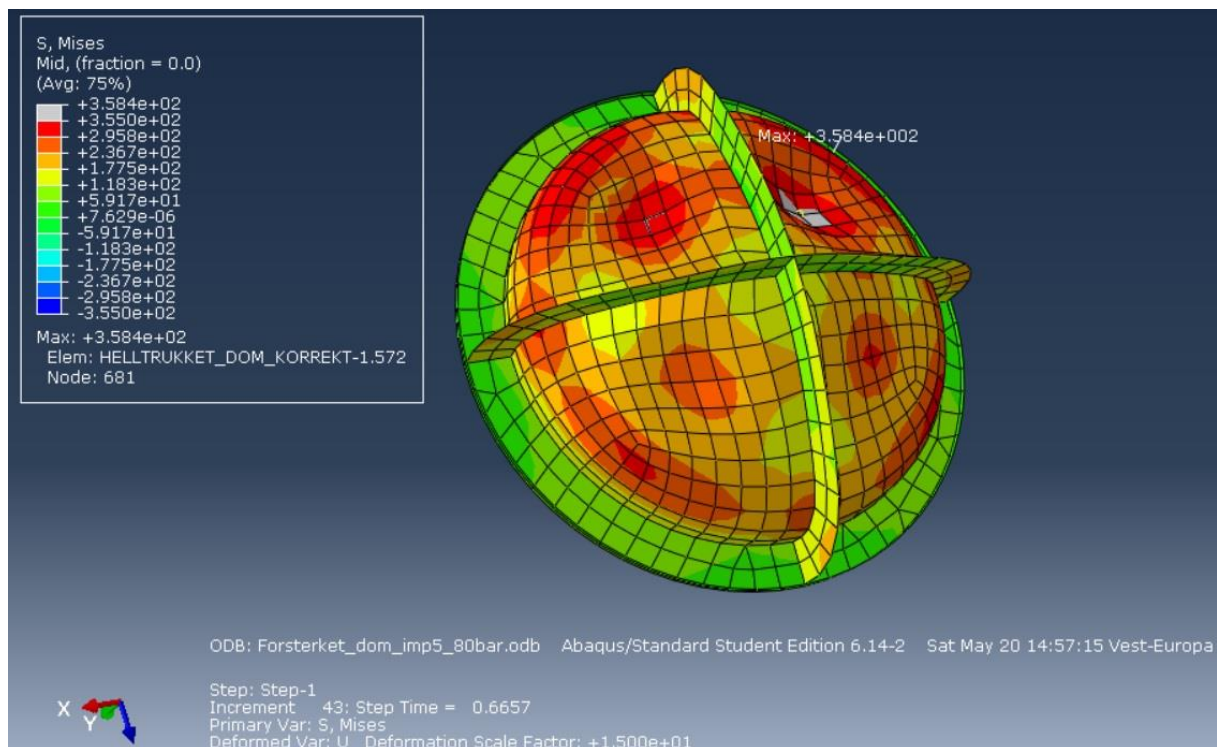
Kollapskurvene viser at dess mer imperfekt domene er, dess mindre dybde skal til for å oppnå kollaps. Ved en imperfeksjonsamplitude på 10mm, vil en oppnå kollaps allerede ved 330m. Dette er en forskjell på 135m i forhold til en perfekt dome, og er en markant reduksjon i kollapsdybde. Ved å øke imperfeksjonsamplituden ser det ut som kurvene konvergerer på ca. 330m. Dette indikerer at en med rimelig sikkerhet kan anta en kollapsdybde på 330m uten avstivere på domene.

3.8.4 Forsterket dome



Figur 29. Forsterket dome.

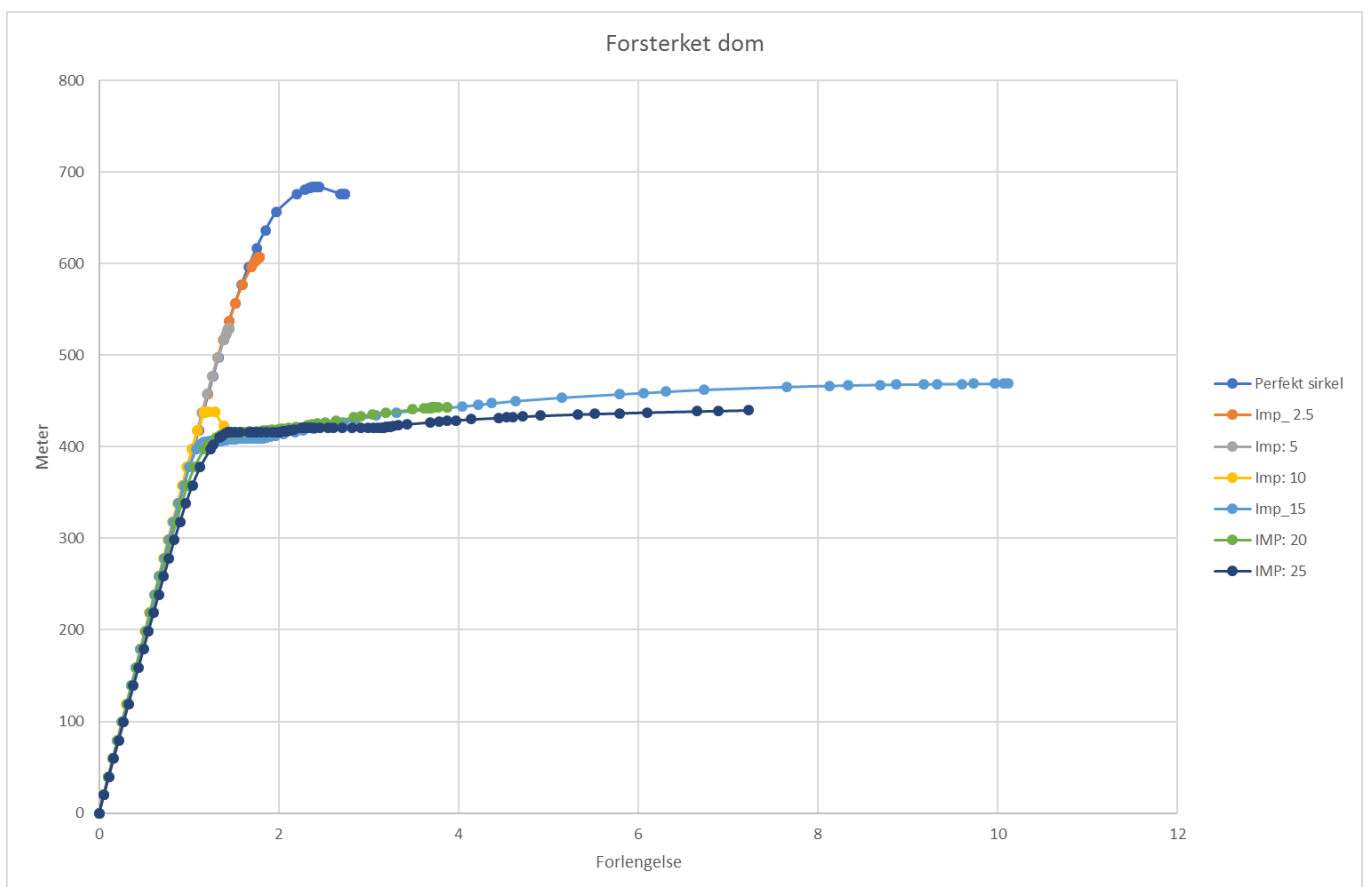
Figur 29 viser endelig design og mesh av den forsterkede dommen.



Figur 30. Forsterket dome ved 80 bar.

Figur 30 viser domen som er utsatt for et trykk på 80 bar. Deformasjonen er skalert opp med en faktor på 15. En ser at ved dette trykket vil domen fortsatt ikke tåle belastningene, og det oppstår det som trolig er «snap-through» buckling mellom avstiverne. Det kan også observeres at spenningene på avstiveren ved «knuckle» radiusen til domen begynner å bli relativt store. Dette er strekkspenninger som trolig kommer av at bucklingen trykker domen inn mellom avstiverne, som igjen fører til at den strekker på området ved «knuckle» radiusen. De grå feltene på domen indikerer at materialet har oppnådd flyt som følge av kollapsen. Dette skjer ved de samme områdene som ved domen uten avstiverne, men det skjer på et senere tidspunkt, noe som indikerer at avstiverne har effekt.

Ved en dome med perfekt sirkulær form om Y-aksen, viser resultatene at det oppnås en kollapsdybde på ca. 650m, noe som er en signifikant forbedring fra 465m uten forsterkning. Som nevnt tidligere, er det de færreste sirkulære konstruksjoner som er helt perfekte, derfor må en ta høyde for imperfeksjoner også ved forsterket dome.

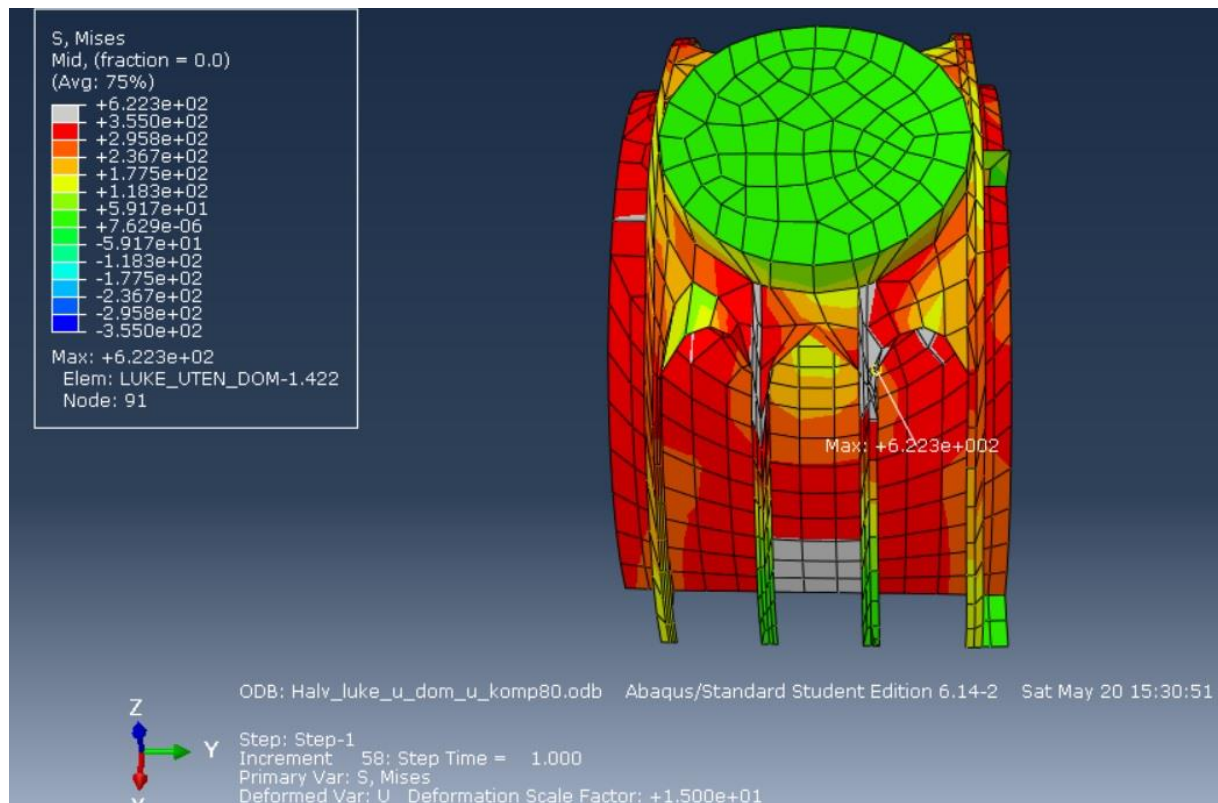


Figur 31. Kollapskurve forsterket dome.

Av kollapskurvene ser en at kapasiteten til domen reduseres kraftig ved imperfeksjoner. Ved en imperfeksjonsamplitude på 5mm, ser en at kapasiteten fra en perfekt dome reduseres med nesten 130m. Dersom imperfeksjonsamplituden øker, kan det se ut som at kollapsdybden konvergerer rundt 400m. Fra en imperfeksjon på 10mm og opp til 25mm, varierer dybden fra ca 430m til 400m. En kan da anta at domen trolig vil ha en kollapsdybde på 400m.

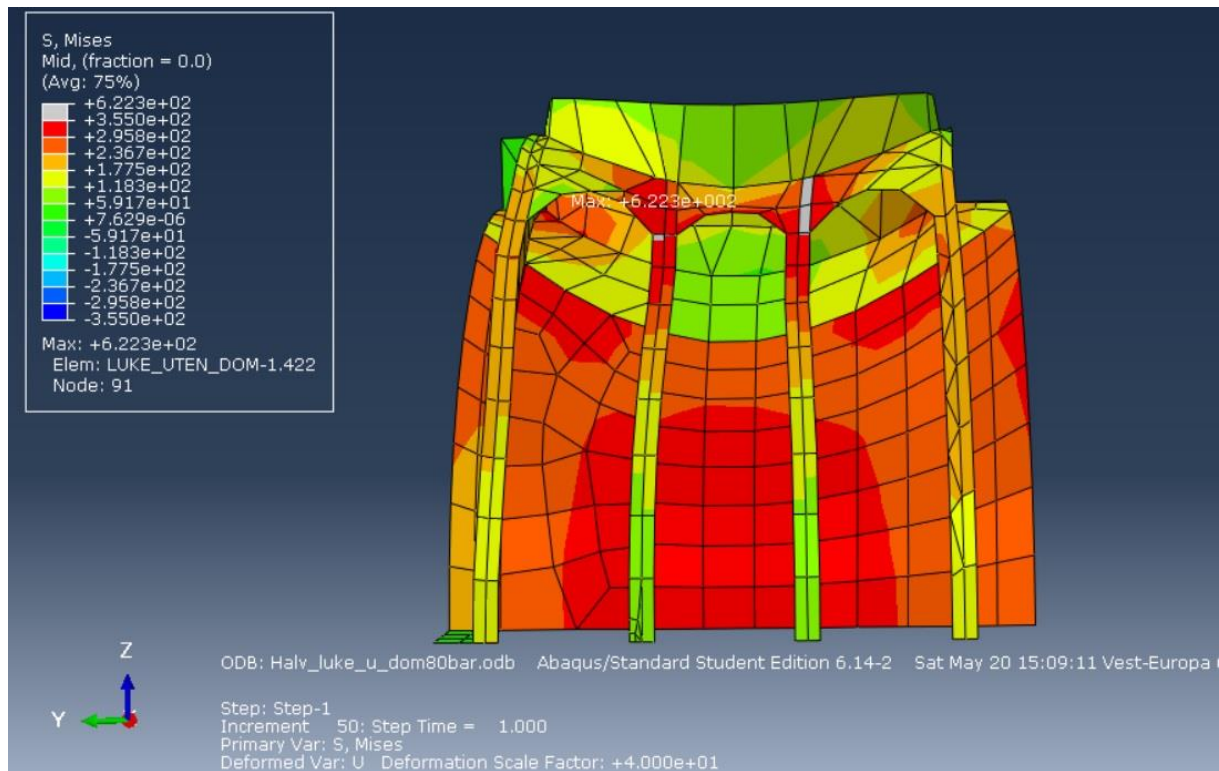
3.8.5 Lukeåpning

Lukeåpningen ble dimensjonert ved bruk av DNV GL sitt regelverk.



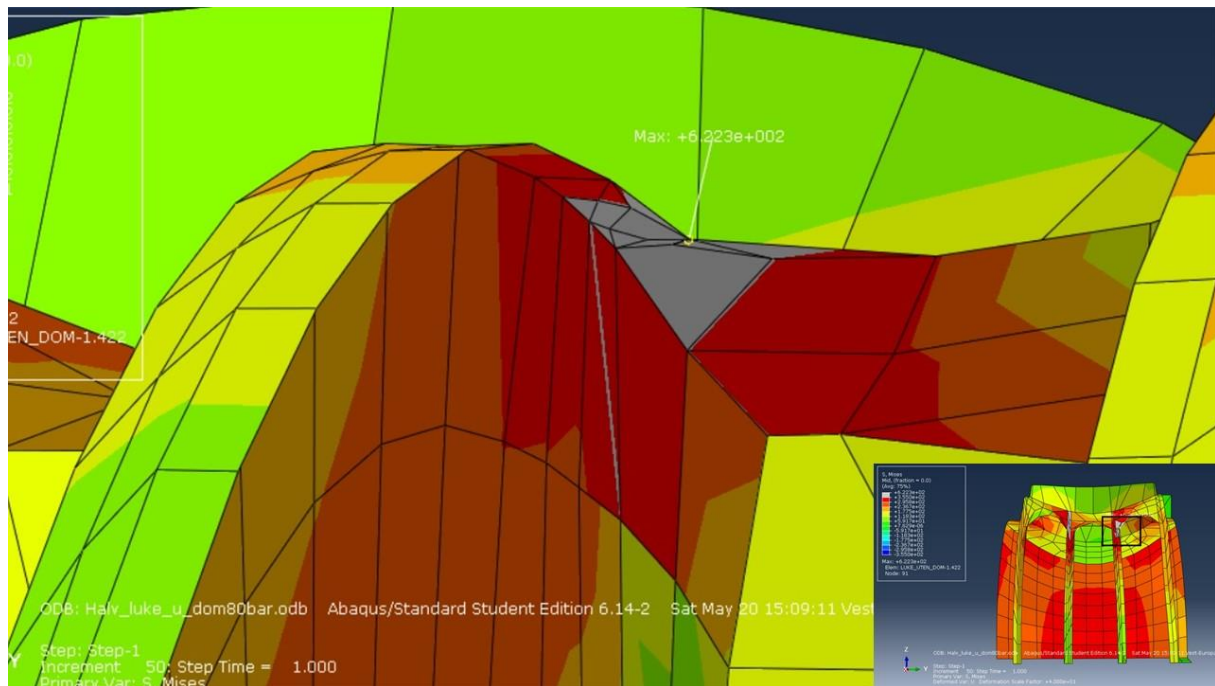
Figur 32. Simulering av luke uten kompensasjonsplate.

På figur 32 kan lukeseksjonen betraktes ved et trykk på 80 bar. Denne modellen er uten kompensasjonsplate. Deformasjonen er skalert opp med en faktor på 15. En ser at de to ringstiverne i midten får høye spenninger omtrent ved innfestingen til cylinderen. Dette er på grunn av at trykket vil presse cylinderen ned i åpningen, og dermed strekke ringstiverne i samme retning.



Figur 33. Simulering av luke med kompensasjonsplate.

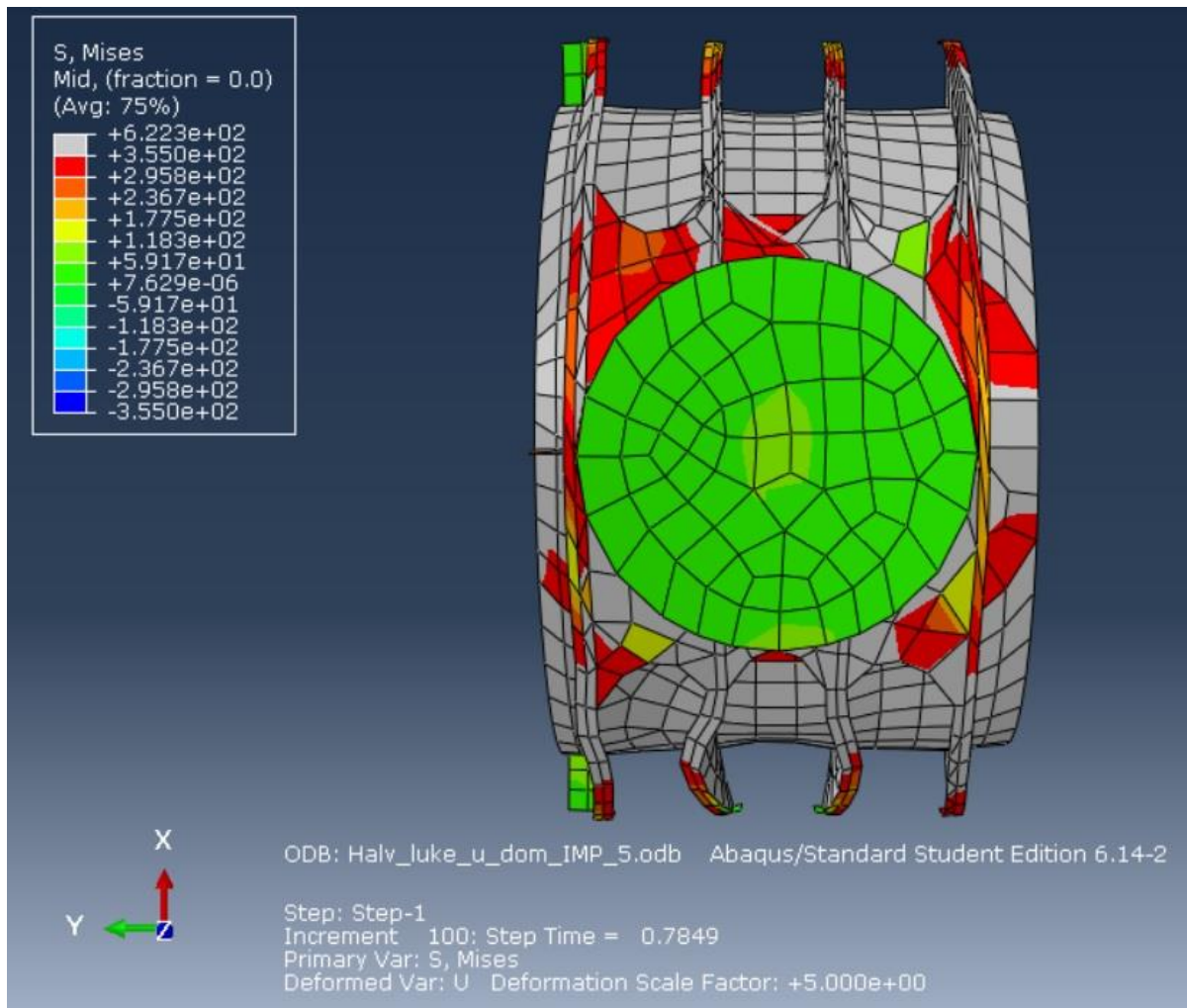
På modellen i figur 33 er det lagt til en kompensasjonsplate med dimensjoner fra beregningene. En kan tydelig se at denne platen har positiv effekt på farkosten, ved at den bidrar til lavere spenningskonsentrasjoner rundt luken. Det er fortsatt relativt store spenninger i området rundt innfestingen mellom åpningen og ring-stiverne. Trolig er dette, som nevnt rett ovenfor, at deformasjonen til området ved lukeåpningen gir en tøyning i ring-stiveren som fører til høye spenninger. En kan og se at ring-stiverne går mot tripping som følge av deformasjonen. Denne trippingen vil på sikt redusere sylindrens kapasitet betraktelig. Deformasjonen er oppskalert til en faktor på 40, for en bedre visuell forståelse.



Figur 34. Flyt i flensen.

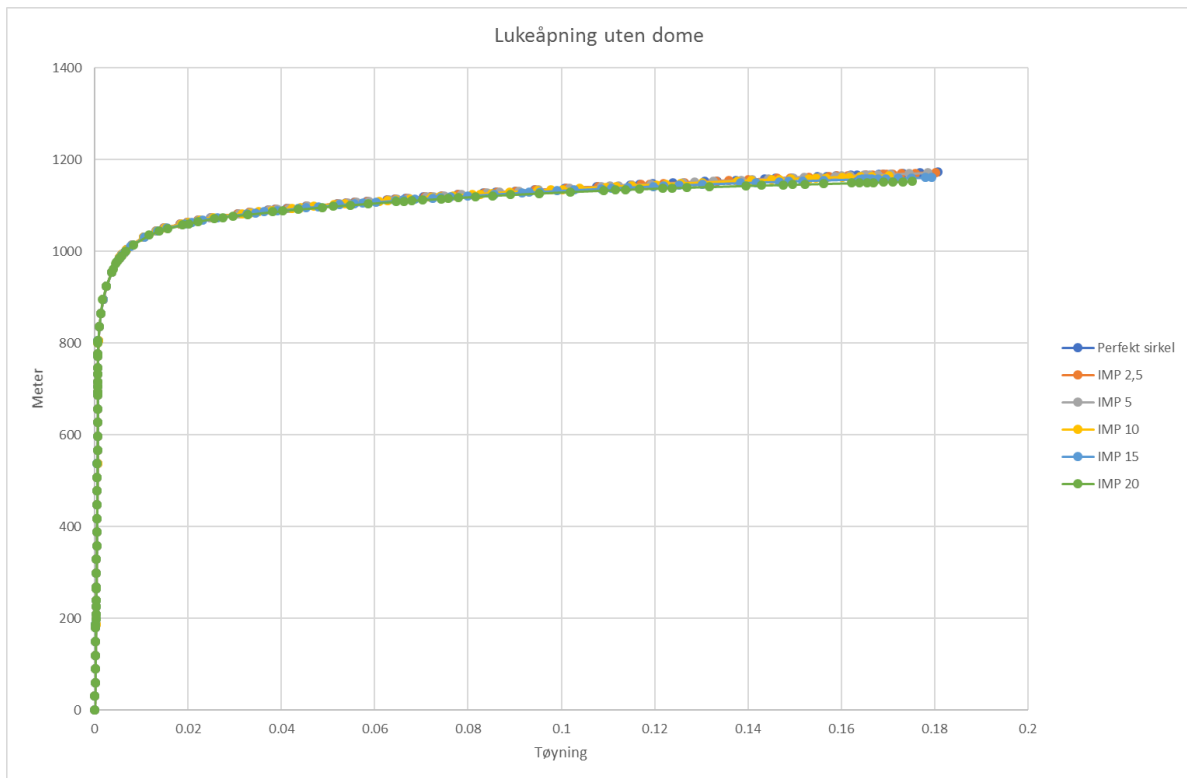
Figur 34 viser et nærbilde av utsnittet fra området hvor det oppstår flyt. Det kan se ut som flyt oppstår i flensen til ring-stiveren ved innfestingen. Spenningene i det grå området er 355-356 MPa, noe som indikerer at modellen har nådd flytegrensen sin.

