



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2017 30 stp.
Fakultet for realfag og teknologi

Beregning av sylindriske skall og flenser, håndberegningsmetoder versus FEM

Calculation of Cylindrical Shells and Flanges, Hand
Calculation Methods versus FEM

Ole Andreas Nygaard
Maskin, prosess- og produktutvikling

BEREGNING AV SYLINDRISKE SKALL OG FLENSER

Håndberegningsmetoder versus FEM

av

Ole Andreas Nygaard



Mastergradsoppgave

Maskin, prosess- og produktutvikling

Fakultet for realfag og teknologi (RealTek)

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet



2017

FORORD

Dette er en masteroppgave skrevet ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet ved Fakultet for realfag og teknologi. Oppgaven er gjennomført i vårsemesteret 2017 med et omfang på 30 studiepoeng.

I maskinteknikken benyttes skallkonstruksjoner når tette forbindelser som blant annet sylindere, beholdere og rørdeler skal konstrueres. I moderne konstruksjon benyttes vanligvis elementmetoden (FEM) til å fastlegge spenningen i disse konstruksjonene. For å verifisere om FEM beregningene er fornuftige benyttes en eller annen håndberegningsmetode. Det er ønskelig å se hvordan håndberegningemetodene stemmer med FEM resultatene. Fakultet for realfag og teknologi ønsker å styrke fagkunnskapen innenfor dette fagområdet og har derfor initiert denne masteroppgaven.

Rapporten inneholder teorigrunnlaget for å beregne skallkonstruksjoner og talleksempel for å vise anvendelsen av teorien. Videre er det gjort sammenliknende analyser med elementmetodeprogrammet ANSYS® Workbench (ANSYS WB). Blant vedleggene ligger to veiledere (bruksanvisninger) som er utviklet for å gi leseren innføring i hvordan man kan modellere skallkonstruksjoner i dette FEM programmet.

Oppgaven er i grove trekk oppbygd som følger: Det innledes med å beskrive problemstillingen, angi begrensninger i oppgaven og redegjøre for terminologi. Deretter følger en generell beskrivelse av skall, materialer og årsaker til feil i disse. Videre blir modellering i ANSYS WB og erfaringene med dette programmet beskrevet før håndberegningene blir sammenliknet med ANSYS WB resultatene. Oppgaven avsluttes med en diskusjon som leder frem til en konklusjon for arbeidet.

Oppgaven kan benyttes som en veileder for interesserte som ønsker en innføring i hvordan sylindriske skall kan håndregnes og hvordan man kan gjøre elementmetodeanalyser av disse. Leseren bør ha grunnleggende kunnskaper på ingeniørnivå for å få fullt utbytte av beregninger og ANSYS WB analyser.

Jeg vil rette en stor takk til Lars Kallum hos bedriften EDR Medeso som har vært behjelpelig med utfordringer i forbindelse med analysering i ANSYS WB. En stor takk rettes også til Egil Stemsrud som var behjelpelig med tidligere ANSYS-analyser på skall. Hjelpen har vært verdifull.

Til slutt vil jeg rette en stor takk til førsteamanuensis og hovedveileder Geir Terjesen for enestående oppfølging, hjelp og støtte, et meget bra bidrag med litteratur, gode diskusjoner og initiering av en spennende masteroppgave.

Ås, 12. mai 2017

Ole Andreas Nygaard

SAMMENDRAG

Vanlige konstruksjonselementer i maskinteknikken er blant annet sylindriske beholdere og rørdeler, såkalte skallkonstruksjoner. I moderne konstruksjon benyttes vanligvis dataprogrammer basert på elementmetoden til å analysere slike konstruksjoner. For å verifisere resultater fra dataprogrammer benyttes vanligvis en eller annen håndberegningsmetode. Målet med denne oppgaven er å finne ut hvordan håndberegningsmetodene stemmer overens med resultater fra et slikt dataprogram. Videre skulle det foreslås hvordan man kan modellere skallkonstruksjoner i dataprogrammet. Fakultet for realfag og teknologi (RealTek) ved NMBU ønsket å styrke fagkunnskapen innenfor dette fagområdet og initierte derfor denne masteroppgaven.

Opgaven ble innledet med en litteraturstudie som omfattet skallkonstruksjoner generelt og teori for å beregne skallkonstruksjoner i maskinteknikken. For å gjøre elementanalyser ble det anerkjente elementmetodeprogrammet ANSYS® Workbench (ANSYS WB) benyttet. For å kunne modellere og analysere skallkonstruksjoner i ANSYS WB, måtte jeg studere utfyllende litteratur og også ha dialog med eksperter. Jeg har håndregnet og utført dataanalyser på to aktuelle eksempler: et tilfelle med en flenset trykktank og et tilfelle med en strekkbelastet flensforbindelse. Her har jeg også gjort sammenliknende analyser basert på håndberegninger og ANSYS WB beregninger.

De bøkene jeg har benyttet er *Maskindeler 2* av professor Åge Ø. Waløen [1] og *Thin Plates and Shells* av Eduard Ventsel og Theodor Krauthammer [2]. Bøkene er forholdsvis anerkjente. *Maskindeler 2* er av eldre litteratur (1976), mens *Thin Plates and Shells* er forholdsvis ny (2001). *Thin Plates and Shells* kan varmt anbefales siden den presenterer teori og anvendelser på en forklarende måte. *Maskindeler 2* presenterer skallkonstruksjoner greit, men det er begrenset med forklaringer, noe som kan gjøre temaet vanskelig å forstå. Det finnes nyere og annen litteratur på området, men det var begrenset hva det var tid til å undersøke. For å øke kunnskapsgrunnlaget i ANSYS WB ble boken *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14* av Huei-Huang Lee [3] benyttet. Boken presenterer ANSYS på en pedagogisk måte for både nybegynnere og viderekomne. Også samtaler med fagpersonell har stått sentralt [33].

Opgaven har kun tatt for seg sylindriske skall utsatt for indre trykk eller strekk og som er festet til flenser. Kun metalliske skall i stål er vurdert. Området ved innfestingen til flensen er ansett som kritisk og hovedfokuset har vært spenninger i dette området. For å dreie oppgaven i en praktisk retning er skallet og flensen i noen tilfeller modellert som sveist.

Det er forsøkt å benytte en metode der en kan lese av spenninger i ANSYS WB som kan brukes i utmattingsberegninger. Her er den anbefalte praksisen DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 [4] benyttet. Metoden med direkte avlesning av spenning i ANSYS WB er ikke vurdert i denne oppgaven fordi arbeidet ikke omfatter nok om dette.

Håndberegningsmetodene kan brukes til å verifisere resultater fra elementmetodeprogrammer med tilstrekkelig nøyaktighet, men eventuelle avvik må drøftes nøye. Det er laget to veiledere i ANSYS Workbench v. 17.2. En av veilederne går gjennom en aksesymmetrisk analyse med en 3D modell og den andre går gjennom en 2D analyse som representerer en aksesymmetrisk 3D modell. Begge veilederne er basert på den flensedede trykktanken presentert i oppgaven.

ABSTRACT

Common structural elements in mechanical engineering include cylindrical containers and pipe parts, so-called shell constructions. In modern engineering, computer programs based on the Finite Element Method are usually used to analyze such constructions. In order to verify results from computer programs, some hand calculation method is usually used. The aim of this thesis is to find out how hand calculation methods match the results from such a computer program. Furthermore, it should be suggested how to model shell constructions in the computer program. The Faculty of Science and Technology (RealTek) at NMBU wishes to strengthen the technical knowledge in this area and will therefore initiate this master thesis.

The thesis was initiated with a literature study that included shell constructions in general and theory for calculating shell structures in mechanical engineering. For the element analyzes, the well-known Finite Element Method program ANSYS® Workbench (ANSYS WB) was used. In order to model and analyze shell constructions in ANSYS WB, I had to study complementary literature and have dialogue with experts. I have done hand calculations and performed data analyzes on two relevant examples: a case with a flanged pressure tank and a case with a tensile loaded flange connection. Here I have also done comparative analyzes based on hand calculations and ANSYS WB calculations.

The books I have used are *Maskindeler 2* by Professor Åge Ø. Waløen [1] and *Thin Plates and Shells* by Eduard Ventsel and Theodor Krauthammer [2]. The books are relatively well-known. *Maskindeler 2* is of older literature (1976), while *Thin Plates and Shells* is relatively new (2001). *Thin Plates and Shells* is highly recommended since it presents theory and applications in an explanatory way. *Maskindeler 2* presents shell constructions in an okay manner, but there are limited explanations, which can make the topic difficult to understand. There are newer and other literature in the area, but it was limited with time to investigate further. In order to increase the knowledge in ANSYS WB, the book *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14* by Huei-Huang Lee [3] was used. The book presents ANSYS in an educational way for both beginners and more skilled. Conversations with professionals have also been central [33].

The thesis has only evaluated cylindrical shells exposed to internal pressure or tension and which is attached to flanges. Only metal shells in steel are considered. The area around the attachment of the shell to the flange is considered as critical and the main focus has been stresses in this area. In order to turn the task into a practical direction, the shell and flange are in some cases modelled as welded.

An attempt has been made to use a method where one could read out stresses in ANSYS WB for fatigue assessments. Here, the recommended practice DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 [4] is used. The method of direct readout of stresses in ANSYS WB is not considered in this task because the work does not include enough about this method.

The hand calculation methods can be used to verify results from Finite Element Method programs with sufficient accuracy, but any deviations must be evaluated carefully. Two guides are made with ANSYS Workbench v. 17.2. One of the guides goes through an axisymmetric analysis with a 3D model and the other one goes through a 2D analysis that represents an axisymmetric 3D model. Both guides are based upon the flanged connection in the pressure vessel presented in this thesis.

INNHold

1. INNLEDNING	1
1.1. Bakgrunn	1
1.2. Problemstillinger	1
1.3. Målsettinger og begrensninger	1
1.3.1. Hovedmål	1
1.3.2. Delmål	1
1.3.3. Begrensninger.....	2
1.4. Fremdriftsplan	2
1.5. Kvalitetssikring.....	2
1.5.1. Kvalitetssikring av rapport	2
1.5.2. Kvalitetssikring av produkt	2
1.6. Løsningsverktøy	2
1.7. Symboler.....	3
1.8. Forkortelser.....	5
1.9. Retninger – sylinderskall og deformasjoner.....	6
1.10. Terminologi og forklaringer	6
1.10.1. Andre forklaringer	7
2. BESKRIVELSER.....	9
2.1. Kravspesifikasjon	9
2.2. Generelt om skallkonstruksjoner	9
2.2.1. Stabilitet (knekking) i skall	10
2.2.2. Standarder/koder, forskrifter og anbefalt praksis.....	11
2.3. Sylinderskall og relaterte emner	11
2.3.1. Sylindriske skall og flenser i maskinteknikken.....	11
2.3.2. Materialer	12
2.3.3. Flyte- og bruddhypoteser	13
2.3.4. Årsaker til feil.....	14
3. HÅNDBEREGNINGSMETODER.....	15
3.1. Definisjon av begrepene skall og middelflate	15
3.2. Skallteori – tynne skall	16
3.3. Snittstørrelser og deformasjon i et plant element	17
3.4. Membrantilstand og bøyetilstand	21
3.5. Membrantilstand i sylinderskall	22

3.6.	Bøyetilstand i sylinderskall	24
3.7.	Spenninger som følge av bøyemoment og skjærkraft	29
4.	BEREGNINGSEKSEMPLER	31
4.1.	Trykkbeholder med flenser.....	31
4.1.1.	Beregning med DNVGL-RP-C203	36
4.2.	Flensforbindelse.....	37
5.	FEA MED ANSYS® WORKBENCH	45
5.1.	ANSYS Workbench	45
5.2.	Feilkilder i FEA	45
5.2.1.	Singulariteter	46
5.2.2.	Elementstørrelse og elementnett (mesh)	47
5.2.3.	Grensebetingelser (opplagringer og belastninger)	49
5.2.4.	Feilmeldinger og advarsler.....	49
5.3.	Elementvalg	49
5.3.1.	2D elementer	49
5.3.2.	3D elementer	50
5.3.3.	Heksaeder-mesh versus tetraeder-mesh	51
5.4.	Aksesymmetrisk modellering.....	51
5.4.1.	2D aksesymmetri.....	52
5.4.2.	3D syklisk symmetri.....	52
5.5.	Analyseinnstillinger.....	52
6.	ERFARINGER FRA ANSYS.....	53
6.1.	Elementtyper og egenskaper.....	53
6.1.1.	Vurdering av skallelementer og solidelement.....	53
6.1.2.	Sammenkobling av solidelementer og skallelementer	55
6.1.3.	Deformasjonsforløp.....	60
6.2.	Valg av elementtype for analyse	61
6.3.	Praktisk modellering.....	61
6.3.1.	Avlesning av spenninger ved sveisegeometrier i sylinderskall.....	62
6.4.	Mesh metode – 3D.....	63
6.5.	Elementstørrelse	64
6.6.	2D aksesymmetri versus 3D syklisk symmetri.....	64
6.7.	Andre erfaringer	64
6.7.1.	Syklisk symmetri.....	64
6.7.2.	Grensebetingelser – opplagring.....	64

6.7.3. Aksiell lastpåføring i middelplanet	66
7. ANALYSE OG SAMMENLIKNING AV RESULTATER.....	67
7.1. Sylinderskall og flens uten sveis – sammenlikning 1	67
7.2. Sylinderskall og flens med og uten sveis – sammenlikning 2	70
7.3. Sylinderskall og flens uten sveis – sammenlikning 3	73
7.4. Sylinderskall og flens med og uten sveis – sammenlikning 4	76
8. DISKUSJON	79
9. KONKLUSJON, ANBEFALINGER OG VIDERE ARBEID	83
9.1. Anbefalinger	83
9.2. Videre arbeid	84
10. LITTERATURREFERANSER.....	85
10.1. Litteratur	85
10.2. Bilder.....	86
10.3. Personlige meddelelser	87
11. VEDLEGG.....	89
Vedlegg A – Refleksjonsnotat.....	91
Vedlegg B – Fremdriftsplan.....	93
Vedlegg C – Kommentar til veiledere.....	95
Vedlegg D – Veileder, 3D aksesymmetrisk analyse av flenset forbindelse.....	97
Vedlegg E – Veileder, 2D aksesymmetrisk analyse av flenset forbindelse.....	115
Vedlegg F – Utdrag fra DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 (side 50-51).....	131
Vedlegg G – Utdrag fra DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 (side 193-196).	135
Vedlegg H – Digitalt vedlegg (ANSYS-modeller/analyser og Excel-ark).....	141

1. INNLEDNING

1.1. Bakgrunn

I maskinteknikken benyttes ofte skallkonstruksjoner når blant annet sylindriske beholdere og rørdeler skal konstrueres. I moderne konstruksjon benyttes vanligvis dataprogrammer basert på «Finite Element Method» (FEM) til å analysere slike konstruksjoner. For å verifisere om FEM beregningene er fornuftige kan dette blant annet undersøkes med en eller annen håndberegningss metode. Det er ønskelig å vurdere hvordan eventuelle håndberegningss metoder stemmer overens med FEM resultatene. I forhold til bjelker og bjelkeberegninger som er kjente elementer fra fasthetslæren, bygger skall og skallberegninger delvis på andre beregningss modeller og antakelser. Fakultet for realfag og teknologi (RealTek) ved NMBU ønsker å styrke fagkunnskapen innenfor dette området og vil derfor initiere denne masteroppgaven. Av tidligere arbeid relatert til sammenlikning av håndberegninger og FEM-beregninger av nevnte konstruksjoner er det funnet noe materiale, men begrenset. Blant annet kan det nevnes en masteroppgave fra NTNU som omhandler betongskall og sammenlikning mot håndberegninger basert på skallteori [5].

1.2. Problemstillinger

Det skal utføres en litteraturstudie hvor man skal finne anvendelige håndberegningss metoder for sylindriske skallkonstruksjoner som omfatter sylinderskall og flenser. Man skal også utlede håndberegningss metodene for å belyse teorien som ligger bak. Videre skal det legges frem eksempler som viser bruken av håndberegningene, drøfte disse håndberegningene opp mot FEM-analyser og vurdere om de kan benyttes til verifikasjon. Det skal også foreslås analysemetoder i ANSYS Workbench. Rapporten skal ha en pedagogisk vinkling slik at andre interessenter som for eksempel studenter og ingeniører kan ha glede av rapporten.

1.3. Målsettinger og begrensninger

1.3.1. Hovedmål

Håndberegningss metoder for sylinderskall og flenser skal vurderes opp mot FEM analyser i ANSYS Workbench. Det skal foreslås hvordan håndberegninger kan brukes til å verifisere FEM-analyser.

1.3.2. Delmål

1. Finne aktuelle håndberegningss metoder med en litteraturstudie av skallkonstruksjoner.
2. Velge aktuelle beregningss eksempler.
3. Gjøre beregninger og lage eksempler.
4. Vurdere metoder for modellering i ANSYS.
5. Sammenlikne håndberegninger og FEM-beregninger.
6. Legge frem resultater.
7. Komme med konklusjoner og anbefalinger.

1.3.3. Begrensninger

Fagområdet som omfatter skallkonstruksjoner av sylinderskall (rør) og flenser er relativt stort. Samtidig er det en begrenset tidsramme i prosjektet. Derfor vil det bli gjort følgende begrensninger:

- Kun sylinderskall utsatt for indre trykk og/eller strekk vil bli vurdert.
- Sylinderskallene har konstant tykkelse.
- Temperatureffekter på skallkonstruksjoner utelates.
- Det vil ikke bli gjort noen praktisk testing av resultater.
- Kun metalliske skall vurderes.
- Selv om det finnes egne programmer for beregning av pipingsystemer og liknende konstruksjoner, for eksempel Caesar II[®] fra Intergraph er ikke slike programmer vurdert i forhold til denne oppgaven.
- Bruker kun ANSYS.
- Stabilitetsberegninger av skallkonstruksjoner utelates.

1.4. Fremdriftsplan

For å planlegge ressursbruken innenfor tidsrammen i starten av prosjektet ble det laget en fremdriftsplan basert på delmålene under delkapittel 1.3.2. Fremdriftsplanen er med i Vedlegg B. Usikkerheten tilknyttet varigheten av FEM-beregningene gjorde at det ble lagt inn en del ressurser til dette og samtidig en tidlig dato for ferdigstilling som en buffer for overskridelser.

1.5. Kvalitetssikring

1.5.1. Kvalitetssikring av rapport

Rapporten er gjennomgått og språkvasket av undertegnede. Tabellnummerering, referanser, figurnummerering, formelnummerering og sidetall er dobbeltsjekket. Disposisjonsmalen fra veileder skal benyttes med forbehold om noen endringer for tilpasning til oppgavetypen. Alle utregninger er kontrollert to ganger etter innføring. Det er dobbeltkontrollert at alle symboler er kommet med i symbollisten.

1.5.2. Kvalitetssikring av produkt

Det er brukt litteratur fra anerkjente forfattere. Litteraturvalgene er drøftet med veileder. Kravspesifikasjon (kapittel 2.1) er drøftet med veileder gjennom veiledningsmøter. Metoder for FEM-analyser er vurdert med eksperthjelp i etterkant for å søke etter eventuelle feil og svakheter.

1.6. Løsningsverktøy

Som løsningsverktøy i oppgaven er det benyttet følgende programvare:

FEM- analyser: ANSYS[®] v. 17.2

Bildebehandling: Paint

Dokument: Microsoft Word 2016

Tabeller og grafer: Microsoft Excel 2016

CAD: SolidWorks 2016 x64 Edition

1.7. Symboler

Tabell 1-1: Symbolliste.

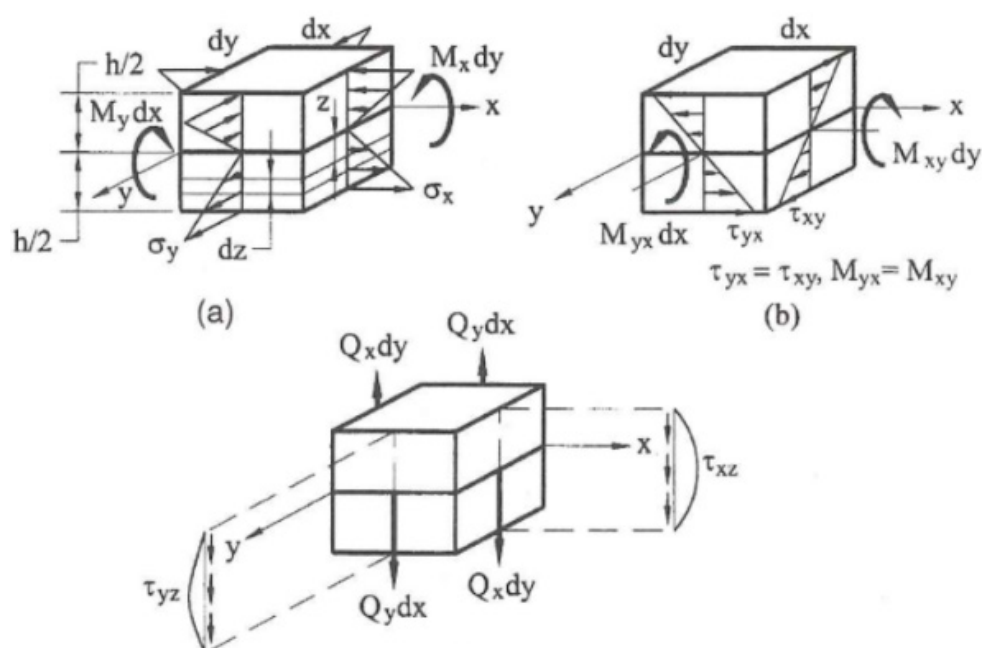
Symbol	Forklaring	Enhet
σ_1	Største hovedspenning	MPa
σ_2	Minste hovedspenning	MPa
σ_x	Normalspenning i x-retning.	MPa
σ_y	Normalspenning i y-retning.	MPa
σ_t	Tangentialspenning.	MPa
τ_{xy}	Skjærspenning i plan normalt på x-akse i y-retning.	MPa
τ_{yx}	Skjærspenning i plan normalt på y-akse i x-retning.	MPa
τ_{xz}	Skjærspenning i plan normalt på x-akse i z-retning.	MPa
τ_{yz}	Skjærspenning i plan normalt på y-akse i z-retning.	MPa
γ_{xy}	Skjærvinkel i xy-plan.	rad
γ_1, γ_2	Skjærvinkel 1, skjærvinkel 2.	rad
γ_{xy0}	Skjærvinkel i middelflaten i xy-plan.	rad
G	Skjærmodul.	MPa
h	Skalltykkelse.	mm
r	Middelradius (radius til middelflate).	mm
r_i	Indre radius.	mm
r_y	Ytre radius.	mm
u	Deformasjon i x-retning.	mm
v	Deformasjon i y-retning.	mm
w	Radiell deformasjon. OBS: betyr deformasjon i z-retning i kapittel 3.3.	mm
α	Vinkel i xz-plan.	rad
β	Vinkel i yz-plan.	rad
ρ_x	Middelflatens krumningsradius i xz-plan.	mm
ε_{0x}	Tøyning av middellinje i x-retning.	-
ε_{0y}	Tøyning av middellinje i y-retning.	-
ε_{0t}	Tøyning av middellinje i tangentiell retning.	-
ε_x	Tøyning i x-retning.	-
ε_y	Tøyning i y-retning.	-
ε_t	Tangentiell tøyning.	-
z	Avstand fra middelflate i z-retning.	mm
E	E-modul.	MPa
ν	Poissons tall.	-
N_x	Normalkraft per enhetslengde i x-retning.	N/mm
N_y	Normalkraft per enhetslengde i y-retning.	N/mm
M_x	Bøyemoment per enhetslengde i planet normalt på x-aksen.	N·mm/mm
M_y	Bøyemoment per enhetslengde i planet normalt på y-aksen.	N·mm/mm

Tabell 1-1 fortsetter: Symbolliste.