De største spenningene i ett eneste punkt er målt til å være 622 MPa. Dette er i et område hvor meshen består av trekantede elementer istedenfor firkantede. Programmet bruker trekantede elementer i meshen hvor den ikke klarer å tilpasse firkanter. Dette bidrar til at det blir en unormalt høy spenningskonsentrasjon i modellen. De høyeste spenningene, sett bort fra det nevnte punktet, er 370 MPa, noe som etter egne vurderinger virker mer fornuftig.



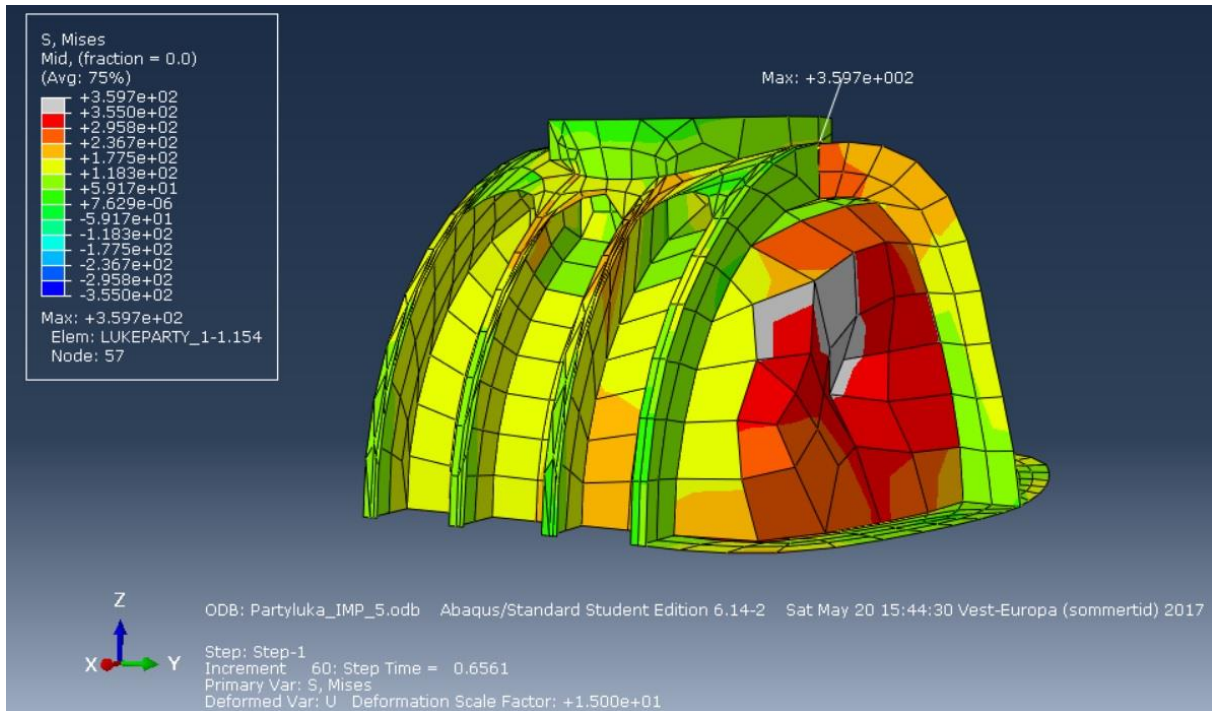
Figur 35. Simulering ved 150 bar.

På figur 35 kan en betrakte modellen utsatt for 150 bar trykk, og en imperfeksjonsamplitude på 5mm. Deformasjonen er skalert opp med en faktor på 5. Observasjonene viser at store deler av modellen har gått i flytmode. I tillegg kan en betrakte at det vil oppstå tripping i ring-stiverne, som fører til en total kollaps av sylindren. Av deformasjonen kan det se ut som modellen først vil kollapse i området ved skjøten mellom åpning og sylinder. Selv om bildet ser noe dystert ut, vil det oppnås en kollapsdybde på 970m.



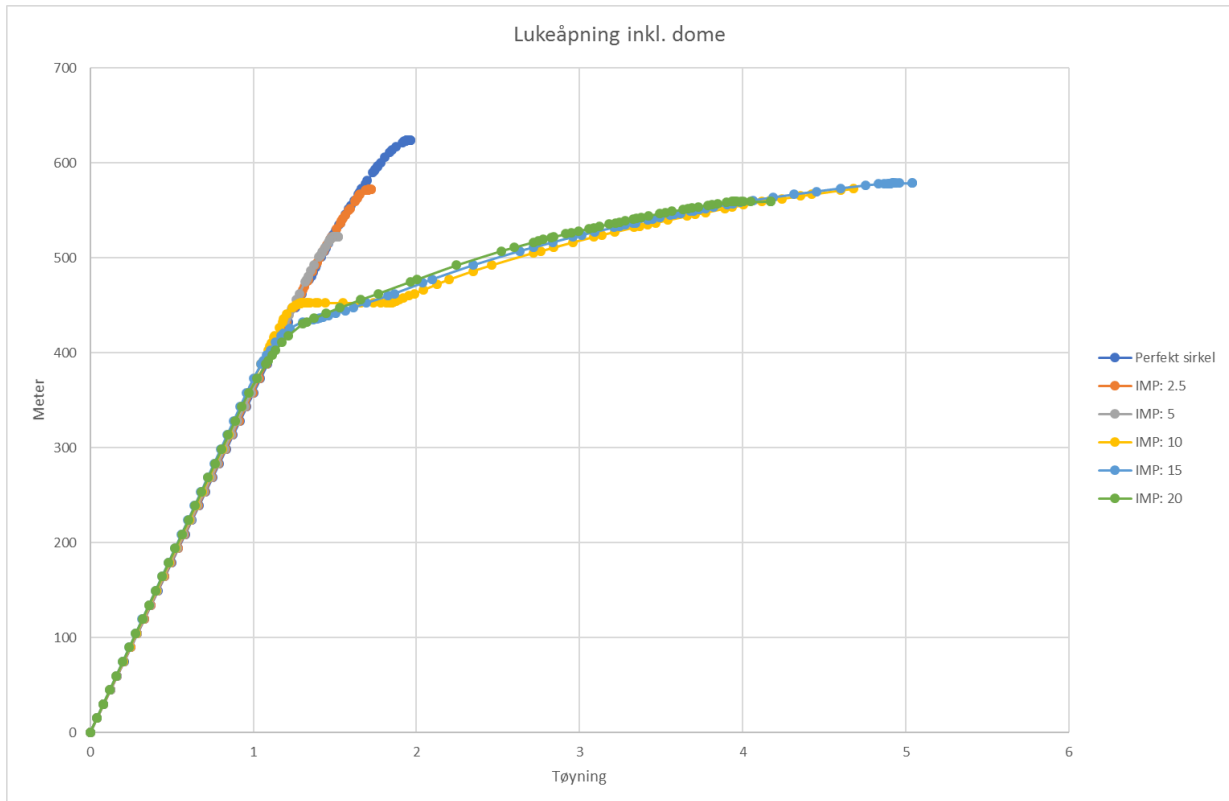
Figur 36. Kollapskurver lukeåpning.

Kollapskurvene viser at det ikke er signifikant forskjell i kollapsdybde på modellen ved en perfekt sirkel og imperfeksjoner. En kan dermed anta at kollapsdybden i området rundt lukeåpningen trolig er 970m.



Figur 37. Lukeseksjon med dome.

Figur 37 viser lukeseksjonen sammen med domen med 80 bar påsatt trykk. Meshen ble relativt grovmasket ved å sette mesh på en såpass geometrisk kompleks figur. Grovmasket mesh kan som nevnt føre til upålitelige resultater, men det ble allikevel valgt å gjøre et forsøk. Av resultatet kan en observere at det oppstår «snap-through» buckling på domen, som bidrar til at materialet blir utsatt for store spenninger som følge av tøyningene fra deformasjonen. Disse spenningene blir såpass store at materialet går i flytmode, og sammen med tøyningene fører dette til en total kollaps av domen.

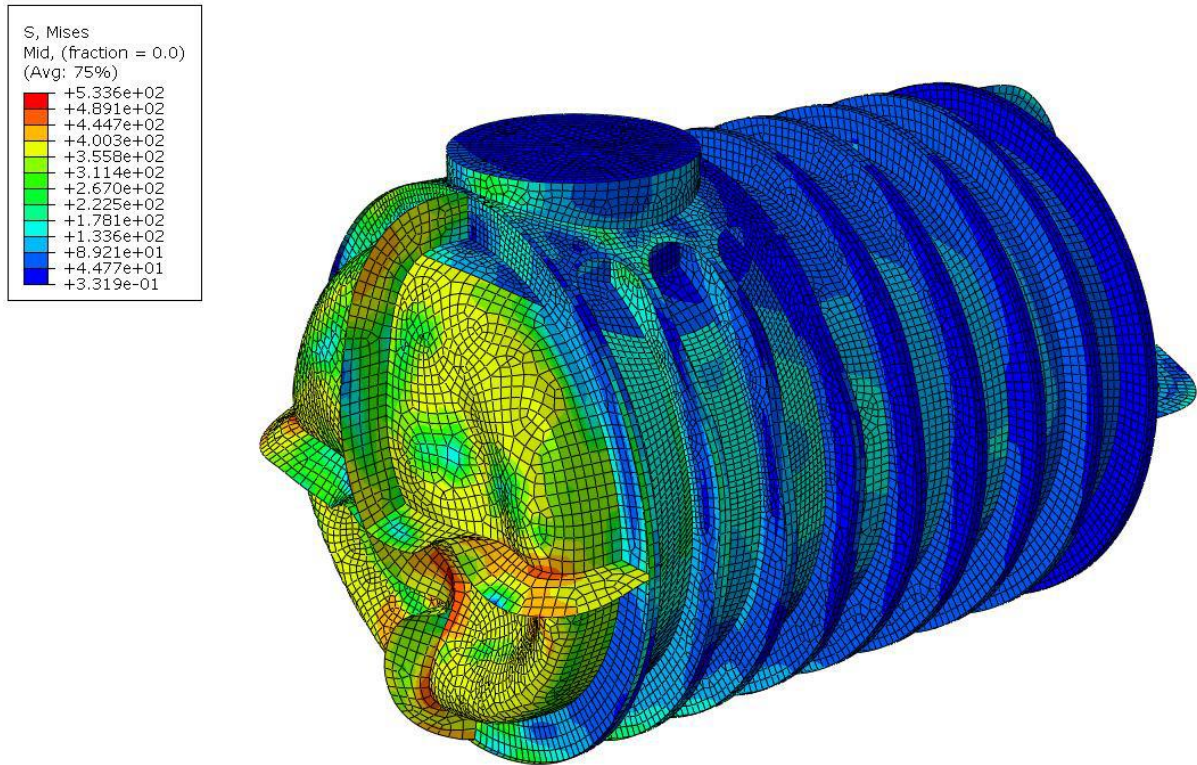


Figur 38. Kollapskurver lukeseksjon.

Kollapskurvene fra lukeseksjonen inklusive domene indikerer at kollapsdybden konvergerer ved ca. 410m ved en økende imperfeksjonsamplitude. Det kan her observeres at imperfeksjon har en signifikant rolle når det gjelder påvirkning av kollapsdybde. Ved en imperfeksjonsamplitude på 2,5mm blir kollapsdybden på 560m, det vil si en økning på hele 150m. En konservativ og relativ trygg antagelse er å fastsette kollapsdybden til 410m i dette tilfellet.

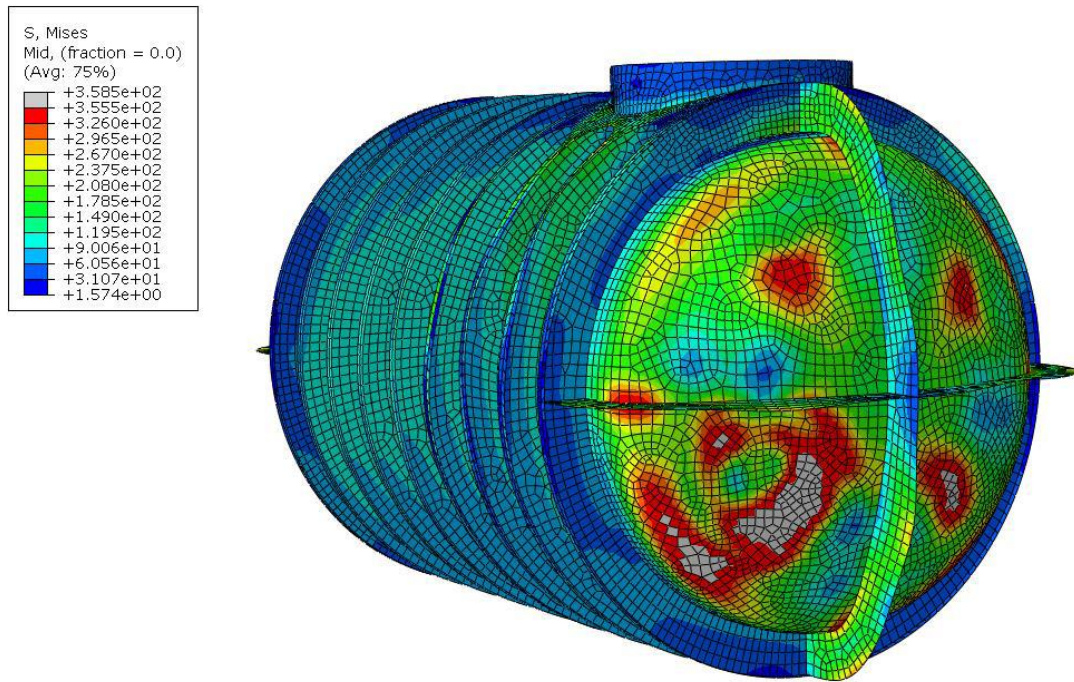
3.8.6 3. parts verifikasjon

Denne verifikasjonen er gjort av DNV GL, og hensikten var at de skulle analysere farkosten i sin helhet. De har muligheten til å sette på en betraktelig mer finmasket mesh, som vil gi et mer pålitelig resultat.



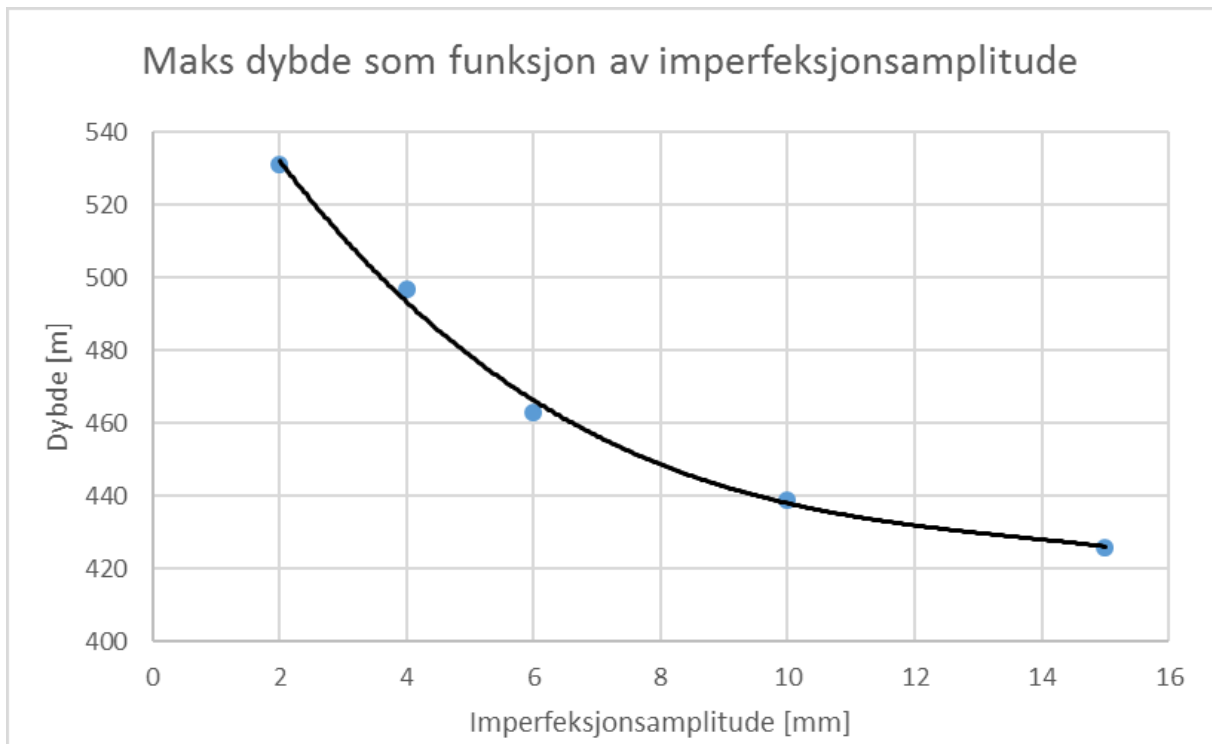
Figur 39. Hele farkosten i total kollaps.

På figur 39 kan en observere hvordan hele farkosten ser ut etter total kollaps, i tillegg hvor finmasket meshen er. Ut ifra disse analysene kan det se ut som kollaps av domen ikke vil påvirke området rundt åpning i nevneverdig grad. Det kan se ut som det begynner å bygge seg opp spenningskonsentrasjoner rundt innfestingen til avstiverne og i innfestingene til ringstiverne ved åpningen. I denne analysen er det brukt en kombinasjon av egenmodene. Det kan relativt enkelt observeres at domen er det svakeste leddet på farkosten.



Figur 40. Hele farkosten med flyt i dome.

På figur 40 kan en betrakte at domens har områder hvor flyt har oppstått. Figuren viser hvordan situasjonen er ved 426m. Ved denne dybden vil det oppstå flyt, og da vil det være kort vei videre mot total kollaps.



Figur 41. Maks dybde som funksjon av imperfeksjonsamplitude.

Av grafen kan en betrakte kollapsdybden som funksjon av imperfeksjonsamplitude. Det kan observeres at imperfeksjoner har stor betydning for hvilken kollapsdybde farkosten estimeres til. Ifølge rapporten fra DNV GL vil en kollapsdybde på ca. 420m være et konservativt estimat på kapasiteten til farkosten. Dersom det foreligger en verifikasjon på at domene faktisk er tilnærmet geometrisk perfekt, vil det være mulig å få en kollapsdybde over 500m. Rapporten fra DNV GL kan leses i sin helhet i *Vedlegg O. Teknisk Memo, DNV GL*.

4 Diskusjon og betraktninger

4.1 Sylindere

Fra beregningene som er blitt gjort for hånd ser en at flyt fører til kollaps av en uforsterket sylinder ved 74,93bar, noe som tilsvarer en dykkedybde på 745m. Den «perfekte» sylindere vil ifølge FEA kollapse ved 750m, noe som er oppsiktsvekkende nærme det beregnede boilertrykket. Ross (2011) har i sine eksperimenter og arbeid slått fast at han ikke har noen grunn til å tvile på at resultatene fra Boilerformelen (2.5) er troverdige (Ross 2011, 360).

Sylindere, uten noen form for forsterkning eller avstiving, vil ved en imperfekt sirkulær geometri få en drastisk reduksjon i kollapsdybde. Fra en perfekt geometri reduseres kapasiteten drastisk dersom imperfeksjonsamplituden øker. Ved en imperfeksjonsamplitude på 10mm er kollapsdybden redusert til ca. 300m. Oppdragsgiver ønsker en dykkedybde på 400m, dette betyr at det kan slås fast at sylindere må forsterkes.

Ovalitetsmålingene viser at det er forskjeller i diameteren til sylindere, alt etter hvor på sylindere en måler. I følge PD5500 er det ikke nok ovalitet til at det skal kunne ha noe innvirkning, og er dermed neglisjerbart. De fysiske målingene viser en differanse på 6mm fra minste til største diameter, og allerede ved en imperfeksjonsamplitude på 2,5mm kan en i FEA resultatene observere at kollapsdybden reduseres kraftig. En kan dermed tenke seg til at PD5500 trolig er for optimistisk med tanke på imperfeksjoner som følge av ovalitet.

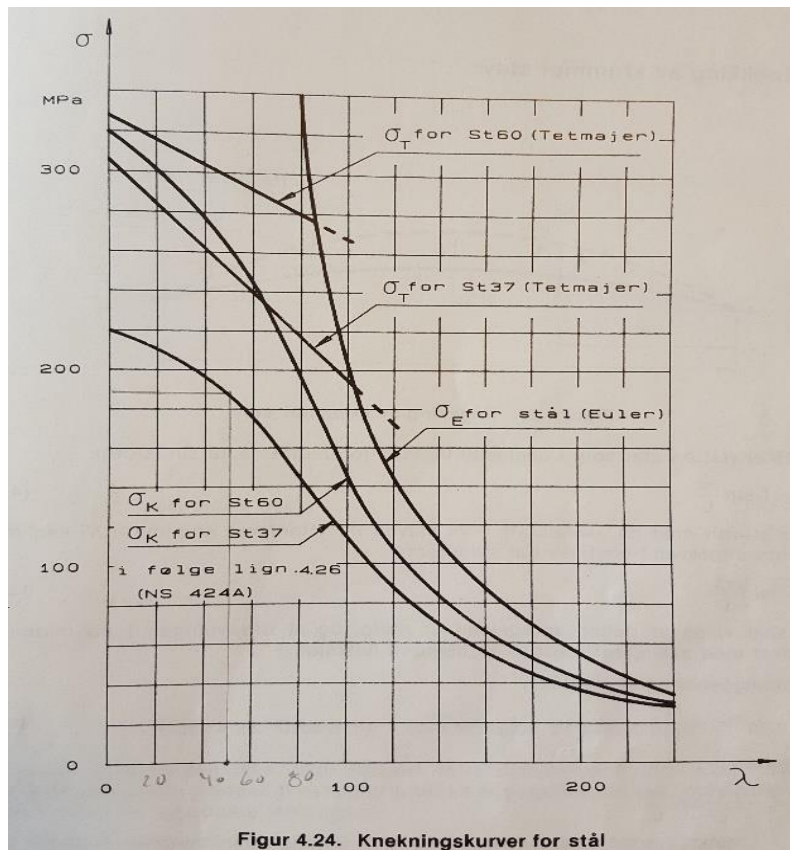
Interframe buckling blir ved hjelp av PD5500 beregnet til å kunne inntreffe ved en dybde på 843m. I standarden står det skrevet at det kan antas en sikkerhetsfaktor på 1,5 ved bruk av kollapskurvene. I og med at PD5500 har et rykte på seg for å være av konservativ art, ble det i beregninger hvor kollapskurvene kommer til anvendelse valgt å forholde seg til en sikkerhetsfaktor på 1,5. Kollapstrykket ved total kollaps ved bruk av PD5500 blir svært høyt sammenlignet med kollapstrykket for interframe buckling. Total kollaps er beregnet til ca. 1815,7 bar, noe som tilsvarer en dybde på omtrent 18150 meter. Dette tallet vurderes til å være for høyt og svært urealistisk. Det har ikke blitt funnet noen feil i selve beregningsmetodikken, eller tastefeil i selve utregningene, selv om det er noe usikkerhet om en har tolket og brukt standarden på riktig måte. Noe av grunnen til at dette tallet blir høyt er trolig at beregningene

ikke tar høyde for imperfeksjoner i strukturen. Det er ikke brukt kollapskurver ved beregning av total kollaps, og det er derfor nærliggende å anta at beregningene går ut ifra en perfekt geometri. Denne teorien blir delvis bekreftet ved hjelp av FEA. Resultatene viser at ved å legge til imperfeksjoner gir det en kollapsdybde på ca. 1130 meter, noe som virker mer fornuftig.

I simuleringene av sylindren har ikke interframe buckling vært en dimensjonerende feilmode. Dette indikerer at det foreligger en divergens mellom PD5500 og FEA. Erfaringene til nå tilsier at PD5500 underestimerer kollapstrykket ved interframe buckling, og overestimerer ved total kollaps. Ross (2011) har i sin bok «*Pressure Vessels – External pressure technology*» også kommet frem til tilsvarende funn (Ross 2011, 360).

Resultatene fra FEA viser at det er lite forskjell mellom en perfekt geometri og en geometri med imperfeksjoner i den forsterkede sylindren. En av grunnene til dette kan være at sylindren trolig har et høyt slankhetstall⁴.

⁴ Slankheten er gitt ved $\lambda = \frac{L_k}{i}$, hvor L_k er knekk lengde. i er treghetsradien for tverrsnittet og er gitt ved $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$, hvor I er treghetsmoment og A er areal om tverrsnittet (Waløen 1994, 132)



Figur 42. Knekningskurver for stål.

Figur 42 er hentet fra lærebok i faget maskinkonstruksjon. Grafen viser at dess høyere slankhetstallet (λ) blir, dess nærmere kommer materialet Euler spenningene (σ_e) før knekking vil inntreffe.

Euler spenningene er en idealisering av knekkspenningene, og innebærer blant annet en perfekt geometri (Waløen 1994, 132-133). Dersom konstruksjonen og stålet har høyt slankhetstall, vil knekklasten ligge relativt nær den idealiserte knekklasten. Dette kan forklare hvorfor det er lite deviasjon mellom simuleringene ved en perfekt geometri og ved imperfeksjoner.

Sammenlignet med tidligere beregninger gjort for hånd divergerer resultatet fra FEA og PD5500 relativt mye. Ved bruk av kollapskurvene i PD5500 kommer vi frem til at kollapsdybden er 843m, omtrent 300m mindre enn resultatene fra FEA.

Uavhengig av hvilke resultater som er mest korrekte, gir dette dybder som er dypere enn designdybden, og sylindren kan dermed anses som relativt trygg innenfor designkriteriene. I tillegg kan en si at sylindren trolig er noe overdimensjonert. Dette kan være noe å tenke på i

forbindelse med en optimalisering av designet. En overdimensjonering kan føre til en unødvendig høy stålvekt, som bidrar til at mindre utstyr kan lastes på farkosten i ettertid.