Symbol	Forklaring	Enhet
D	Platestivhet.	$\text{N}\cdot\text{mm}$
N_{xy}	Skjærkraft per enhetslengde i y-retning i plan normalt på x-akse.	N/mm
N_{yx}	Skjærkraft per enhetslengde i x-retning i plan normalt på y-akse.	N/mm
M_{xy}	Vrimoment normalt på y-akse per enhetslengde i plan normalt på x-akse.	$\text{N}\cdot\text{mm}/\text{mm}$
M_{yx}	Vrimoment normalt på x-akse per enhetslengde i plan normalt på y-akse.	$\text{N}\cdot\text{mm}/\text{mm}$
p	Trykk.	MPa
p_i	Indre trykk.	MPa
F_x	Kraft i x-retning.	N
π	Pi.	-
F_r	Kraft i radiell retning.	N
b	Aksiell enhetslengde av sylinderskall.	mm
M_t	Tangentialmoment per enhetslengde i aksiell retning.	$\text{N}\cdot\text{mm}/\text{mm}$
Q	Skjærkraft i radiell retning per enhetslengde av middelflaten i tangentiell retning.	N/mm
A	Integrasjonskonstant	mm
B	Integrasjonskonstant	mm
Q_0	Skjærkraft i radiell retning per enhetslengde av middelflaten i tangentiell retning ved $x = 0$.	N/mm
Q_x	Skjærkraft normalt på middelflate i plan normalt på x-akse.	N/mm
Q_y	Skjærkraft normalt på middelflate i plan normalt på y-akse.	N/mm
Q_{tot}	Total skjærkraft.	N
M_0	Bøyemoment per enhetslengde av middelflaten i tangentiell retning ved $x = 0$.	$\text{N}\cdot\text{mm}/\text{mm}$
M	Bøyemoment per enhetslengde av middelflaten i tangentiell retning.	$\text{N}\cdot\text{mm}/\text{mm}$
N_t	Normalkraft i tangentiell retning per enhetslengde av middelflaten i aksiell retning.	N/mm
L	Aksiell lengde av sylinderskall	mm
n	Geometrisk parameter	mm^{-1}
s^*	Dempningslengde	mm
w^*	Utbøying ved dempningslengde	mm
w_0	Radiell deformasjon ved $x = 0$	mm
l	Lengde av middellinje i tangentiell retning	mm
M_{tot}	Totalt bøyemoment.	$\text{N}\cdot\text{mm}$
W	Motstandsmoment	mm^3
σ_b	Ytterste bøyespenning	MPa
w_m	Radiell membrandeformasjon	mm
w_b	Radiell deformasjon av skall ved $x = 0$ for bøyetilstand	mm

Tabell 1-1 fortsetter: Symbolliste.

Symbol	Forklaring	Enhet
τ	Skjærspenning som følge av radiell skjærkraft	MPa
τ_{maks}	Maks opptredende skjærspenning som følge av radiell skjærkraft.	MPa
B	Flenstykkelser (radiell retning)	mm
H	Flensbredde (aksiell retning)	mm
σ_{xm}	Membranspenning i aksiell retning (x-retning)	MPa
σ_{tm}	Membranspenning i tangentiell retning (ringretning)	MPa
w_{flens}	Radiell deformasjon av flens	mm
t	Skalltykkelse i beregninger etter DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016	mm
A_r	Tverrsnittsareal av ringstiver	mm ²
β_{SCF}	Faktor i formel for spenningskonsentrasjon	-
α_{SCF}	Faktor i formel for spenningskonsentrasjon	-
SCF	Spenningskonsentrasjonsfaktor	-



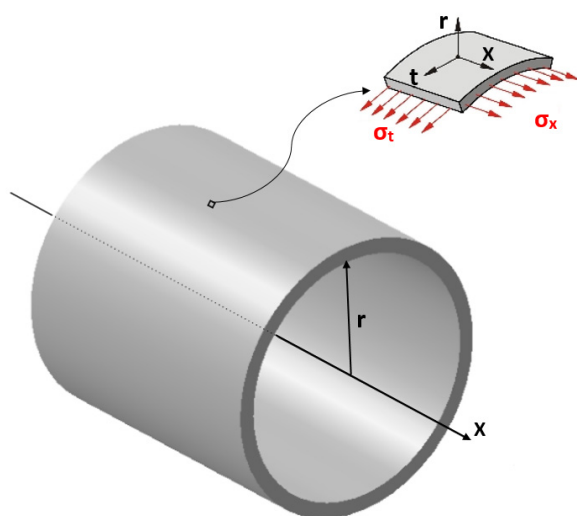
Figur 1-1: Hjelpesfigurer for symboler og indekser – snittkrefter på et plant skallelement [2].

1.8. Forkortelser

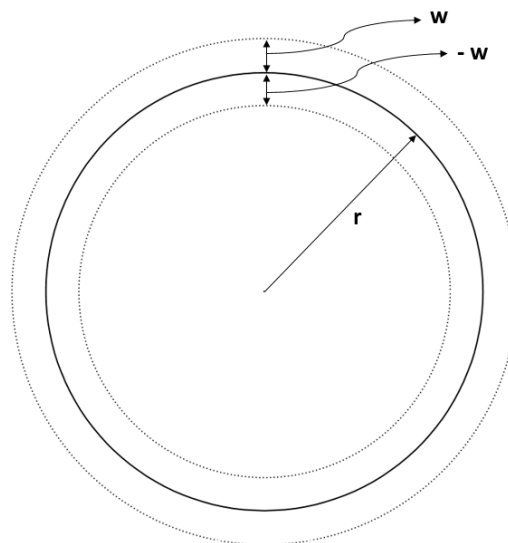
Tabell 1-2: Forkortelser.

Begrep/forkortelse	Betydning
APDL	ANSYS Parametric Design Language. Et programmeringsspråk i ANSYS.
ASME	American Society of Mechanical Engineers. Ingeniørfelleskap, standardorganisasjon, forsknings- og utviklingsorganisasjon, lobbyorganisasjon, gir utdanning og trening etc. En « nonprofit organization ».

1.9. Retninger – sylinderskall og deformasjoner



Figur 1-2: Retninger og retninger på spenninger i denne oppgaven: x – aksial retning, r – radiell retning, t – tangentiell retning (ringretning), σ_t – tangentiell spenning og σ_x – aksial spenning. x -aksen refereres også til som sentralaksen.



Figur 1-3: Radiell deformasjon w , negativ og positiv som på figuren.

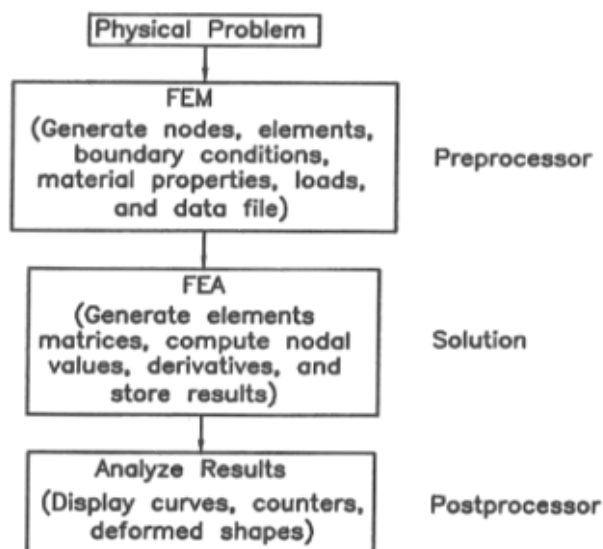
1.10. Terminologi og forklaringer

FEM, FEA og forskjeller:

FEM «Finite Element Method» er en numerisk teknikk for å løse grenseverdi problemer [6].

FEA «Finite Element Analysis» er implementeringen av FEM for å løse et spesifikt problem. FEA involverer en datamodell av et objekt som er belastet og analysert for å finne spesifikke resultater.

Figuren nedenfor beskriver FEA gjennom ANSYS:



Figur 1-4: FEA gjennom ANSYS [6].

1.10.1. Andre forklaringer

Mesh oversatt til norsk kan bety elementnett, altså et nettverk av noder og elementer. I denne oppgaven er det valgt å bruke begrepet «mesh» fordi det virker som at det er dette begrepet som brukes på fagspråket. Selv om ordet ikke er norsk er det ansett som noe tungvint å bruke den norske oversettelsen. Derfor brukes ordet direkte i teksten. Å *meshe* betyr dermed å danne et elementnett.

Solidelement er jevnførende med «Solid element» (eng.) og kan forstås som tredimensjonale elementer som inneholder et volum (volumelementer).

2. BESKRIVELSER

2.1. Kravspesifikasjon

Følgende krav er stilt til selve oppgaven:

- Hovedfokuset i oppgaven skal være sylindriske skall (sylinderskallrør) og flenser.
- Stabilitet i skall bør nevnes i oppgaven.
- Det skal lages eksempler som viser bruken av håndberegninger.
- Det som er nødvendig fra annen litteratur skal legges til for å lage en oppdatert masteroppgave.

Kravene er utarbeidet i samarbeid med RealTek ved NMBU på grunnlag av ønsket om å øke kunnskapen innenfor området.

2.2. Generelt om skallkonstruksjoner

Tynne skall som strukturelle elementer utgjør en viktig del av flere ingeniørrelaterte fagområder. Spesielt innenfor byggteknikk, maskinteknikk, arkitektur, luftfart og marin teknikk. Eksempler på skallstrukturer innenfor byggteknikken er store takspenn, tank og silo-konstruksjoner, overbygg til atomreaktorer og betongkupler. I maskinteknikken er skallkonstruksjoner blant annet benyttet i pipingsystemer, turbinblader og trykktanker. Fly, missiler, raketter, skip og ubåter er eksempler på bruk av skall i luftfart og marin teknikk. Et fagfelt som også relaterer seg til skall og skallteorier er for eksempel biomekanikken, siden skall finnes i varierende biologiske former i naturen [2].

Den brede anvendelsen av skall kjennetegnes ifølge [2] ved fordeler som blant annet :

- Gode lastbærende egenskaper.
- Høyt styrke : vekt forhold. Dette kriteriet kan i mange tilfeller brukes for å vurdere hvor optimal strukturen er.
- Høy stivhet.
- Evne til å inneholde plass/volum.

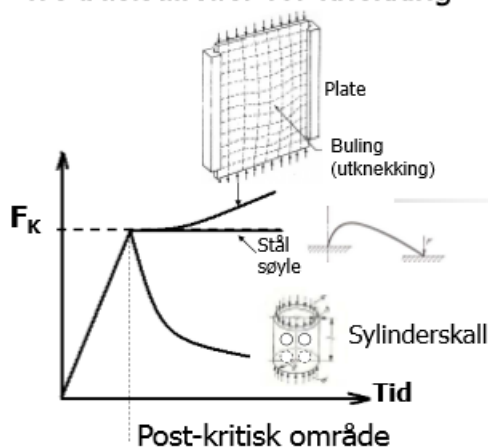
Historisk sett er A.E.H Love kjent for å være den første til å presentere en suksessfull tilnærmet skallteori basert på klassisk lineærelastisk teori (1892). Teorien bygget på Kirchhoffs hypoteser for platebøying, og er gjerne kalt Kirchhoff-Love skallteori. Plateteori, som er beslektet med skallteori har røtter tilbake til 1776 der L. Euler undersøkte frie vibrasjoner i platesystemer. Grunnlaget for Kirchhoffs plateteori ble utgitt i et verk i 1850. Det ovennevnte er et grovt historisk overblikk på de tidligste kjente teoriene for plater og skall. Ellers var overgangen fra 1800 til 1900 tallet utrolig viktig for utvikling av plateteorier da skipsbyggingen gradvis gikk over fra tre til stål som konstruksjonsmateriale [2].

2.2.1. Stabilitet (knekking) i skall

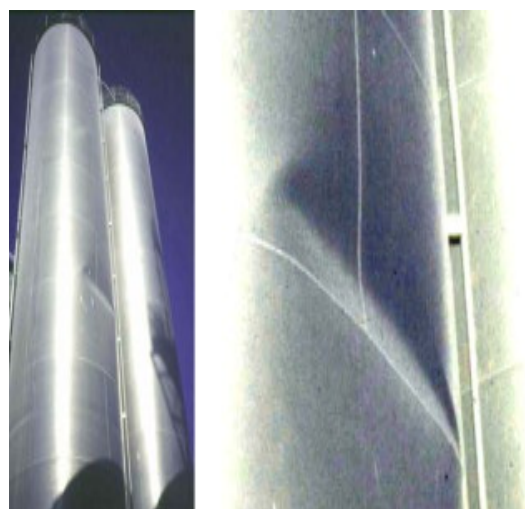
I denne oppgaven er det ingen eksempler eller beregningstilfeller der knekking av skall vil være kritisk siden materialet er strekkbelastet. Allikevel er stabilitet i skallkonstruksjoner såpass viktig og kritisk at det nevnes kort i dette delkapittelet.

Både global (for eksempel Euler-knekking) og lokal knekking kan være kritisk, men videre nevnes lokal knekking. Lokal knekking kan beskrives som lokal ustabilitet der skallkonstruksjonen svikter før materialets trykkstyrke nås [7]. Lokal knekking kan oppstå i skall som er utsatt for blant annet ytre trykk, trykkrefter, skjærkrefter, momenter eller kombinasjoner av disse [8]. Knekking i skallkonstruksjoner kan være katastrofalt for eksempel ved «snap-through buckling» der konstruksjonen hopper fra en stabil til en ustabil tilstand [2]. Hvis den postkritiske oppførselen (oppførselen etter at kritisk belastning er nådd) til konstruksjonen er slik at den bryter fort sammen uten forvarsel, kan dette være livsfarlig og katastrofalt.

Tre basistilfeller for knekking



Figur 2-1: [9].



Figur 2-2: Lokal knekking på siloer (sylinderskall) [10].



Figur 2-3: Lokal knekking av sylinderskall i testbenk [11].



Figur 2-4: Global knekking av vindmølletårn som kan ha startet med lokal knekking og videre en rask kollaps av strukturen [12].

2.2.2. Standarder/koder, forskrifter og anbefalt praksis

Det finnes flere standarder som omfatter skallkonstruksjoner i stål, noen av disse er

- NS-EN 1993-1-6:2007+NA:2009 (Eurokode 3)
- NORSOK STANDARD N-004 (Design of steel structures)

Av anbefalt praksis («Recommended Practice») nevnes

- DNV-RP-C202 – Buckling Strength of Shells
- DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 – Fatigue Design of Steel Structures

Denne praksisen omhandler ikke direkte skallkonstruksjoner, men inneholder noe om sveiste skallkonstruksjoner og spenningskonsentrasjonsfaktorer. Deler av denne anbefalte praksisen er benyttet i denne oppgaven.

Når det gjelder standarder/koder for trykkpåkjent utstyr som er relevant i forhold til oppgaven med tanke på trykkpåkjente tanker og flensforbindelser, nevnes noen relevante blant flere:

- EN 13445 (Ikke-fyrte trykkbeholdere)
- EN 13480 (Industriell piping)
- ASME BPVC (Boiler and Pressure Vessel Code)
- ASME B31 (Pressure Piping Systems)

Innenfor nærmest alle land og områder gjelder ulike lover og forskrifter på ulike områder. Begrenset til hva som gjelder i Norge og relatert til trykkpåkjent utstyr er det verdt å nevne blant annet:

- Forskrift om trykkpåkjent utstyr (FOR-1999-06-09-721) er en norsk forskrift som bygger på europeiske direktiver og er et resultat av EØS [13]. Forskriften omfatter blant annet bestemmelser, samsvarsvurdering, krav, omsetting og merking. Det er også verdt å nevne at forskriften ikke gjelder skip, raketter, luftfartøyer eller mobile enheter til havs.

2.3. Sylinderskall og relaterte emner

Det er flere viktige emner som relaterer seg til sylinderskall som strukturelementer i maskinteknikken.

2.3.1. Sylindriske skall og flenser i maskinteknikken

Sylindriske skall som strukturelementer i maskinteknikken er svært vanlig. Dette skyldes blant annet at strukturformen i seg selv er optimal i mange tilfeller. Formen er lett å tilvirke for eksempel ved å valse platedeler, noe som er relativt enkelt sammenliknet med andre fabrikkasjonsmetoder [2]. Det samme gjelder valsing/forming av stål eller andre metaller til sirkulære rør.

Innenfor piping (transport av væsker og gasser i rør) benyttes nesten utelukkende sylindriske rør blant annet fordi sirkulære rør er gunstig med tanke på høye trykk, friksjonstap ved transport av gasser/fluid, skjøting med koblinger og bending/forming til svinger. Tanker og trykkbeholdere i ulike dimensjoner utformes ofte som sylinderskall grunnet gunstig geometri. Sylinderskall (rør) som staver i fagverk har også en bred anvendelse, for eksempel i offshore jacketkonstruksjoner. Anvendelsesområdene er flere og mange, men det som er nevnt ovenfor gir en belysning av hvilke konstruksjoner som er relevante for denne oppgaven.



Figur 2-5:
Jacketkonstruksjon fra
Kværner ASA [14].



Figur 2-6: Trykktanker [15].



Figur 2-7: Piping, Mongstad
[16].

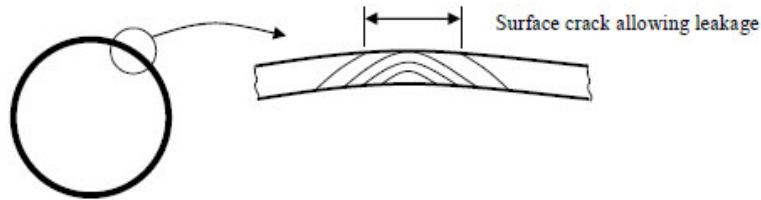
Begrepet flens kan ha mange betydninger i maskinteknikken og betydningen avhenger av sammenhengen. I denne oppgaven relaterer begrepet flens seg til rørflenser eller som ringstiver/ringflens i skall. Rørflenser er en innretning som benyttes for å koble sammen rør eller å koble rør til andre deler. Innenfor piping og trykkpåkjent utstyr finnes et stort antall ulike flenser til ulike formål og det er mest vanlig å benytte standardiserte flenser i de fleste tilfeller. Denne oppgaven berører ikke standardflenser eller teorien rundt disse. Flenser i denne oppgaven behandles som massive ringer i homogent materiale. Effekter fra tiltrekking av bolter, bolter, boltehull, pakning etc. neglisjeres og flensteori relatert til det nevnte blir ikke berørt. Dette er også faktorer som er vanskelig å ta hensyn til i håndberegninger når det gjelder hvordan de påvirker sammenkoblingen til et eventuelt skall. Interessen i denne oppgaven er hva som foregår i et lastpåkjent sylinderskall som er festet i en flens eller ringstiver.

2.3.2. Materialer

Stål og ulike stållegeringer er blant de vanligste materialene benyttet i trykkpåkjente konstruksjoner. Trykkpåkjent utstyr faller nærmest utelukkende inn under egne bestemmelser og krav (kapittel 2.2.2), noe som gjør at materialvalg vil berøres av disse bestemmelsene. Ulike bestemmelser, standarder og koder er gjeldende avhengig av hvor en befinner seg i verden. Materialvalget avhenger av bruksområde og sentrale faktorer er for eksempel påkjenninger, miljø og konsekvensen av feil. I Pressure Vessel Design Manual [8], tas det i mange sammenhenger utgangspunkt i ASME standarder og koder. Videre nevnes noen viktige punkter ved materialvalg herfra:

- Temperaturområde: Hvordan materialets egenskaper er i det aktuelle temperaturområdet må hensyntas.
- Kontakt med korroderende stoffer: Om det vil være fare for korrosjon.
- Materialets bruddegenskaper: For eksempel bruddseighet, slagseighet, duktilitet.

I forhold til det sistnevnte punket er det verdt å nevne «Leak Before Break» (LBB) prinsippet. Prinsippet går ut på at en lekkasje helst skal oppstå før totalt brudd slik at det skal være mulig å oppdage denne før et katastrofalt brudd oppstår. LBB har blitt anvendt på missilkropper, olje- og gassledninger, trykktanker, rørsystemer i atomkraftverk og liknende [17].



Figur 2-8: En sprekk i materialet skal kunne gå gjennom rørveggen før kritisk sprekk lengde oppstår. Den kritiske sprekk lengden fører til ustabil brudd eller totalbrudd [18].

Videre nevnes noen materialtyper til ulike anvendelsesområder (grove anslag) [8]:

- Ved ekstremt høye temperaturer (over $500\text{ }^{\circ}\text{C}$) og/eller vanskelige korrosjonsforhold benyttes spesielle rustfrie legeringer eller spesiallegeringer som for eksempel «Inconel».
- Ved moderate temperaturer ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ til $300\text{ }^{\circ}\text{C}$) og korrosjonsforhold kan ulike typer rustfrie stål eller karbonstål benyttes.
- Ved ekstremt lave temperaturer (under $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$) benyttes ofte rustfrie stållegeringer.

Når det gjelder materialvalg for skallkonstruksjoner i bærende konstruksjoner som i offshore rørfagverk «jackets» eller annet henvises det til aktuelle standarder. For eksempel Eurokode 3 eller NORSOK N-004.

Når det kommer til trykkpåkjent utstyr i kompositt og sprø materialer er dette utelatt i denne oppgaven. Denne oppgaven tar for seg konstruksjoner i stål som her kan ansees som et duktilt materiale.

2.3.3. Flyte- og bruddhypoteser

I [8] presenteres tre ulike flyte og bruddhypoteser relatert til dimensjonering av trykkpåkjent utstyr. Disse er: Hovedspenningshypotesen (Maximum Principal Stress Theory), skjærspenningshypotesen (Maximum Shear Stress Theory) og von Mises hypotese (Distortion Energy Theory). Hvilke av teoriene som er benyttet i ulike standarder varierer, men i deler av den nye ASME koden benyttes von Mises hypotese der skjærspenningshypotesen ble brukt før 2007. I denne oppgaven er kun hovedspenningshypotesen benyttet. Detaljer rundt de to andre teoriene og anvendelsesområder vil ikke nevnes videre i denne oppgaven.

«Hovedspenningshypotesen tar utgangspunkt i at materialet ødelegges i det den maksimale hovedspenningen når strekkfastheten. Hypotesen passer bra for en del sprø materialer som har relativt like egenskaper for strekk og trykk» [19]. Det ville vært mest vanlig å benytte von Mises hypotese for å beregne ekvivalent spenning i materialet i denne oppgaven siden det benyttes konstruksjonsstål. Men, det er benyttet en metode for å finne spenninger ved sveiser i rørknutepunkter til bruk i utmattingsberegninger. Denne metoden er hentet fra den anbefalte praksisen DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 [4], heretter kalt RP-C203. Her anbefales det å benytte største hovedspenning for avlesning av spenninger. Derfor benyttes hovedspenningshypotesen fremfor von Mises hypotese i denne oppgaven. Hypotesen kan være

noe ukonservativ ved visse to-aksede spenningstilstander og noe konservativ ved visse andre tilstander.

Formel for største hovedspenning i to-akset tilstand hentet fra [19]:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

Der σ_x og σ_y er spenningen i henholdsvis x- og y-retning og τ_{xy} er skjærspenningen i y-retning i planet normalt på x-aksen. Største hovedspenning er σ_1 og minste hovedspenning er σ_2 .

2.3.4. Årsaker til feil

I Pressure Vessel Design Manual [8], beskrives årsaker og grunner til feil i trykkpåkjent utstyr. Mange av disse kan også overføres til å gjelde for skallkonstruksjonene i denne oppgaven. En feil har gjerne et hvorfor og hvordan relatert til sin historie. Kategorier av feil kan være:

- Materialfeil: Feil valg av materiale eller feil i selve materialet.
- Konstruksjonsfeil: Ugunstig eller feil konstruksjonsmetode.
- Fabrikasjon: Sviktende kvalitetskontroll. Feil formingsmetoder, sveising og varmebehandling av materialet både før, under og etter sveising.
- Service og ettersyn: Sviktende ettersyn på kritiske områder som for eksempel på kritiske områder for sprekkutvikling i/ved sveis eller i materiale. Det samme gjelder korrosjonsutsatte områder eller utmattingspåkjennte områder.

En type feil som er verdt å nevne er kreping. Materialet deformeres sakte over tid gjerne som følge av en høy påkjenning og kan føre til brudd eller annen feil. Kryp er gjerne kritisk ved høye temperaturer.

Figurene under viser sprekkutvikling i et avgassystem. Sprekkene er antatt å skyldes termiske spenninger og vibrasjoner [20]. Det kan virke som at steder som innfesting til flenser og stivere på konstruksjonen er kritiske.



Figur 2-9: Sprekk ved ringstiver [20].



Figur 2-10: Sprekk ved flenset forbindelse [20].

3. HÅNDBEREGNINGSMETODER

Kapittelet innledes med viktige emner i tynnskallteori og en forklaring av begrepene skall, middelflate, membrantilstand og momenttilstand.

Videre er utledningene og mye av teksten i kapittel 3.3-3.6 hentet fra professor Åge Ø. Waløens *Maskindeler 2*, s. 11.1-11.16 [1]. Noe er lagt til fra annen litteratur. Tillegget refereres til i utledningene. Det må gjøres helt klart at teksten som er endret i forhold til [1] må forstås som undertegnades tolkning og ikke som noen revisjon av verket det er hentet fra.