4.2 Domen

De første beregningene av domen ble gjort for hånd. Resultatene var overaskende ettersom at kapasiteten var mye lavere enn forventningene på forhånd. Utregningene viser at kollapsdybden er 496m, og i likhet med sylindren blir det her brukt en sikkerhetsfaktor på 1,5 som gir en dykkedybde på 330m.

FEA resultatene viser at dersom domen har perfekt geometri, og er helt sirkulær om lengderetningen, resulterer det i en kollapsdybde på 465m. Dette er oppsiktsvekkende likt beregningene. En kraftig reduksjon av kollapsdybde oppstår når imperfeksjoner blir lagt til. Økende imperfeksjoner bidrar til at kollapsdybden konvergerer mot 330m. Her kan en si at PD5500s kollapskurver overestimerer kollapstrykket. PD5500 gir en tillatt dykkedybde på 330m, men dersom det foreligger imperfeksjoner med en amplitude på 10mm og mer, vil en allerede ha nådd kollapsdybden på 330m ifølge simuleringene. Dette bidrar til en større usikkerhet om hva den faktiske kollapsdybden er. Usikkerheten tatt i betraktning bidrar til at vi må forholde oss til det mest konservative resultatet. Dette fører til at PD5500 trolig overestimerer kollapstrykket for domen i dette tilfellet.

Den forsterkede domen får en relativt stor kapasitetsøkning ved lave imperfeksjoner. En imperfeksjonsamplitude på 2,5mm og 5mm gir henholdsvis kollapsdybder på 595m og 520m. Ved 5mm imperfeksjonsamplitude er dette en økning i kollapsdybde fra den opprinnelige domen på 120m. Dette kan anses som en god forbedring av kapasiteten, men det er trolig mulig å forbedre domen ytterligere ved å øke mengden, og tykkelsen på avstiverne. Erfaringene tilsier at domen er ømfintlig for imperfeksjoner, og det kan se ut som kollapsdybden, som funksjon av imperfeksjonsamplitude, konvergerer mot ca. 400m. Av målingene som ble foretatt på domen kan en tolke det slik at domen ikke er helt geometrisk perfekt, ettersom målingene viser forskjellige verdier på hver side av senteraksen til tanken. Målingene viser at det er spesielt domen nærmest åpningen som har størst variasjoner på målene. Logisk sett gir dette mening da denne enden av tanken har vært mest utsatt for arbeid som bidrar til varmgang i tanken. Dette gjelder spesielt ved maskinering av åpning, og sammenføring av kompensasjonsplate og flens

til åpning. I og med at en ikke med rimelig sikkerhet kan fastslå hvor imperfekt domene faktisk er, ser vi oss nødt til å gå for det mest konservative resultatet. Dette vil da være en kollapsdybde på 400m.

4.3 Lukeåpning

Åpningen til luken er kun styrkeberegnet ved hjelp av FEA i Abaqus. DNV GL sitt regelverk ble anvendt ved dimensjonering, ettersom deres beregningsmetodikk ved skroggjennomføringer var mer rettet mot undervannsfarkoster. Et av kravene i regelverket sier at lukeåpningen ikke kan være mindre enn 500mm dersom farkosten skal være bemannet. Dette gir en relativt stor lukeåpning sammenlignet med dimensjonene til selve farkosten. På forhånd hersket det noen bekymringer over at lukeåpningens dimensjon skulle svekke tankens kapasitet betraktelig. For å kompensere for lukeåpningen, ble det valgt å forsterke med en kompensasjonsplate i henhold til DNV GLs regelverk, samt påføre ytterligere avstiving mellom ring-stiverne rundt lukeåpningen etter beste praksis prinsippet.

Resultatene fra FEA viser at tanken har fått en svekkelse som følge av åpningen i tanken. En oppnår en kollapsdybde på 970m, som sammenlignet med sylindringen er lavere, men fortsatt godt innenfor designdybden. I tillegg viser resultatene at lukeåpningen ikke svekkes signifikant av imperfeksjoner. I likhet med sylindringen kan grunnen til dette være et høyt slankhetstall.

Dersom en ønsker å forsterke åpningen ytterligere, kan en mulighet være å senke sylindringen som står i lukeåpningen lengre ned, for dermed å oppnå at selve sylindringen fungerer som en forsterkning. Det vurderes at per dags dato vil ikke dette være nødvendig.

Vi velger derfor å fastslå at kollapsdybden til lukeåpningen trolig er 970m.

4.4 Farkosten i sin helhet

Det hersker liten tvil om at domene er den dimensjonerende parten på farkosten. Domene har betraktelig lavere kollapsdybde enn resten av trykktanken. For å øke farkostens kollapsdybde

er det som nevnt mulig å forsterke ytterligere med avstivere. Spørsmålet er hvilken grad dette har effekt. Erfaringene fra forsterkning av domen så langt er at fra konvergensområdet uten avstivere til konvergensområdet med avstivere skiller det 70m, noe som med sikkerhetsfaktor innebærer en økning i tillatt dykkedybde på 35m. Det har ikke vært tid eller anledning til å forske videre på dette for vår del, da vi så behovet for å avgrense oppgaven.

Et annet aspekt en kan vurdere er hvorvidt sylindren har blitt overdimensjonert. I henhold til PD5500 har sylindren til en viss grad blitt overdimensjonert ved at beregningene tillater en dykkedybde på 562m. Dersom en tar FEA resultatene i betraktning, er sylindren helt klart overdimensjonert. En kan spare vekt ved å for eksempel ha lengre avstand mellom ringstiverne, og dermed et mindre antall. Det må likevel tas høyde for at PD5500 setter en begrensning på maksimal avstand mellom ringstiverne på 228mm. En bakdel med dette er at det blir utfordrende å få lik avstand mellom alle ringstiverne over hele tankens lengde. En ulik lengde mellom ringstiverne vil trolig vil føre til at spenningsbildet blir noe forandret, og en mer kompleks beregning. Dersom det viser seg at det ikke lar seg gjøre å forsterke domen ytterligere i særlig grad, er anbefalingen å redusere forsterkningen på sylindren. For å ikke overstige maksimal tillatt avstand mellom ringstiverne, kan dimensjonene på selve ringstiverne trolig reduseres. En kan og vurdere om det går an å bruke kun steg som ringstiver, og dermed ta bort flensen for å spare vekt. Det har liten hensikt at sylindren tåler nesten 1000m, når domen har kollapset ved 400m.

De maksimale spenningene i ringstiverne er på 372 MPa. I denne beregningen er det brukt designtrykk på 80 bar, og resultatet gir en sikkerhetsfaktor på 1,91. Tatt i betraktning at domen har kollapsdybde på 400m, kan en anta at de maksimale spenningene i ringstiverne ikke vil oppnås før kollaps av domen inntreffer.

I løpet av oppgaven ble det vurdert å gjøre en 3D-skanning av tanken for å få helt nøyaktige målinger av geometrien. På grunn av vårt budsjett ble dette vurdert dithen at dette blir en del av et videre arbeid. En slik skanning kan bidra til å fastslå dykkedybden mer nøyaktig.

Utmatting er blitt neglisjert som feilmode i denne oppgaven. Det er likevel en viss usikkerhet angående hvor mange sykluser den eksisterende tanken har blitt utsatt for i løpet av sin levetid. Tanken er produsert i 2001, det betyr at den kan ha vært i bruk med trykkbelastning i ca. 16 år. Det er da usikkert hvordan og hvor mye trykk tanken har blitt brukt i sitt tidligere liv. Selv om

den trolig ikke kommer til å dykke 10000 belastningssykluser, er det en viss sjanse for at den har vært utsatt for betraktelige belastningssykluser og dermed har fått en vesentlig reduksjon i levetid. Derfor bør det i et videre arbeid utføres en utmattingsberegning, samt forsøke å oppdrive informasjon angående tidligere bruk av trykktanken.

4.5 3. parts verifikasjon

Som et ledd i designspiralen ble det valgt å gjennomføre en 3. parts verifikasjon av skrogdesignet. Dette for å kunne verifisere at vår utførelse og analyser er riktige, og på grunn av at det er vanlig i en designprosess å kvalitetssikre arbeidet. På forhånd var det litt usikkerhet angående Abaqus, om det gav fullgode resultater ved å dele opp trykktanken i seksjoner. I tillegg får vi en større forutsetning for å forklare hva som gir mest troverdig resultat mellom de divergerende resultatene fra beregningene og simuleringene. Det positive med denne verifikasjonen var at den viser omtrent samme resultater som vi selv har kommet frem til ved FEA. Rapporten konkluderer med at domen er den dimensjonerende part og har en kollapsdybde på 426m som et konservativt estimat. Dette kan dermed ses på som kapasiteten til farkosten. Av våre egne simuleringer og beregninger har vi slått fast at 400m er en konservativ kollapsdybde til farkosten, også her er domen dimensjonerende. Divergensen i resultatet er trolig på grunn av at meshen som DNV GL kan bruke er betraktelig mer finmasket enn hva studentversjonen gir.

I og med at våre simuleringer er såpass like 3. parts verifikasjon er det nærliggende å tro at disse resultatene er mer troverdige enn de beregnede resultatene.

4.6 Sikkerhetsfaktor

I denne oppgaven er det i hovedsak brukt en sikkerhetsfaktor på 2 i beregningene, med unntak av bruk av PD5500s kollapskurver hvor sikkerhetsfaktoren er satt til 1,5. DNV GL skriver i sitt

regelverk at ved 40 bar trykk, som er tilnærmet ønsket nominell dykkedybde, er det tillatt med en sikkerhetsfaktor på 1,8 dersom en følger deres regelverk.

Det er blitt gjennomført en Finite Element Analyse av designet i denne oppgaven, samt resultatet av analysen har blitt verifisert av en 3. part. Verifikasjonen viste lite divergens mellom egne resultater, noe som styrker teorien om hva den faktiske kollapsdybden er.

Sikkerhetsfaktoren på 2 kan trolig anses som noe konservativ kun med tanke på FEA resultatene. Det hersker likevel usikkerhet rundt trykktankens faktiske tilstand, samt hvor nøyaktig geometrien er.

Dersom en kun skulle basert resultatene på PD5500, ville det vært naturlig å velge en høyere faktor. Grunnen til dette er at det foreligger usikkerhet hvorvidt resultatene faktisk er til å stole på. Det er en viss divergens mellom PD5500 og FEA. PD5500 har en tendens til å overestimere kollapstrykket ved total kollaps og kollaps av domen. Dette fører til at en bør legge til høyere sikkerhetsfaktor for å være på den trygge siden.

Det er fortsatt noe usikkerhet angående hvorvidt E-modulen som er blitt brukt i oppgaven er korrekt. Konklusjonen fra resonnementet i resultatdelen, viser at materialet trolig er et ferritt stål. Dersom dette resonnementet viser seg å være feilaktig, vil det føre til en relativt stor beregningsfeil, da austenitt har E-modul på 200 GPa ved 20 grader Celcius (BSI 2015, 3/109).

I og med at FEA er en anerkjent metode innenfor styrkeberegning av konstruksjoner utsatt for hydrostatisk trykk, og egne resultater samsvarer med 3. parts verifikasjon, vurderer vi det dithen at en sikkerhetsfaktor på 2 må være akseptabelt. Ved en kollapsdybde på 400m, vil det tilsvare en tillatt dykkedybde på 200m.

5 Konklusjon med anbefaling

Det ble allerede ved de første beregningene slått fast at domen ikke ville tåle ønsket designtrykk. Analysene viser at uten forsterkning, vil domen i verste fall ha en kollapsdybde på 330m. Domen ble forsøkt forsterket med to avstivere tvers over flatene, med felles skjæringspunkt i senter av domen. Resultatene viser at det har effekt å bruke avstivere på domen, men effekten av dette var mindre enn forventet. Det er derfor rimelig å konkludere med at en ytterligere forsterkning av domen vil kunne øke kollapsdybden noe, men det er svært usikkert hvor mye effekten av slik forsterkning faktisk blir.

DNV GLs 3. parts verifikasjon konkluderer i sin rapport med at domen er det svakeste punktet på tanken, og at kollapsdybde vil etter konservativ beregning være 426m. Disse resultatene samsvarer bra med egne resultater fra Abaqus, da vi har kommet frem til 400m kollapsdybde ved konservativ beregning. I og med at våre simulasjoner samsvarer med analysene gjort ved DNV GL, ser vi få grunner til at vi ikke skal konkludere med at kollapsdybden til farkosten er 400m. Dette betyr at maksimal tillatt dykkedybde konkluderes til å være 200m, og sikkerhetsfaktor på 2.

Slik vi ser det har oppdragsgiver 3 alternativer å forholde seg til. Det første alternativet er å akseptere kollapsdybden slik det er nå, og deretter optimalisere ring-stiverne på sylindren for å redusere stålvekten. Alternativ nr. 2 er å ytterligere forsterke domen ved hjelp av avstivere. Alternativ nr. 3 er å gjennomføre en 3D-skanning for å verifisere geometrien til domen, og dermed kunne oppnå en økt kollapsdybde dersom det viser seg at geometrien innehar få imperfeksjoner. Vi anbefaler alternativ nr. 2 og 3 i en kombinasjon, da vi tror en ytterligere forsterkning vil ha effekt, og domen mulig er innenfor en imperfeksjonsamplitude på 5mm som vil gi økt kollapsdybde

Ved beregning av lukeåpning på undervannsfarkosten har vi fulgt regelverket til DNV GL. Vi erfarer at bruk av dette regelverket til dimensjonering av lukeåpning, gir en reduksjon i kollapsdybde. Denne reduksjonen av kollapsdybde er i dette tilfellet akseptabel innenfor designkriteriene, da domen er det svakeste leddet på trykktanken.

Resultatene viser at dersom en kun skal forholde seg til PD5500, bør en bruke en høyere sikkerhetsfaktor ved total kollaps og ved beregning av domen. Grunnen til dette er at PD5500 trolig overestimerer enkelte feilmoder. Det bør gjennomføres beregninger ved hjelp av FEA med moderne teknologi som hjelpemiddel, for å oppnå et fullgodt resultat som er til å stole på og gir et tryggere design.

Ved bruk av vårt design fra denne oppgaven, viser beregningene at det ikke lar seg gjøre å dykke undervannsfarkosten ned til 400m med sikkerheten ivaretatt.

6 Videre arbeid

I denne oppgaven har det blitt gjennomført en runde i en designspiral for å styrkeberegne og designe hoveddimensjonene til en undervannsfarkost. For å optimalisere designet må en gjennomføre en ny runde i designspiralen hvor en bør vurdere forsterkning opp imot stålvekt, og iterere for å oppnå den optimale løsningen. Dette kan for eksempel være å iterere avstandene i større grad mellom avstivere, eventuelt endre størrelse på avstivere for å spare vekt. I tillegg bør en utarbeide et utfyllende vektregnskap for å verifisere om en har tilstrekkelig oppdrift.

Det må gjennomføres en utmattingsberegning av skroget. Selv om det er liten sannsynlighet for at skroget vil oppleve 10000 belastningssykluser, er det en viss mulighet at den allerede eksisterende trykktanken har vært utsatt for relativt mange sykluser. En kan prøve å finne ut hva tanken nøyaktig har blitt brukt til, og hvordan den har vært belastet for å i større grad kunne forutsi en videre levetid.

Geometrien til domene bør forsøkes verifisert. Dette kan la seg gjøre ved hjelp av en 3D-skanning. En slik skanning vil kunne bidra til en større grad av sikkerhet rundt den faktiske kollapsdybden til undervannsfarkosten. I bestefall vil skanningen kunne øke kollapsdybden.

Fra oppdragsgiver var det krav om vindu, entringsluke og ubåt-tårn. Dette har det ikke vært tid til å gjennomføre i denne oppgaven, og gjenstår derfor som videre arbeid.

Alle eksisterende gjennomføringer utenom lukeåpningen er blitt neglisjert i denne oppgaven. Det må analyseres og beregnes hvilken effekt eksisterende gjennomføringer har på nåværende design, samt det må planlegges hvor nye gjennomføringer eventuelt bør konstrueres.

7 Bibliografi

Burcher, Roy, Louis Rydill.

1994. *Concepts in submarine design*. Cambridge: Cambridge University Press

Ibrahim Ahmed, Yeong Ryu, Mir Saidpour

2015. *Stress Analysis of Thin-Walled Pressure Vessels*. Farmingdale: Farmingdale State College.

http://file.scirp.org/pdf/MME_2015020316515717.pdf 01.05.2017.

Ross, Carl T.F

2011. *Pressure vessels: External pressure technology*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited.

The British Standard Institution (BSI)

2015. *PD5500: Specification for unfired fusion welded pressure vessels*. BSI Standards Limited.

Ross, Carl T.F, A.P.F. Little, Y.Haidar og A.A. Waheeb.

2009. *Buckling of Carbon/Glass Composite Tubes Under Uniform External Hydrostatic Pressure*. Portsmouth: University of Portsmouth.

Sheikh, Imtiaz A, Gilbert Y. Grondin, Alaa E. Elwi

2001. *Stiffener Tripping In Stiffened Steel Plates*. Edmonton: University of Alberta.

<https://era.library.ualberta.ca/files/1544bp979/SER236.pdf> . 09.03.17

Schultz, Marc R, Michael P. Nemeth.

2010. *Buckling Imperfection Sensitivity of Axially Compressed Orthotropic Cylinders*. Hampton: NASA Langley Research Center.

<https://shellbuckling.com/papers/classicNASAREports/2010Schultz-Nemeth.pdf>. 09.03.2017

Bushnell, David

1981. *Buckling of Shells - Pitfall for Designers*. Palo Alto: Lockheed Palo Alto Research Laboratory.

<https://shellbuckling.com/papers/bosor4/1981.pitfalls.pdf> 09.03.2017

DNV GL

2015. *Rules for classification, Underwater technology, Part 3 Underwater Technology, Chapter 3 Pressure Hull*.

<https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/RU-UWT/2015-12/DNVGL-RU-UWT-Pt3Ch3.pdf>

10.03.17

Waløen, Åge Ø.

1994. *Maskindeler Bind 1*. Tapir Forlag.

Wold, Scott

2005. *Application of a Systems Engineering Approach to Support Space Reactor Development*. Idaho Falls.

<http://eds.a.ebscohost.com/ehost/search/basic?sid=4ea831ef-13c7-4d0b-a6f5-505df333c49e%40sessionmgr4006&vid=0&hid=4203> 27.04.2017

Callister William D. JR, David G. Rethwisch

2011. *Materials Science and Engineering*. Asia: John Wiley & Sons.

Kim, Il Yong, Olivier de Weck.

2004. *Finite Element Method*. Massachusetts Institute of Technology.

http://web.mit.edu/16.810/www/16.810_L4_CAE.pdf 01.05.17

Johansen, Henning.

2015. *Materiallære stål for bachelor ingeniør bygg*. Høgskolen i Gjøvik.

<http://www.ansatt.hig.no/henningj/materialteknologi/Materiallare/Materiallaere-B bygg/Materiallaere-B bygg-forelesningnotater-stal-15.pdf> 15.05.2017

8 Vedlegg

Samtlige vedlegg ligger også elektronisk på CD.

8.1 Vedlegg A. Beregninger sylinder

Boilertrykk

		benevning		
Utv. Radius	568.5	mm		
Flytegrense	355	Mpa (N/mm ²)		
Tykkelse	12	mm		
Innv. Diameter	1125	mm		
Gj.snitt innv. Radius:	562.5	mm		
$P_b = \frac{\sigma_{yp} t}{a}$				
Boilertrykk Pb:	7.49	Mpa	=	74.93 bar
Ved uforsterket sylinder:				
Kollapsdybde ved flyt:		745.2	m	
Med sikkerhetsfaktor på 2		37.5	bar	
Max Dykkedybde før flyt		372.6	m	
mrk: I følge læreboken til CTF Ross skal en regne med utvendig radius når det gjelder eksternt trykk. PD5500 sier "mean" radius				

Interframe buckling Windenburg & Trilling

		Benevning			
Gjennomsnitt radius, a	0.5685	m			
Flytegrense	355	Mpa (N/mm ²)			
E-modul	2.09E+11	Pa			
veggtykkelse, t	0.012	m			
Innvendig diameter, d	1125	mm			Windenburg & Trilling
Innvendig radius, r	562.5	mm			
Lengde mellom sveis	1501	mm			
Poissonstallet	0.3				

$$P_{cr} = \frac{2.6E \left(\frac{t}{2a}\right)^{5/2}}{(1-\nu^2)^{0.75} \left[\left(\frac{l}{2a}\right) - 0.447 \left(\frac{t}{2a}\right)^{1/2}\right]}$$

lengder	lengde mellom spant (mm)	lengde mellom spant (m)	Pcr (Pa)	Pcr Mpa	Pcr bar
1	1501	1.501	5237770.4	5.2	52.4
2	750	0.75	10874971.2	10.9	108.7
4	375	0.375	23509041.8	23.5	235.1
6	250	0.25	38366589.4	38.4	383.7
8	187.5	0.1875	56091213.8	56.1	560.9
10	150	0.15	77601433.1	77.6	776.0
12	125	0.125	104255024.7	104.3	1042.6
14	107.14	0.10714	138154448.4	138.2	1381.5
16	93.75	0.09375	182690323.0	182.7	1826.9
18	83.33	0.08333	243866888.6	243.9	2438.7
20	75	0.075	333014573.7	333.0	3330.1
22	68	0.068	480673866.0	480.7	4806.7
24	62.5	0.0625	737667932.5	737.7	7376.7
26	57.69	0.05769	1385497370.1	1385.5	13855.0

Rødt. For lang avstand mellom spantene ihht til dimesjoneringskriteriene.

Uendelig lang sylinder

$$P_{cr} = \frac{E}{4(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{a}\right)^3$$

		benevning
Gjennomsnitts radius, a	574,5	mm
Flytegrense	355	MPa
E-modul	209	GPa
veggtykkelse, t	12	mm
Innvendig diameter, d	1125	mm
Innvendig radius, r	562,5	mm
Lengde mellom sveis	1501	mm
Poissonstallet	0,3	

Forutsetninger: $l > 4,9a(a/t)^{0,5}$, og $a/t > 10$, hvor l gjenspeiler lengden til sylindren, og a er gjennomsnittsradius

Sjekk forutsetninger:				
$l > 4,9a(a/t)^{0,5}$	1501	<<	19477,8271	
$a/t > 10$	10	<	47,875	
Kan ikke betrakte sylindren som uendelig lang da forutsetningene ikke er tilstede.				

Interframe buckling VonMises

		Benevning
Gjennomsnitt radius, r	568.5	mm
Flytegrense	355	MPa
E-modul	209000	MPa
veggtykkelse, t	12	mm
Innvendig diameter, d	1125	mm
Innvendig radius, r	562.5	mm
Lengde mellom sveis	1501	mm
Poissonstallet	0.3	

n	l	1.ledd	2ledd	Pcr (Mpa)	Pcr (Bar)
2	1501,00	1189,79	0,07	83,07	830,68
2	750,00	756,01	0,35	264,26	2642,56
2	375,00	307,61	0,77	237,67	2376,73
2	250,00	154,69	1,08	167,25	1672,53
2	187,50	91,21	1,58	144,40	1443,96
2	150,00	59,71	2,53	151,30	1513,01
2	125,00	41,99	4,21	176,90	1769,04
2	107,14	31,08	6,95	216,01	2160,10
2	93,75	23,92	11,12	266,06	2660,58
2	83,33	18,96	17,18	325,77	3257,68
2	75,00	15,40	25,61	394,32	3943,23
2	68,00	12,68	37,36	473,75	4737,48
2	62,50	10,73	51,89	556,58	5565,78
2	57,69	9,15	71,03	649,86	6498,62
3	1501,00	506,62	0,03	12,76	127,64
3	750,00	407,15	0,16	66,60	665,97
3	375,00	228,09	0,58	133,18	1331,82
3	250,00	131,62	0,99	129,87	1298,75
3	187,50	82,67	1,57	129,48	1294,82
3	150,00	55,93	2,58	144,50	1445,02
3	125,00	40,08	4,33	173,45	1734,47
3	107,14	30,02	7,13	214,10	2140,99
3	93,75	23,28	11,38	264,93	2649,28
3	83,33	18,56	17,51	325,07	3250,65
3	75,00	15,13	26,03	393,87	3938,68
3	68,00	12,50	37,87	473,45	4734,46
3	62,50	10,60	52,50	556,37	5563,68

3	57,69	9,05	71,75	649,71	6497,14
4	1501,00	280,85	0,03	7,59	75,91
4	750,00	247,35	0,10	24,95	249,46
4	375,00	167,48	0,45	75,61	756,07
4	250,00	108,88	0,91	99,09	990,86
4	187,50	73,08	1,57	114,72	1147,20
4	150,00	51,37	2,67	137,14	1371,35
4	125,00	37,68	4,50	169,53	1695,34
4	107,14	28,66	7,39	211,90	2118,95
4	93,75	22,46	11,74	263,63	2636,26
4	83,33	18,03	17,98	324,26	3242,65
4	75,00	14,78	26,62	393,36	3933,61
4	68,00	12,26	38,60	473,12	4731,22
4	62,50	10,42	53,36	556,15	5561,52
4	57,69	8,93	72,77	649,57	6495,71
5	1501,00	178,55	0,05	9,25	92,53
5	750,00	164,40	0,10	16,59	165,86
5	375,00	124,83	0,39	48,86	488,61
5	250,00	89,09	0,88	78,15	781,48
5	187,50	63,60	1,61	102,53	1025,27
5	150,00	46,49	2,80	130,41	1304,12
5	125,00	34,99	4,74	165,79	1657,88
5	107,14	27,08	7,75	209,76	2097,56
5	93,75	21,47	12,22	262,37	2623,74
5	83,33	17,39	18,60	323,52	3235,21
5	75,00	14,35	27,39	392,92	3929,16
5	68,00	11,96	39,54	472,86	4728,64
5	62,50	10,21	54,48	556,00	5560,02
5	57,69	8,77	74,08	649,49	6494,92
6	1501,00	123,55	0,10	12,59	125,92
6	750,00	116,60	0,14	16,77	167,74
6	375,00	95,20	0,40	38,23	382,25
6	250,00	72,90	0,90	65,95	659,54
6	187,50	54,89	1,71	93,89	938,93
6	150,00	41,66	3,00	125,15	1251,48
6	125,00	32,18	5,06	162,73	1627,33
6	107,14	25,36	8,20	208,02	2080,17
6	93,75	20,38	12,83	261,40	2614,04
6	83,33	16,67	19,38	323,00	3230,01
6	75,00	13,85	28,35	392,66	3926,62

6	68,00	11,61	40,71	472,77	4727,72
6	62,50	9,95	55,87	556,00	5560,02
6	57,69	8,58	75,71	649,55	6495,49
7	1501,00	90,57	0,19	16,83	168,31
7	750,00	86,78	0,23	19,88	198,76
7	375,00	74,34	0,48	35,59	355,88
7	250,00	60,01	1,00	60,22	602,17
7	187,50	47,25	1,88	88,83	888,32
7	150,00	37,11	3,28	121,76	1217,55
7	125,00	29,40	5,47	160,74	1607,37
7	107,14	23,60	8,77	206,96	2069,58
7	93,75	19,23	13,57	260,92	2609,24
7	83,33	15,89	20,32	322,87	3228,67
7	75,00	13,31	29,51	392,73	3927,28
7	68,00	11,23	42,12	472,95	4729,53
7	62,50	9,67	57,53	556,24	5562,42
7	57,69	8,37	77,66	649,82	6498,17
8	1501,00	69,25	0,31	21,81	218,05
8	750,00	67,01	0,36	24,39	243,88
8	375,00	59,34	0,62	37,08	370,76
8	250,00	49,84	1,18	58,92	589,20
8	187,50	40,71	2,13	86,90	869,03
8	150,00	32,95	3,65	120,33	1203,34
8	125,00	26,73	5,99	160,02	1600,15
8	107,14	21,85	9,47	206,79	2067,87
8	93,75	18,05	14,47	261,11	2611,12
8	83,33	15,07	21,45	323,27	3232,66
8	75,00	12,73	30,89	393,24	3932,39
8	68,00	10,82	43,78	473,51	4735,14
8	62,50	9,36	59,48	556,81	5568,14
8	57,69	8,14	79,94	650,38	6503,79

Denne tilnærmingen anses som for optimistisk og vi forkaster denne.