3.1. Definisjon av begrepene skall og middelflate

«Et skall er et legeme som er innesluttet mellom to begrensingsflater som overalt har relativt liten avstand fra hverandre sammenliknet med legemets utstrekning langs begrensingsflatene.»

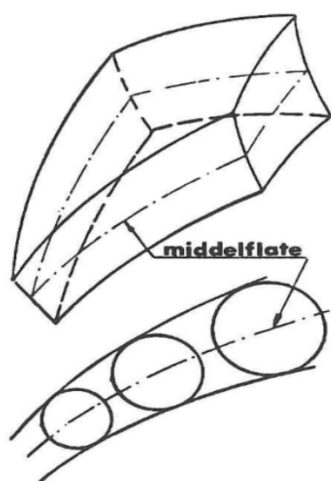
«Det geometriske sted for sentrene til alle innskrevne kuler som tangerer begrensingsflatene definerer skallets middelflate.» [1]

«Lengden av et segment som står vinkelrett på begge begrensingsflatene defineres som skallets tykkelse, h .» [2]

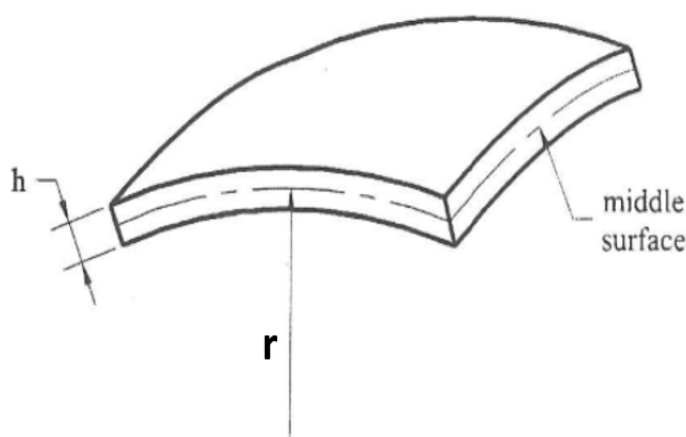
Geometrien til et skall kan defineres fullstendig ved å definere middelflatens form og tykkelsen til skallet for ethvert punkt på middelflaten.

I denne oppgaven beregnes kun skall med konstant tykkelse.

Skall har alle egenskapene til en plate der middelflaten er plan, men skiller seg ut ved at middelflaten er krum. Krumning kan betegnes som hovedkjennetegnet til et skall. På grunn av krumningen er skall mer komplisert enn plater fordi bøyning og strekk i skallet ikke kan skilles fra hverandre (gjelder generelt) slik en kan gjøre for en plate. I en plate kan vanligvis strekk og bøyning deles opp som to separate problemer eller «tilstander» [2].



Figur 3-1: [1].

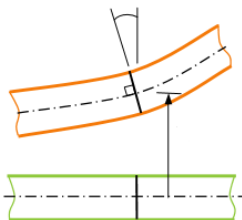


Figur 3-2: [2].

3.2. Skallteori – tynne skall

Teorien for tynne skall bygger på en rekke antakelser. Disse antakelsene refereres gjerne til som Kirchhoff-Love antakelser [2]:

- Materialet er elastisk, homogent og isotropt.
- Normaler til den udeformerte middelflaten forblir rette og forholder seg normale til den deformerte middelflaten. Normalene forlenges heller ikke. Denne antakelsen impliserer at alle tøyningsskomponenter (normal og skjær) i retning normalt på middelflaten er små og kan neglisjeres.



Figur 3-3: Normaler til den udeformerte middelflaten forblir rette og normale til den deformerte middelflaten og forlenges heller ikke [21].

- Normalspenningen vinkelrett på middelflaten er liten sammenliknet med andre spenningskomponenter og kan neglisjeres.
- Tykkelsen av skallet er liten og neglisjerbar sammenliknet med krumningsradiusen til middelflaten i skallet.
- Forflytningen til et vilkårlig punkt på skallet er liten sammenliknet med skallets tykkelse. Tøyninger og spenninger er små.

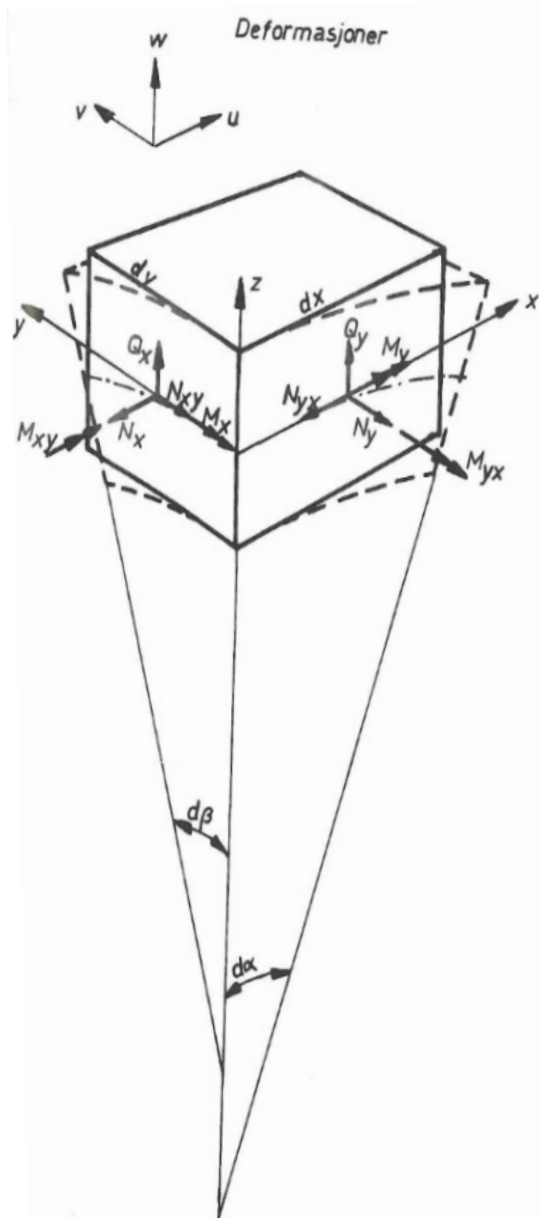
Det er to klasser av skall. Disse er tynne og tykke skall. Skallet kan kalles tynt hvis forholdet mellom tykkelsen (h) og radiusen til krumningen (r), altså h/r , er liten. Praktisk sett kan skallet betraktes som tynt dersom $\frac{h}{r} \leq \frac{1}{20}$. Denne betraktningen er et veldig grovt anslag på skillet mellom tynne og tykke skall. I virkeligheten avhenger det også av andre geometriske parametere som grensebetingelser, glatthet, variasjoner av belastninger på skallet etc.

I denne oppgaven er alle skall «tynne» etter definisjonen over. Antakelsene legger grunnlaget for generell lineær skallteori [2]. Det er viktig å nevne at for membrantilstand i skall brukes som regel et annet tykkelseskriterium. Dette nevnes i kapittel 3.5.

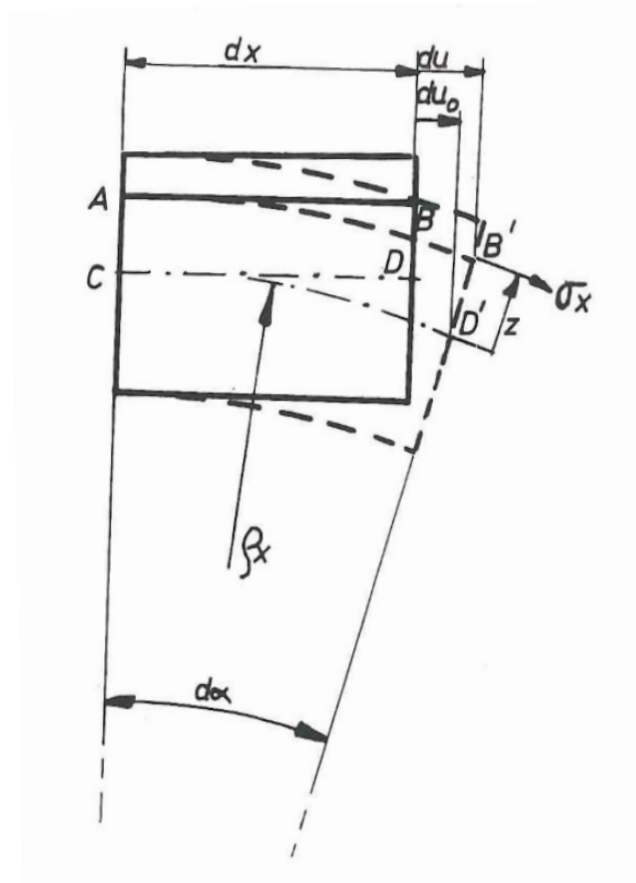
Alternative skallteorier er blant annet Mindlin-Reissner skallteori som tar med skjærdeformasjon [22], men denne nevnes ikke videre.

3.3. Snittstørrelser og deformasjon i et plant element

Figurene under viser et skive-plate element og hvordan elementet deformeres ved krumning av middeflatene. Snittkreftene som virker på elementet er vist på Figur 3-4. Hvordan kreftene fordeler seg på elementet vises også på Figur 1-1. I det følgende utledes sammenhengen mellom snittkreftene og deformasjoner i elementet. Utledningen gjøres her for et plant element, men med små modifikasjoner kan uttrykkene i utledningen også benyttes for tynne skall.



Figur 3-4: [1].



Figur 3-5: [1].

Snittets lengde regnes langs middeflatene og snittkreftene antas å virke i middeflatene. Slik undertegnede forstår det, gjelder dette generelt i skall og plateteori. Snittkreftene angis som kraft eller moment per lengdeenhet av snittet der N (normalkraft) og Q (skjærkraft) har dimensjonsenheten [kraft/lengde] og moment M har enheten [kraft · lengde/lengde].

Videre bygger teorien for tynne plater og skall på Kirchhoff-Love antakelser nevnt i kapittel 3.2.

I x -retningen vil middellinjen CD forlenge seg stykket du_0 (Figur 3-5) og får tøyningen

$$\varepsilon_{0x} = \frac{CD' - CD}{CD} = \frac{du_0}{dx}$$

Videre får linjen AB tøyningen

$$\varepsilon_x = \frac{AB' - AB}{AB} = \frac{du}{dx} = \frac{du_0 + d\alpha \cdot z}{dx} = \varepsilon_{0x} + \frac{d\alpha}{dx} \cdot z$$

Her er vinkelen

$$d\alpha = \frac{CD'}{\rho_x} \simeq \frac{CD}{\rho_x} = \frac{dx}{\rho_x} = - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot dx$$

siden skallets krumning i x -retning tilnærmet [44] kan uttrykkes

$$\frac{1}{\rho_x} = - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$$

Krumningen er definert som positiv hvis den er konveks ned [2]. Positiv w betegner deformasjonen i z -retningen.

Tøyningen i x -retningen kan da uttrykkes

$$\varepsilon_x = \varepsilon_{0x} - z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (3.1)$$

Ved å betrakte yz -planet på samme måte som xz -planet i Figur 3-5, kan tøyningen i y -retningen uttrykkes:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_{0y} - z \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3.2)$$

Ved plan spenningstilstand er tøyningene uttrykt ved Hookes lov [44]

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x)$$

Kombinerer de to uttrykkene for tøyning over og får:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y)$$

Setter videre inn uttrykkene for elementets tøyning i uttrykket over og ender opp med et uttrykk for spenningene i elementet

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[\varepsilon_{0x} + \nu\varepsilon_{0y} - z \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right]$$

På samme måte som uttrykket for σ_x er utledet, utledes uttrykket under

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} \left[\varepsilon_{oy} + \nu \varepsilon_{ox} - z \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \right]$$

Normalkraften i x-retningen per enhetslengde er gitt av uttrykket under, og ved integrasjon fås

$$N_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_x \cdot dz = \frac{Eh}{1-\nu^2} (\varepsilon_{ox} + \nu \varepsilon_{oy}) \quad (3.3)$$

Det samme gjelder for normalkraften per enhetslengde i y-retning

$$N_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_y \cdot dz = \frac{Eh}{1-\nu^2} (\varepsilon_{oy} + \nu \varepsilon_{ox}) \quad (3.4)$$

Momentet per enhetslengde i planet normalt på x-aksen er gitt av uttrykket under og ved integrasjon fås

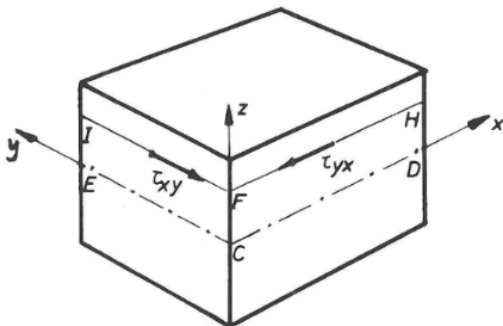
$$M_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_x \cdot z dz = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (3.5)$$

$$M_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_y \cdot z dz = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (3.6)$$

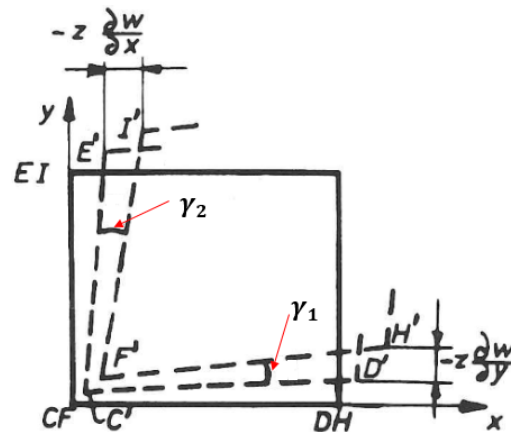
Her er innført betegnelsen

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3.7)$$

som kalles plate/skallstivheten. På engelsk kalles denne gjerne «flexural rigidity of a plate/shell» og spiller samme rolle som bøyestivheten i bjelker. $D > EI$ blant annet fordi tverrkontraksjon gjør platen stivere [43]. Vurderer videre skjærspenninger og -krefter på elementet.



Figur 3-6: [1].



Figur 3-7: [1].

Skjærspenningen $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ (likevekt skjærspenning). Videre er forholdet mellom skjærtøyning og skjærmodul

$$\tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \gamma_{xy} \quad (3.8)$$

der skjærvinkelen γ_{xy} er minskningen av vinkelen HFI i Figur 3-7. Som vist på den samme figuren kan skjærvinkelen settes

$$\gamma_{xy} = \gamma_{xyo} + \gamma_1 + \gamma_2 \quad (3.9)$$

der γ_{xyo} Betegner skjærvinkelen i middelflaten (minskningen av vinkelen DCE).

Her er

$$\gamma_1 = \frac{\partial}{\partial x} \left(-z \frac{\partial w}{\partial y} \right) = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (3.10)$$

og

$$\gamma_2 = \frac{\partial}{\partial y} \left(-z \frac{\partial w}{\partial x} \right) = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (3.11)$$

Setter 3.9-3.11 inn i 3.8 og får

$$\tau_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \gamma_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \left(\gamma_{xyo} - 2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \quad (3.12)$$

Skjærkraften per enhetslengde i y- retning vinkelrett på x-aksen er gitt under og ved integrasjon får en

$$N_{xy} = N_{yx} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_{xy} dz = \frac{Eh}{2(1+\nu)} \gamma_{xyo} \quad (3.13)$$

Vrimomentet per enhetslengde i et snitt normalt på x-aksen og vinkelrett på y aksen er gitt under og ved integrasjon blir

$$M_{xy} = M_{yx} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_{xy} z dz = -D(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (3.14)$$

Formlene 3.3, 3.4, 3.5, 3.6, 3.13 og 3.14 gir sammenhengen mellom de viktigste snittstørrelser og middelflatens deformasjoner.

3.4. Membrantilstand og bøyetilstand

Bøyetilstand og membrantilstand beskriver hva slags type spenninger og reaksjonskrefter som opptrer i et skall.

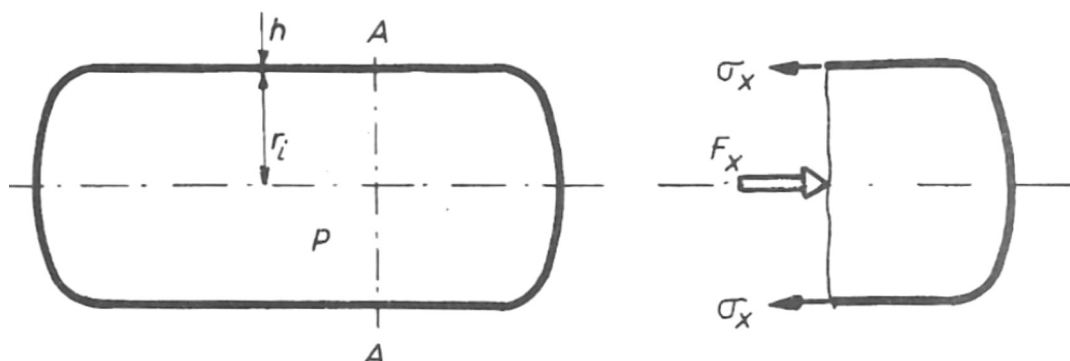
Tilstanden der et skall som er belastet slik at bøye- eller vrimomenter er null eller så små at de kan neglisjeres kan kalles membrantilstand. Membranen kan tolkes som et skall som ikke kan ta opp bøye- eller vridespenninger. Siden membranteori benyttes på både trykk og strekkpåkjente skall er det verdt å nevne en forskjell relatert til hvordan en kan tolke membranteori for konstruksjoner utsatt for strekk- eller trykkspenninger. En absolutt fleksibel membran, for eksempel laget av tøy, vil kun klare å oppta strekkspenninger. En membran med en viss bøyestivhet vil i motsetning til en absolutt fleksibel membran kunne oppta trykkspenninger og være i en membrantilstand, men vil kollapse ved en kritisk belastning [2]. En tilstand der et skall betraktes som en membran og kan holde likevekt med ytre belastninger, kalles gjerne membrantilstand [1] og er en annen variant av definisjonen innledningsvis. Skallet vist i kapittel 3.5 er et godt eksempel på membrantilstand der skallet er strekkpåkjent. Et eksempel på membrantilstand ved trykkpåkjenning er et sylinder- eller kuleskall utsatt for et uniformt ytre trykk, men som nevnt over må belastningen være under en viss verdi og skallet ha en viss bøyestivhet slik at konstruksjonen kan holde seg stabil. Membranteorien kan alene benyttes til å løse en rekke problemer med god nøyaktighet som eksemplene nevnt over, eller der den kan gi en god beskrivelse av belastningen i skallet.

På steder der deformasjoner er begrenset eller der det er en forandring i geometrien vil ikke membranteorien kunne beskrive hva som skjer. Eksempler på slike steder er ved en flens eller ringstiver i et sylinderskall, endelokk på en trykktank eller der skall er festet til andre deler på en konstruksjon. På slike steder oppstår gjerne diskontinuiteter i krefter og bøyemomenter som igjen kan resultere i skjærspenninger, bøyespenninger, skjærdeformasjon og bøyedeformasjon i skallet. Eksakte løsninger av bøyetilstander i skall er relativt kompliserte og nøyaktige løsninger foreligger kun i et begrenset utvalg av tilfeller. Derfor er det utviklet flere tilnærmede metoder for å beskrive bøyetilstanden. En slik tilnærmet metode er utledet i kapittel 3.5 [2].

Områder der bøyetilstand og membrantilstand opptrer samtidig og der bøyespenninger og membranspenninger er av samme størrelsesorden kalles gjerne «kanteffekter». Ordet «kanteffekt» kommer fra at slike spenningstilstander ofte oppstår ved skallets kanter/overganger eller ved forsterkninger/stivere i skallstrukturen [2]. Slike effekter er ofte lokale på et lite område på konstruksjonen, men kan gi kritiske spenninger. Eksemplene og utledningene burde gjenspeile dette.

3.5. Membrantilstand i sylinderskall

Membrantilstand i skall generelt er nevnt i kapittel 3.4. I dette kapitlet gjøres beregninger på et sylinderskall i membrantilstand.



Figur 3-8: [1].

Trykkbeholderen på Figur 3-8 er utsatt for indre overtrykk p (MPa). Middelradiusen for sylinderskallet blir

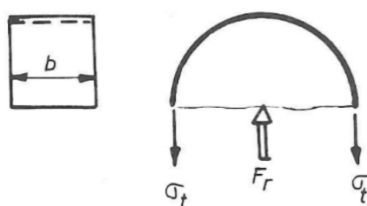
$$r = r_i + \frac{h}{2}$$

Trykket mot endelokkene forårsaker en aksialkraft i skallet og virker på det projiserte arealet

$$F_x = p \cdot \pi r_i^2$$

Aksialspenningen blir da

$$\sigma_x = \frac{F_x}{2\pi r \cdot h} = \frac{pr_i^2}{2rh} \approx \frac{pr_i}{2h} \quad (3.15)$$



Figur 3-9: [1].

Over lengden b av et aksialsnitt virker kraften (Figur 3-9)

$$F_r = p \cdot 2r_i b$$

Tangentialspenningen blir da

$$\sigma_t = \frac{F_r}{2bh} = \frac{pr_i}{h} \quad (3.16)$$

Det er verdt å merke seg at tangentialspenningen blir dobbelt så stor som aksialspenningen.

For to-akset spenningstilstand gjelder

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_t)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_x)$$

Antar at den radielle utvidelsen w blir like stor overalt. Tangentialtøyningen blir derfor

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(r + w) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{w}{r} \quad (3.17)$$

Omformer uttrykket over og setter inn tangentialtøyningen for to-akset spenningstilstand over

$$w = r\varepsilon_t = \frac{r}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_x) \quad (3.18)$$

Denne formelen gjelder for forskjellige σ_t og σ_x . Hvis en setter inn formel 3.15 og 3.16 i uttrykket over fås

$$w = \frac{pr_i r}{hE} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (3.19)$$

Aksialspenningen på endelokkene i en trykkbeholder reduserer altså utvidelsen med faktoren

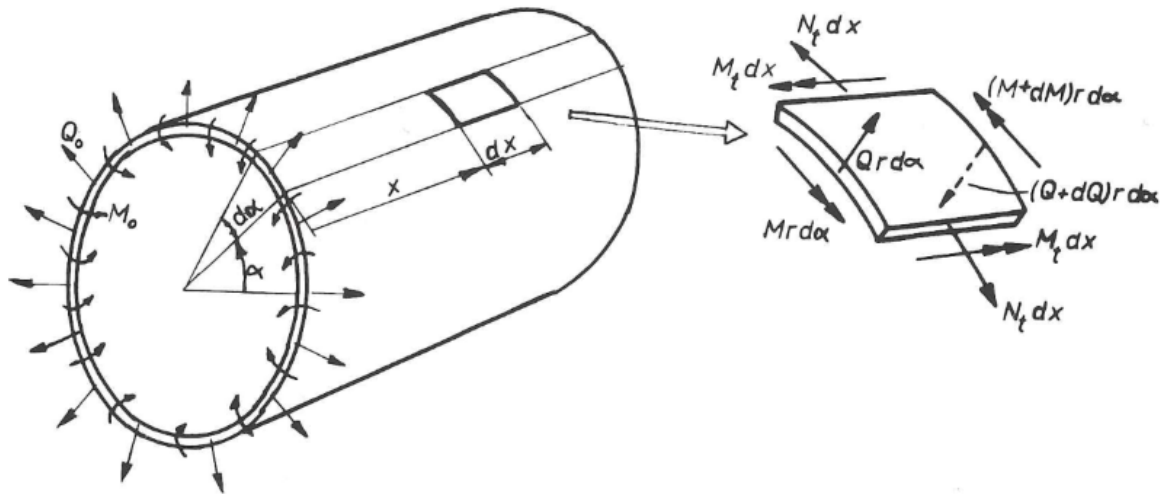
$$1 - \frac{\nu}{2} = 0,85$$

i forhold til om det ikke hadde vært endeløkk ($\sigma_x = 0$).

I mange andre tilfeller, for eksempel i en hydraulisk sylinder, vil aksialspenningen være ≈ 0 , og parentesene i formel (3.19) må settes lik 1.