Buckling PD5500

		Benevning
Gjennomsnitt radius, R	0.5685	m
Flytegrense	355	MPa
E-modul	2.09E+11	Pa
veggtykkelse, t	0.012	m
Innvendig diameter, d	1.125	m
Innvendig radius, r	0.5625	m
Lengde mellom sveis	1.501	m
Poissonstallet	0.3	
ncyl	4	
L	1.7598	lhht PD5500 fig 3.6-1
Z	1.01488545	

Merket med rødt har for lang avstand mellom stivere.

lengder	lengde mellom spant (mm)	lengde mellom spant (m)	Z	epselon	pm	pm bar
1	1501	1,501	1,18987037	0,0011207	4944087	49,44
2	750	0,75	2,38132723	0,00481674	21249590	212,50
4	375	0,375	4,76265446	0,01525279	67289336	672,89
6	250	0,25	7,14398169	0,01869635	82480996	824,81
8	187,5	0,1875	9,52530893	0,01952736	86147102	861,47
10	150	0,15	11,9066362	0,02107736	92985078	929,85
12	125	0,125	14,2879634	0,02408264	106243201	1062,43
14	107,14	0,10714	16,6697351	0,02854358	125923129	1259,23
16	93,75	0,09375	19,0506179	0,03433202	151459447	1514,59
18	83,33	0,08333	21,4328024	0,04133976	182374896	1823,75
20	75	0,075	23,8132723	0,04947419	218260788	2182,61
22	68	0,068	26,2646386	0,05897206	260161696	2601,62
24	62,5	0,0625	28,5759268	0,0689303	304093549	3040,94
26	57,69	0,05769	30,9584923	0,08018721	353754655	3537,55

Kollapsdybde

Bruker resultater fra Windenburg & Trilling, da dette gir de laveste resultatene, og er dermed på den sikre siden når det gjelder beregningene.

Lengder	Lengde mellom spant (mm)	Lengde mellom spant (m)	Pcr (Pa)	Pcr Mpa	Pcr bar
8	187,5	0,1875	56091213,77	56,09121377	560,91
10	150	0,15	77601433,13	77,60143313	776,01
12	125	0,125	104255024,7	104,2550247	1042,55
14	107,14	0,10714	138154448,4	138,1544484	1381,54

$$A = \frac{R^2 A_s}{R_s^2} \quad \alpha = \frac{1,28}{(Rt)^{0,5}} \quad B = \frac{2tN}{\alpha(A + bt)} \quad P_y = \frac{\sigma_y t}{R(1 - \gamma G)}$$

$$P_{cr} = \frac{2,6E \left(\frac{t}{2a}\right)^{5/2}}{(1 - \nu^2)^{0,75} \left[\left(\frac{t}{2a}\right) - 0,447 \left(\frac{t}{2a}\right)^{1/2}\right]} \quad \gamma = \frac{A(1 - \left(\frac{\nu}{2}\right))}{(A + bt)(1 + B)}$$

$$N = \frac{(\cosh \alpha L - \cos \alpha L)}{(\sinh \alpha L + \sin \alpha L)} \quad G = \frac{2(\sinh \frac{\alpha L}{2} \cos \frac{\alpha L}{2} + \cosh \frac{\alpha L}{2} \sin \frac{\alpha L}{2})}{(\sinh \alpha L + \sin \alpha L)}$$

		Benevning
Gjennomsnitts radius, R	0.5685	m
Flytegrense	355	MPa
E-modul	2.09E+11	Pa
veggtykkelse, t	0.012	m
Innvendig diameter, d	1.125	m
Innvendig radius, r	0.5625	m
Lengde mellom sveis	1.501	m
Poissonstallet	0.3	
Ls	0.1875	m
	$\alpha =$	15.4972312
	αL	2.905730849
	N=	1.084889031
	$\alpha L/2$	1.452865425
	G =	0.530027036
L, hele sylinderen uten stivere	1.7598	Ihht PD5500 fig 3.6-1
h topp fra måling	0.325	m
h bunn fra måling	0.322	m
d	0.10	
As	0.0014341	
b	0.01	
Rs	0.652963772	

A =	0,00	
B =	1,39	
Gamma:	0,32	
Py =	9024166,37	Pa
K = Pcr/Py	6,22	
Pa/Py	0,63	
Pa	5649128,15	Pa
Pa	56,49	bar

Dette gir en kollapsdybde, med sikkerhetsfaktor på 1,5, på: 562 m
Faktisk kollapsdybde: 843 m

Dimensjonering av ring-stivere

Kun vedlagt elektronisk på CD.

8.2 Vedlegg B. Beregninger dome

$\sigma_y =$	355	Mpa		
$t =$	0,012	m		
$E =$	209	Gpa		
$R =$	0,92	m		
	P_{yss}	P_e		
R=D	9260870	43024763,7		
	p_e/p_{yss}	p_a/p_{yss}	p_a	Pa (bar) (S.faktor 1,5)
R=D	4,645867	0,359	3324652	33,24652174

Dette fører til en dykkedybde på 330,64 meter og en kollaps dybde på 495,96 meter.
 Kroneradius som er brukt til beregninger er hentet fra Maskinspecialisten som har produsert trykktanken.

$$p_e = \frac{1,21Et^2}{R^2}$$

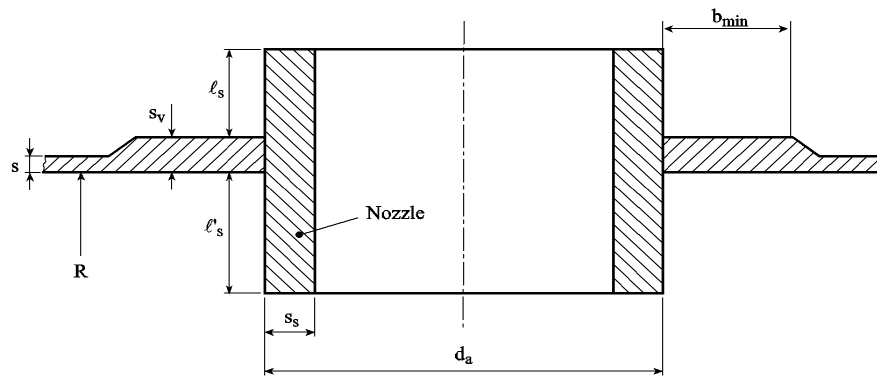
$$p_{yss} = \frac{2\sigma_y t}{R}$$

8.3 Vedlegg C. Volum og stålvekt

innvendig beregninger		
h	0,3235	m
R	0,92	m
a	0,177	m
c	0,4430	m
Mål sylinder		
Lengde	1,501	m
r (innvendig radius)	0,563	m
Invending volum		
Volum sylinder ($\pi \cdot r^2 \cdot h$)	1,495	m ³
Volum dome	0,2592	m ³
Totalt innvendig Volum	2,013	m³
Tetthet saltvann	1025	kg/m ³

Utvending beregninger		
h	0,3355	m
R	0,932	m
a	0,189	m
c	0,4430	m
Mål sylinder		
Lengde	1,501	m
r (utvendig radius)	0,575	m
Invending volum		
Volum sylinder ($\pi \cdot r^2 \cdot h$)	1,559	m ³
Volum dome	0,283	m ³
Totalt utvendig Volum	2,125	m³
Tetthet stål	7850	kg/m ³
stålvekt	874,40	kg

Avstivere på dome		
mål tatt ut i fra Abaqus:		
tykkelse	0,01	m
høyde	0,09	m
lengde toppen av stiver	1,55	m
lengde bunn av stiver	1,30	m
lengde middel	1,43	m



(DNV GL 2015, 218)

Nozzle (lukeforsterkning)		
høyde fra senter s.	0.176	m
diameter (ytre)	0.53	m
diameter (indre)	0.515	m
t,rb (godstykkelse)	0.015	m
Volum (ytre)	0.15	m ³
Volum (indre)	0.1423770	m ³
Volum stål ring	0.0041469	m ³
Stålvakt Nozzle	32.55	kg

Kompensasjonsplate		
b	0.12	m
Sv-s	0.024	m
da	0.53	m
ytter diameter	0.65	m
volum	0.0026691	m ³
stålvakt	20.95	kg

Ringstiver nr	Stålvakt (kg)			Oppdrift (kg)
Skall	874.40			2177.66
1	40.48			
2	40.48			
3	40.48			
4	40.48			
5	40.48			
6	40.48			
7	40.48			
8	40.48			
9	40.48			
Avstiver dome 4 stk	45.61			
sveisesteg 1	28.91			
sveisesteg 2	28.91			
Nozzle til luke	32.55			
Kompensasjonsplate	20.95			
Sum (kg)	1395.65			

8.4 Vedlegg D. Ovalitetsmålinger

Innvendig omkrets: 3537mm

Utvendig omkrets: 3614mm

$$3537/24 = 147.4\text{mm}$$

Topp	Diameter	Midt	Diameter	Bunn	Diameter
0	1125	0	1124	0	1123
1	1125	1	1124	1	1122
2	1124	2	1124	2	1122
3	1123	3	1123	3	1119
4	1121	4	1121	4	1119
5	1122	5	1122	5	1120
6	1123	6	1121	6	1117
7	1123	7	1121	7	1118
8	1123	8	1122	8	1119
9	1125	9	1124	9	1122
10	1124	10	1124	10	1121
11	1124	11	1125	11	1121
12	1124	12	1123	12	1122
13	1124	13	1124	13	1122
14	1124	14	1123	14	1122
15	1123	15	1124	15	1119
16	1122	16	1121	16	1118
17	1122	17	1122	17	1120
18	1122	18	1121	18	1118
19	1122	19	1121	19	1118
20	1123	20	1122	20	1121
21	1124	21	1124	21	1121
22	1124	22	1124	22	1121
23	1125	23	1125	23	1121

Det største avviket er på 3mm på radiusen

8.5 Vedlegg E. Ovalitet og Fourieranalyse

Vedlegget ligger kun elektronisk på CD.

8.6 Vedlegg F. Måling dome

Vedlegget ligger kun elektronisk på CD.

8.7 Vedlegg G. Måling dome (2)

Topp

antall
målinger

1	154
2	202
3	226
4	244
5	262
6	280
7	297
8	311
9	322
10	332
11	340
12	345
13	348
14	351
15	351
16	348
17	345
18	340
19	330
20	324
21	312
22	296
23	282
24	263
25	245
26	228
27	203
28	155

Bunn

antall
målinger

1	105
2	170
3	197
4	220
5	241
6	257
7	273
8	288
9	299
10	309
11	317
12	322
13	324
14	327
15	327
16	324
17	321
18	314
19	307
20	297
21	287
22	272
23	256
24	238
25	219
26	193
27	164
28	105

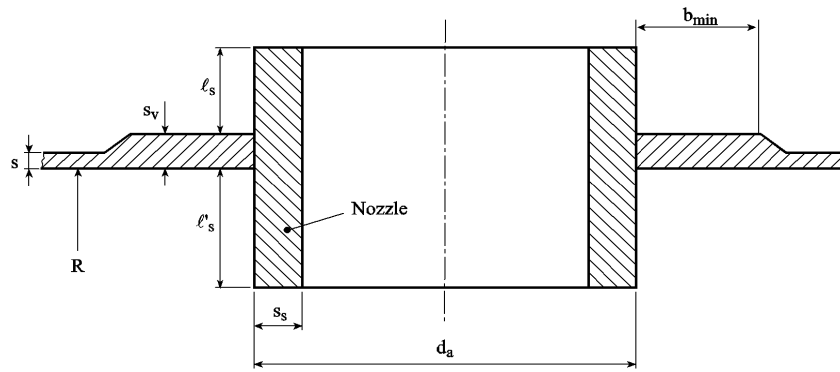
(29mm fra sveis til stokk)

Diameter topp: 1125mm

Diameter bunn: 1121mm

Godstykkelse: 12mm

8.8 Vedlegg H. DNV GL Skroggjennomføring



(DNV GL 2015, 218)

Komp.plate	0.024	m
sv	0.036	m
da	0.5625	m
R	0.5625	m
bmin	0.05	m
ls	0.146	m
l's	0	m
s	0.012	m
ss	0.015	m
Poissonstall	0.3	
σ_y	355	MPa
Design trykk	80	bar

$$l^* = \frac{\sqrt{0,5(d_a - s_s)s_s}}{\sqrt[4]{3(1 - \nu^2)}}$$

A	0,003375
bmin	0,110996
l*	0,049852
leff	0,135704
Aeff	0,004699

Ifølge DNV GL skal Arealet som er tatt ut av tanken bli erstattet med et A_{eff} som er større eller lik A (tatt ut) (DNV GL 2015, 218).

Beregning av størrelse på kompensasjonsplater:

h	0,024
b, minimum	0,11
da	0,5625

Denne utregningen viser et forslag på dimensjoner på kompensasjonsplater. Forholdet mellom tverrsnittareal og effektivt areal som blir erstattet skal være tilfredsstillt.

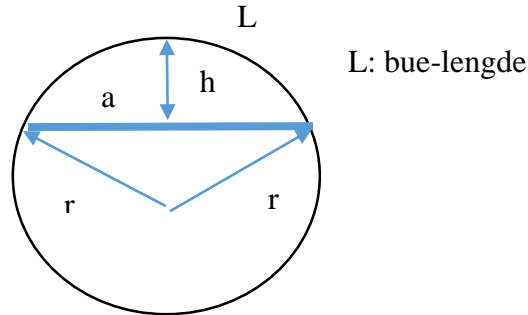
0,003375	≤	0,004699
good_job_lads		

8.9 Vedlegg I. Kollapskurver

Vedlegget ligger kun elektronisk på CD.

8.10 Vedlegg J. Radius utregning

$$\begin{array}{lll} L_{\text{topp}}=1110\text{mm} & a_{\text{topp}}= 1040\text{mm} & h_{\text{topp}}= 145\text{mm} \\ L_{\text{bunn}}=1065\text{mm} & a_{\text{bunn}}= 1000\text{mm} & h_{\text{bunn}}= 147\text{mm} \end{array}$$



Den geometriske sammenhengen er gitt ved disse tre alternativene, hvorav de to første løses med solve funksjon på kalkulator for å finne r.

Alternativ 1:

$\sin\left(\frac{L}{2r}\right) = \frac{a}{2r}$ vinkel i sentrum er lik $\frac{L}{r}$ og cosinussetningen gir:

$$a^2 = 2r^2 - 2r^2 \cos\left(\frac{L}{r}\right) = 2r^2(1 - \cos\left(\frac{L}{r}\right)) \Rightarrow a = r \sqrt{2 - 2\cos\left(\frac{L}{r}\right)} = 2 * r * \sin\left(\frac{L}{2r}\right)$$

Alternativ 2:

r kan finnes numerisk fra ligningen $\cos\left(\frac{L}{2r}\right) = \frac{r-h}{r}$

Topp:

$$\sin\left(\frac{1110}{2r}\right) = \frac{1040}{2r} \Rightarrow r = 893.6\text{mm}$$

$$\cos\left(\frac{1110}{2r}\right) = \frac{r-145}{r} \Rightarrow r = 1037\text{mm}$$

Bunn:

$$\sin\left(\frac{1065}{2r}\right) = \frac{1000}{2r} \Rightarrow r = 871.8\text{mm}$$

$$\cos\left(\frac{1065}{2r}\right) = \frac{r-147}{r} \Rightarrow r = 938.9\text{mm}$$

Middelverdiene gir en crown radius: $R_{\text{topp}} = 965.3\text{mm}$ og en $R_{\text{bunn}} = 905.4\text{mm}$

Alternativ 3:

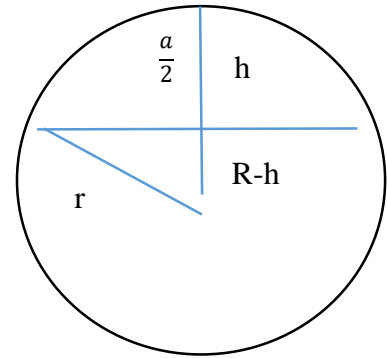
$$r = \frac{h}{2} + \frac{a^2}{8 \cdot h}$$

Fordi Pythagoras gir:

$$r^2 = (R-h)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2 \Rightarrow r^2 = R^2 - 2Rh + h^2 + \frac{a^2}{4}$$

$$\Rightarrow 2rh = h^2 + \frac{a^2}{4}$$

$$\Rightarrow r = \frac{h}{2} + \frac{a^2}{8 \cdot h}$$



Topp:

$$r = \frac{145}{2} + \frac{1040^2}{8 \cdot 145} = 1004.9\text{mm}$$

Bunn:

$$r = \frac{147}{2} + \frac{1000^2}{8 \cdot 147} = 923.8\text{mm}$$

Crown radius: $R_{\text{topp}} = 1004.9\text{mm}$ og en $R_{\text{bunn}} = 923.8\text{mm}$

Fra den opprinnelige produsenten av trykktanken har vi fått oppgitt crown radius og knuckle radius og fikk vite at tanken ble produsert ut ifra SMS 482 standard. Ut i fra våre målinger, og utregninger ved hjelp av geometriske sammenhenger kan vi betrakte følgende differanser: på tank-bunn er det en differanse på 14.6mm på utregnet og oppgitt crown radius. Mens på toppen av tanken er det en differanse på 45.3mm mellom utregnet og oppmålt crown radius.

I alternativ 3 er differansen minimal på bunn men stor på topp, dette er en gjenganger på alle alternativ og skyldes trolig unøyaktigheter ved måling.

SMS 482

Standarden tanken er produsert ut ifra har følgende mål og toleranser:

$$R = 920\text{mm}$$

$$r = 177\text{mm}$$

Toleranse:

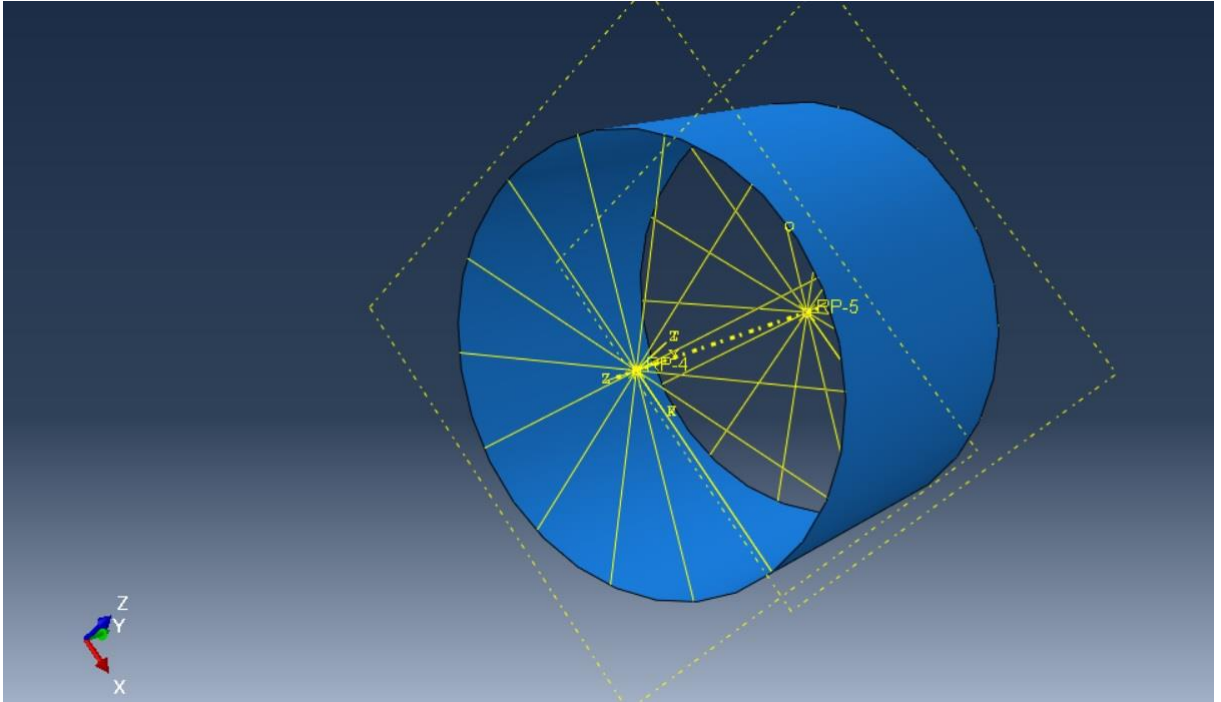
$$\text{Nominell diameter: } \pm 0.25 \% \times D$$

$$\text{Ovalitet: } 0.25 \% \times D$$

8.11 Vedlegg K. Abaqus

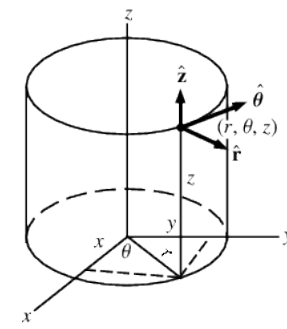
Hensikten med dette vedlegget er å forklare hvordan grensebetingelser ble brukt i Abaqus for å kunne gjennomføre simuleringene.

Sylinder:

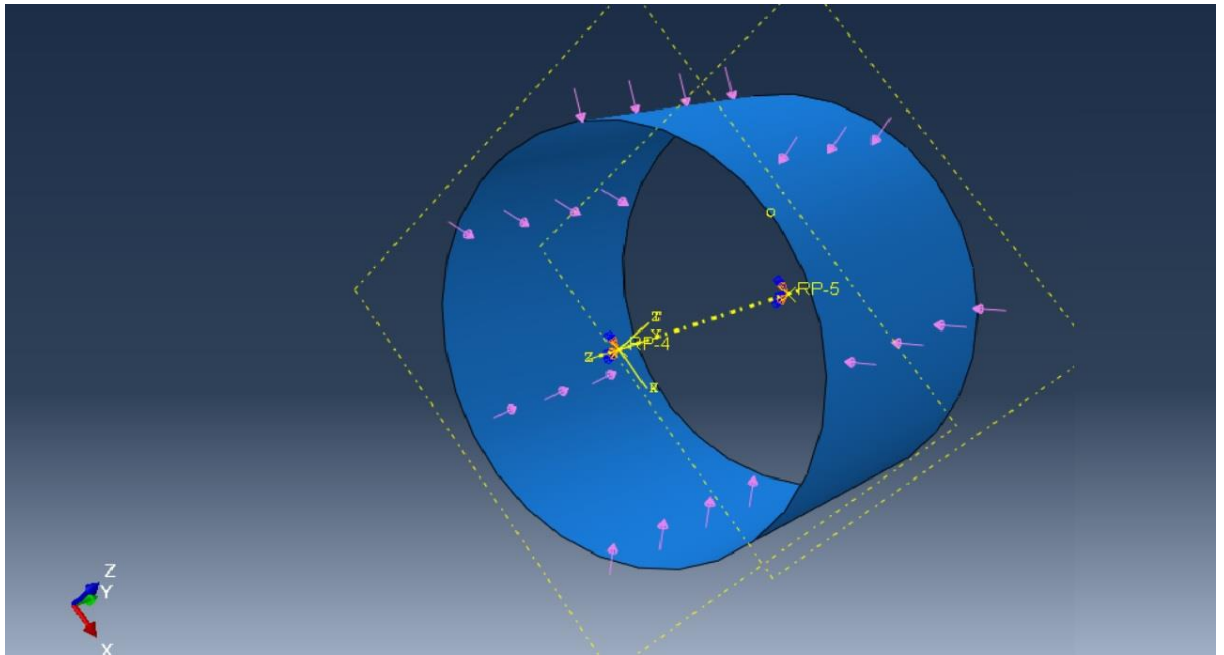


Sylinderen ble delt opp i en mindre seksjon, og satt på «*Coupling*» som grensebetingelse. Disse koblingene ble knyttet opp mot hvert sitt referansepunkt i et «sylindrisk koordinat system»⁵, og alle frihetsgrader utenom U1 (radiell) blir holdt fast. Det vil si at sylinderen står fritt til å deformere seg i radiell retning. Grensebetingelsene for sylinderen med ringstivere er helt identiske med grensebetingelsene for sylinder uten ringstivere.