Det er verdt å nevne at membranteorien for tynnveggede beholdere som regel kan benyttes når $\frac{h}{r} \leq 1/10$. Formlene er tilnærmet og feilen er som regel mindre enn 11 % ved å bruke disse [19]. Feilkriteriet gjelder for membranteori der middelradiusen benyttes istedenfor den indre radiusen som er brukt her. Forskjellen mellom metodene er på ca. 1% for tilfellene i denne oppgaven og er ansett som ubetydelig. Dette er også diskutert i kapittel 8. Tykkelseskriteriet for membranteorien er en annen definisjon enn tykkelseskriteriet for skall nevnt i kapittel 3.2. Hvor stor feilen blir ved å bruke skallteorien for tykkere skall enn det som er nevnt i 3.2 og som er bøyepåkjent er ukjent.

3.6. Bøyetilstand i sylinderskall



Figur 3-10: [1].

Betrakter et sylinderskall som langs den ene kanten er belastet med momentet M_0 og skjærkraften Q_0 per lengdeenhet av omkretsen. Krefter og momenter som virker på et lite skallelement er som vist til høyre i Figur 3-10.

Likevekt for elementet i radiell retning:

$$Qr \cdot d\alpha - (Q + dQ)r \cdot d\alpha - N_t \cdot dx \cdot \frac{d\alpha}{2} - N_t \cdot dx \cdot \frac{d\alpha}{2} =$$

$$Qr \cdot d\alpha - (Q + dQ)r \cdot d\alpha - N_t dx d\alpha = 0$$

Videre gir dette

$$\frac{dQ}{dx} = -\frac{N_t}{r} \quad (3.20)$$

Momentlikevekt for momentvektorer i tangentialretningen:

$$(M + dM) \cdot r d\alpha - M \cdot r d\alpha + Q \cdot r d\alpha \cdot dx + dQ \cdot r d\alpha \cdot \frac{dx}{2} = 0$$

Det siste leddet kan neglisjeres i forhold til de øvrige, og vi får

$$\frac{dM}{dx} = -Q \quad (3.21)$$

Eliminerer Q ved å derivere (3.21) og innsette (3.20):

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = -\frac{dQ}{dx} = \frac{N_t}{r} \quad (3.22)$$

En kan benytte formlene 3.3, 3.4, 3.5 og 3.6 for sammenhengen mellom snittstørrelsene og den radielle deformasjonen w , idet en lar y -retningen tilsvare (tangential) t -retningen (Figur 3-4).

Av formel 3.3 får vi aksialkraften

$$N_x = \frac{Eh}{1-\nu^2} (\varepsilon_{0x} + \nu \varepsilon_{0t})$$

Ettersom $N_x = 0$ (ingen aksialkraft) i dette tilfellet, får vi

$$\varepsilon_{0x} = -\nu \varepsilon_{0t}$$

Innsatt i formel 3.4 gir dette

$$N_t = \frac{Eh}{1-\nu^2} (\varepsilon_{0t} + \nu \varepsilon_{0x}) = Eh \varepsilon_{0t}$$

Tangentialtøyningen er i dette tilfellet

$$\varepsilon_{0t} = \frac{w}{r}$$

som gir

$$N_t = \frac{Eh}{r} w \quad (3.23)$$

I formel 3.5 vil

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \rightarrow \frac{\partial^2 w}{r^2 d\alpha^2} = 0$$

Da blir

$$M = -D \cdot \frac{d^2 w}{dx^2} \quad (3.24)$$

Setter inn (3.23) og (3.24) i (3.22) og får

$$\begin{aligned} -D \frac{d^4 w}{dx^4} &= \frac{Eh}{r^2} w \\ \frac{d^4 w}{dx^4} + 4n^4 w &= 0 \end{aligned} \quad (3.25)$$

Der betegnelsen n er innført som

$$n = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{r^2 h^2}} \quad (3.26)$$

Denne betegnelsen forekommer ofte ved skallberegninger. Dersom $\nu = 0,3$ (stål) blir

$$n = \frac{1,285}{\sqrt{rh}} \quad (3.27)$$

Differensiallikningen (3.25) kan løses ved å ansette løsningen

$$w = e^{\gamma x}$$

Som innsatt i (3.25) gir

$$(\gamma^4 + 4n^4)e^{\gamma x} = 0$$

Parenthesen blir null for

$$\gamma_1 = (1 + i)n \quad \gamma_2 = (1 - i)n \quad \gamma_3 = -(1 - i)n \quad \gamma_4 = -(1 + i)n$$

og løsningen blir dermed:

$$w = C_1 e^{nx} e^{inx} + C_2 e^{nx} e^{-inx} + C_3 e^{-nx} e^{inx} + C_4 e^{-nx} e^{-inx}$$

Siden identitetene

$$e^{inx} = \cos nx + i \sin nx$$

$$e^{-inx} = \cos nx - i \sin nx$$

kan løsningen skrives

$$w = e^{-nx}(A_1 \sin nx + B_1 \cos nx) + e^{nx}(A_2 \sin nx + B_2 \cos nx) \quad (3.28)$$

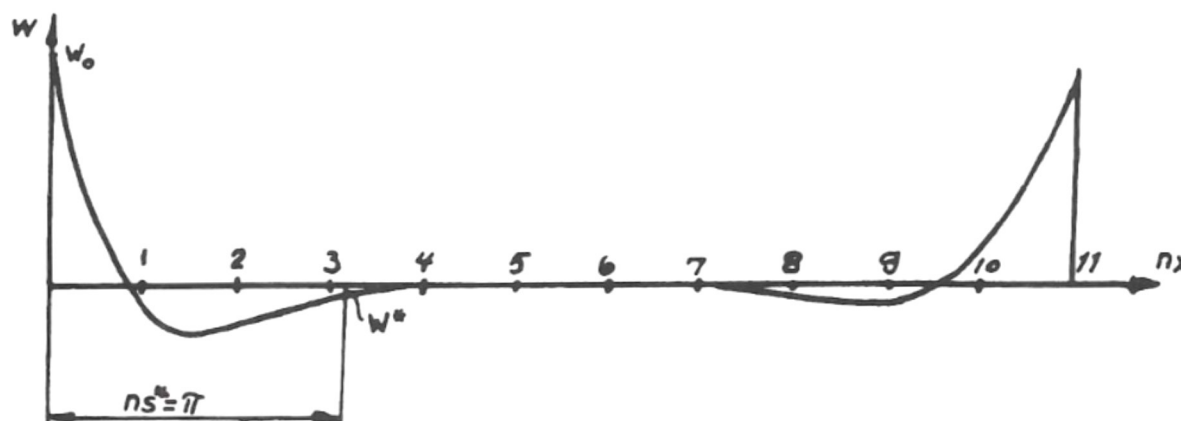
Utbøyingsfunksjonen $w(x)$ (3.28) er altså gitt ved to bølgefunksjoner, den ene med avtakende amplituder og den andre med tiltakende amplituder med voksende x .

De to følgende avsnittene er hentet fra [2] side 425:

Den første termen med e^{-nx} vil avta hurtig ettersom en beveger seg bort fra kanten $x = 0$. For et langt sylinderskall kan en anta at denne termen har neglisjerbar effekt på den andre siden av skallet der $x = L$ (L er lenden av skallet). Den andre termen derimot, øker hurtig. Hvis en tar i betraktning at utbøyingen w er begrenset og liten for store verdier av x siden det er urealistisk at denne øker med avstanden fra kanten x , kan en konkludere med at konstantene A_2 og B_2 må være svært små. I området nær kanten $x = 0$ kan en neglisjere disse termene, som gjør det mulig å forenkle løsningen til

$$w = e^{-nx}(A \sin nx + B \cos nx) \quad (3.29)$$

Der A og B er integrasjonskonstanter som kan bestemmes fra grensebetingelsene ved $x = 0$. Denne funksjonen er anvendelig for området nær kanten ($x = 0$). Ved området nær kanten på den andre siden av skallet ($x = L$) kan en ikke neglisjere den siste termen i formel 3.28 fordi e^{nx} vil gi veldig store verdier. En kan derimot sette inn et nytt koordinatsystem ved den andre enden på skallet ($x = L$) og la x -aksen peke i motsatt retning av koordinatsystemet på den andre siden. En kan da benytte (3.29) og evaluere nye konstanter A og B ved denne kanten.



Figur 3-11: Sylinderskall påvirket fra hver side [1].

Som det fremgår av Figur 3-11, har bølgefunksjonen dominerende innflytelse ved hver sin ende av sylinderskallet mens dens innvirkning dempes hurtig med avstanden fra kantene («forstyrrelsen»/«kanteffekten»).

For praktisk bruk pleier man å regne effekten helt dempet ut på avstanden

$$s^* = \frac{\pi}{n} = 2,4 \sqrt{rh} \quad (3.30)$$

Utbøyingen er da minsket til

$$w^* = e^{-\pi} w_0 = 0,044 w_0$$

Størrelsen s^* kalles gjerne «dempningslengden».

Ta for eksempel et sylinderskall med radius $r = 500 \text{ mm}$ og tykkelse $h = 20 \text{ mm}$. Dette gir $s^* = 240 \text{ mm}$.

Hvis en har et sylinderskall som er påvirket fra hver ende, vil disse påvirke hverandre dersom skallet er kortere enn to dempningslengder. Formel 3.29 kan benyttes fra hver sin side av et sylinderskall dersom skallets lengde L er større enn to dempningslengder $2s^*$ [5]. Altså

$$2s^* \leq L$$

Dersom skallet er definert som «kort», altså at skallets lengde L er mindre enn en dempningslengde eller mindre enn $2s^*$ og påvirket fra hver side, må en annen tilnærming benyttes [2]. I denne oppgaven vil sylinderskallet være påvirket fra kun en ende og alltid være lenger enn en dempningslengde slik at skallet kan betraktes som «langt».

Oftest er det større avstand enn dempningslengden til neste «forstyrrelse»/«kanteffekt» (kant eller liknende) og en kan da benytte formel 3.29 som er beskrevet tidligere

$$w = e^{-nx} (A \sin nx + B \cos nx) \quad (3.29)$$

Som videre gir

$$\frac{dw}{dx} = ne^{-nx}[-(A+B)\sin nx + (A-B)\cos nx] \quad (3.31)$$

$$M = -D \cdot \frac{d^2w}{dx^2} = 2n^2De^{-nx} [A \cos nx - B \sin nx] \quad (3.32)$$

$$Q = -\frac{dM}{dx} = 2n^3De^{-nx}[(A-B)\sin nx + (A+B)\cos nx] \quad (3.33)$$

Dersom en innfører M_0 og Q_0 for $x = 0$, kan integrasjonskonstantene A og B bestemmes av de to siste likningene (3.32) og (3.33)

$$A = \frac{M_0}{2n^2D}$$

$$B = \frac{Q_0}{2n^3D} - \frac{M_0}{2n^2D}$$

Dette gir deformasjonen ved $x = 0$

$$w_0 = \frac{Q_0}{2n^3D} - \frac{M_0}{2n^2D} \quad (3.34)$$

og dreiningsvinkelen til middelflaten ved $x = 0$

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_0 = \frac{M_0}{nD} - \frac{Q_0}{2n^2D} \quad (3.35)$$

Slik undertegnede forstår det, gjelder den samme antakelsen for plater som for tradisjonelle bjelkeberegninger at stigningstallet til tangenten til linjen som beskriver middelflaten settes lik vinkelen siden vinkelen er veldig liten [2] (s. 18). Videre i denne oppgaven kalles denne «dreiningsvinkelen» og er «vinkelen» til tangenten i middelflaten der $x = 0$.

Med hjelp av likningene utledet over kan bøyetilstanden i sylinderskall for forskjellige tilfeller kunne beregnes.

En bør legge merke til at også bøyetilstanden kan gi strekk-krefter i skallet, for eksempel N_t i dette tilfellet. Disse strekk-kreftene vil imidlertid opptre lokalt (se formel 3.23) i motsetning til membrantilstandens strekk-krefter.

For beregning av bøyepeningene er en interessert i det maksimale bøyemomentet. I de fleste tilfeller er kantmomentet M_0 størst. Om imidlertid Q_0 og M_0 har motsatt fortegn, vil det tallmessig største momentet inntreffe for

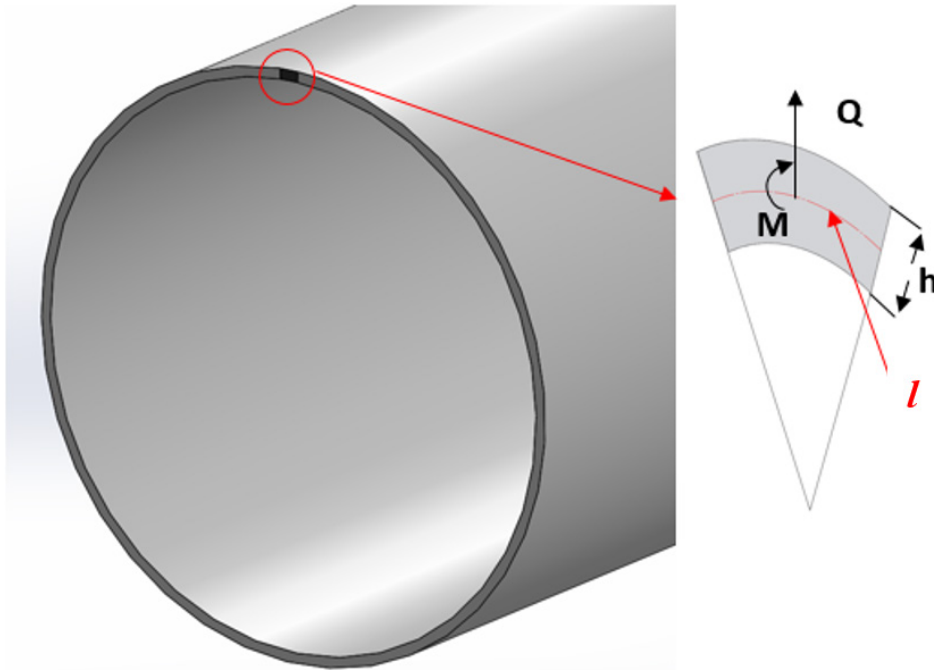
$$\tan nx = \frac{Q_0}{Q_0 - 2nM_0} \quad (3.36)$$

Det kan beregnes av formelen

$$M = e^{-nx} \left[M_0 \cos nx + \left(M_0 - \frac{Q_0}{n} \right) \sin nx \right] \quad (3.37)$$

3.7. Spenninger som følge av bøyemoment og skjærkraft

Spenningsene som opptrer i skallet som følge av skjærkraften Q og bøyemoment M kan beregnes som følger:



Figur 3-12: Figuren viser et utsnitt av endeflaten på et sylinderskall.

I et lite utsnitt av endeflaten på et sylinderskall virker snittkreftene Q og M (per lengdeenhet av snittet) i kanten av middelflaten (middellinjen) markert i rødt på utsnittet. l er en vilkårlig lengde av middellinjen og h er skalltykkelsen.

Det totale momentet M_{tot} langs en lengde av middelflaten blir

$$M_{tot} = M \cdot l$$

Motstandsmomentet til det rektangulære utsnittet er

$$W = \frac{l \cdot h^2}{6}$$

Dermed blir bøyespenningen i skallets ytterflate

$$\sigma_b = \frac{M_{tot}}{W} = \frac{M_{tot}}{\frac{1}{6} \cdot l \cdot h^2} = \frac{M \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot l \cdot h^2} = \frac{6M}{h^2} \quad (3.38)$$

Skjærspenningen Q_{tot} langs en lengde av middelflaten blir

$$Q_{tot} = Q \cdot l$$

Arealet til det rektangulære utsnittet er

$$l \cdot h$$

Dermed blir

$$\tau = \frac{Q \cdot l}{l \cdot h} = \frac{Q}{h} \quad (3.39)$$

Maks skjærkraft blir

$$\tau_{maks} = 1,5 \cdot \tau$$

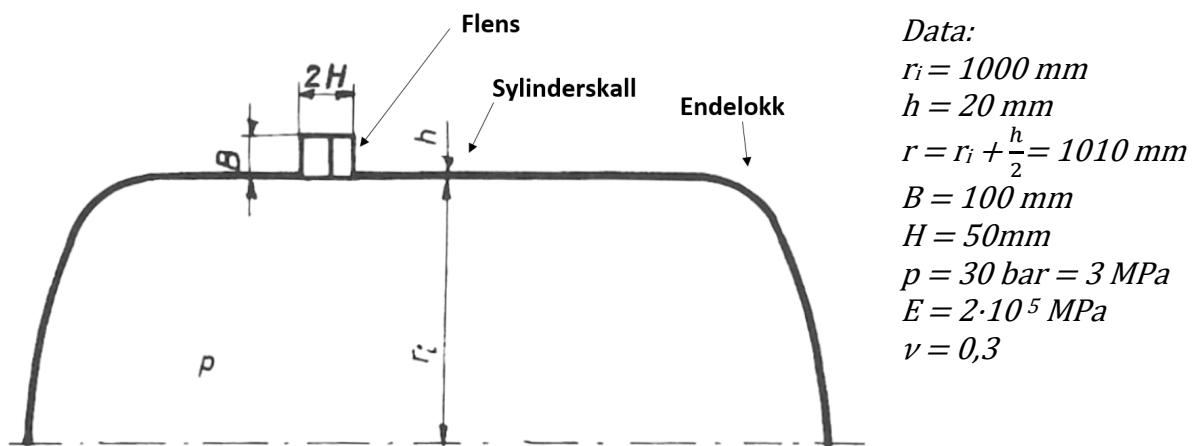
Hvordan spenningene fordeler seg på et skallelement er vist på Figur 1-1.

4. BEREGNINGSEKSEMPLER

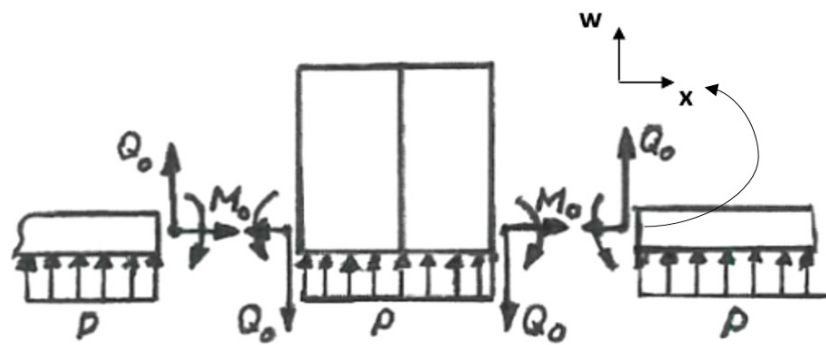
I kapittelet vil teorien som ble utledet i kapittel 3 anvendes på to praktiske eksempler. Fremgangsmåten i delkapitlene under er et forslag til hvordan håndberegninger kan utføres og baserer seg på fremgangsmåten i *Maskindeler 2* [1].

4.1. Trykkbeholder med flenser

Eksempelen er hentet fra professor Åge Ø. Waløens *Maskindeler 2* s. 11.17-11.21 [1]. Beregninger og notasjon er nærmest identisk, men teksten er forandret noe. Det må gjøres helt klart at teksten som er endret i forhold til *Maskindeler 2* må forstås som undertegnendes tolkning og ikke som noen revisjon av verket det er hentet fra.



Figur 4-1 : Trykkbeholder bestående av flensforbindelse, sylinderskall og endelukk [1].



Figur 4-2: Snittfigur med koordinatsystem [1].

Eksempelen går gjennom følgende punkter:

- a) Beregne membranspenninger og deformasjoner i sylinderskallet utenfor dempningslengden (i membrantilstanden).
- b) Angi grensebetingelsene ved snittet mellom flens og skall og beregne snittkrefter.
- c) Finne spenningene som virker i snittet ($x = 0$).
- d) Beregne største hovedspenning med formel 2.1

a)

Beregner membranspenninger og deformasjoner med formlene utledet i kapittel 3.5.

$$\sigma_{xm} = \frac{pr_i}{2h} = \frac{3 \text{ MPa} \cdot 1000\text{mm}}{2 \cdot 20\text{mm}} = \underline{\underline{75 \text{ MPa}}} \quad (3.15)$$

$$\sigma_{tm} = \frac{pr_i}{h} = \frac{3 \text{ MPa} \cdot 1000\text{mm}}{20\text{mm}} = \underline{\underline{150 \text{ MPa}}} \quad (3.16)$$

$$w_m = \frac{pr_i r}{hE} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) = \frac{3 \text{ MPa} \cdot 1000\text{mm} \cdot 1010\text{mm}}{20\text{mm} \cdot 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \left(1 - \frac{0,3}{2}\right) = \underline{\underline{0,644 \text{ mm}}} \quad (3.19)$$

b)

Snitter ved sammenkoblingen mellom sylinderskallet og flensen og setter på snittkrefter (Figur 4-2). Snittkreftene er positive i forhold til retningene på figuren. De horisontale pilene representerer aksialkraften, men er ikke angitt med symbol ettersom de ikke benyttes i de videre beregningene.

Det forutsettes at flenstetningene/forbindelsen er ordnet slik at flensene ikke får anledning til å vrenge seg i forhold til hverandre. Antar at middelflaten i sylinderskallet (dreiningsvinkelen til membranen) er horisontal langt borte fra bøyekområdet. Får da at

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_m = 0$$

Bøyetilstandens deformasjoner ved flensen ($x = 0$) er ifølge formlene utledet i kapittel 3.6

$$w_b = \frac{Q_0}{2n^3 D} - \frac{M_0}{2n^2 D} \quad (3.34)$$

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_b = \frac{M_0}{nD} - \frac{Q_0}{2n^2 D} \quad (3.35)$$

w_b tolkes som den samme som w_0 i kapittel 3.6. Altså den radielle avstanden mellom start og slutt for bøyeforløpet, men innføres med indeks b for bøyedeformasjon. $\left(\frac{dw}{dx}\right)_b$ blir dreiningsvinkelen i starten for bøyeforløpet.

Den totale deformasjonen for middelflaten til sylinderskallet der $x = 0$ (w) blir summen membranedeformasjonen w_m og bøyedeformasjonen w_b

$$w = w_m + w_b$$

Videre blir den totale vinkeldreiningen i punktet der sylinderskallet er festet til flensen ($x = 0$) summen av skallets membranvinkel (vinkelen langt borte fra flensen) og dreiningsvinkelen i middelflaten til sylinderskallet ved innfestingen til flensen. Antok at dreiningsvinkelen til membranen var null over, dermed forsvinner dette leddet

$$\frac{dw}{dx} = \left(\frac{dw}{dx}\right)_m + \left(\frac{dw}{dx}\right)_b$$

Antar at flensen er symmetrisk belastet fra hver side og samtidig at en kan se bort fra at flensmaterialet gir etter slik at sylinderskallet er innspent i en «uendelig stiv» vegg. Dette fører til at dreiningsvinkelen ved $x = 0$

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_b = \frac{M_0}{nD} - \frac{Q_0}{2n^2D} = 0$$

Dette gir

$$M_0 = \frac{Q_0}{2n} \quad (4.1)$$

Dette innsatt i formel 3.34 gir

$$w_b = \frac{Q_0}{2n^3D} - \frac{Q_0}{4n^3D} = \frac{Q_0}{4n^3D}$$

Videre beregnes konstantene utledet i kapittel 3.

$$n = \frac{1,285}{\sqrt{rh}} = \frac{1,285}{\sqrt{1010\text{mm} \cdot 20\text{mm}}} = 0,00905 \text{ mm}^{-1} \quad (3.27)$$

og

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} = \frac{2 \cdot 10^5 \text{MPa} \cdot (20 \text{mm})^3}{12(1-0,3^2)} = 1,465 \cdot 10^8 \text{Nmm} \quad (3.7)$$

Ved å sette tallverdiene inn i formelen for w_b over og videre sette dette inn i formelen for sylinderskallets deformasjon fås

$$w = w_m + w_b = 0,644 + 0,230 \cdot 10^{-2} Q_0 \quad (4.2)$$

Flensens radielle utvidelse tas med i dette regneeksempelet. For å finne den radielle deformasjonen tas det utgangspunkt i formelen for et tykkvegget rør. Formelen for radiell deformasjon w_{flens} ved radius r i et tykkvegget rør med innvendig trykk p_i er hentet fra [1] s. 6.79 og er:

$$w_{flens} = \frac{p_i r_i^2}{E(r_y^2 - r_i^2)} \left[(1-\nu) r + (1+\nu) \frac{r_y^2}{r} \right] \quad (4.3)$$

Der r_i er indre radius, r_y er ytre radius, E er E-modulen og ν er Poissons tall for det tykkveggede røret (flensen).