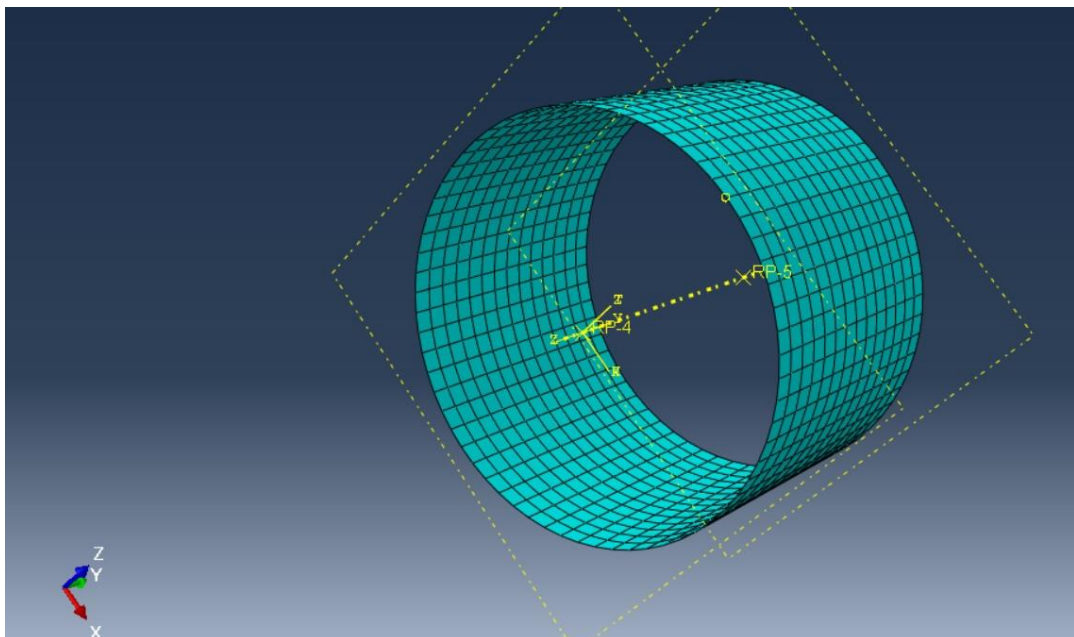
⁵ Et sylindrisk koordinatsystem er i hovedsak 2-dimensjonale polarkoordinater hvor det er lagt til en tredje dimensjon. Disse koordinatene består av en radiell, tangentiell og aksiell komponent.



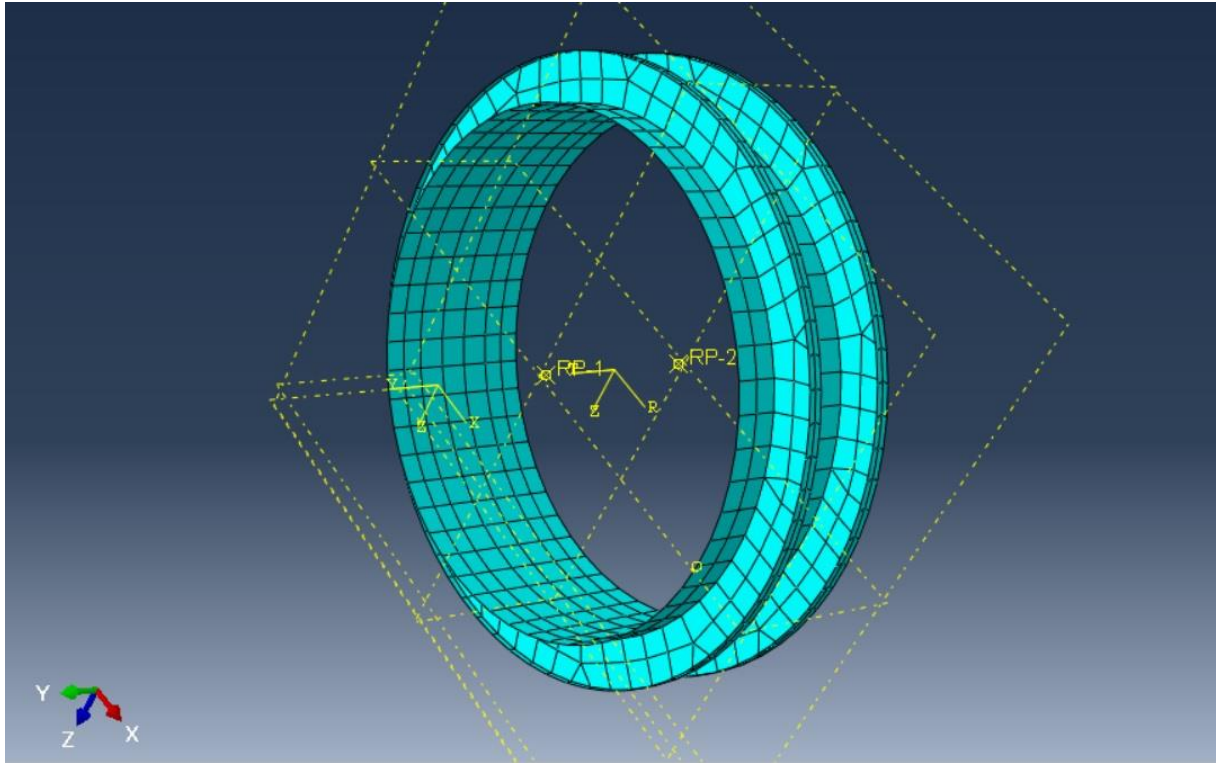
(<http://mathworld.wolfram.com/CylindricalCoordinates.html>)



Bildet ovenfor viser hvordan trykket er satt på sylindringen. Dersom ring-stivere er påsatt, vil disse i programmet ikke være påsatt trykk. Dette er på grunn av at det hydrostatiske trykket vil være identisk på begge sider av steg og flens, da det ikke er en lukket beholder. Grensebetingelsene er her knyttet opp mot referansepunktene på senteraksen. Det ene punktet er holdt fast i alle frihetsgrader, det andre punktet er holdt fast i alle frihetsgrader utenom U_2 , som blir Y-retning. Dette bidrar til at sylindringen også kan deformeres i Y-retning.

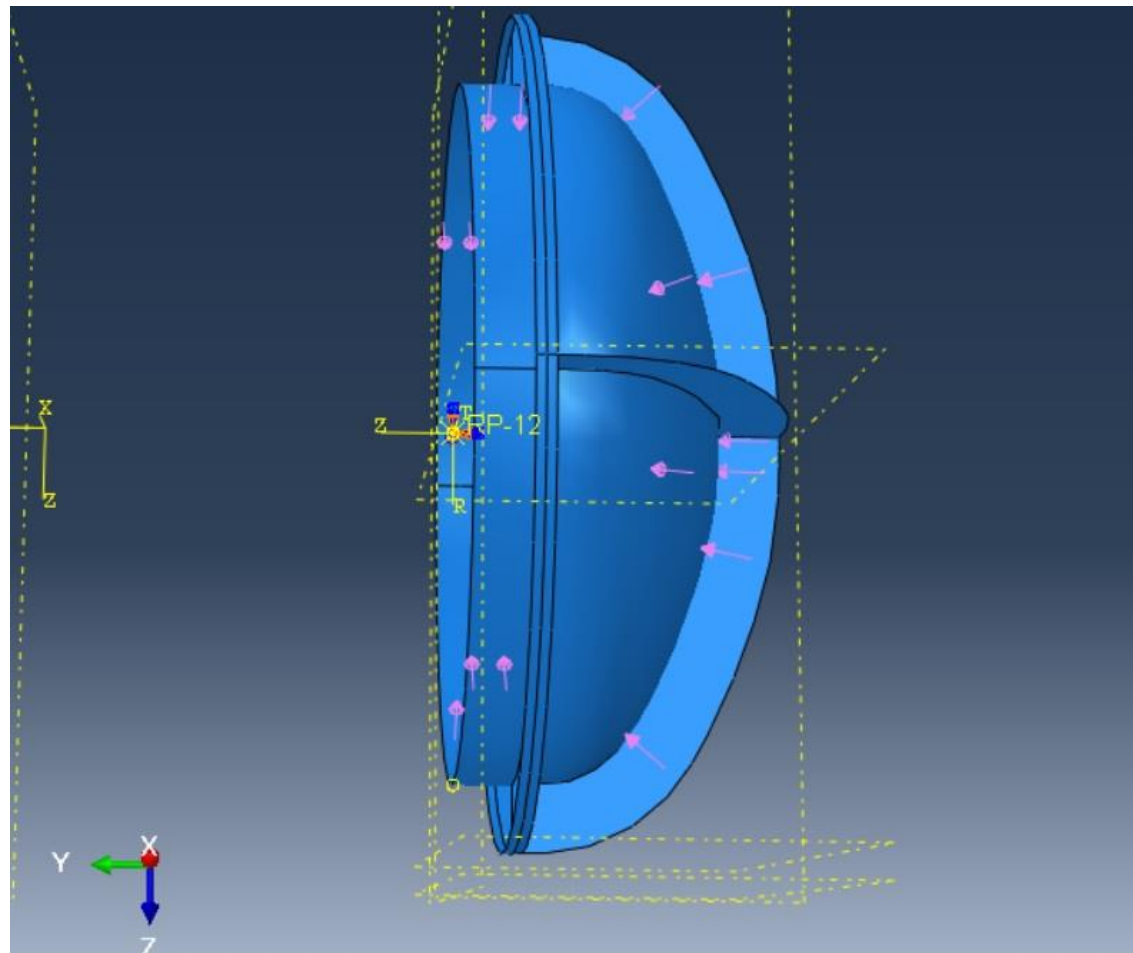
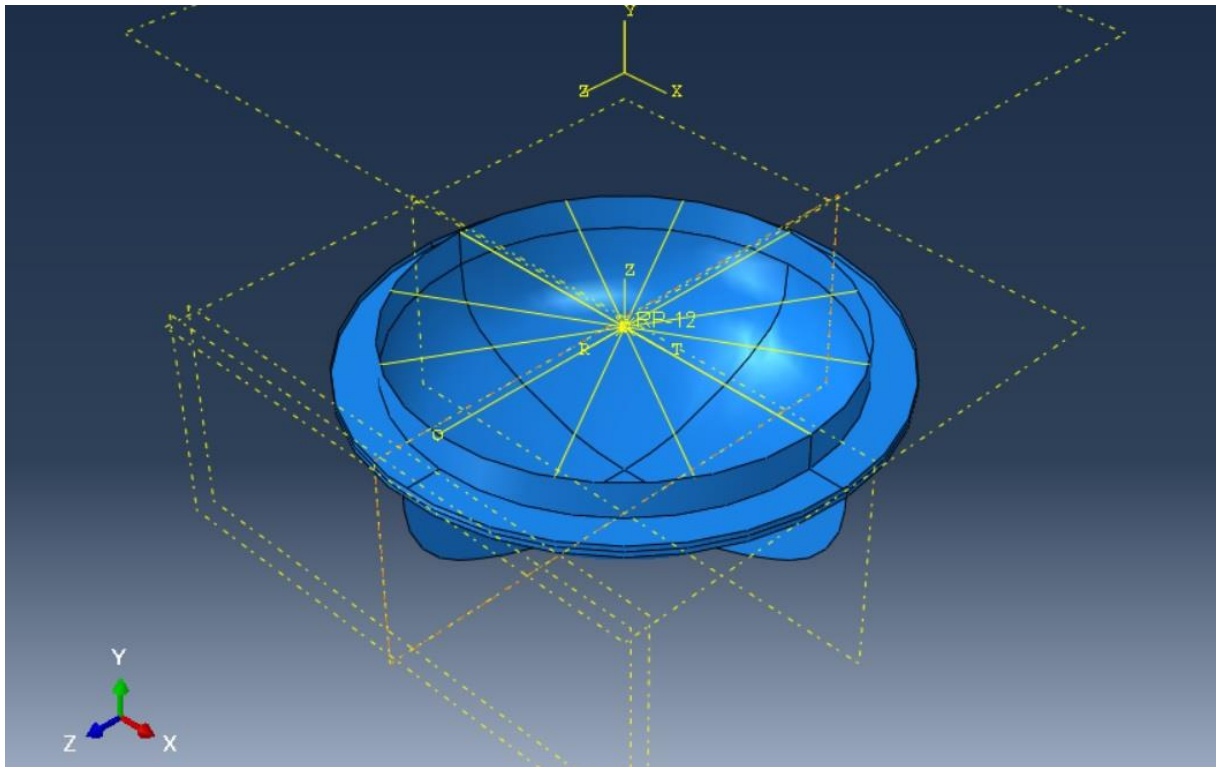


Ovenfor kan en betrakte hvordan meshet til den uforsterkede sylinderen ser ut. Det er relativt finmasket og symmetrisk, noe som skal bidra til å gi et relativt troverdig resultat. Maksimalt antall noder av hva som er lov og mulig er blitt brukt.

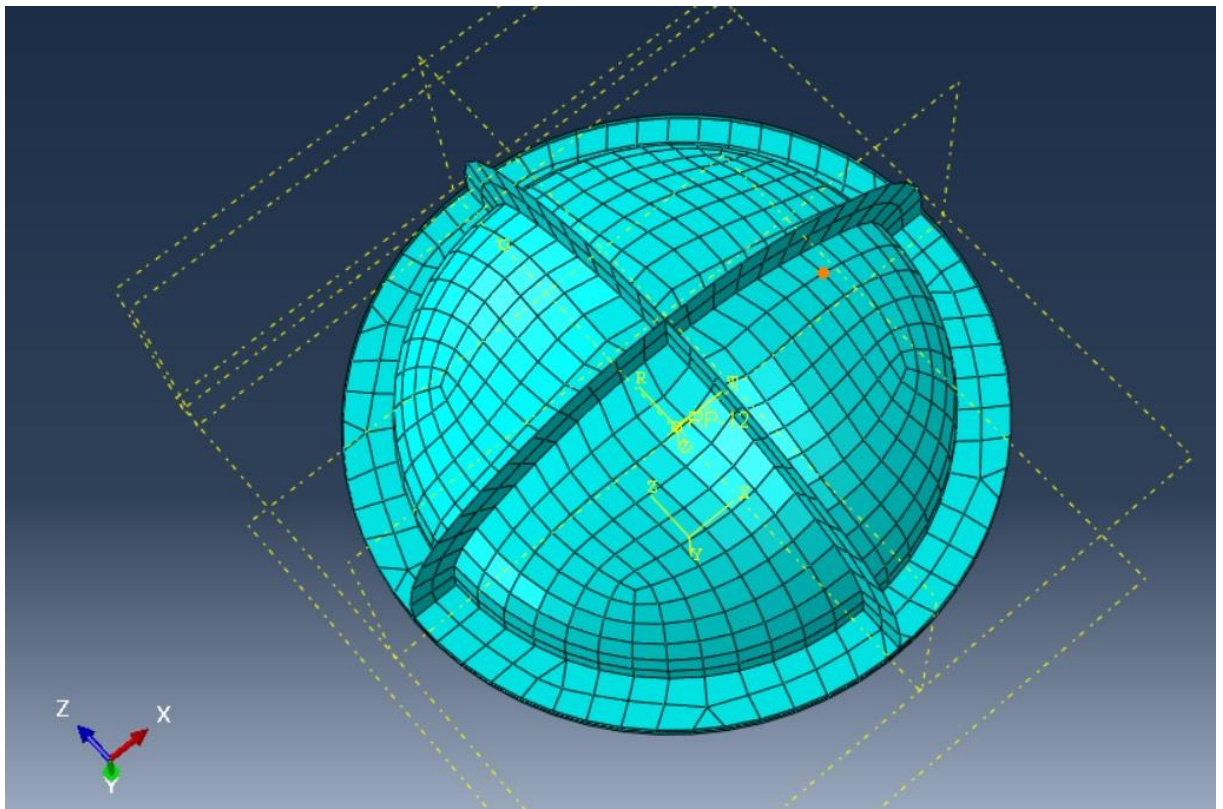
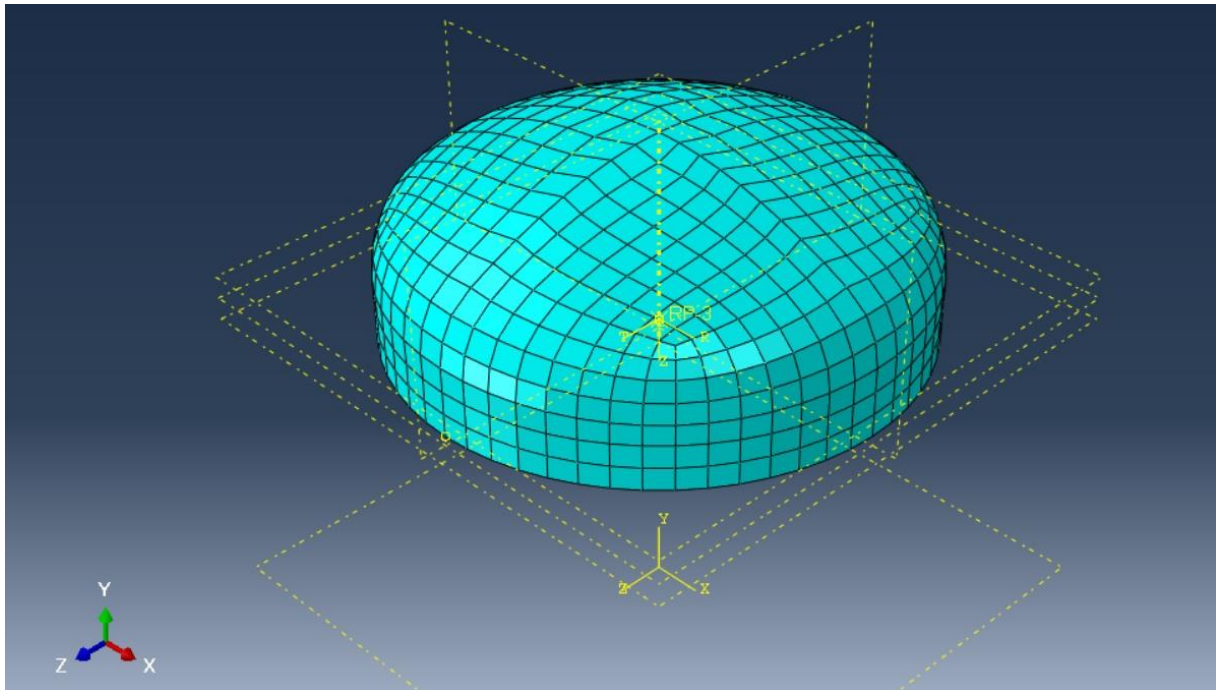


Ved den forsterkede sylinderen ble det et behov for å ta en enda mindre del av sylinderen enn den uforsterkede. Dette for å opprettholde en finmasket mesh, og samtidig være innenfor begrensningene som studentversjonen har lagt til grunn. Etter anbefaling fra Abaqus guru Torstein Pettersen, ble det nevnt at mest troverdig resultat blir oppnådd dersom det er to eller flere elementer i høyden på avstiverne.

Domen

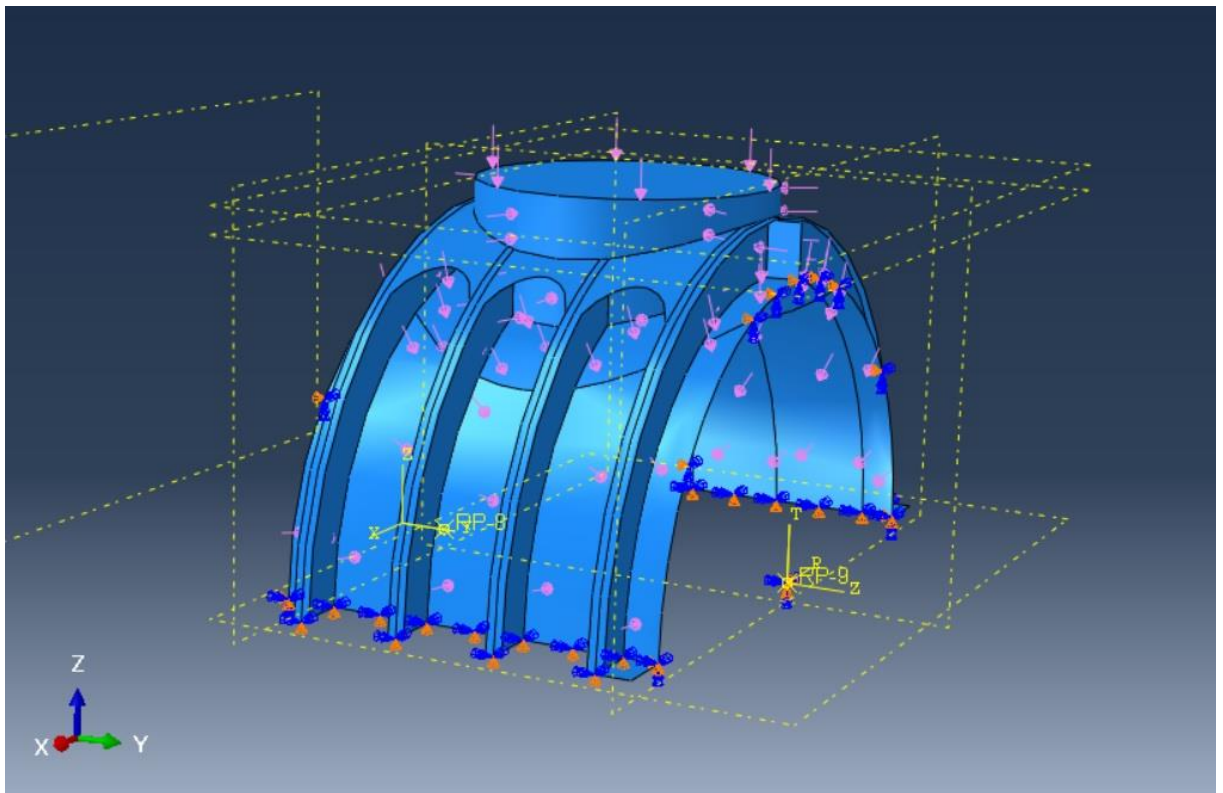
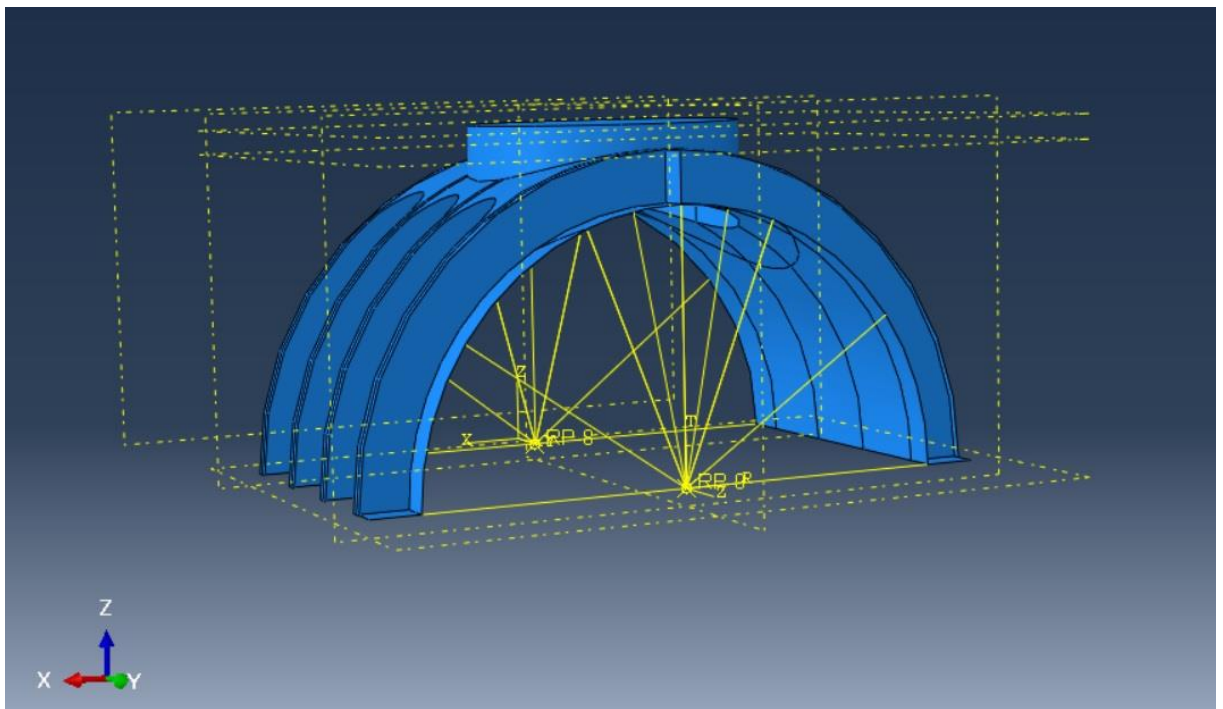


På samme måte som ved cylinderen, ble det brukt en radiell kobling som blir holdt fast i alle frihetsgrader utenom U_1 , som er i radiell retning. Denne koblingen er knyttet opp mot et referansepunkt som er påsatt grensebetingelser som holder modellen fast i alle frihetsgrader. Trykket som er påsatt er uniformt fordelt over hele tankens flate. I likhet med cylinderen er ikke avstiverne påsatt trykk direkte.

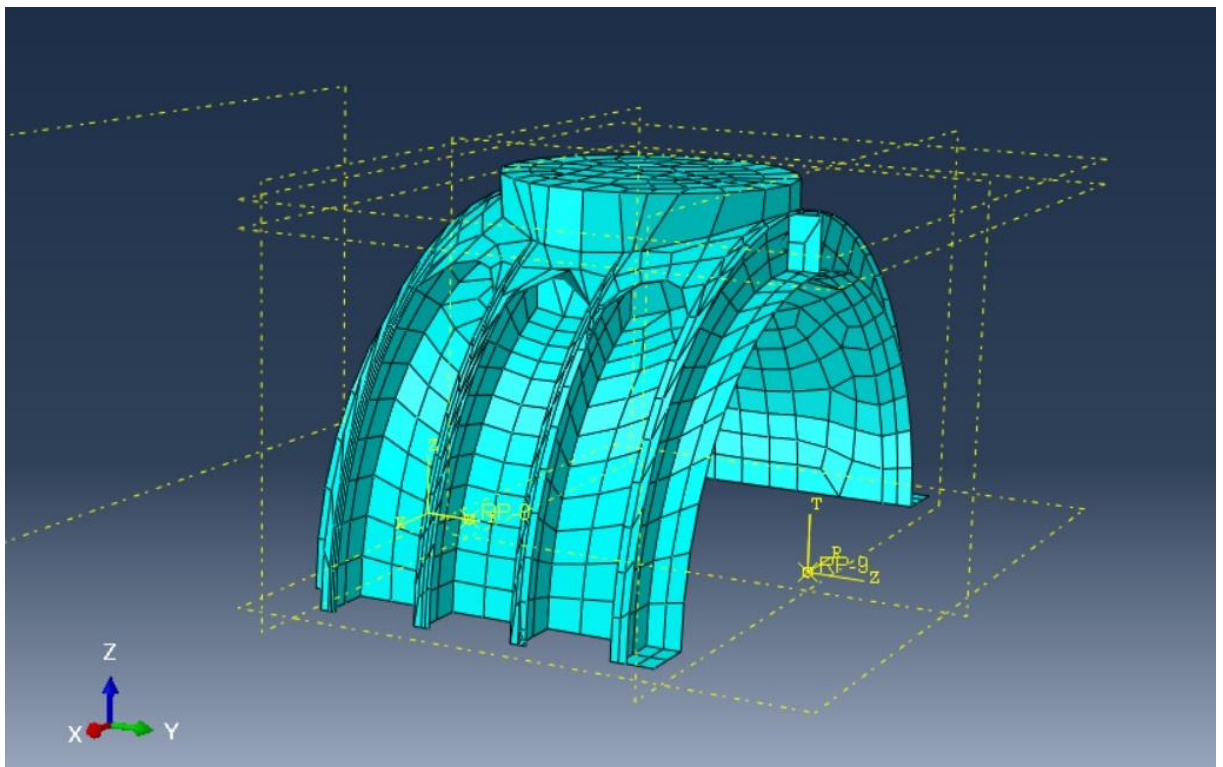


En kan betrakte meshen til domene med og uten avstivere. Ved begge situasjonene er det en relativt finmasket og symmetrisk mesh. Dette er trolig godt nok til å gi brukbare resultater.

Luke

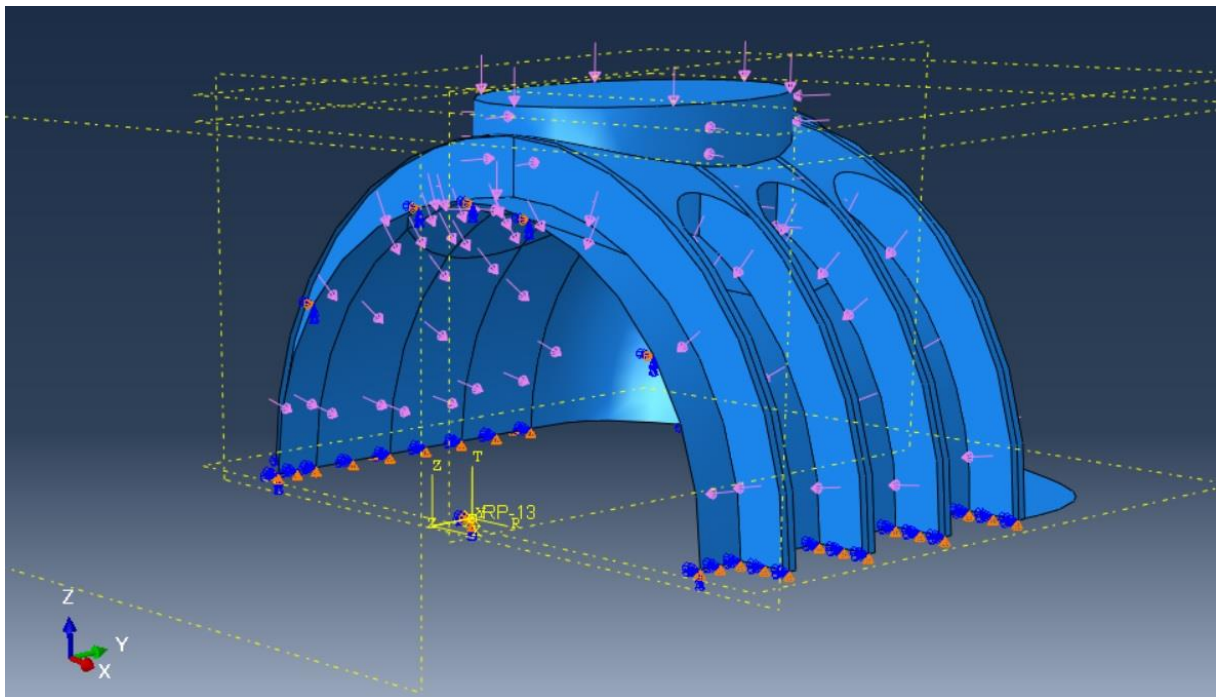
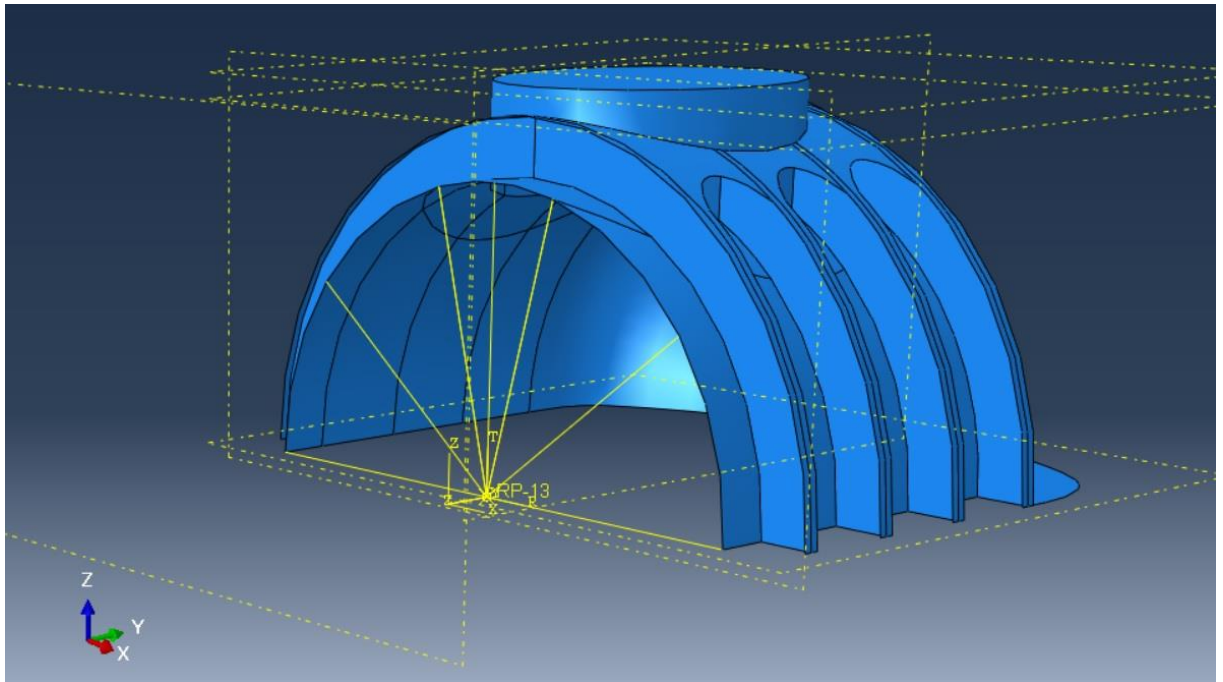


Luken ble påsatt grensebetingelser i hovedsak på samme måte som sylinderen. Dette gjelder koblingene og grensebetingelsene til referansepunktene. For å få en brukbar finmasket mesh ble det et behov for å ta et snitt av sylinderen i XY-planet. Dette fører til at en må bruke symmetribetingelser for å simulere en «hel sylinder». Måten dette ble gjort på er at det ble påsatt symmetribetingelser om Z-aksen på kantene hvor snittet ble gjennomført. I tillegg er det her påsatt symmetri om Y-aksen. Etter flere forsøk med symmetri om Y-aksen på sylinderen ved bruk av radiell kobling, viste det seg at resultatene ble identiske med og uten symmetri om Y-aksen. Derfor er denne symmetribetingelsen neglisjert i analysen av selve sylinderen.

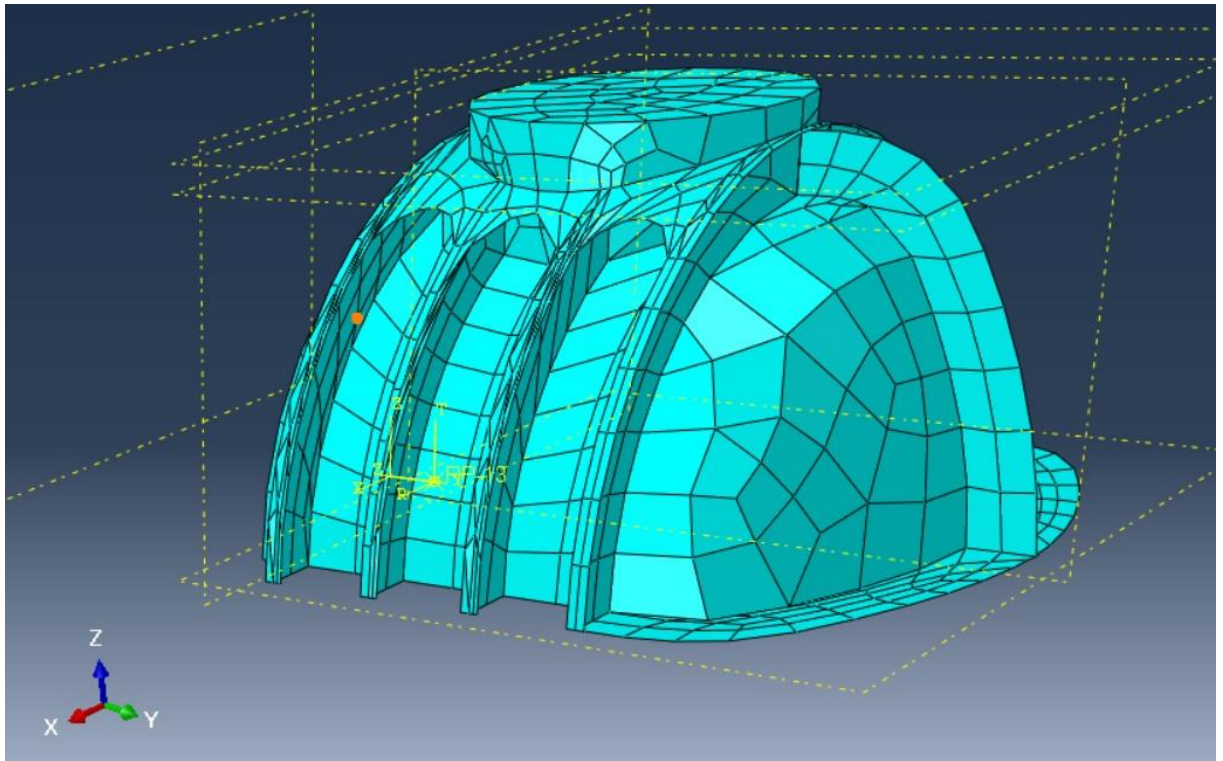


Området rundt luken er en relativt kompleks konstruksjon med mye geometri. Dette medfører at det er utfordrende å få en brukbar mesh på denne delen med de begrensningene studentversjonen gir. Resultatet av meshen er ikke helt perfekt, og det finnes enkelte trekant elementer, som ifølge Abaqus ekspert ikke er fordelaktig. Begrensningene tatt i betraktning er meshen brukbar, men det hadde uten tvil vært en fordel med flere noder og et mer finmasket mesh.

Luke med dome



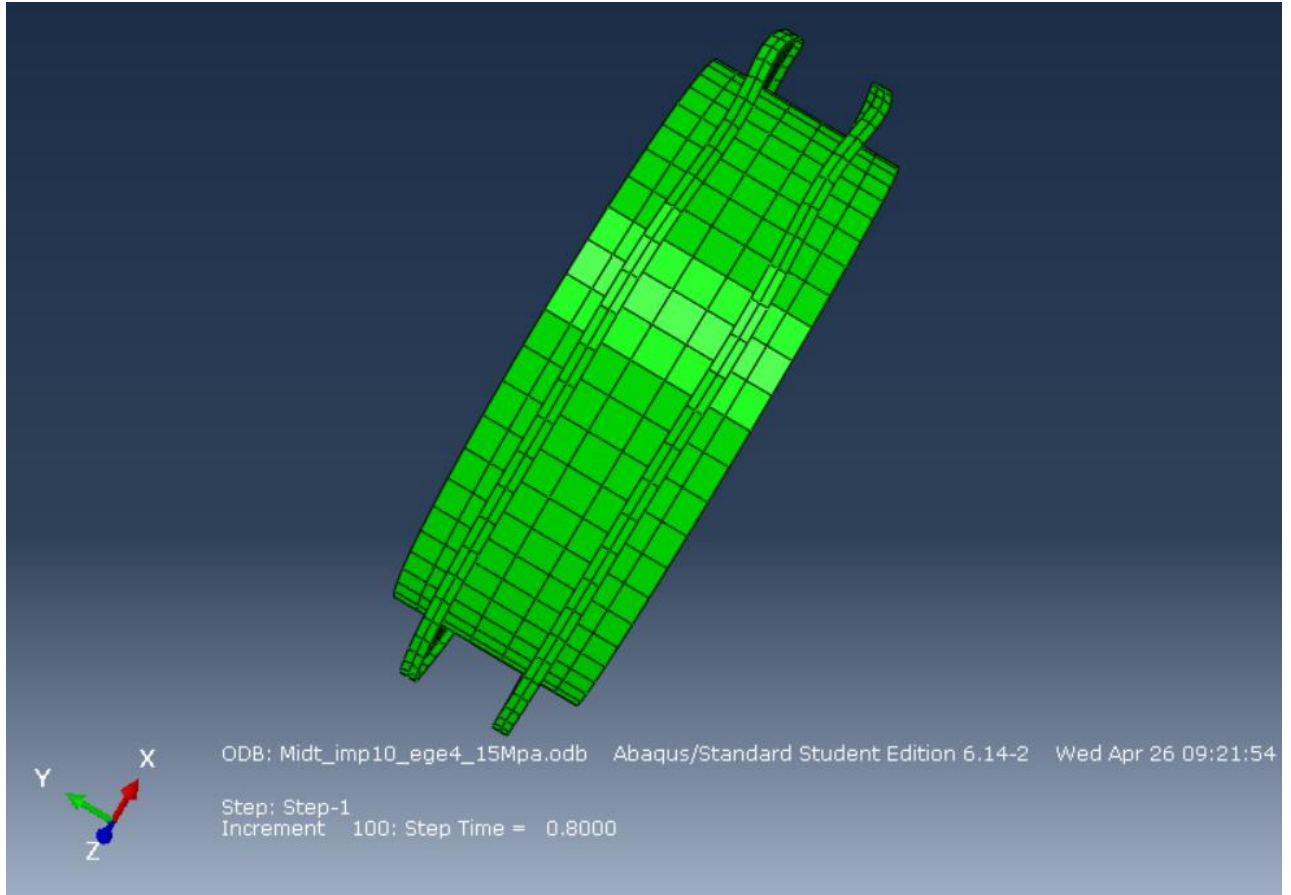
Området rundt luken inklusive domen er påsatt grensebetingelser med en kobling, som er holdt fast i alle frihetsgrader utenom U1, og knyttet fast med et referansepunkt. Dette punktet er holdt fast i alle frihetsgrader. Det er satt på symmetribetingelser om Z-aksen hvor snittet i XY-planet er gjennomført. I tillegg er det påsatt symmetribetingelser om Y-aksen på skallet til tanken.



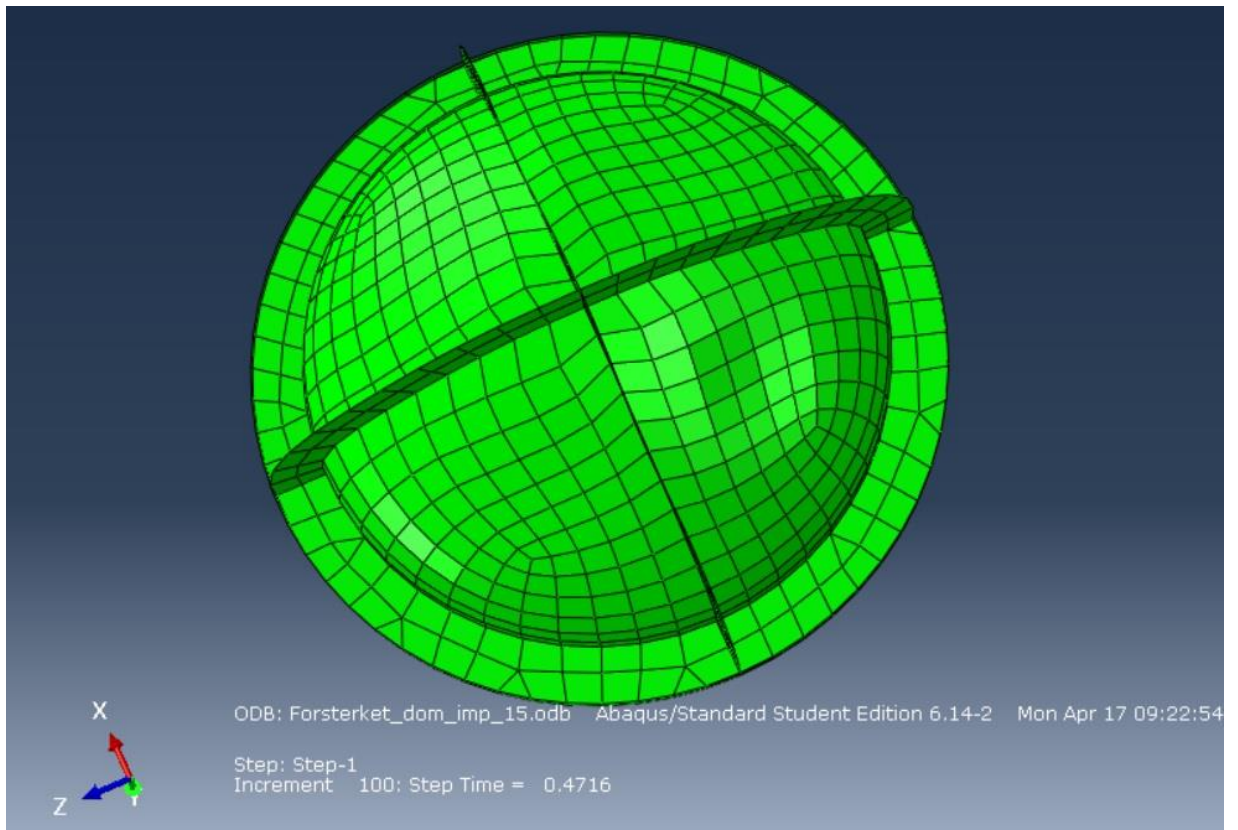
Ved en slik modell ble meshen meget grovmasket. Det er i tillegg flere trekantelementer i meshen. Dette er svært uheldig og kan føre til mindre pålitelige resultater.

Imperfeksjoner:

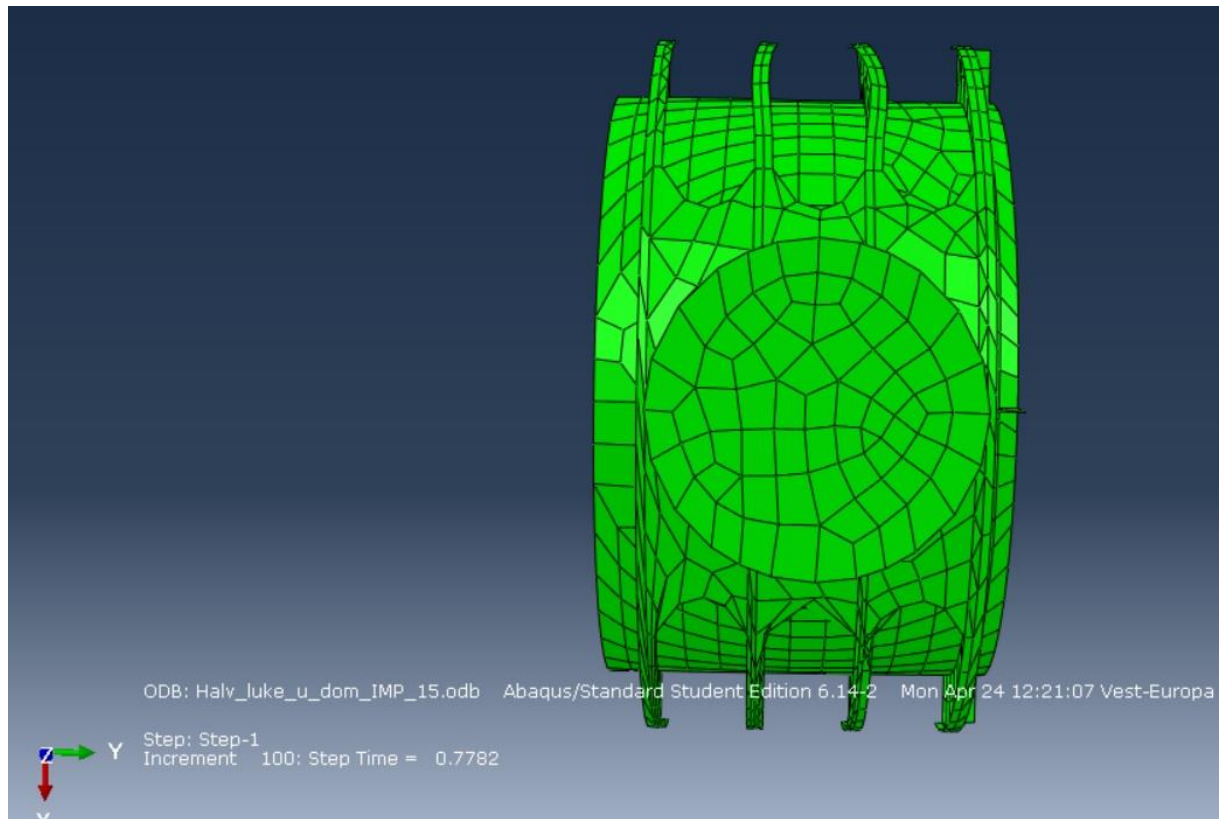
For å illustrere hvordan en imperfeksjoner visuelt ser ut, blir det lagt ved tre bilder hvor det er spesielt lett å observere imperfeksjonene.



En kan lett observere imperfeksjonene som blir simulert på cylinderen. Dette kan enklest observeres ved at ring-stiverne ikke følger en rett linje. Ved dette tilfellet er imperfeksjonsamplituden 10mm.



Ved domen kan en observere en imperfeksjon i kvadranten nede og lengst til høyre i bildet. I tillegg kan en observere at avstiverne ikke er helt geometrisk perfekt. I dette tilfellet er imperfeksjonsamplituden 15mm.



Ved området rundt luken er det enklest å observere imperfeksjonene ved at ring-stiverne er noe deformert. I dette tilfellet er imperfeksjonsamplituden 15mm.