For flensen betraktet som et tykkvegget rør settes

$$\begin{aligned} r_i &= 1000 \text{ mm} \\ r_y &= r_i + B = 1000 \text{ mm} + 100 \text{ mm} = 1100 \text{ mm} \\ r &= 1010 \text{ mm} \end{aligned}$$

Videre regnes skjærkraften Q_0 om til et ekvivalent indre trykk for å ta høyde for den radielle deformasjon denne kraften bidrar med. Dette blir en forenkling. Skjærkraften som virker i sylinderskallets middelflate regnes om til et indre trykk som virker på flensens innside. Det resulterende trykket blir da trykket i beholderen minus det omregnede trykket grunnet retningen på Q_0 (Figur 4-2).

Får da

$$p_i = p - \frac{2 \cdot Q_0 \cdot 2\pi r}{2\pi \cdot r_i \cdot 2H} = p - \frac{Q_0 \cdot r}{r_i \cdot H} = 3 - 0,0202Q_0 \quad (4.4)$$

Setter så (4.4) inn i (4.3) og ender opp med

$$w_{flens} = 0,163 - 1,097 \cdot 10^{-3}Q_0 \quad (4.5)$$

Uttrykket gir flensens radielle deformasjon ved radien r , altså ved sylinderskallets middelflate som følge av Q_0 og det indre trykket p som resulterer i p_i .

Videre kobles sylinderskallet og flensen sammen. Det forutsettes at sylinderskallets deformasjon w og flensens deformasjon w_{flens} er den samme i skjøten mellom flens og skall (ved $x = 0$). Setter da (4.2) lik (4.5) og får

$$0,643 + 0,230 \cdot 10^{-2}Q_0 = 0,163 - 1,097 \cdot 10^{-3}Q_0$$

Løser og får

$$Q_0 = \underline{\underline{-141 \text{ N/mm}}}$$

Kontrollerer om deformasjonen for skall og flens stemmer ved å sette verdien for Q_0 inn i (4.2) og (4.5)

$$w = 0,643\text{mm} - 0,230 \cdot 10^{-2} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \cdot 141 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 0,643\text{mm} - 0,325\text{mm} = 0,318 \text{ mm}$$

$$w_{flens} = 0,163\text{mm} + 0,197 \cdot 10^{-3} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \cdot 141 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 0,163\text{mm} + 0,155\text{mm} = 0,318\text{mm}$$

Ser ut til å stemme bra. Finner så M_0

$$M_0 = \frac{Q_0}{2n} = \frac{-141 \text{ N/mm}}{2 \cdot 0,00905 \text{ mm}^{-1}} = \underline{\underline{-7800 \text{ Nmm/mm}}} \quad (4.1)$$

c)

Finner videre spenningene i sylinderskallet ved innfestingen til flensen (ved $x = 0$).

Spenningen i aksial retning i skallets ytterflater finnes ved å summere aksialspenningen og bøyespenningen i aksialretning (formel 3.38)

$$\sigma_x = \sigma_{xm} + \frac{6M}{h^2} = 75 + 117 = \underline{\underline{+192 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden)}$$

$$\sigma_x = \sigma_{xm} - \frac{6M}{h^2} = 75 - 117 = \underline{\underline{-42 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden)}$$

I ringretningen er tøyningen gitt ved å omforme formel 3.18

$$\frac{w}{r} = \varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_x)$$

Omformer og får

$$\sigma_t = \frac{Ew}{r} + \nu\sigma_x \quad (4.6)$$

Denne spenningen inkluderer membranspenningen σ_{tm} siden membrandeformasjonen w_m er inkludert i w .

Finner så videre de tilhørende tangentialspenningene på samme sted som for aksialspenningene funnet over. Benytter formel 4.6 og setter inn den radielle deformasjonen ved flensen ($x = 0$) og aksialspenningen funnet over på henholdsvis utsiden og innsiden av skallet.

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 0,318 \text{ mm}}{1010 \text{ mm}} + 0,3 \cdot -42 \text{ MPa} = 63 \text{ MPa} - 13 \text{ MPa} = \underline{\underline{+ 50 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden)}$$

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 0,318 \text{ mm}}{1010 \text{ mm}} + 0,3 \cdot 192 \text{ MPa} = 63 \text{ MPa} + 58 \text{ MPa} = \underline{\underline{+ 121 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden)}$$

Bøyepeningen i nærheten av flensene blir relativt høy i forhold til membranspenningene. For å minske disse bøyepeningene utstyres de fleste flenser med en krage (Figur 4-3 og Figur 4-4).

d)

Beregner største hovedspenning

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

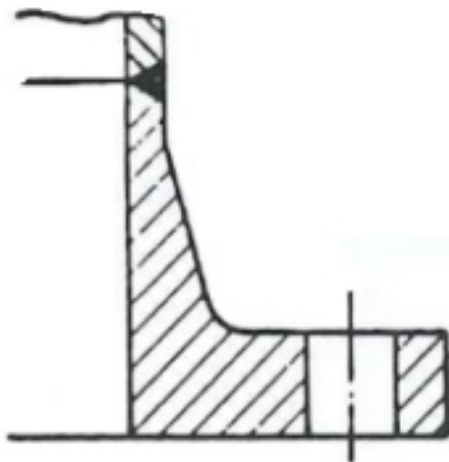
Siden τ_{xy} antas å være lik null blir

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

Dermed blir den største hovedspenning for innside og videre for utside:

$$\sigma_1 = \sigma_x = \underline{\underline{192 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden)}$$

$$\sigma_1 = \sigma_y = \underline{\underline{50 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden)}$$



Figur 4-3: Kraget flens [1].



Figur 4-4: [42].

4.1.1. Beregning med DNVGL-RP-C203

Eksempelet i kapittel 4.1 var som nevnt hentet fra *Maskindeler 2* [1]. I dette delkapittelet kommer et ekstra eksempel som tillegg og er en fortsettelse etter del d) i kapittel 4.1.

Delkapittelet går igjennom følgende:

- a) Beregne spenningen ved flensen etter RP-C203 [4] s.193-196 (Vedlegg G).
- b) Kommentere resultatet.

a)

Fra Vedlegg G, s. 195:

$$\beta_{SCF} = 1 + \frac{1,56h \cdot \sqrt{r \cdot h}}{A_r} = 1 + \frac{1,56 \cdot 20 \text{ mm} \cdot \sqrt{1010 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}}}{80 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}} = 1,554$$

A_r er tverrsnittsarealet av ringstiveren (effektivt ringareal). Beskrevet i Vedlegg F.

Spenningskonsentrasjonsfaktor for skallets innside:

$$SCF = 1 + \frac{3,087}{\beta_{SCF}} = 1 + \frac{3,087}{1,554} = 2,986$$

og videre for skallets utside:

$$SCF = 1 - \frac{3,087}{\beta_{SCF}} = 1 - \frac{3,087}{1,554} = -0,986$$

Spenningskonsentrasjonsfaktoren multipliseres med den nominelle aksialspenningen σ_{xm} i skallet som følge av endelokkene. Denne er hentet fra beregningene under a) i kapittel 4.1.

Spenninger ved flensforbindelsens innside:

$$\sigma = SCF \cdot \sigma_{xm} = 2,986 \cdot 75 \text{ MPa} \approx \underline{\underline{224 \text{ MPa}}}$$

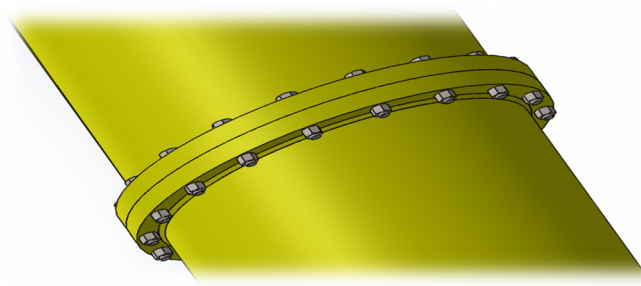
og for utsiden

$$\sigma = SCF \cdot \sigma_{xm} = -0,986 \cdot 75 \text{ MPa} \approx \underline{\underline{-74 \text{ MPa}}}$$

b)

Spennningene med beregningene fra den anbefalte praksisen gir ca. 17 % høyere spenning ved skallets innside og 76 % lavere spenning ved skallets utside i forhold til aksialspenningene beregnet i kapittel 4.1, deloppgave c). Avviket kan skyldes mange årsaker. En mulig årsak kan være at spenningskonsentrasjonsfaktoren en får fra disse beregningene er beregnet for bruk til lavsykelutmatting [4] (side 193), der flensforbindelsen er sveist til skallet. I håndberegningene under kapittel 4.1 tas det ingen høyde for spenningskonsentrasjoner som eventuelt oppstår ved sveisegeometrier, noe som antakeligvis er tatt høyde for i beregningen fra den anbefalte praksisen.

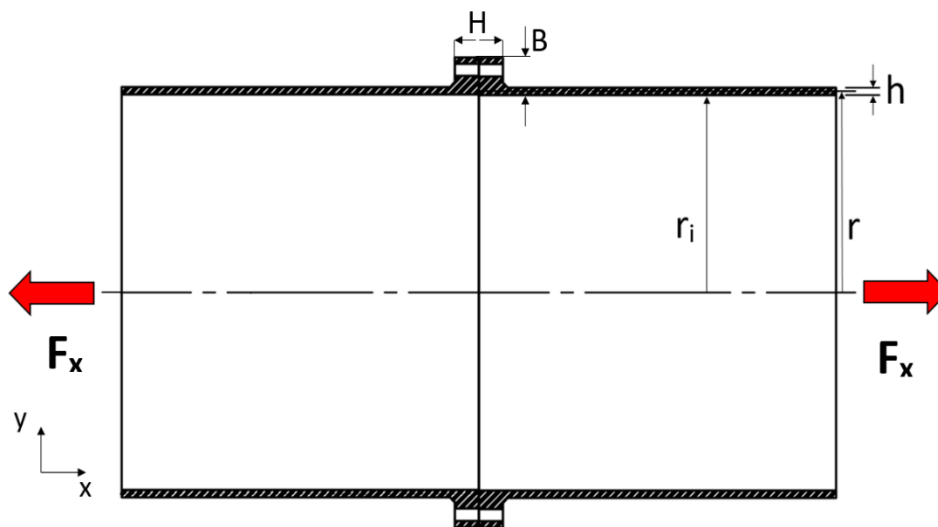
4.2. Flensforbindelse



Figur 4-5: Flensforbindelse.

I en offshore fagverkskonstruksjon av stål (jacket), er en av stavnene i fagverket skjøtet med en flensforbindelse. Flensforbindelsen består av to flensringer som er skrudd sammen og danner en fast forbindelse. Hver av flensringene er sveist fast i hvert sitt sylinderskall. Flensringen og sylinderskallet betraktes som helt sammenføyd og i samme materiale. Forbindelsen er påkjent med en aksial strekkraft på 3500 kN. Det er ingen trykkforskjell på innsiden og utsiden av røret.

Alle deler er av stål med en E-modul på $2 \cdot 10^5$ MPa. Videre er dimensjonene vist som på figuren under. Sylinderskallet har også en fri lengde fra flensen som er mye større enn en dempningslengde (s^*). Det gjøres en forenkling i modellen ved å anta at materialet i flensringen ikke deformeres ved innfestingen til sylinderskallet. Samtidig er det antatt at flensen er «uendelig stiv» mot vridning, det vil si at ringen kan bare deformeres i radiell retning. Ser også bort fra sveiser, skruehull i flensen og effekter fra eventuelle forspente skruer.



Data:

$$r_i = 400 \text{ mm}$$

$$h = 15 \text{ mm}$$

$$r = r_i + \frac{h}{2} = 407,5 \text{ mm}$$

$$F_x = 3500 \text{ kN}$$

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$H = 100 \text{ mm}$$

$$B = 75 \text{ mm}$$

Figur 4-6: Snittfigur av flensforbindelsen. Koordinatsystemet angir retningene på figuren.

Eksempelet går gjennom følgende:

- Beregne membranspenninger og tøyninger i sylinderskallet utenfor forstyrrelseslengden.
- Angi grensebetingelsene ved snittet mellom flens og skall.
- Finne spenningene som virker i snittet ($x = 0$).

- d) Skissere deformasjonsforløpet på den ene siden av ringen (antar symmetrisk deformasjon om flensskjøten).
- e) Beregne spenningene som virker i snittet ($x = 0$), men betrakter nå flensen som et tykkvegget rør. Sammenlikne mot svaret i c)
- f) Gjøre en vurdering av forenklingen å betrakte flensringene som «uendelig stive» mot deformasjon i alle retninger.
- g) Beregne største hovedspenning med formel 2.1
- h) Beregne spenningen ved flensen etter RP-C203 s.50-51 (Vedlegg F) og kommentere resultatet.

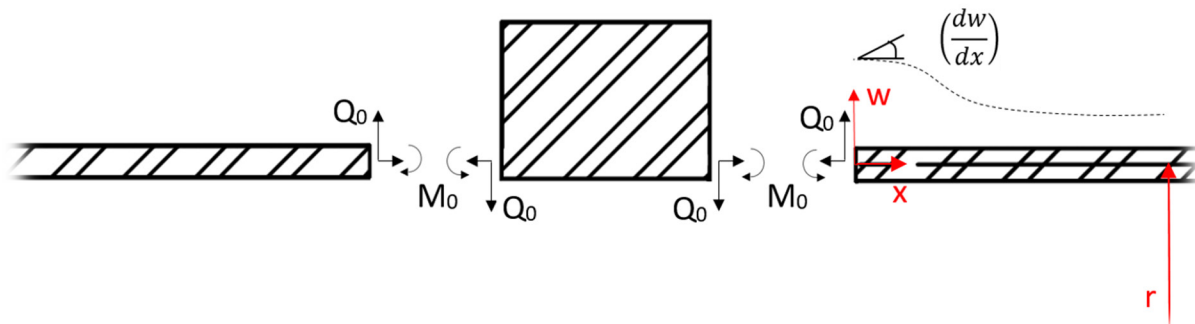
- a) Beregner membranspenninger og deformasjoner med formlene utledet i kapittel 3.5

$$\sigma_{xm} = \frac{F_x}{A_x} = \frac{F_x}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot h} = \frac{3500 \text{ kN}}{2 \cdot \pi \cdot 407,5 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}} = \underline{\underline{91,13 \text{ MPa}}} \quad (3.15)$$

$$\sigma_{tm} = \frac{F_y}{A_y} = \underline{\underline{0 \text{ MPa}}} \quad (3.16)$$

$$w_m = \frac{r}{E} (\sigma_{tm} - \nu \sigma_{xm}) = \frac{407,5 \text{ mm}}{2 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \cdot (-0,3 \cdot 91,13 \text{ MPa}) = -0,0557 \approx \underline{\underline{-0,056 \text{ mm}}} \quad (3.18)$$

- b) Grensebetingelsene angir hvilke forutsetninger som gjøres i snittet mellom skall og flens for å kunne løse problemet.



Figur 4-7: Snittstørrelser mellom skall og flens.

Snitter sylinderskallene ved flensen, definerer et koordinatsystem og setter på snittkrefter. Snittkreftene er positive i forhold til retningene på figuren. De horisontale pilene representerer aksialkraften, men er ikke angitt med symbol siden den ikke er med i beregningene. Den stiplede linjen viser antatt deformasjonsforløp og positiv vinkel.

Antar at flensen er symmetrisk belastet fra hver side og samtidig at flensen er «uendelig stiv» mot vridning. Flensmaterialet antas å ikke deformeres som følge av M_0 . Dette fører til at dreiningsvinkelen for bøyetilstanden i skallet ved $x = 0$ blir

$$\left(\frac{dw}{dx} \right)_b = 0$$

Antar videre at middelflaten i sylinderskallet er horisontal langt borte fra bøyeområdet (dreiningsvinkelen til membranen er null). Får da at

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_m = 0$$

Antar også at flensens deformasjon (w_{flens}) og deformasjonen til middelflaten i skallet (w) er den samme ved $x = 0$.

c) Starter med å finne uttrykkene for deformasjon og vinkel for bøyetilstanden ved $x = 0$. Formlene er utledet i kapittel 3.6

$$w_b = \frac{Q_0}{2n^3D} - \frac{M_0}{2n^2D} \quad (3.34)$$

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_b = \frac{M_0}{nD} - \frac{Q_0}{2n^2D} \quad (3.35)$$

Den totale deformasjonen for sylinderskallet i punktet der $x = 0$ (w) blir summen av membrandeformasjonen og bøyedeformasjonen.

$$w = w_m + w_b$$

Videre blir den totale vinkeldreiningen der sylinderskallet er festet til flensen summen av skallets membranvinkel (vinkelen langt borte fra flensen) og vinkeldreiningen til sylinderskallet ved innfestingen til flensen. Antok at membranvinkelen var null i b)

$$\frac{dw}{dx} = \left(\frac{dw}{dx}\right)_m + \left(\frac{dw}{dx}\right)_b$$

og siden det ble antatt i b) at grensebetingelsen $\left(\frac{dw}{dx}\right)_b = 0$ og $\left(\frac{dw}{dx}\right)_m = 0$ blir

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_b = \frac{M_0}{nD} - \frac{Q_0}{2n^2D} = 0 \quad (3.35)$$

Dette gir

$$M_0 = \frac{Q_0}{2n}$$

Dette innsatt i formel 3.34 gir

$$w_b = \frac{Q_0}{2n^3D} - \frac{Q_0}{4n^3D} = \frac{Q_0}{4n^3D}$$

Videre beregnes konstantene utledet i kapittel 3.

$$n = \frac{1,285}{\sqrt{rh}} = \frac{1,285}{\sqrt{407,5 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}}} = 1,644 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^{-1} \quad (3.27)$$

og

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} = \frac{2 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot (15 \text{ mm})^3}{12(1-0,3^2)} = 6,181 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (3.7)$$

Ved å sette tallverdiene inn i formelen for w_b over og videre sette dette inn i formelen for sylinderskallets deformasjon fås

$$w = w_m + w_b = -0,056 + 9,103 \cdot 10^{-4} Q_0 \quad (4.7)$$

For å finne flensens radielle deformasjon er det i dette eksempelet tatt utgangspunkt i en tilnærmet formel. Dette er gjort for å forenkle beregningen noe. Formelen er hentet fra [23] s. 481.

$$w_{flens} = \frac{-2Q_0 \cdot r^2}{A \cdot E} \quad (4.8)$$

der A er ringens tverrsnittareal.

Setter verdier inn i formel og finner et uttrykk for deformasjonen

$$w_{flens} = \frac{-2Q_0 \cdot (407,5 \text{ mm})^2}{(75 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}) \cdot (2 \cdot 10^5) \text{ MPa}} = -2,214 \cdot 10^{-4} Q_0$$

Her antas det at tøyningen er lik gjennom ringen.

Ved grensebetingelsene i b) er det forutsatt at flens og skall har samme deformasjon i snittet (ved $x = 0$).

Setter da (4.7) lik (4.8) og får

$$-0,056 + 9,103 \cdot 10^{-4} Q_0 = -2,214 \cdot 10^{-4} Q_0$$

Løser og får

$$Q_0 = 49,22 \text{ N/mm}$$

Finner så M_0

$$M_0 = \frac{Q_0}{2n} = \frac{49,22 \text{ N/mm}}{2 \cdot 1,644 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^{-1}} = 1496,96 \approx 1497 \text{ Nmm/mm}$$

Finner videre spenningene i sylinderskallet ved innfestingen til flensen (ved $x = 0$).

Spenningen i aksial retning i skallets ytterflater finnes ved å summere aksialspenningen og bøyespenningen i aksialretning (formel 3.38)

$$\sigma_x = \sigma_{xm} \pm \frac{6M}{h^2}$$

$$\sigma_x = \sigma_{xm} + \frac{6M}{h^2} = 91,13 + \frac{6 \cdot 1497 \text{ N/mm}}{(15 \text{ mm})^2} = \underline{\underline{+131 \text{ MPa (utsiden)}}}$$

$$\sigma_x = \sigma_{xm} - \frac{6M}{h^2} = 91,13 - \frac{6 \cdot 1497 \text{ N/mm}}{(15 \text{ mm})^2} = \underline{\underline{+51,21 \text{ MPa (innsiden)}}}$$

I ringretningen er tøyningen gitt ved å omforme formel 3.18

$$\frac{w}{r} = \varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_x) \quad (4.6)$$

Omformer og får

$$\sigma_t = \frac{Ew}{r} + \nu \sigma_x$$

Denne spenningen inkluderer membranspenningen σ_{tm} siden membrandeformasjonen w_m er inkludert i w .

Flensens radielle deformasjon finnes ved å sette Q_0 inn i formel 4.8

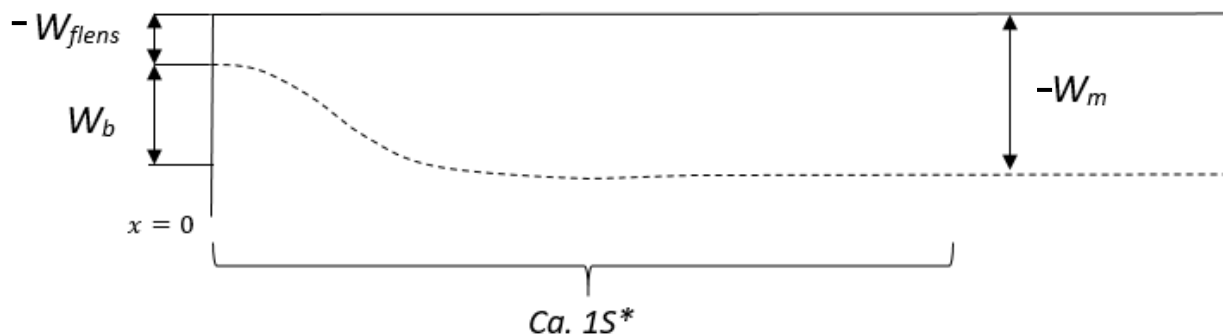
$$w_{flens} = -2,214 \cdot 10^{-4} Q_0 = -2,214 \cdot 10^{-4} \cdot 49,22 \text{ N/mm} = \underline{-0,0109 \text{ mm}}$$

Finner så videre de tilhørende tangentialspenningene på samme sted som for aksialspenningene funnet over. Benytter formel 4.6 og setter inn den radielle deformasjonen ved flensen ($x = 0$) og aksialspenningen funnet over på henholdsvis utsiden og innsiden av skallet.

$$\frac{2 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot (-0,011 \text{ mm})}{407,5 \text{ mm}} + 0,3 \cdot 131 \text{ MPa} = -5,4 \text{ MPa} + 39,30 \text{ MPa} = \underline{+ 34 \text{ MPa}} \text{ (utsiden)}$$

$$\frac{2 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot (-0,011 \text{ mm})}{407,5 \text{ mm}} + 0,3 \cdot 51,21 \text{ MPa} = -5,4 \text{ MPa} + 15,36 \text{ MPa} = \underline{+ 10 \text{ MPa}} \text{ (innsiden)}$$

d)



Figur 4-8: Den stiplede linjen viser en skissering av middeflatens deformasjon, Videre er flensens deformasjon og bøyedeformasjonen ved $x=0$ vist på figuren. Membrandeformasjonen er vist etter ca. en dempningslengde.

Det kan være verdt å nevne at når membrandeformasjonen er negativ, blir bøyedeformasjonen positiv. Dette er det motsatte av det som var tilfellet i kapittel 4.1 der membrandeformasjonen var positiv og bøyedeformasjonen var negativ. Det viser seg i siste del av deloppgave b) i kapittel 4.1. En kan også teste ved å sette inn i formel 3.34.

e)

Uttrykket for deformasjon i flensen betraktet som et tykkvegget rør

$$w_{flens} = \frac{p_i r_i^2}{E(r_y^2 - r_i^2)} \left[(1 - \nu) r + (1 + \nu) \frac{r_y^2}{r} \right] \quad (4.3)$$

Der r_i er indre radius, r_y er ytre radius, E er E-modulen og ν er Poissons tall for flensen.

For flensen betraktet som et tykkvegget rør settes

$$r_i = 400 \text{ mm}$$

$$r_y = r_i + B = 400 \text{ mm} + 75 \text{ mm} = 475 \text{ mm}$$

$$r = 407,5 \text{ mm}$$

I dette tilfellet blir det indre trykk $p = 0$, siden det ikke er noe trykk inne i forbindelsen og formel 4.4 blir da til

$$p_i = \frac{-2 \cdot Q_0 \cdot 2\pi r}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot H} = -\frac{Q_0 \cdot r}{r_i \cdot \frac{H}{2}} = -\frac{Q_0 \cdot 407,5 \text{ mm}}{400 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm}} = -0,0204 \cdot Q_0 \quad (4.9)$$

$-Q_0$ siden den er definert negativ på Figur 4-7.

Setter så (4.9) inn i (4.3) og ender opp med

$$w_{flens} = -2,496 \cdot 10^{-4} Q_0 \quad (4.10)$$

Uttrykket gir flensens radielle deformasjon ved radien r , altså ved sylinderskallets middelflate som følge av Q_0 .

Under samme forutsetninger som i b) og c) settes sylinderskall og flens sammen. Setter (4.7) lik (4.10)

$$-0,056 + 9,103 \cdot 10^{-4} Q_0 = -2,496 \cdot 10^{-4} Q_0$$

Løser og får

$$Q_0 = 48,3 \text{ N/mm}$$

$$M_0 = \frac{Q_0}{2n} = \frac{48,3 \text{ N/mm}}{2 \cdot 1,644 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^{-1}} \approx 1468 \text{ Nmm/mm}$$

Finner videre M_0

Finner så spenningene ved flensen på akkurat samme måte som i siste del av c), men setter nå inn flensens deformasjon beregnet med formel 4.10. Dette gir

$$\sigma_x = \underline{\underline{130 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden)} \text{ og } \sigma_t = \underline{\underline{33,2 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden)}$$

$$\sigma_x = \underline{\underline{52 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden)} \text{ og } \sigma_t = \underline{\underline{9,7 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden)}$$

Praktisk sett er det minimal forskjell mellom svarene. Det er dels fordi bøyespenningen utgjør en ganske liten del av membranspenningen. Den forenklede formelen for flensens deformasjon gir ca. 10 % mindre deformasjon enn formelen med tykkvegget rør, men forskjellen utgjør lite om en sammenlikner den totale deformasjonen til flensen i de to tilnærmingene. Dess mer tynnvegget røret blir, dess nærmere skal den forenklede formelen og den tykkveggede formelen komme hverandre. Den forenklede formelen kan være lettere å bruke og gi like gode resultater. Men, før en gjør slike forenklinger kan det være lurt å vurdere hvor mye det påvirker sluttsvaret i hver enkelt situasjon.

f)

I delene a) - e) er det regnet med

$$w = w_m + w_b = w_{flens}$$

$$w_b = w_{flens} - w_m$$

$$\frac{Q_0}{2n^3 D} - \frac{M_0}{2n^2 D} = w_{flens} - w_m$$

Hvis w_{flens} hadde vært null, ville høyresiden av likningen blitt større, da ville Q_0 og M_0 også blitt større. Hvis en ser bort fra flensens deformasjon for å forenkle beregningene vil en få høyere Q_0 og M_0 og videre høyere spenninger.

Hvis en setter formel 4.7 i deloppgave c) lik null, blir $-w_m = w_b$ og en ser da bort fra flensens deformasjon. Hvis en så følger prosedyren i resten av eksempelet får en:

$$\sigma_x = \underline{\underline{141,2 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden) og } \sigma_t = \underline{\underline{42,4 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden)}$$

$$\sigma_x = \underline{\underline{41,4 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden) og } \sigma_t = \underline{\underline{12,4 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden)}$$

Som nevnt over blir forandringene moderate siden membranspenningen er høy i forhold til bøyespenningen. For eksempel vil spenningen være maks 141,2 MPa med fast innspenning av sylinderskallet, men ville vært lik membranspenningen på 91,13 MPa om skallet fikk lov til å trekke seg sammen overalt.

g)

Beregner største hovedspenning der det er regnet med tykkvegget rør i e)

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

Siden τ_{xy} antas å være lik null blir

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

Dermed blir de største hovedspenningene på utsiden og innsiden:

$$\sigma_1 = \sigma_x = \underline{\underline{130 \text{ MPa}}} \text{ (innsiden)}$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = \underline{\underline{52 \text{ MPa}}} \text{ (utsiden)}$$

h)

Spenningskonsentrasjonsfaktoren for et ringstivet skall kan kalkuleres med følgende formel etter den anbefalte praksisen DNVGL-RP-C203 [4] s.50-51 (Vedlegg F):

Skallets utside:

$$SCF = 1 + \frac{0,54}{\alpha_{SCF}}$$

Skallets innside:

$$SCF = 1 - \frac{0,54}{\alpha_{SCF}}$$

Der

$$\alpha_{SCF} = 1 + \frac{1,56 \cdot h \cdot \sqrt{r \cdot h}}{A_r}$$

Benytter det effektive arealet A_r av ringstiveren uten skallet.

Spenningskonsentrasjonsfaktoren multipliseres med den nominelle aksialspenningen σ_{xm} i skallet som følge av strekkpåkjenning.

Starter med å finne α_{SCF} :

$$\alpha_{SCF} = 1 + \frac{1,56 \cdot 15 \text{ mm} \cdot \sqrt{407,5 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}}}{100 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm}} = 1,3$$

Spenningskonsentrasjonsfaktor for skallets utside

$$SCF = 1 + \frac{0,54}{1,3} = 1,42$$

og for innsiden

$$SCF = 1 - \frac{0,54}{1,3} = 0,58$$

Nominell aksialspenning (membranspenning) funnet i a) er $\sigma_{xm} = 91,13 \text{ MPa}$. Spenningen ved ringstiveren på henholdsvis skallets utside og innside blir da

$$\sigma = SCF \cdot \sigma_{xm} = 1,42 \cdot 91,13 \text{ MPa} \approx \underline{\underline{129,4 \text{ MPa (utsiden)}}}$$

$$\sigma = SCF \cdot \sigma_{xm} = 0,58 \cdot 91,13 \text{ MPa} \approx \underline{\underline{52,9 \text{ MPa (innsiden)}}}$$

Spenningskonsentrasjonsfaktorene virker til å stemme svært bra med begge beregningene over der flensen deformerer seg. Spenningskonsentrasjonsfaktorene er beregnet for bruk til utmattingsberegninger etter RP-C203. Det kan tyde på at skallberegningene gjort over og modellen som benyttes i den ovennevnte praksisen samsvarer. Hva som skjer rundt geometriske endringer som for eksempel sveiser vurderes nærmere i kapittel 7.

5. FEA MED ANSYS® WORKBENCH

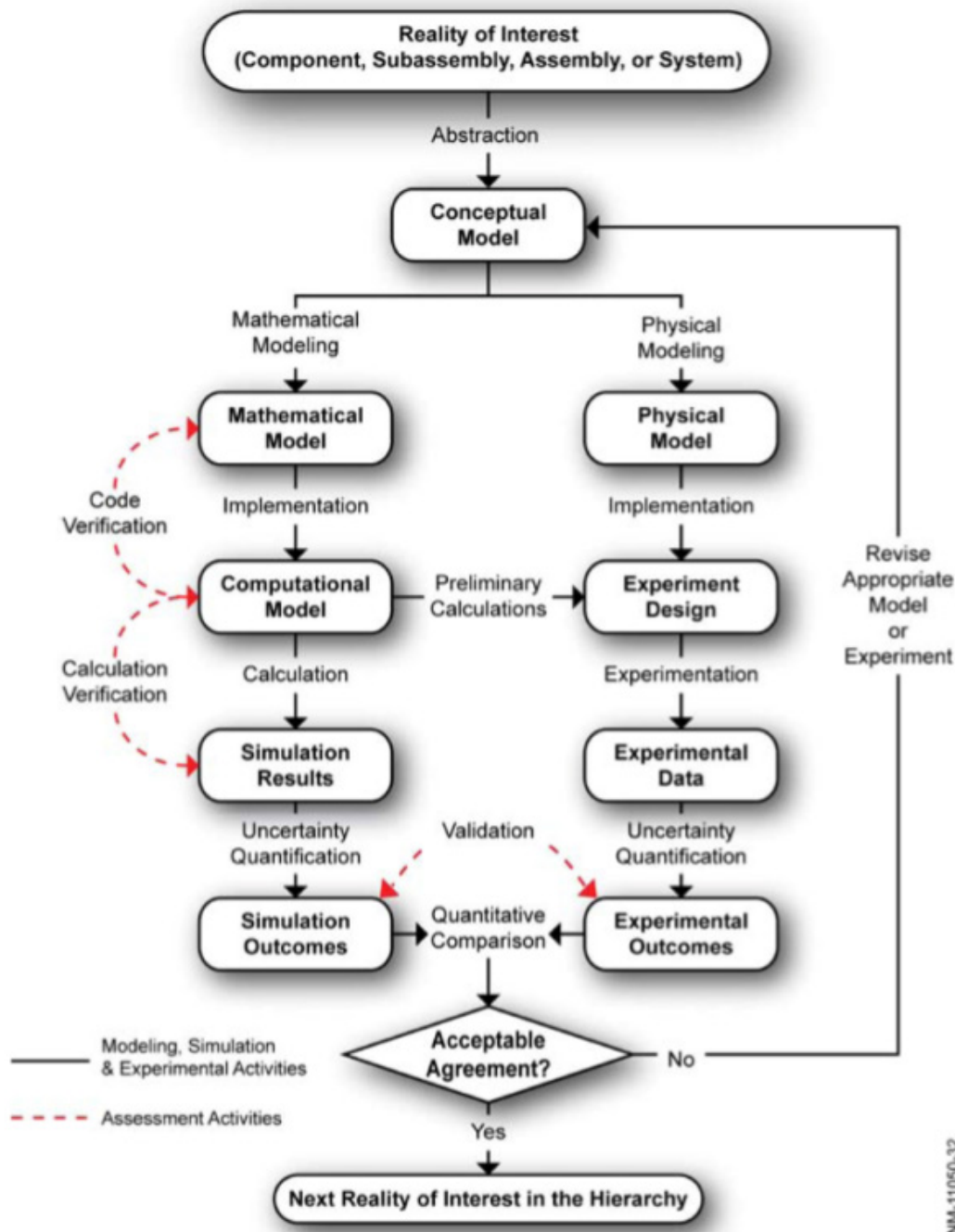
I kapittelet vil flere viktige temaer tilknyttet elementanalyse (refereres videre til som FEA «Finite Element Analysis») generelt og modelleringen i denne oppgaven belyses. Det ville blitt for omfattende å ta med hele rammeverket rundt emnet. Derfor forutsettes det at leseren har grunnleggende kunnskaper om elementmetoden og noe kjennskap til FEA-programvare. Med grunnleggende kunnskap menes kjennskap til terminologi og hva FEA/FEM går ut på. Det gjøres også klart alt i denne oppgaven er gjort med «Static Structural Analysis». Det er dermed underforstått at alt som refereres til i denne oppgaven foregår i, og at konteksten går ut av «Static Structural Analysis» i ANSYS Workbench. Selve analysene gjøres i ANSYS Mechanical og redigering av geometrier gjøres i ANSYS DesignModeler.

5.1. ANSYS Workbench

ANSYS er en meget anerkjent CAE (Computer Aided Engineering)-programvareutvikler med opprinnelse i USA. ANSYS Workbench er en plattform som samler flere forskjellige analysesystemer og kan anvendes på mange områder som blant annet CFD (Computational Fluid Dynamics), strukturanalyse, svingningsanalyser og elektronikk. I denne oppgaven er det kun benyttet statisk strukturanalyse. Workbenchprogrammet har et grafisk brukergrensesnitt og kan kobles sammen med ulike CAD programmer slik at modeller kan overføres direkte for analyse. 3D/2D-modellering av komponenter kan også gjøres direkte i ANSYS DesignModeler. Programmet støtter også en rekke geometrifiler. I denne oppgaven er deler modellert i SolidWorks og overført til Workbench for videre analyse.

5.2. Feilkilder i FEA

FEA er en tilnærmelse av virkeligheten og en utfordring tilknyttet dette er å avgjøre om løsningen en får fra programvaren er god eller dårlig. Ofte kan dette være vanskelig hvis det ikke foreligger kjennskap til hva som er det «riktige» resultatet. Kritisk tenkning og varsomhet er gode egenskaper å vektlegge ved arbeid med FEA. GIGO (Garbage In Garbage Out) prinsippet er ofte assosiert med dette, der resultatene er et produkt av hvor godt grunnlaget blir lagt på forhånd. Om det er mulig, er det en stor fordel å verifisere resultater mot håndberegninger eller forsøksdata. Det finnes en rekke guider og standarder på dette området, blant flere nevnes ASME V V 10-2006 «Guide for Verification and Validation in Computational Solid Mechanics». Figur 5-1 stammer herfra og er et flytdiagram som illustrerer guidens forslag til verifikasjonsprosessen.



Figur 5-1: Flytdiagram hentet fra [24].

Det finnes en rekke feilkilder i FEA, og det vil være for omfattende å adressere alle her. I 5.2.1-5.2.4 nevnes noen av de vanligste problemene/ feilkildene en kan stå ovenfor og som er relevante for oppgaven.

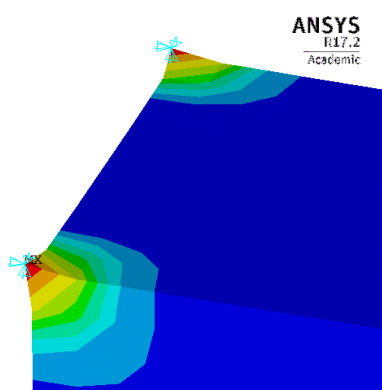
5.2.1. Singulariteter

En singularitet er en spenningskonsentrasjon lokalt i FEA-modellen som ikke konvergerer mot en bestemt verdi etter hvert som elementstørrelsen avtar [25]. I teorien vil spenningen gå mot uendelig etter hvert som elementstørrelsen nærmer seg uendelig liten. Dersom en modellerer en modell med et skarpt hjørne, har dette hjørnet i teorien ingen radius, og der hjørnekantene møter hverandre vil hjørnet bli uendelig skarpt [26]. Dette stemmer også med lineær

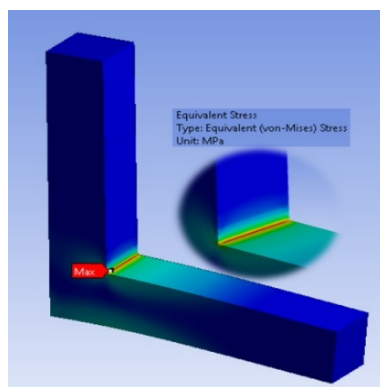
elastisitetsteori, der spenningen vil gå mot uendelig etter hvert som hjørnet blir «uendelig skarpt» [27]. Et problem singulariteter ofte medfører, er at spenningen i singulariteten blir såpass høy at fargekontrastene i FEM-modellen blir spredt over stort spenn. Da «forsvinner» andre viktige spenninger i modellen ved at de blir vanskelig å oppdage grafisk.

En ting er singulariteter ved grensebetingelser, noe som er greit nok om en er klar over at dette ikke har noen praktisk betydning. Det er også en kjent praksis å forenkle enkelte modeller med skarpe hjørner der det i virkeligheten er en radius eller en annen detalj. Dette gjøres gjerne fordi modellen blir en del lettere og raskere å analysere siden meshing og modellering av radier/detaljer kan være krevende og gi unødvendig tunge modeller [25]. Dette gjøres som regel der det åpenbart ikke er fare for brudd eller utmatting eller at en ikke er interessert i hva som skjer ved områdene en forenkler. En annen ting er singulariteter som oppstår ved interessante deler på konstruksjonen.

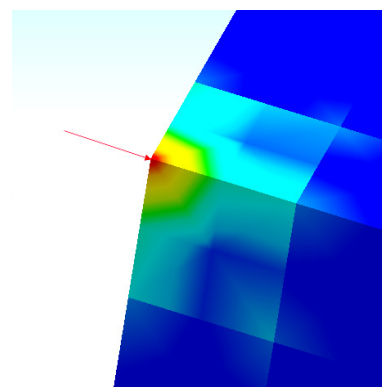
Singulariteter kan også oppstå som følge blant annet punktlast eller fasthold av punkter.



Figur 5-2: Fasthold av punkter.



Figur 5-3: Skarpe hjørner.



Figur 5-4: Punktlast.

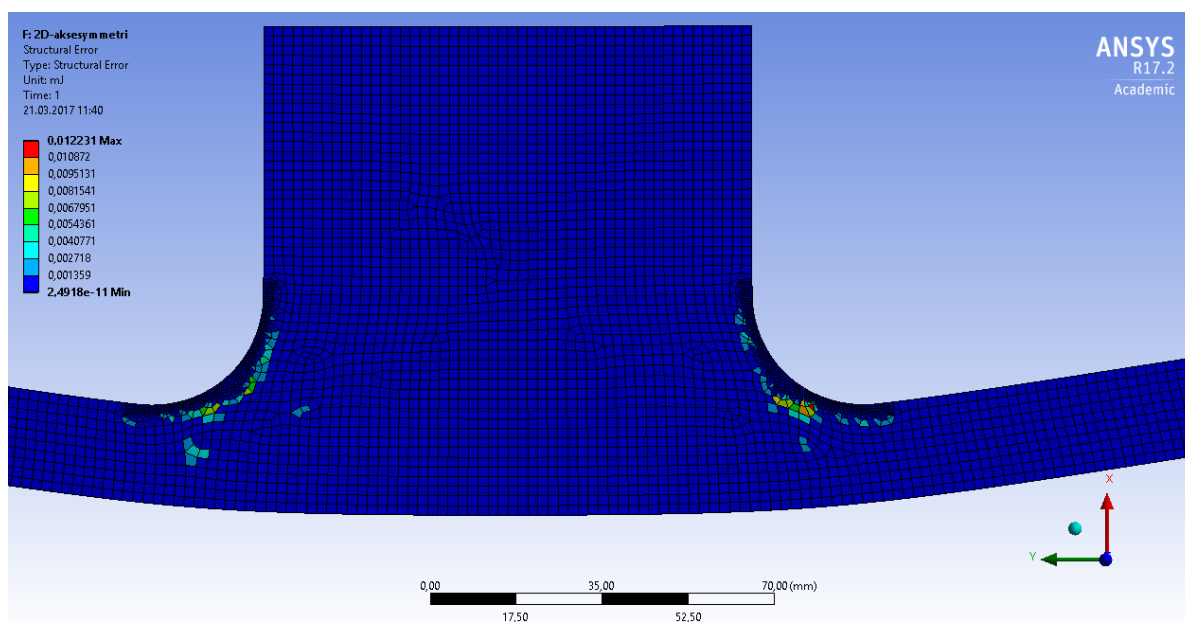
Singulariteten på Figur 5-3 har en ekstremt høy spenning og de andre spenningene langt borte fra singulariteten «forsvinner» i fargeplottet fordi fargekontrastene fordeler seg over et stort tallområde. Hva som er den faktiske spenningen i skarpe hjørner er imidlertid svært vanskelig å fastslå, og av liten interesse i praktisk sammenheng. Det er imidlertid svært viktig å være observant på skarpe geometrier dersom materialet er sprøtt eller utsettes for syklisk belastning da sprøbrudd og sprekker kan oppstå.

5.2.2. Elementstørrelse og elementnett (mesh)

Elementnettet (inndelingen av noder og elementer), heretter kalt meshet og elementstørrelsen (meshets grovhet) er viktige og omfattende emner i FEA. Her nevnes noen av emnene som er relevante i forhold til oppgaven. Generelt kan en si at hvis meshet er for grovt, vil resultatet bli upresist. Hvis meshet på den annen side er veldig fint, vil resultatet bli mer presist forutsatt at resten av parameterne er riktige, men datamengden og tidsbruken i analysen vil øke. Det vil derfor være nødvendig å finne balansen mellom disse ytterpunktene, der presisjonen og tidsbruken er innenfor akseptable rammer. På steder med kjerver, store geometriforandringer, hull og høye spenningsforandringer er det gjerne nødvendig å meshe finere for å få nøyaktige resultater [6]. Noe av årsaken til dette kan forklares med at diskontinuiteter mellom elementer har en tendens til å bli lavere med flere anvendte elementer [28]. Algoritmer for meshing i

dagens FEA programmer er relativt gode og med kunnskap om bruken av disse samtlig kunnskap om krav til finere inndeling på områder som nevnt over, kan en komme ut med gode resultater.

I oppgaven er det forsøkt en tilnærming til et brukbart mesh med tettere inndeling på kritiske lokale steder («refinements»), men nevnes ikke videre da det ikke er anvendt i de endelige analysene. Samtidig er det forsøkt å variere meshstørrelsen og vurdere forandringer i spenninger, noe som kan være god indikator på om spenninger stabliserer seg (konvergerer) mot en bestemt verdi [29]. Det er også mulig å se på «Structural Error» kalt diskretiseringsfeil [28] med et feilplot i ANSYS. I tillegg er det mulig å vurdere elementer ut fra skjevhet «skewness» og elementkvalitet «element quality», noe som gjerne gjøres før en kjører selve analysen mens en bearbeider meshet og undersøker dets kvalitet. Vurdering av elementer ut fra skjevhet er ganske vanlig, men er ikke gjort i denne oppgaven. Skjevhet er en verdi som ligger mellom 0 og 1. Jo nærmere 0 dess bedre. Ifølge [3] er en skjevhet større enn 0,95 ansett som uakseptabelt for en analyse. I denne oppgaven er meshet vurdert ut fra elementkvalitet. Eksempler på hvordan dette er benyttet er vist og kommentert i veilederne.



Figur 5-5: Fargeplott av «Structural Error».

«Structural Error» som vist på figuren over kan tolkes som et estimat på feil basert på gjennomsnittspenningen som en jevn fordeling over hele modellen og spenningen beregnet av FEM for hvert element [26]. Feilen uttrykkes som energifeil. Et mål i analyser blir da å få denne feilen ned mot null eller så lav som mulig. Dess lavere, dess bedre. I modellen over, som var en av de tidligere modellene i denne oppgaven, er feilen tilnærmet null over hele. Feilen ved radien er også lav, men i overgangen fra det finere meshet i radiusen til det grovere meshet er det noe feil, men svært lav og neglisjerbar. Feilen skyldes mest sannsynlig noen elementer med ugunstig form i denne overgangen. I noen tilfeller kan det være lurt å sammenlikne energifeilen i forhold til for eksempel spenninger med en analyse en kjenner svaret fra, for eksempel et formelverk, for å få føling med hvor mye feilen vist i ANSYS har å si.

5.2.3. Grensebetingelser (opplagringer og belastninger)

Grensebetingelser er «betingelser anvendt på avgrensninger på et elementnett» [3]. For strukturelle problemer er dette betingelser som blant annet forflytninger, opplagringer, krefter, fordelte laster (trykk), termisk ekspansjon og gravitasjon. Det to sistnevnte nevnes ikke videre i oppgaven. Når en modellerer et objekt med FEA tar en gjerne ut en del av helheten. Påvirkningene fra omverdenen blir da grensebetingelsene som virker på modellen. Ofte forenkles påvirkningene i analysen fordi den faktiske virkeligheten er for kompleks til å kunne beskrives. Om ikke grensebetingelsene gjenspeiler omverdenen på en god måte vil man heller ikke få noen god tilnærming. På den annen side kan svært gode tilnærmelser oppnås dersom grensebetingelsene som beskriver virkeligheten godt. Et eksempel er en bjelke som i FEA-modellen er fast innspenst i en ende. I analysen er da innspenningen «uendelig stiv». I virkeligheten vil innspenningen til bjelken fjære noe hvis innspenningen i virkeligheten ikke er «uendelig stiv». Men, hvis differansen mellom analysen og virkeligheten er så liten at den er neglisjerbar i praktisk sammenheng, beskriver analysen virkeligheten godt. Å definere grensebetingelser på en god måte kan i visse tilfeller være krevende og ha en stor påvirkning på resultatet en får.

5.2.4. Feilmeldinger og advarsler

ANSYS forsøker å gi feilmeldinger dersom noe ikke er som det skal og advarsler for å gjøre brukeren oppmerksom på viktige tilfeller. Algoritmene har med tiden blitt svært gode og kan avdekke en del feil/mulige problemer [30]. Det bør uansett ikke ansees som noen trygghet, men heller som en hjelp til brukeren. Feilmeldinger bør undersøkes grundig i alle fall.