8.12 Vedlegg L. Formler

Vedlegget viser formlene som er brukt til mellomregninger, samt dimensjonering av lukeåpning i oppgaven.

$$1. I_c = \frac{t^3 L_e}{3} + I_s + A_s \left[\frac{t}{2} + \lambda(R - R_s) \right]^2 - A_c X_c^2:$$

$$2. X_c = \frac{\left\{ \frac{t^2}{2} L_e + A_s \left[\frac{t}{2} + \lambda(R - R_s) \right] \right\}}{A_c}$$

$$3. \bar{d} = \max\{[\lambda(R - R_f) - X_c + t/2]; X_c\}$$

$$4. C = \frac{dt_w^3 + 8t_f w_f^3}{r_i [6d^2 t_w + 6t_f w_f (2d + t_f)]}$$

$$5. N = \frac{(\cosh \alpha L - \cos \alpha L)}{(\sinh \alpha L + \sin \alpha L)}$$

$$6. \alpha = \frac{1,28}{(Rt)^{0,5}}$$

$$7. G = \frac{2(\sinh \frac{\alpha L}{2} \cos \frac{\alpha L}{2} + \cosh \frac{\alpha L}{2} \sin \frac{\alpha L}{2})}{(\sinh \alpha L + \sin \alpha L)}$$

$$8. A = \frac{R^2 A_s}{R_s^2}$$

$$9. B = \frac{2tN}{\alpha(A + bt)}$$

$$10. \gamma = \frac{A(1 - (\frac{v}{2}))}{(A + bt)(1 + B)}$$

$$11. p_{ys} = \frac{\sigma_y t R_f}{R^2 (1 - \frac{v}{2})} (1 + \frac{A}{bt + \frac{2Nt}{\alpha}})$$

$$12. l^* = \frac{\sqrt{0,5(d_a - s_s)s_s}}{\sqrt[4]{3(1-v^2)}}$$

$$13. A = 0,5 * d_a * s$$

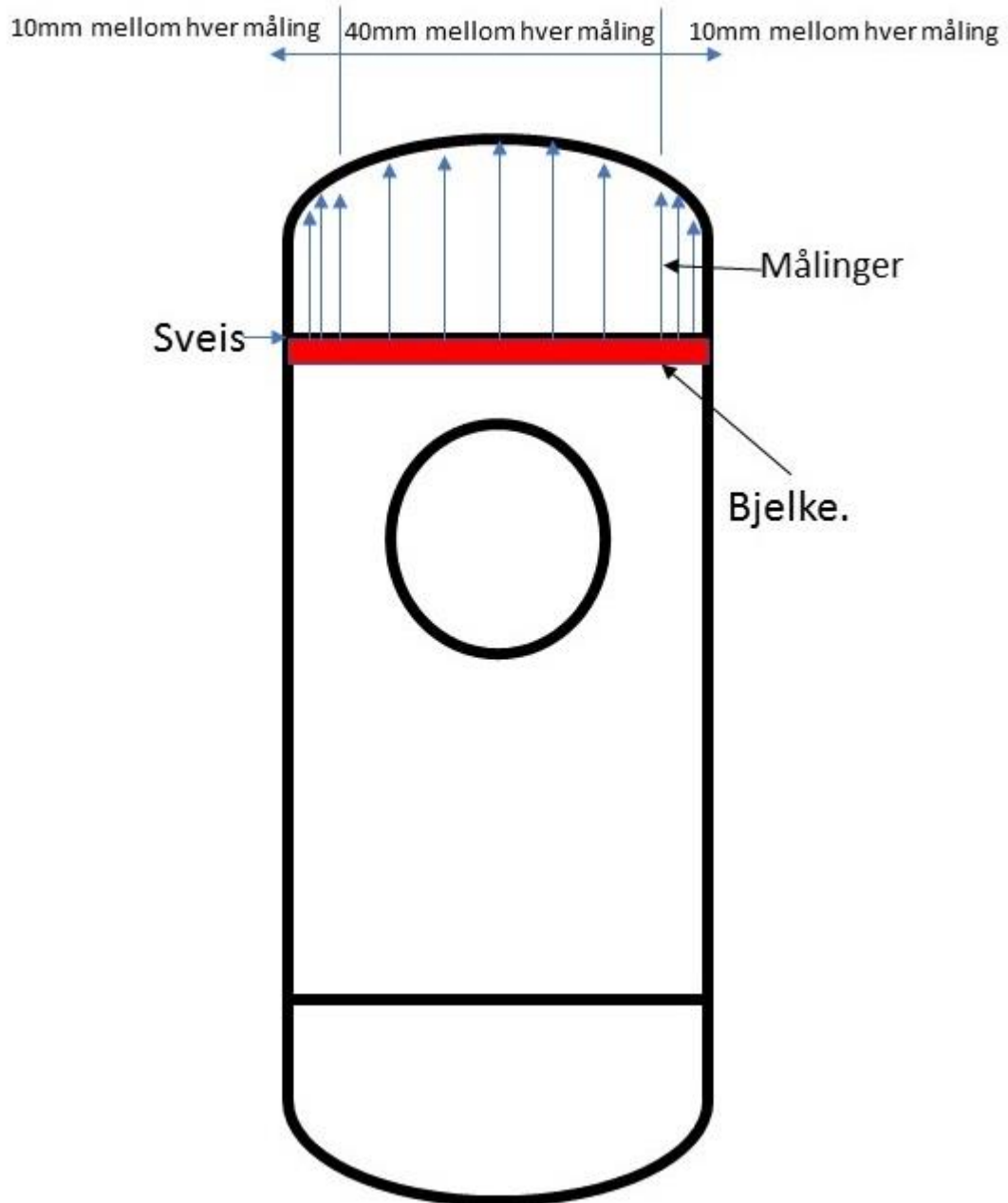
$$14. A_{eff} = b_{min} * (s_v - s) + s_s * l_{eff}$$

$$15. B_{min} = 0,78 * \sqrt{R * s_v}$$

$$16. l_{eff} = 2 * l^* + s_v$$

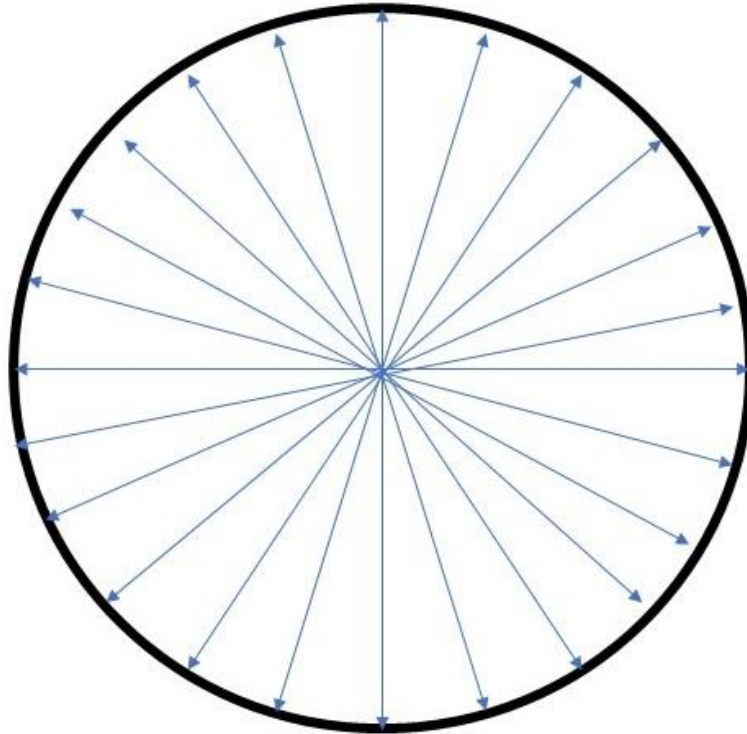
8.13 Vedlegg M. Metode oppmåling

Domen



Måten domene ble målt på var at en bjelke ble spent fast ved sveisen til domene som vist på bildet. Fra bjelken og inn til domene ble avstanden målt. Diameteren ble delt opp i 28 like seksjoner på 40mm hver. Deretter ble 3 seksjoner på hver side delt opp i seksjoner på 10mm hver. Det er en avstand på totalt 120mm på hver side som blir målt med 10mm mellomrom. Det vil si at det er gjennomført 22 målinger med 40mm mellomrom. Hyppigheten på målingene ble økt på grunn av økt krumning og en vil få større nøyaktighet ved flere målinger.

Ovalitet



Sylinderen ble delt inn i 24 seksjoner med like stor avstand. Deretter ble diameteren målt for hvert punkt. Resultatet av dette ble bearbeidet ved hjelp av en fourieranalyse. Selve målingene ble gjennomført med en standard lasermåler. Ovalitetsmålingene ble gjennomført på 3 forskjellige plasseringer i lengderetning på sylinderen.

CCB STÅL AS
Postboks 140 Furuset
1001 Oslo
Telefon: 22 90 90 00
Telefax: 22 90 90 70
Bankgiro: 8398.05.08660
Postgiro: 0809 508023
Foretaksreg.: NO 911 924 692 MVA



CCB STÅL, Hamar tlf.: +47 62 52 10 00
CCB STÅL, Tonsberg tlf.: +47 33 32 82 40
CCB STÅL, Porsgrunn tlf.: +47 35 93 24 40
CCB STÅL, Kristiansand tlf.: +47 35 10 35 00
CCB STÅL, Sandnes tlf.: +47 51 66 40 46
CCB STÅL, Kopervik tlf.: +47 52 85 76 10
CCB STÅL, Bergen tlf.: +47 55 95 07 00
CCB STÅL, Ørsta tlf.: +47 70 04 83 40
CCB STÅL, Trondheim tlf.: +47 73 50 22 99



RAUTARUUKKI
STEEL

AINESTODISTUS TEST REPORT
WERKSZEUGNIS RELEVÉ DE CONTROLE
EN 10 204-3.2/NV (DIN 50049-3.2/NV)

A 2/2
26461 -01

Tilaja Purchaser Besteller Acheteur: CCB STÅL AS
Vastaanottaja Consignee Empfänger Destinataire: CCB STÅL AS
Päivämäärä Date Datum Date: 19.09.2000

Tilaus no Order No. Bestellung Nr. Commande No.: P6030
Läh. merkki Shipping mark Versandzeichen Marque d'expédition: Lihästä, Add. requiem. Weitere Anforder. Autres prescrit.
Valmistajan merkki Mark of the Manufacturer: Značka výrobce
Herstellerverzeichnis Signe de producteur

Laatu Quality Werkstoff Nuance: RAEX 386 P ARCTIC
Läuselvitys Quality Specifications Qualifikation Spezifikation de qualité: EN 10029/1991 CLASS C
Jatkuvavälteä happiterästä Oxygen steel, continuous casting Oxygenstahl, Strangguß Acier à oxygène, coulée continue

FINE-GRAIN PRESSURE VESSEL STEEL

Positio Item Pos. Poste	Paksuus Thickness Dicke Épaisseur	Sulatus Cast No Schmelz-Nr. No coulée	T-tila Cond Zust Etat	Sulatusanalyysi % Chemical composition of cast % Chem. Zusammenetzung auf schmelzen % Composition Chimique de coulée %												
				C	SI	MN	P	S	AL	NB	V	N	MO	CU	CR	NI
001	8.00	40261	.39	.14	.39	1.44	.008	.003	.036	.020	.008	.005	.000	.011	0.03	0.03
002	10.00	40261	.39	.14	.39	1.44	.008	.003	.036	.020	.008	.005	.000	.011	0.03	0.03
003	12.00	40261	.39	.14	.39	1.44	.008	.003	.036	.020	.008	.005	.000	.011	0.03	0.03

CEKV=C+MN/6+ (CR+MO+V) /5+ (NI+CU) /15

Pos. Item Pos. Poste	Sulatus, Leriä no Cast. Inst No Schmelz. Prüf. Nr. Coulée, Essai No	T-tila Cond Zust Etat	Venoke, Tensile test Zugversuch, Essai de traction				Täivutus Bend test Falvers. Écroulage D = X1	Istukoe, Impact test Kerbschlagversuch, Essai de résilience					Keskiarvo Average Mittelw. Moyenne	Erikoistestit Special tests Sonderversuche Essais Spéciaux
			K2	Re N/mm2	Rm N/mm2	A %		K3	°C	1	2	3		
001	40261 062 N	11	396	415	535	30	117	-60	253	238	190	227		
			51	399	414	538	30	157	-60	154	154	179		162
001	40261 063 N	11	387	389	535	29	117	-60	170	212	112	165		
			51	400	417	540	28	157	-60	133	156	172		154
002	40261 061 N	11	393	418	536	29	115	-60	180	189	139	169		
			51	399	419	538	30	155	-60	183	173	185		180
002	40261 074 N	11	387	414	531	31	115	-60	179	182	187	183		
			51	390	405	531	30	155	-60	194	182	192		189
003	40261 064 N	11	405	427	537	29	111	-60	260	231	260	250		
			51	403	416	537	27	151	-60	243	199	230		224
003	40261 072 N	11	400	429	532	30	111	-60	270	253	210	244		
			51	408	426	538	29	151	-60	192	191	210		198

K2: 11=TOP, TRANSV., 51=BOTTOM, TRANSV. K3: 117=CH-V/ISO-V(J), TX10, TOP, LONGIT.,
157=CH-V/ISO-V(J), TX10, BOTTOM, LONGIT., 115=CH-V/ISO-V(J), 7.5X10, TOP, LONGIT.,
155=CH-V/ISO-V(J), 7.5X10, BOTTOM, LONGIT., 111=CH-V/ISO-V(J), 10X10, TOP, LONGIT.,
151=CH-V/ISO-V(J), 10X10, BOTTOM, LONGIT.

RAUTARUUKKI STEEL
Testaus ja tarkastus Testing and Inspection
Prüfung und Kontrolle Essai et Contrôle

Täten todistamme, että toimitus on tilauhevastuksen mukainen.
We hereby certify that the material described above has been tested and complies with the terms of the order contract.
Es wird bestätigt, dass die Lieferung geprüft wurde und den Vereinbarungen bei der Bestellung entspricht.
Nous certifions que la livraison est conforme aux stipulations de l'acceptation de la commande.

20.09.2000 LV

JUHANI ASUNMAA
Valtuutettu tarkastaja Authorized Inspector Puh. (08) 84911
Werkstoffverständiger Inspector autorisé Téléphone 358 8 84911



AR kuuma- ja normaaliolosuhteissa valmistettu as rolled warm-rolled état de laminage N normalisoitu normalised normalisé NR normalisoitu valssattu normalizing rolling normalisiert gewalzt laminage normalisant CR kontrolloidusti valssattu controlled rolled tempering-regelt laminage contrôlé TM termomek. valssattu thermomech. treated thermomech. behandelt TM termomek. valssattu thermomech. treated thermomech. behandelt NT normalisoitu + peiste normalizing + tempering normalisiert + anlassen NT normalisoitu + peiste normalizing + tempering normalisiert + anlassen Q tarkastettu quenched gährtet tempé Q tarkastettu quenched gährtet tempé



DET NORSKE VERITAS
MATERIALSERTIFIKAT

Bl. nr. 38.01/81
Sertifika nr.
ÅBO 79-545
Ark nr. 1 av
1

Sertifikatet omfatter

Varmvalsede plåtar 15x2000x6000, 15x2400x7200, 10x2051x6300,
12x2000x6000

Produsent Rautaruukki Oy

Bestiller Matti Eloranta Oy

Materialene bestemt for Aspelin-Stormbull Oslo A/S

MATERIALFORSKRIFTER			
Materialkvalitet RAEX 384 P		Varmebehandling	
Flytegrense, N/mm ² 355	Strekfasthet, N/mm ² 490-620	Forlengelse, % min.	Målelengde 5 d
Kontraksjon, % min.	Slagprøve, prøvestav KV	Energi, min. 27 J	Prøvetemp. -40°C
Bøyeprove	Andre forskrifter		

PRØVERESULTATER									
Charge nr.	Prøve nr.	Flytegrense N/mm ²	Strekfasthet N/mm ²	Forlengelse %	Kontraksjon %	Slagseighet -40°C	Ikke-destruktiv prøving. Anmerkninger		
29975-21		397	531	28		44-48-56	Pos. 2		
26348-59		390	490	34		54-54-62	Pos. 2		
15727-51		394	531	33		140-156-72	Pos. 1		
84405-33		419	537	27,3		87-83-75	Pos. 3		
Charge nr.	KJEMISK SAMMENSETNING % x)								
	C	Si	Mn	P	S	Nb	V	N	
29975-21	,16	,35	1,27	0,20	,022	,034	,010	,006	
26348-59	,15	,37	1,17	0,18	,023	,035	,007	,004	Prosess LD-stål
15727-51	,16	,34	1,33	0,22	,017	,024	,013	,005	Varmebehandling
84405-33	,15	,37	1,31	0,15	,025	,027	,006	,006	

x) I enlighet med Rautaruukkis verksattester nr 16296B-02, 16170B-01, 37560-01, 36037-01

Stempling:

Charge nr
NV

Stemplingen er plasert:

Materialene er prøvet og kontrollert i _____ stand, og tilfredsstiller de ovenfor angitte forskrifter.

Delen(e) er funnet overensstemmende med tegning nr: _____

approbert av Det norske Veritas den: _____

Halikko, den 2. juli 1979
Sted Dato

Inspektør
A. Dincmen

Det norske Veritas er uten ansvar for skade eller tap voldt av dets orznaner, tilitsmenn, funksjonærer eller andre som opptrer efter oppdrag fra Institusjonen, uten hensyn til om vedkommende har opptrådt forsøttlig eller uaktsomt og uten hensyn til om skaden eller tapet har rammet et rederi, et verksted eller andre som har anmodet om Institusjonens assistanse, eller en tredjemann som uten å stå i kontraktsforhold til Institusjonen, har handlet eller innrettet seg i tilfitt til beslutninger truffet eller opplysninger gitt av eller på vegne av Institusjonen. I tilfelle som er nevnt i 1, ledd, kan ansvar heller ikke gjøres gjeldende mot vedkommende som personlig har voldt skaden eller tapet.

Satt kryss her hvis baksiden er utfyllt

10000/29

Bl.nr. 40.91



Cert. Nr. ÅBO 79-544

C E R T I F I K A T

På anmodan av Matti Eloranta Oy, Halikko, Finland, har undertecknad besiktningsman överfört följande materialstämplingar:

Producent: Matti Eloranta Oy
Beställare: Aspelin-Stormbull Oslo A/S
Orderbekräftelse nr: 203 807
Material för:
Pos. 1 2 st gavlar dy = 1150 x 10 mm
ur plåt charge nr 15727-51
Pos. 2 4 st gavlar dy = 1500 x 14 mm
ur plåt charge nr 29975-21 och
26348-59
Pos. 3 4 st gavlar dy = 1500 x 8 mm
ur plåt charge nr 84405-33
Materialkvalitet: RAEX 384 P
NV-certifikat nr ÅBO 79-545
Materialstämplat: Charge nr
NV

Halikko, den 2 juli 1979

A. Dincmen

A. Dincmen



NV 10.000 9.68

Det norske Veritas er uten ansvar for skade eller tap voldt av dets organer, tilitsmenn, funksjonærer eller andre som opptrer etter oppdrag fra Institusjonen, uten hensyn til om vedkommende har opptrådt forsøttlig eller uaktsomt og uten hensyn til om skaden eller tapet har rømtet et rederi, et verksted eller andre som har anmodet om Institusjonens assistanse, eller an tredjemann som uten å stå i kontraktsforhold til Institusjonen, har handlet eller innrettet seg i tillit til beslutninger truffet eller opplysninger gitt av eller på vegne av Institusjonen. I tilfelle som er nevnt i 1. ledd, kan ansvar heller ikke gieres gjeldende mot vedkommende som personlig har voldt skaden eller tapet.

8.15 Vedlegg O. Teknisk Memo, DNV GL

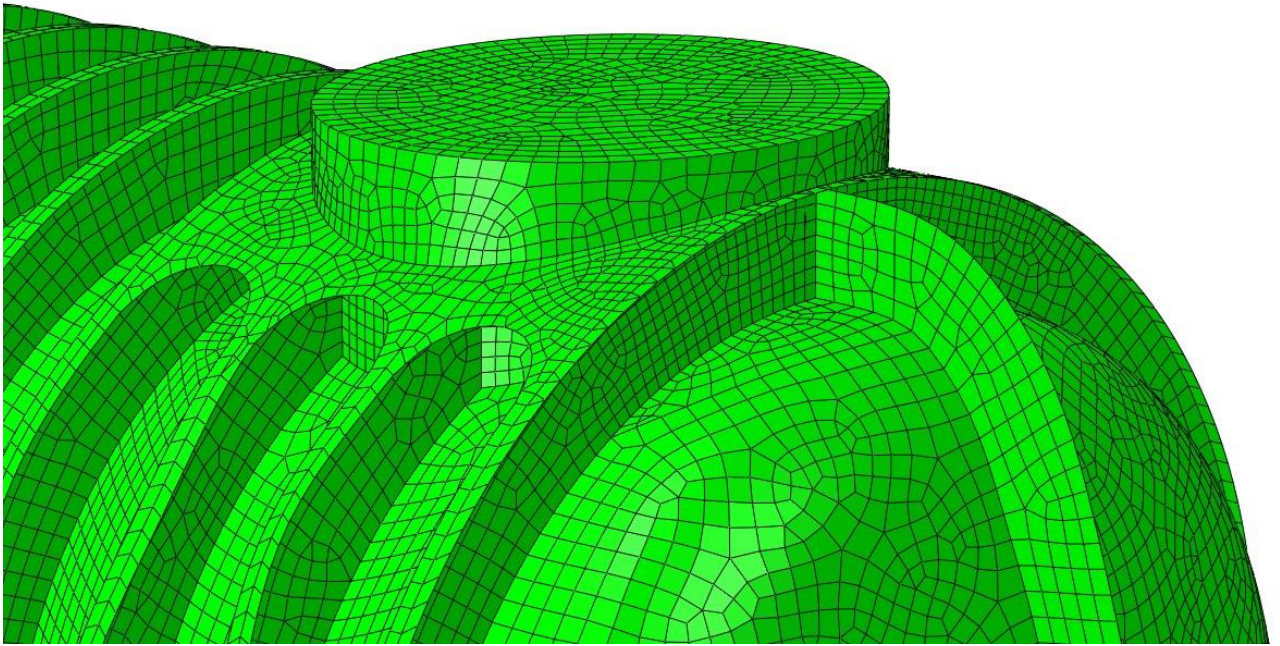
Verifikasjon av Kollapsstyrken til Ombygget Tank

I forbindelse med arbeid utført av Elever ved Sjøkrigsskolen, er DNVGL blitt bedt om å utføre en verifikasjon av kollapsstyrken til et tankdesign, som er planlagt ombygget. Forslagene til ombygging er implementert i en endelig element-modell. Denne modellen er overlevert til DNVGL i form av et mesh (elementrutenett). DNVGL går ut i fra at geometri, tykkelser og stålstyrken som er implementert i modellen stemmer overens med virkeligheten (eller tilsvarende de designendringene som elevene ved Sjøkrigsskolen har foreslått).

Arbeidet som er utført består av følgende punkter:

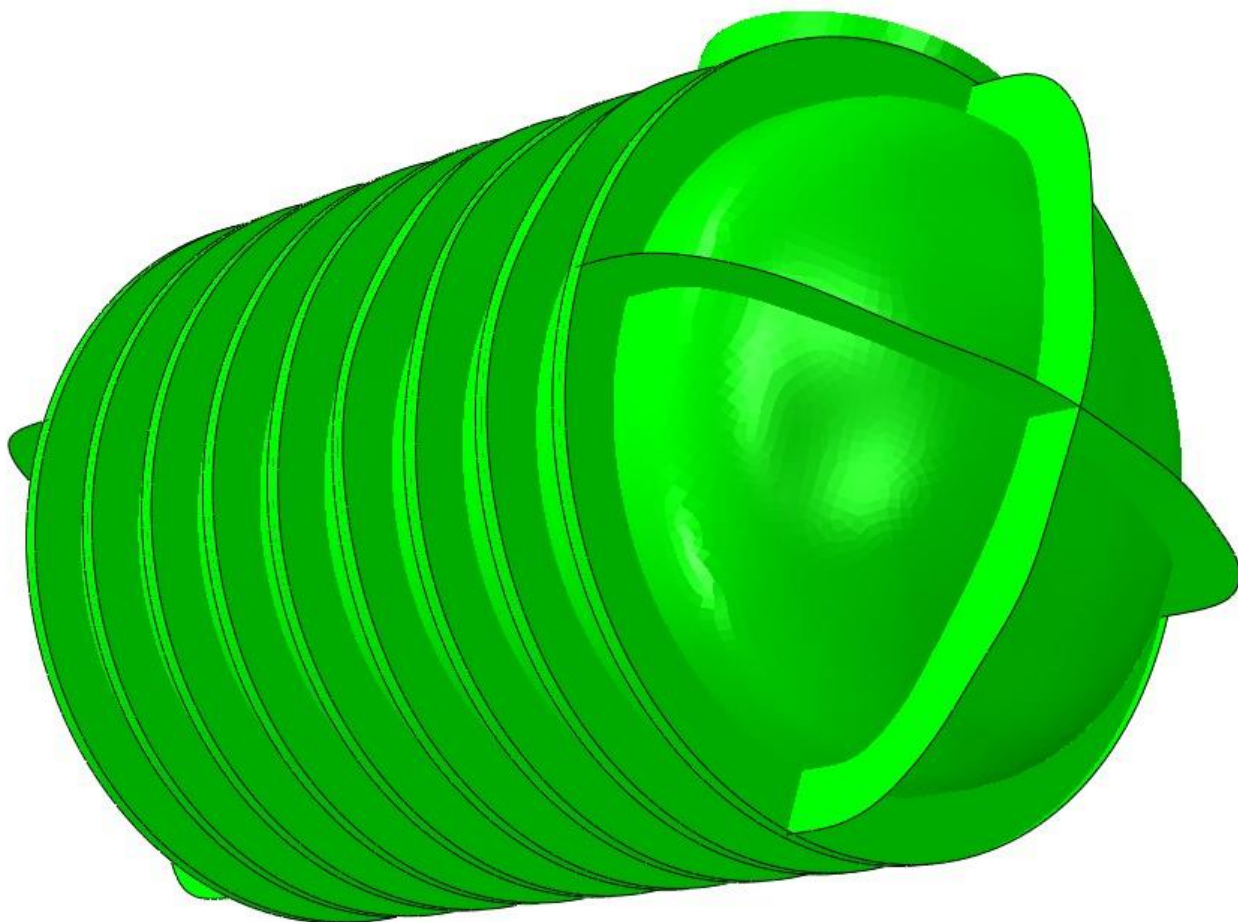
- Etablering av geometrisk modell basert på mesh-modell
- Elastisk knekkingsanalyse for å finne de elastiske naturlige egenmodene til tanken, ved knekking under hydrostatisk last.
- Implementering av imperfeksjoner i strukturmodellen, ved hjelp av å kombinere mønstre som tilsvarer de laveste egenmodene fra knekkingsanalysen
- Et sett med flere kollapsanalyser, der imperfeksjonsamplituden varieres

Den meshede modellen består av lineære (lineære interpolasjonspolynom) skallelementer. Hovedsakelig er firenoders elementer brukt, men trekantelementer er brukt noen steder, av geometriske årsaker. Størrelsen på elementene varierer stort sett mellom 15 mm x 15 mm og 25 mm x 25 mm, avhengig av forventninger ift spenningsgradienter (se Figur 1). Ingen sensitivitetsanalyse er gjennomført, men basert på erfaring med denne typen analyser, vurderes dette meshet å være tilstrekkelig for å finne kollapsstyrken til tanken.

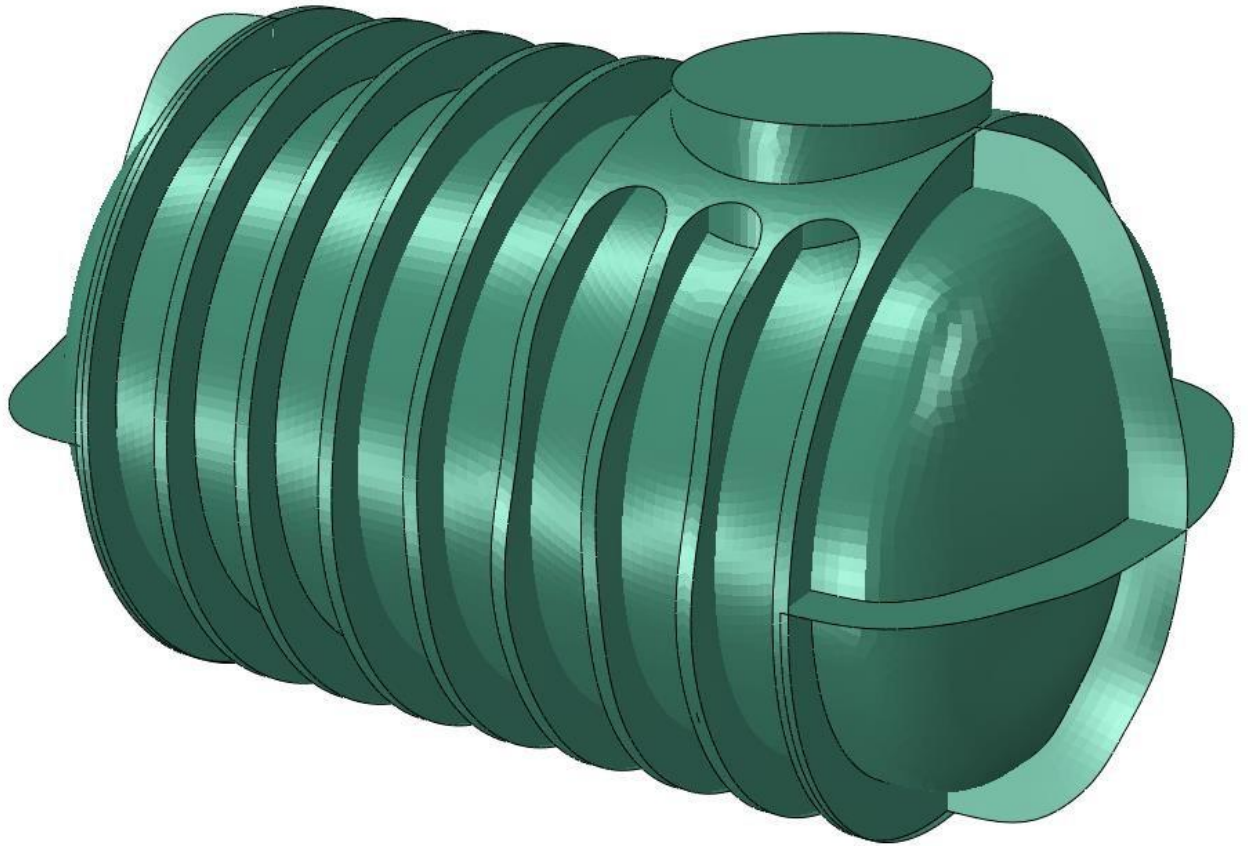


Figur 1: Mesh

Imperfeksjoner som er forsøkt vist i Figur 2 og Figur 3 tilsvarer en kombinasjon av de laveste elastiske egenmodene til de respektive delene av tanken. Et slikt harmonisk mønster vil mest sannsynlig være konservativt, da de representerer egenmoder ved knekking, og ikke nødvendigvis fabrikkasjonstoleranser eller deformasjoner som er oppstått i løpet av tankens levetid. 5 analyser er gjennomført, der en har implementert samme imperfeksjonsmønster med 5 forskjellige amplituder.

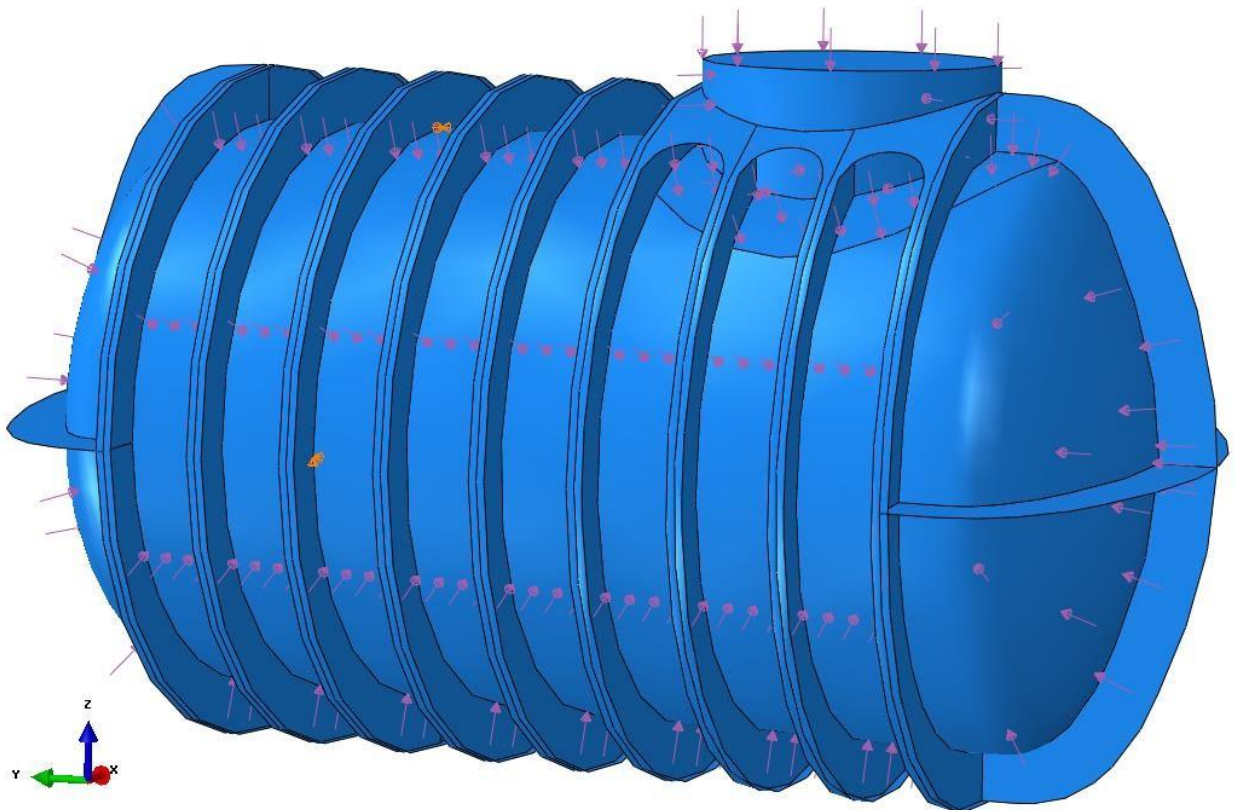


Figur 2: Imperfeksjoner i dom



Figur 3: Imperfeksjoner i stivere

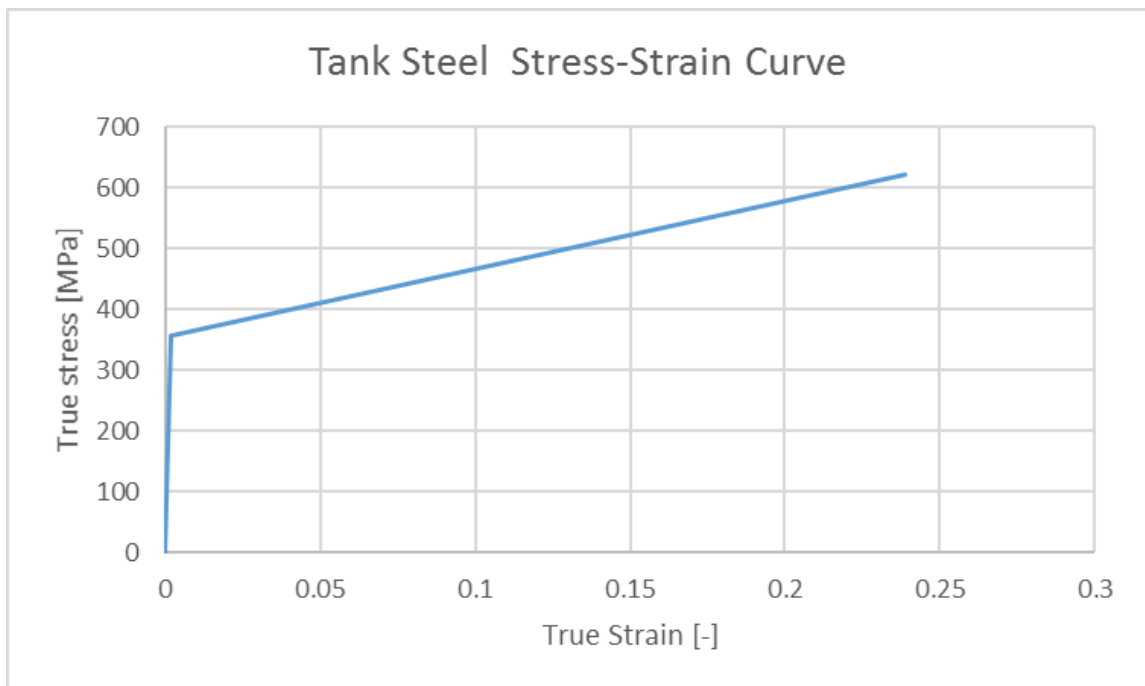
Som vist i Figur 4, er trykklast påført alle flater der en vil ha hydrostatisk trykk. Med andre ord, avgrensningen mellom områder av forskjellig innhold (væske/luft). Grensebetingelsene er nummerert i figuren, der 1 indikerer punktene der modellen er fastholdt i verikal retning og lengderetning, og 2 indikerer hvor modellen er fastholdt i translasjon i sideveisretning og lengderetning. Både punkt 1 og 2 har en tilsvarende grensebetingelse på motsatt side av tanken (i forhold til X-Z planet). Disse betingelsene



sikrer at modellen ikke får stivlegemebevegelser, men at det ikke introduserer signifikante reaksjonskrefter heller.

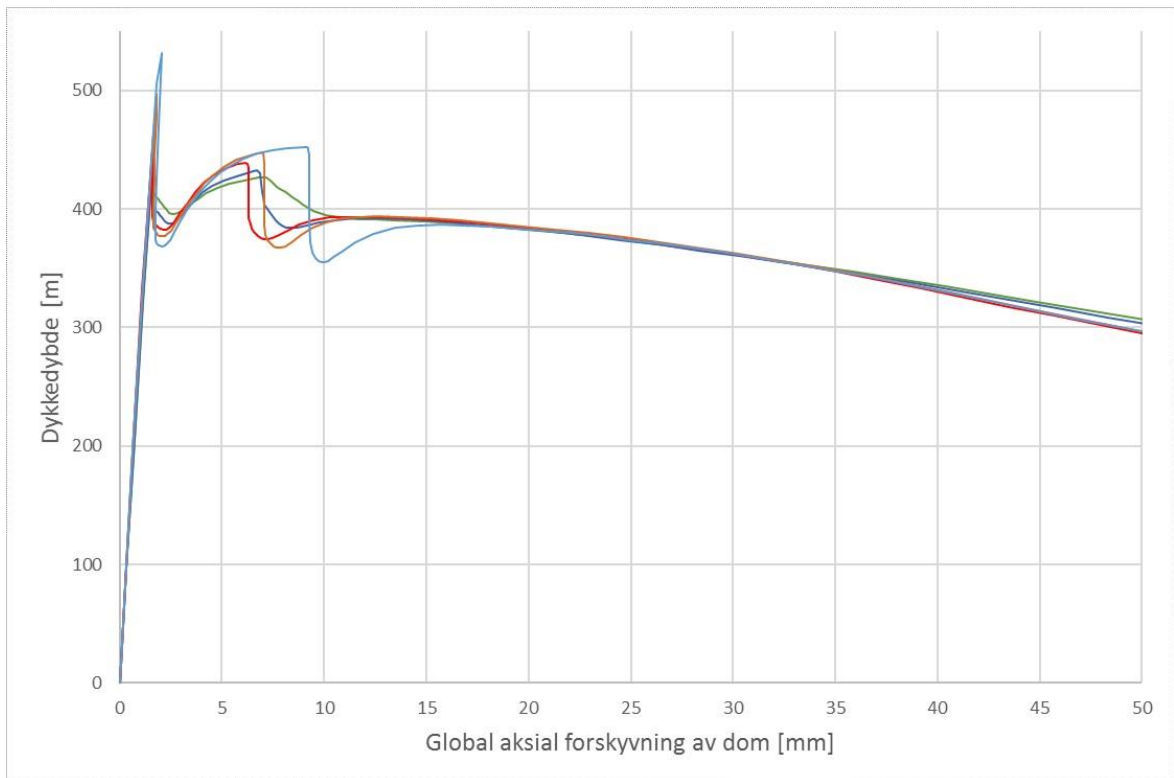
Figur 4: Trykklast og grensebetingelser

Figur 5 viser materialmodellen som er brukt i analysene.



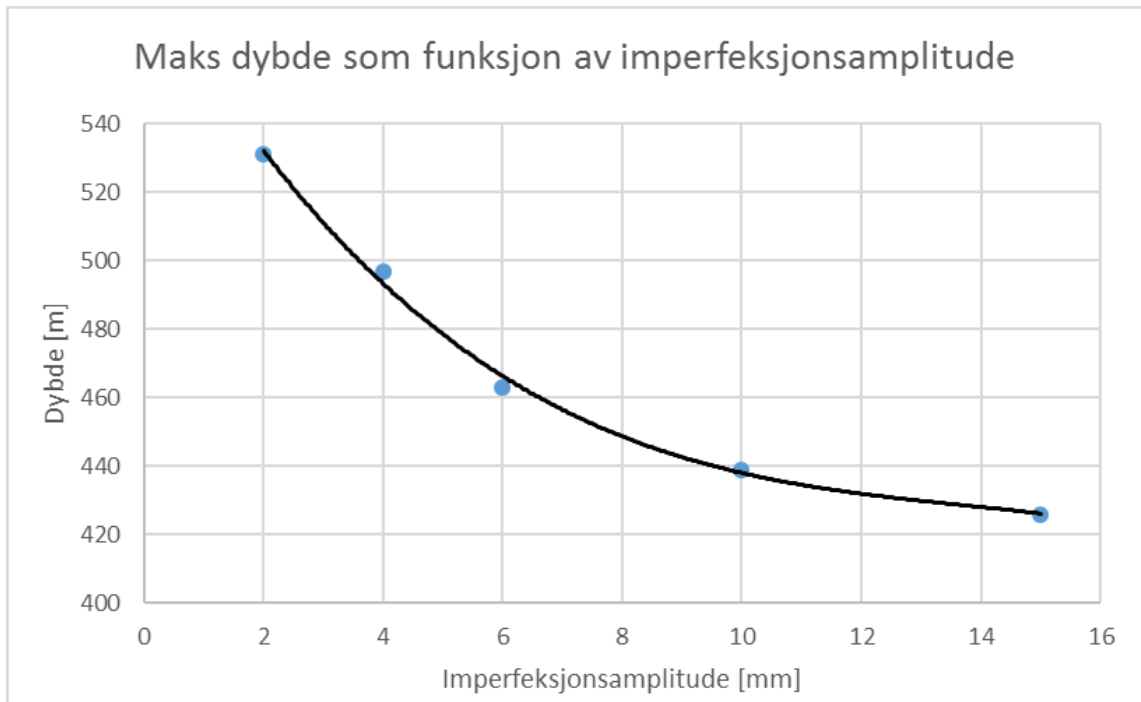
Figur 5: Materialmodell brukt i analysene

Resultatene er gjengitt som kurver der dykkedybde (eller væskesøyle) vises som funksjon av global aksial forskyvning av dom innover i tanken, da dette er slik tanken starter å kollapse når trykket øker. Resultatene for alle 5 analyser er vist i Figur 6. Merk at disse resultatene representerer likevektstilstanden til strukturen ved hvert punkt på kurvene, gitt aktuell last og forskyvning.

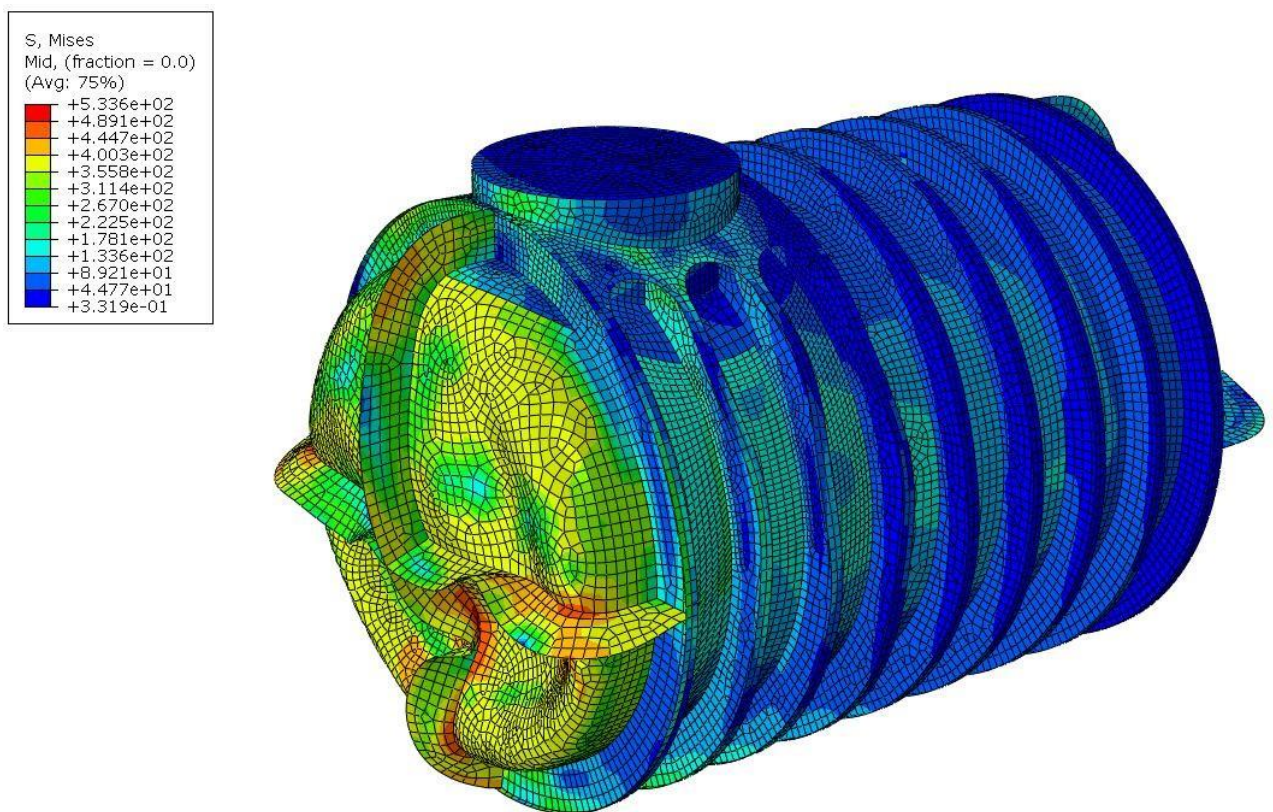


Figur 6: Resultater av kollapsanalyser

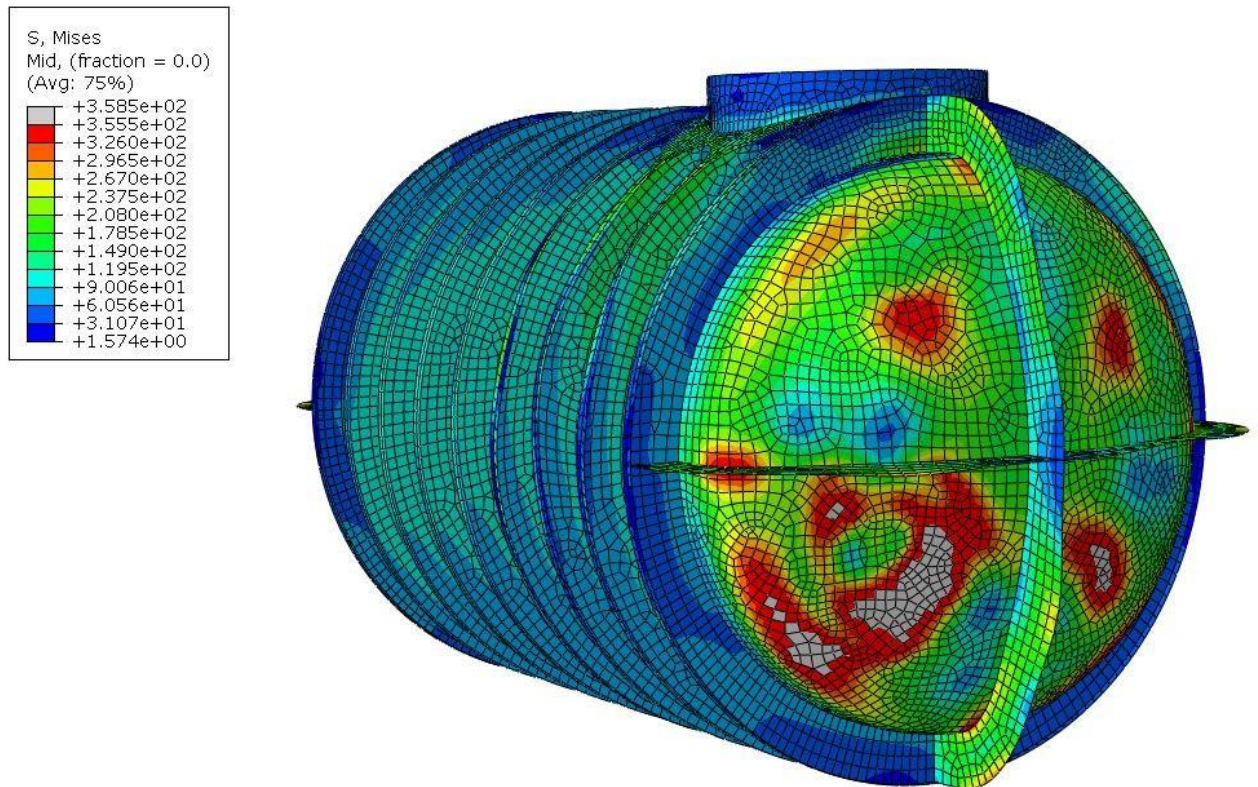
Figur 7 viser toppunktet på grafene i Figur 6 for hver analyse, hvilket tilsvarer de forskjellige imperfeksjonsamplitudene. Slik kan kollaps av tanken vises som en funksjon av imperfeksjonsamplituder. Skal en gi ett tall for kollapsstyrken til tanken, uten å vite toleransegrenser for imperfeksjoner i tanken, vil det være naturlig å velge et konservativt tall, altså 426 meter vannsøyle. Det tilsvarer da en imperfeksjon med 15 mm amplitude.



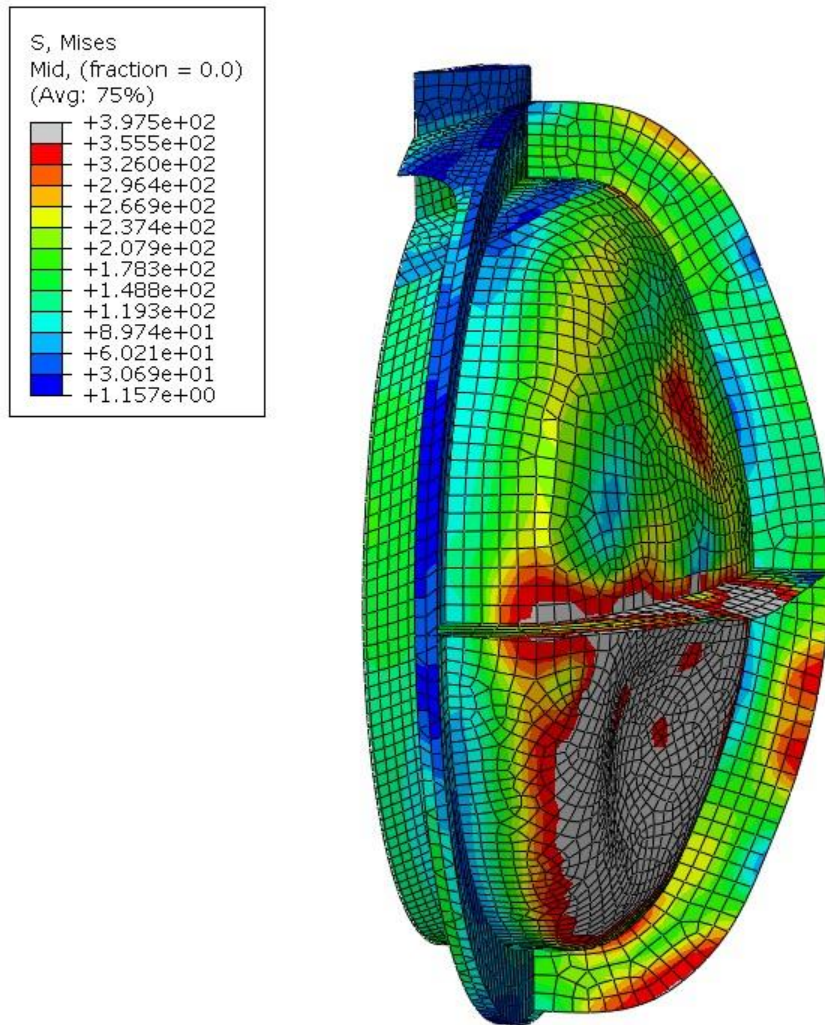
Figur 7: Maks vannsøyleddybde som funksjon av imperfeksjon



Figur 8: Membranspenningsnivå og deformasjonsmønster i post-kollaps sonen på kapasitetskurven.



Figur 9: Membranpenningens nivået i tanken på toppen av kapasitetskurven (426 meter)



Figur 10: Tank dom etter kollaps. Figuren viser strukturen ved det tidspunkt første knekkmode har stabilisert seg.

Konklusjonen som er mulig å dra fra disse analysene er at kapasiteten til tanken ligger et sted mellom

420 m og 530 m vannsøyle, avhengig av størrelsen på initiell imperfeksjon. Uten å vite hva toleranseaksept vil være, så er det mest nærliggende å si at strukturen har en kapasitet på 426 m vannsøyle, da dette tilsvarer en initiell harmonisk imperfeksjon på 15mm, hvilket vurderes å være konservativt.