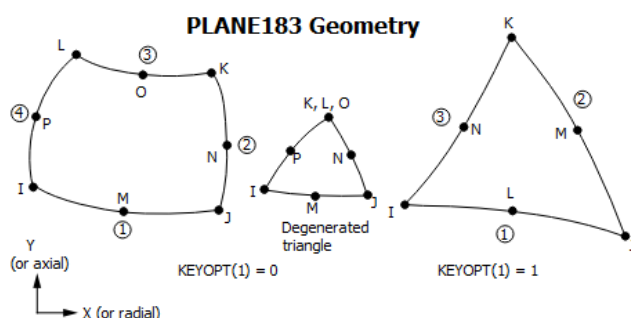
5.3. Elementvalg

Elementvalg i FEA kan vel nesten hevdes å være et eget fagfelt. Med hundrevis av elementtyper å velge i ANSYS kan det være vanskelig og forvirrende å finne et passende element til analysen. Å velge egnede elementer i en FEA-modell er relativt viktig for å få en god tilnærming av det en ønsker å modellere. Om man er relativt ny i bruken av et program krever det nok litt tid, øvelse og erfaring for å gjøre seg kjent med ulike elementtyper og anvendelsespraksis. Temaet er såpass omfattende at det ville gått langt utover denne oppgaven å belyse det på en god måte. Derfor er det videre fokuset rettet mot elementvalg relatert til denne oppgaven. Workbench støtter direkte kun et begrenset utvalg av alle elementene som finnes i ANSYS [3]. Andre elementtyper er tilgjengelige ved bruk av Mechanical APDL (et annet ANSYS program). ANSYS kategoriserer elementer inn i grupper med liknende egenskaper som LINK, BEAM, SOLID, SHELL, PIPE, osv. Videre har elementet et unikt nummer som for eksempel SHELL 181 [6]. I oppgaven er det benyttet elementer som er direkte støttet i Workbench ettersom disse er egnet for tilfellene som undersøkes i denne oppgaven.

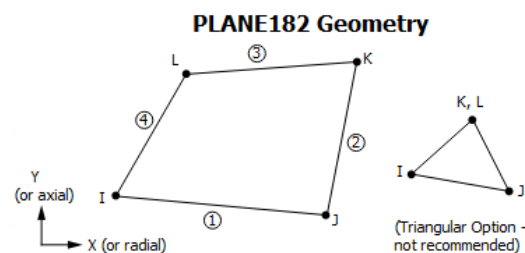
5.3.1. 2D elementer

En 3D-modell kan representeres ved å modellere et representativt tverrsnitt i 2D. Ved 2D analyse benyttes 2D elementer. Vanligvis mesher Workbench automatisk med 2D elementet PLANE183 [3]. PLANE183 er et kvadratisk element av høyere orden, det vil si at det er en node mellom elementets hjørnenoder (midtsidenoder). Elementet kan degenereres til et triangulært element, gjerne der det er vanskelig å meshe med kvadratiske elementer. Dersom

innstillingen «element midside nodes» settes til «dropped» mesher Workbench med PLANE182 som er et lavere ordens element, det vil si at det kun er noder i elementets hjørner. Også dette elementet kan degenereres til trekantelement, men er ikke anbefalt av ANSYS-hjelpen [22]. Ofte kan det være mer effektivt å bruke høyere ordens elementer. Funksjonene som beskriver forflytningen til elementene av høyere orden er også basert på andre funksjoner i forhold til førsteordenselementene [3]. Høyere ordens elementer gir gjerne noe mer presisjon på modeller med radier [29]. I modelleringen i denne oppgaven er det valgt å benytte PLANE183 elementer fordi dette elementet ansees egnet til analysen. Vurderingen er basert på ANSYS-hjelpen [22] (tilgjengelig fra Workbench). Det finnes noen andre alternativer, men de vil ikke bli vurdert nærmere.



Figur 5-6: [22].



Figur 5-7: [22].

5.3.2. 3D elementer

Ved 3D analyse i Workbench kan modellen meshes med ulike 3D-elementer avhengig av hvilke egenskaper en vil modellere. Ved standard oppsett mesher Workbench modellen med SOLID186 elementer dersom modellen er en volummodell [3]. Elementet fungerer godt til de fleste strukturanalyser av volummodeller. For detaljert informasjon om elementet, anvendelsesområder og alternativer henvises det til ANSYS-hjelpen [22] som er tilgjengelig fra Workbench.

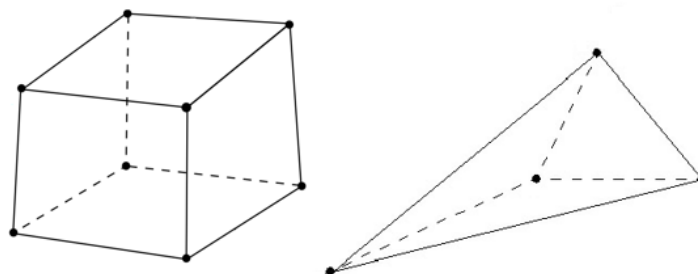
Siden denne oppgaven handler om sylinderskall ville det være naturlig å vurdere skallelementer. Skallelementer kan benyttes til å modellere tynne strukturer. Det eksisterer ingen faste regler som bestemmer når det er riktig å benytte skallelementer. Hvis strukturen fungerer som et skall, kan skallelementer benyttes ifølge ANSYS-hjelpen [22]. Skallelementer benyttes gjerne fremfor solidelementer ved modellering av skall fordi de som regel er raskere å løse, genererer mindre data og det er lett å finne krefter og momenter i modellen [31]. En av ulempene med skallelementer kan være at de er vanskelige å koble sammen med andre elementer [31]. Ifølge [32], gir solidelementet nevnt i avsnittet over og skallelementene SOLSH 190 og SHELL181 ganske like resultater ved modellering av skall med lineært elastisk materiale, men solidmodellen er en del tynge å løse. Solidelementene ser imidlertid ut til å svikte hvis de brukes til å simulere skall der materialet har ulineær oppførsel (plastisitetssanalyse).

Slik undertegnede forstår det kan en i prinsippet få relativt like resultater ved å meshe tynne konstruksjoner med solidelementer hvis en har kapasitet til å meshe fint nok. På store strukturer som skip og andre avstivede platestrukturer er det ofte (fortsatt) uoverkommelig å bruke solidelementer fordi datamengden blir alt for stor [33]. Enkelte skallelementer har den fordelen

at de har flere frihetsgrader per node (tar med rotasjon) i forhold til en del solidelementer og beskriver skallstrukturer mer effektivt med mindre ressurser. Det er vanskelig å konkretisere dette nærmere. Erfaring og sammenlikning av ulike tilfeller kan være en god måte å øke kunnskapen om hvordan skallelementer kan brukes effektivt og for å få gode resultater i en analyse.

5.3.3. Heksaeder-mesh versus tetraeder-mesh

Et tema relatert til meshing er hvorvidt en skal velge elementer med tetraeder form «tetrahedron» eller hekshaeder «heksahedron» form i en strukturanalyse. Det virker ikke som det er noe generelt svar på dette, men at det avhenger av hvilken analyse en skal gjøre, krav til nøyaktighet, geometri etc. Temaet er omfattende og et dypere studie ligger utenfor denne oppgaven. Likevel nevnes noen relevante forhold. Ved vanskelige geometrier er det ofte ikke mulig å benytte hekshaeder-mesh ettersom tetraeder-mesh er lettere å tilpasse i vanskelige geometrier. Det kan virke som at det generelt er anbefalt å bruke hekshaeder elementer om mulig siden disse kan gi bedre resultater med færre elementer og noder sammenliknet med et tetraeder elementer. Uansett virker det hele relativt og at de ulike mesh-formene kan være fordelaktige avhengig av situasjonen. I [3] sammenliknes de ovennevnte mesh-formene i en analyse av en bjelke. Generelt samsvarer de ulike analysene godt, men det er ikke anbefalt å bruke tetraeder elementer uten midtsidenoder (lavere ordens elementer). I analysene i oppgaven er ikke temaet over veldig vektlagt, men det er i hovedsak meshet med hekshaeder elementer fordi geometrien tillater det og at algoritmene i ANSYS generer disse automatisk. Enkelte hevder at dette temaet var mer kritisk i eldre FEA programmer, at dette er noe som henger igjen og videre at nyere algoritmer har gjort dette mindre kritisk.



Figur 5-8: Hekshaeder (venstre), tetraeder (høyre). Viser uten midtsidenoder.

5.4. Aksesymmetrisk modellering

Hvis alle deler av en modell - det vil si geometri, laster, materialer og grensebetingelser kan beskrives som symmetriske eller repeterende kan dette som regel brukes til å forenkle modellen. Hovedfordelen er at en kan konsentrere ressurser på et mindre område og dermed redusere modelleringstid og få mer presise resultater.

Typer av symmetriske og forenklete modeller:

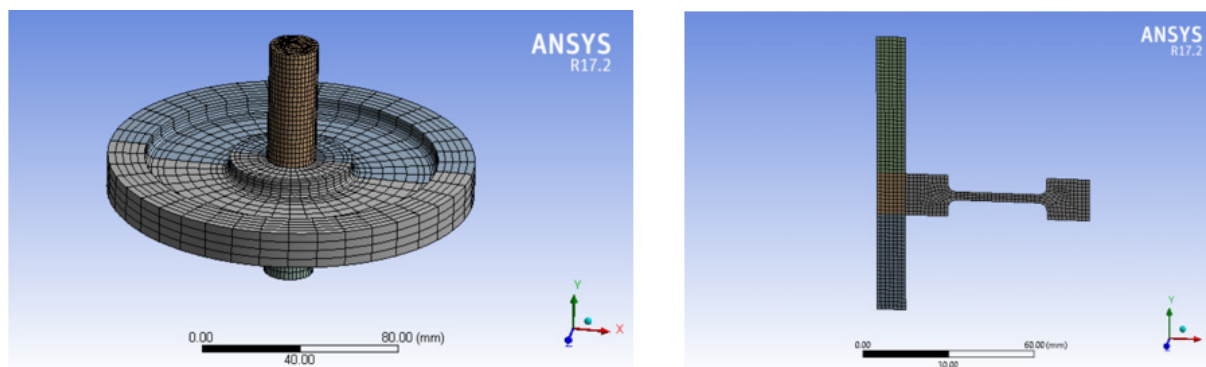
- Symmetrisk – symmetri om en akse eller et plan
- Syklisk symmetrisk – beskrevet under
- Aksesymmetrisk – beskrevet under
- Plan spenning – spenninger som virker i et plan (ingen tredje spenningskomponent)
- Plan tøyning – tøyning i planet (ingen tredje tøyingskomponent)

De to sistnevnte punktene er forenklinger som gjøres i bestemte tilfeller der et 2D snitt skal representere en 3D modell.

For å bruke disse modelltypene kreves enten spesielle grensebetingelser eller spesielle modell/elementtyper. I oppgaven er det benyttet syklisk symmetri og aksesykmetri.

5.4.1. 2D aksesykmetri

En 3D modell som er symmetrisk om en akse kan modelleres med aksesykmetri i 2D. Symmetriaksen kan kalles sentralaksen, og tverrsnittet er identisk for ethvert plan som passerer gjennom sentralaksen. For eksempel sylindere, kjegler etc. I denne modelltypen er det ikke mulig å ta med skruer etc., men modellen er veldig effektiv om en kan se bort fra slike detaljer. For analyse i ANSYS kreves det at modellen er representert ved en 2D geometri, altså flater. Modellen må også ligge i det globale XY-planet i positiv X-retning. For at modellen skal bli riktig må geometri, laster, opplagerbetingelser og materiale være likt rundt hele strukturen.



Figur 5-9: Full modell versus aksesykmetrisk. De to modellene representert her, representerer samme struktur. Fullmodellen har ca. 10 000 elementer, den aksesykmetriske har ca. 800 elementer.

5.4.2. 3D syklisk symmetri

Dersom en 3D modell kan deles i repeterende segmenter kan syklisk symmetri benyttes. I denne oppgaven benyttes syklisk symmetri om en akse. Syklisk symmetri kan også benyttes for repeterende segmenter langs en linje. I forhold til syklisk symmetri om en akse kan for eksempel kan et rør med flens og 36 boltehull deles i 36 segmenter på 10° rundt sentralaksen gitt at modellen er syklisk symmetrisk om aksens. Et annet eksempel kan være et tannhjul som kan deles i et gitt antall like segmenter rundt en akse. I ANSYS defineres gjerne et sylindrisk koordinatsystem dersom en vil definere syklisk symmetri om en akse. Videre defineres øvre og nedre grense for modellen som må være helt identiske.

5.5. Analyseinnstillinger

I ANSYS finnes flere analyseinnstillinger avhengig av hva en vil modellere som for eksempel ikke lineariteter ved store deformasjoner/plastisitet eller belastningssteg «load steps» ved påføring laster på modellen til ulike tider. I denne oppgaven er det benyttet standard innstillinger. Standardinnstillingene er beregnet for relativt enkle lineære statiske analyser, noe som er tilfelle her.

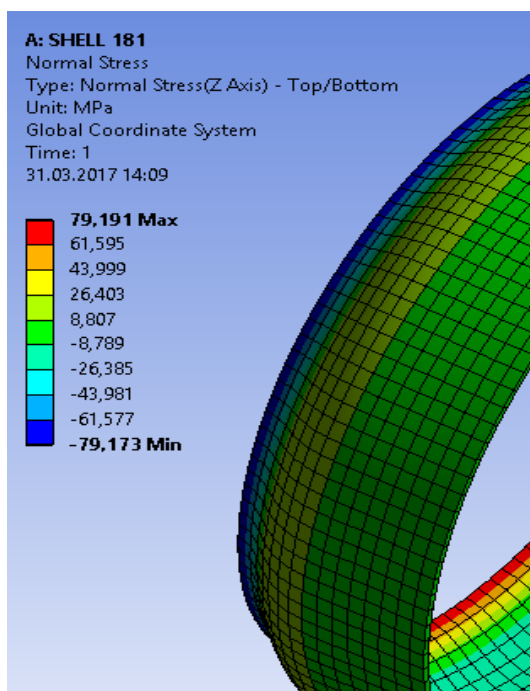
6. ERFARINGER FRA ANSYS

Det har vært gjort mange forsøk og tilnærminger for å komme frem til mulige fremgangsmåter i ANSYS Workbench. Grunnen til at dette kapittelet er innført, er at det ville blitt alt for omfattende og kaotisk å ta med alle kombinasjoner av forsøk og tilnærminger i kapittel 7. Det ville også vært meningsløst å ta med de analysene som åpenbart er feilaktige. Derfor ble det ansett som nødvendig å gjøre noen sammenlikninger og valg for å begrense mengden og legge et grunnlag for kapittel 7. Dette kapittelet er også et forsøk på å vise veien til de endelige analyseformene som er vist i veilederne(vedlegg) og i kapittel 7. Siden en del av problemstillingen er å ha et pedagogisk perspektiv på oppgaven, skulle en tro det ville være nyttig for interesserte å se hvorfor ting er gjort som det er gjort. Mange blindgater og problemer har oppstått underveis og resultert i nye veier eller løsninger. Forhåpentligvis kan erfaringene bidra til økt forståelse og innsikt.

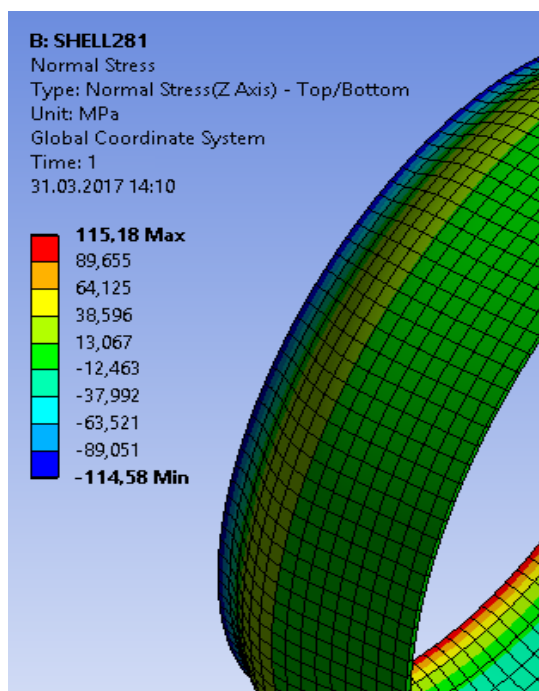
6.1. Elementtyper og egenskaper

6.1.1. Vurdering av skallelementer og solidelement

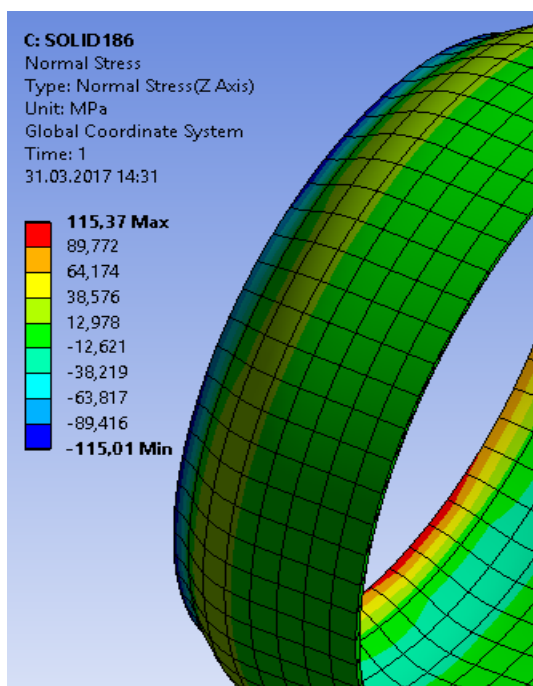
Elementvalg generelt nevnes i kapittel 5.3. Her vurderes ulike elementer i ANSYS Workbench. En kan modellere med skallelementer ved å importere en overflate «surface» i Mechanical. Mechanical skal da automatisk meshe med skallelementer. Et annet alternativ er å bruke «thin solid sweep meshing» for å modellere med skallelementer. Med denne metoden kan volummodeller meshes direkte. For å undersøke aktuelle elementer ble følgende gjort: Fire sylinderskall med fast innspenning i en ende belastes med et indre trykk p som gir en radiell membran-deformasjon w_m utenfor dempningslengden. Sylinderskallet har samme dimensjoner som sylinderskallet i eksempelet i kapittel 4.1. Lengden er godt over en dempningslengde s^* (700mm).



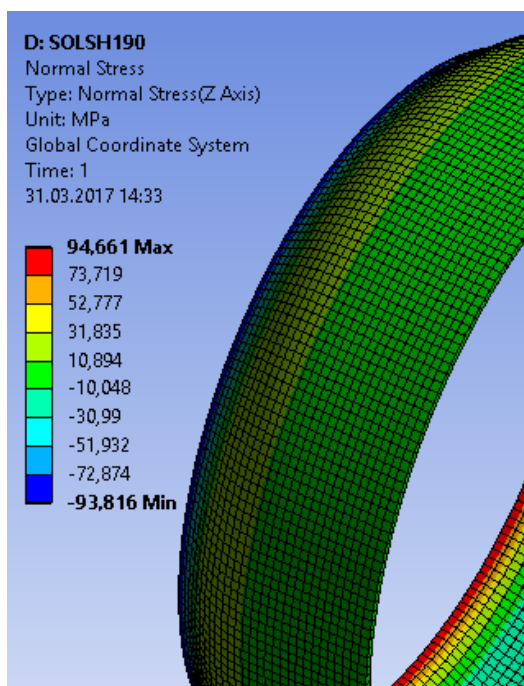
Figur 6-1: SHELL181. Generert ved meshing av en «surface».



Figur 6-2: SHELL281 (likner SHELL181, men har midtsidenoder). Generert på samme måte som med SHELL181.



Figur 6-3: SOLID 186. Generert med standard oppsett i Workbench.



Figur 6-4: SOLSH190 (Solid-Shell element). Generert med «thin solid sweep meshing».

Trykket på sylinderskallets innervegger beregnes ved å omforme formel 3.19

$$p = \frac{w_m \cdot h \cdot E}{r_i \cdot r} = \frac{0,325\text{mm} \cdot 20\text{mm} \cdot (2 \cdot 10^5\text{MPa})}{1000\text{mm} \cdot 1010\text{mm}} = 1,287\text{ MPa}$$

Den innsatte deformasjonen w_m er den samme membrandeformasjonen som sylinderskallet i eksempelet i kapittel 4.1.

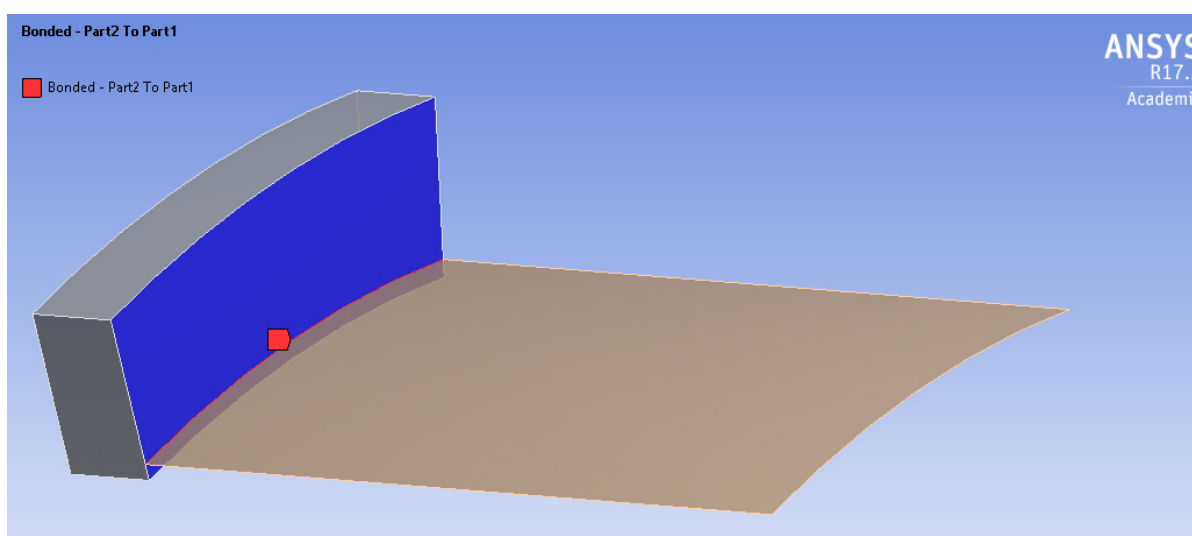
Ifølge formel 3.38 blir da spenningene i ytterkant av skallet

$$\sigma_b = \frac{6M}{h^2} = \frac{6 \cdot (-7800\text{ N} \cdot \text{mm}/\text{mm})}{(20\text{mm})^2} = \pm 117\text{ MPa (trykk/strekk)}$$

Hvis en tar utgangspunkt i at håndberegningene er styrende ser det ut til at elementtypene SOLID 186 og SHELL 281 er de som stemmer best med håndberegningene. Det er forsøkt å variere mesh-størrelsen, men resultatet ser ikke ut til å endre seg særlig mye innenfor moderate størrelser på de to nevnte. Analysene med SHELL 181 og SOLSH 190 ser ut til å nærme seg håndberegningene når meshet blir svært fint, men dette er ressurskrevende og heller tvilsomt. Det virker som de to andre analysene er mindre følsomme for mesh-størrelse. Det bør også nevnes at det i teorien skal bli en singularitet i hjørnet ved innspenningen, men at effekten fra denne fra singulariteten i dette tilfellet virker til å ha moderat påvirkning ved normale messtørrelser som vist på figurene over [33]. Hva som er årsaken til forskjellen mellom elementene er noe usikkert. Etter å ha lett en del etter forklaringer, virker disse noe kompliserte og usikre. Det ser ut til at elementer med midtsidenoder som SHELL 281 fremstiller bøyning i de aktuelle tilfellene bedre enn SHELL 181. SOLSH 190 og SHELL181 virker mindre egnet til å finne spenninger i skallet. Som nevnt over er det tatt utgangspunkt i at håndberegningene er styrende. Derfor er det valgt å benytte SHELL 281 og SOLID 186 videre da disse ser ut til å stemme best med håndberegningene.

6.1.2. Sammenkobling av solidelementer og skallelementer

Det er ønskelig å finne ut hvilke resultater en modell med skallelementer gir i ANSYS og hvordan en slik modell skiller seg fra håndberegninger og modellering med solidelementer. Med litt prøving og feiling er det kommet frem til en tilnærming der flensen modelleres med solidelementer (SOLID 186) og sylinderskallet modelleres med skallelementer (SHELL 281). Når hver av delene i sammenstillingen er meshet med ulike elementer blir ikke disse koblet sammen uten videre. Det finnes flere måter å koble sammen skall og solidelementer. En måte er å forsøke å lage likt mesh i sammenkoblingspunktet og videre koble de felles nodene sammen. Det har vist seg vanskelig å få til dette siden SHELL 281 har noder med flere frihetsgrader enn solidelementene. Samtidig har skallelementene bare noder i middeflatene. Dermed ble det forsøkt en annen tilnærming, der skall og flens kobles sammen ved bruk av kontaktelementer.



Figur 6-5: Sammenkoblingen mellom flens og skall i ANSYS Workbench med kontaktelementer.

Ved å «lime» elementene sammen med «bonded contact» setter en inn «surface»- og «target»-elementer som beskriver sammenkoblingen som en fast forbindelse. I ANSYS hjelpen [22], bør den største overflaten være target, noe som er gjort i analysen, men dette er også avhengig av størrelsesforskjellen på elementnettet mellom delene. Videre, under innstillingene for sammenkoblingen, settes formuleringen til «MPC» som betyr «Multi Point Constraint». Denne innstillingen gjør blant annet at momenter fra frihetsgradene for rotasjon i skallelementene overføres til solidelementene. Når kontakten er definert meshes delene hver for seg og laster og grensebetingelser defineres.

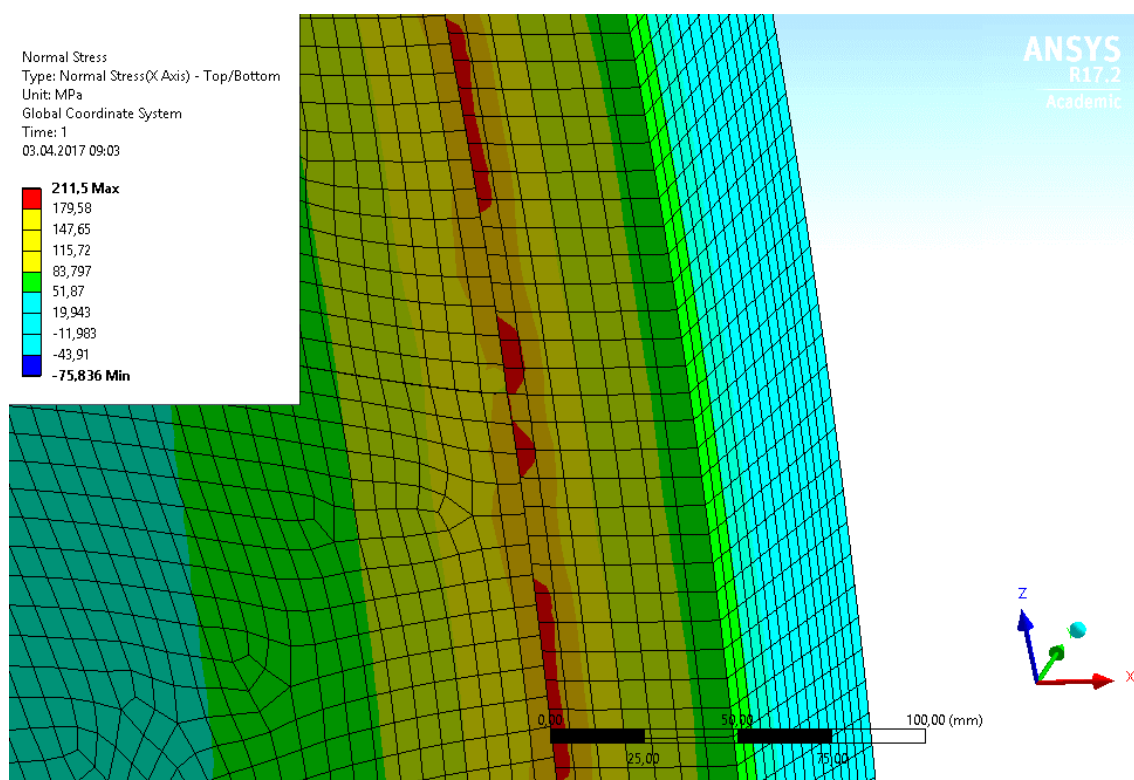
Etter å ha forsøkt med noen forskjellige analyser har det dukket opp flere utfordringer og problemer. Analysene er utført med både syklisk symmetri og fullmodell. Med syklisk symmetri har det dukket opp noen problemer:

- Når syklisk symmetri brukes, modelleres et segment av en hel modell. ANSYS setter sammen disse segmentene til en hel modell i løsningen. Det har dukket opp et problem i de felles nodene som ligger i skjoten mellom flens, skall og segmentskjøt. En mulig forklaring kan være at MPC og syklisk sammenkobling ikke bør brukes på en og samme

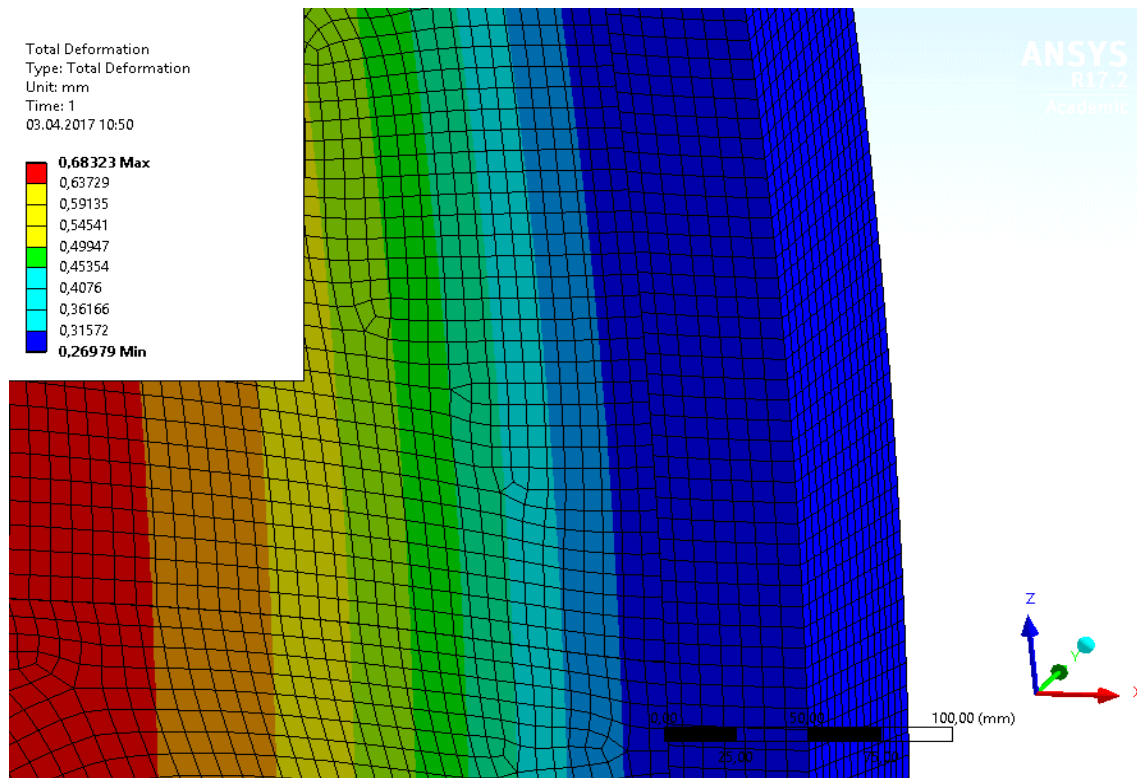
node samtidig. Det er blitt høye spenningskonsentrasjoner rundt disse punktene. En løsning på dette problemet er ikke funnet.

- Det har ikke lyktes å oppnå konvergens for analysen. Spenningene endrer seg litt hele tiden med mesh-størrelsen, og det er en diskontinuitet i spenningen mellom flens og skall. Singulariteten som evt. oppstår i hjørnet mellom skall og flens er neglisjert i denne sammenhengen.

På den annen side virker det som om deformasjonen er kontinuerlig mellom skall og flens, noe som kan være en indikasjon på at kontaktelementene forbinder skall og flens på en god måte. Diskontinuiteten i spenningen nevnt i punktet over kan skyldes at det er vanskelig å fordele spenningen eksakt mellom grensene siden det er noe variasjoner i mesh-størrelse og forskjellige elementer mellom grensene [34].



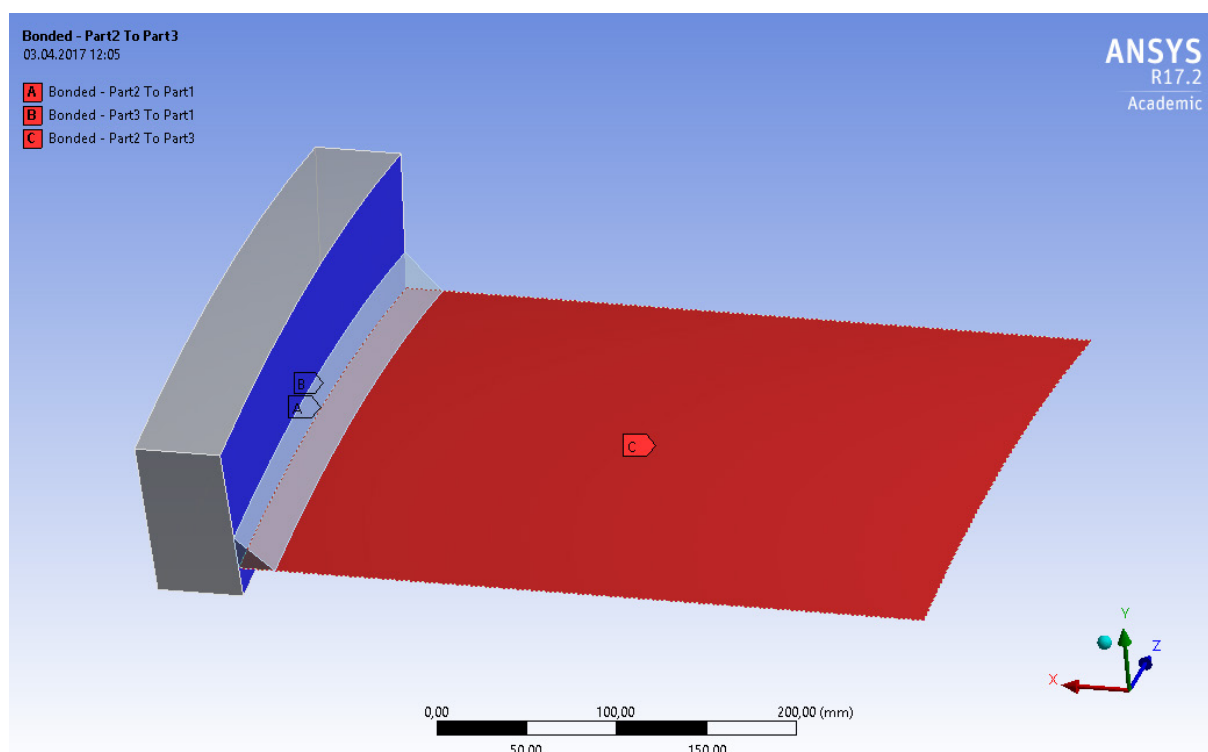
Figur 6-6: Det er noe ujevne spenninger i overgang mellom skall og flens. Ujevnheten er ganske moderate. Se skalaen på bildet.



Figur 6-7: Deformasjonen er nærmest kontinuerlig over skjøten.

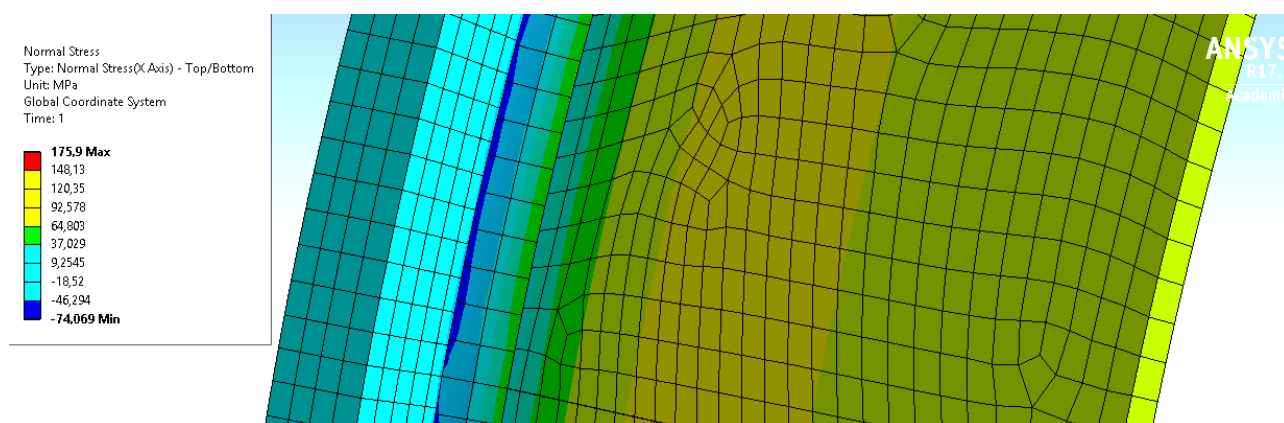
Den samme analysen er gjort med en fullmodell. Tendensene virker til å være de samme som for modellen med syklisk symmetri selv om det er noe avvik i spenningene mellom analysene. Problemet med «MPC» oppstår imidlertid ikke her. Modellen blir stor og tung i forhold til symmetridelen ved svært fin inndeling av meshet.

Videre er det forsøkt å modellere med en sveis i hjørnet mellom skall og flens. Sveis, flens og skall er modellert som separate deler i en sammenstilling. Også her er det benyttet «bonded contact» mellom delene. Som i analysen over er skall og flens festet på samme måte, mens det på sveisen er benyttet «bonded contact» til både skall og flens.

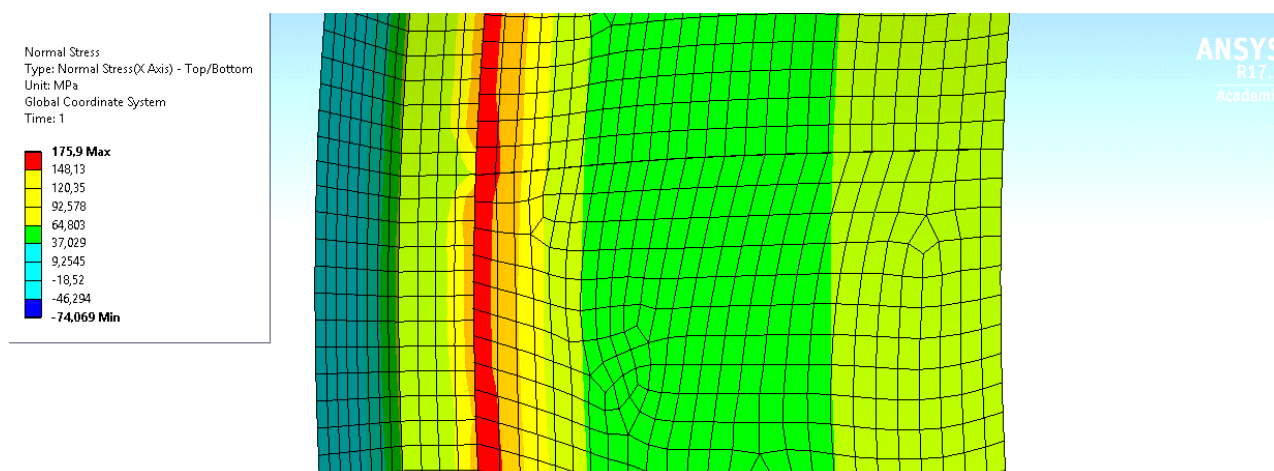


Figur 6-8: Sammenkoblingen. Med «Offset Type» under innstillinger for skallet kan en velge hvor «surface»-delen skall ligge i forhold til skallet. Her er «surface» satt til «top» siden overflaten representerer skallets toppflate.

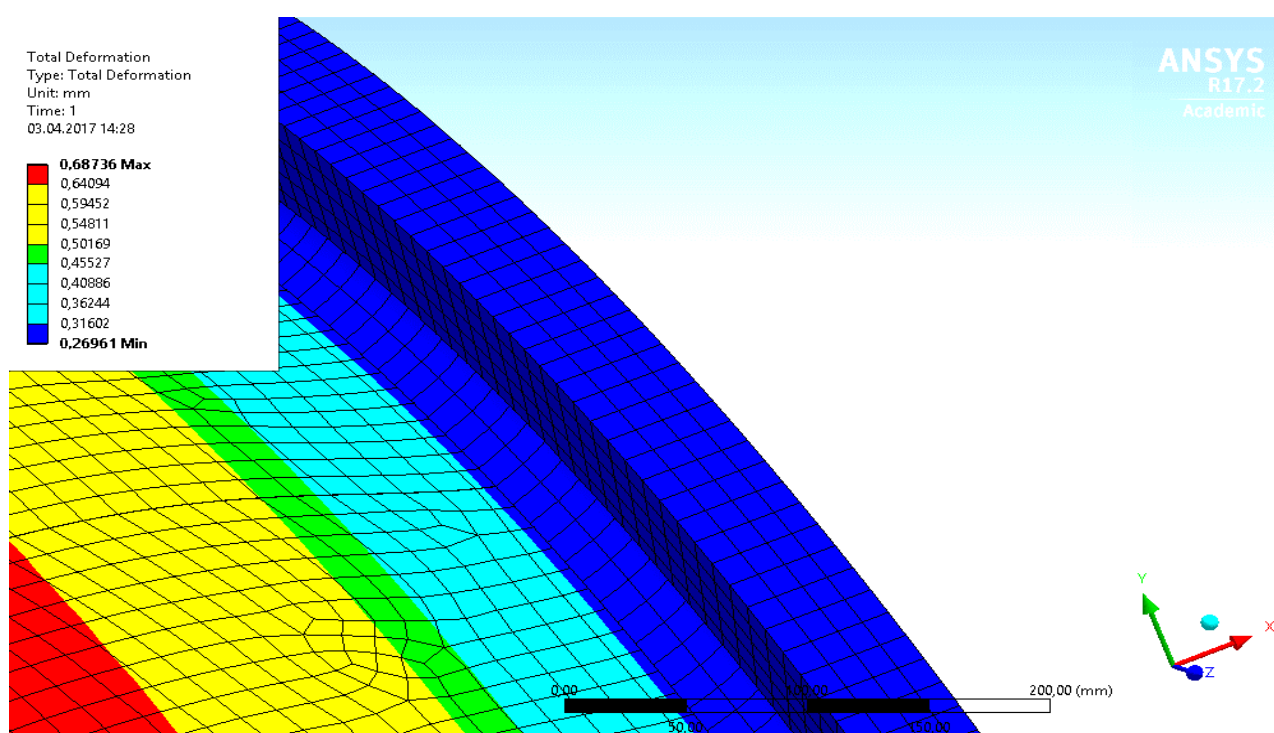
Med en del forsøk har det vist seg vanskelig å kunne tolke resultater fra analysene siden det er en del spredning i spenninger.



Figur 6-9: Det er stor spredning i spenninger ved innfesting til flens og i sveis.



Figur 6-10: Flensens innside.

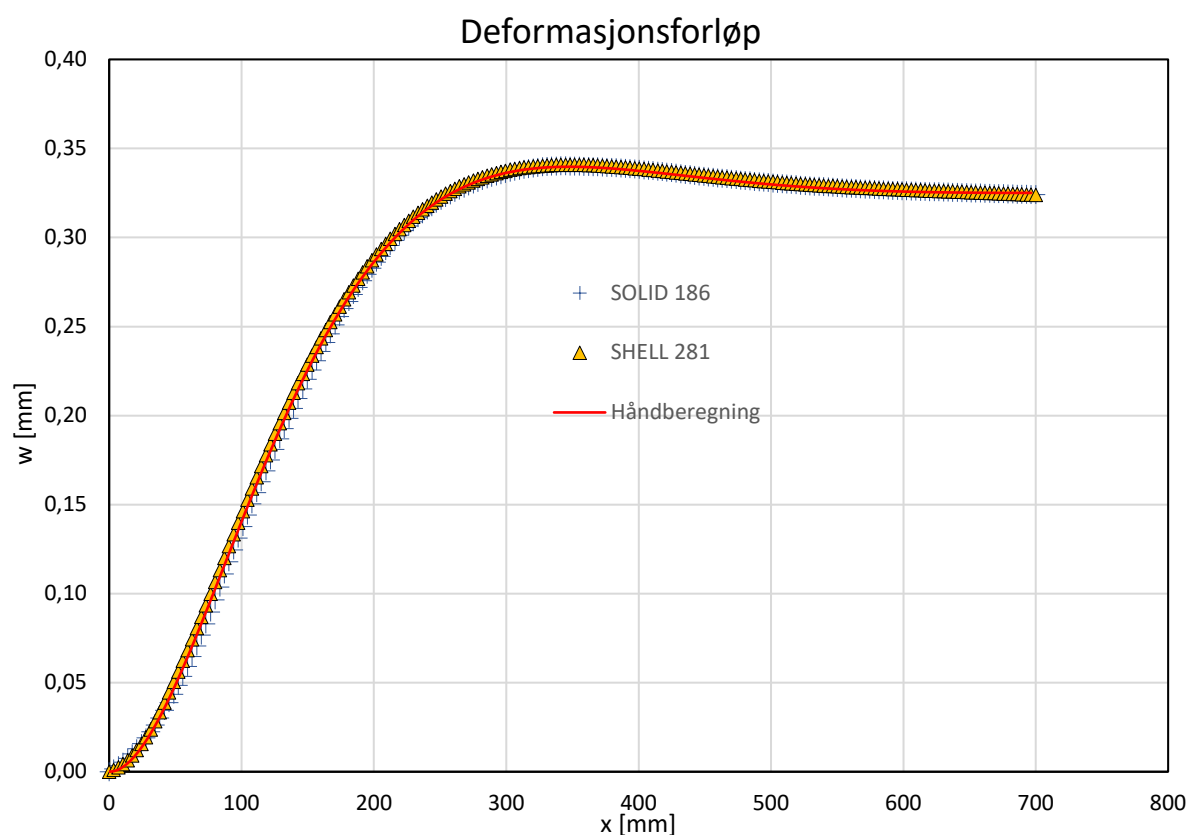


Figur 6-11: Deformasjonen er kontinuerlig og tyder på en god sammenkobling.

Som en kort oppsummering for denne delen er det verdt å nevne at spenningene ved innfestingen til flens (Se for eksempel Figur 6-10) i de fleste tilfeller over ikke stemmer så aller verst med håndberegninger og analysene i kapittel 7, men kun på bestemte deler av modellen. Det er ikke tatt med noen sammenlikningsresultater, men et grovt anslag er at det på enkelte steder ligger innenfor en 10-20 % av verdiene fremvist i kapittel 7. Det er imidlertid vanskelig å tolke resultatene når spredningen i spenningen mellom de ulike delene i sammenstillingen er så stor. Det er forsøkt å gå ned på mesh-størrelsen, men størrelsen på modellen blir etter hvert stor og for tidkrevende. Spredningen i spenningen blir noe bedre, men begrenset.

6.1.3. Deformasjonsforløp

Formel 3.29 beskriver sylinderskallets radielle deformasjon med avstanden fra flensen. Det er interessant å vurdere hvordan deformasjonsforløpet er med skallelementer, solidelementer og håndberegning. For å finne deformasjonsforløpet i ANSYS modellene er det laget en «path». Hva en «path» er og hvordan den brukes i analysen er beskrevet i veilederne. Sammenlikningen er gjort med to av analysene vist innledningsvis i kapittel 6.1.1. Den ene av disse er med SOLID 186 og den andre er med SHELL 281. Håndberegningen er fremkommet ved å plote formel 3.29 som en kontinuerlig funksjon der utgangspunktet for initialverdiene er teoretisk membran deformasjon og vinkeldreining ved flensen lik null. X-verdiene ligger mellom første og siste x-verdi i forhold til ANSYS verdiene. Beregningene er ikke vist her, men kan beregnes ved å finne initialverdiene A og B etter fremgangsmåten som er vist i kapittel 4.1 og 4.2. Videre settes initialverdiene inn i formel 3.29.



Figur 6-12: Deformasjonsforløpet fra flensen.

Plottet til både SOLID 186 og SHELL 281 elementene er basert på 200 «sampling points» i aksiell retning langs middelflaten i et sylinderskall med en lengde på 700mm (se Figur 6-1 og Figur 6-3).

Deformasjonsforløpet for de tre tilfellen er ut fra grafen å bedømme så å si identisk. Dette kan tyde på at både solidelementer og skallelementer fremstiller deformasjonsforløpet på en god måte i forhold til håndberegningens formelen. Det er ikke forsøkt å variere meshet i stor grad, men for å sikre brukbare resultater bør ikke meshet være noe grovere enn det Figur 6-1 og Figur 6-3 viser.

6.2. Valg av elementtype for analyse

Basert på erfaringene fra kapittel 6 til hit er det valgt å gjennomføre 3D analysen i kapittel 7 med solidelementer siden det har vist seg noe usikkert og vanskelig å tolke resultater i skallmodellene. SOLID 186 eller liknende elementer benyttes for videre analyse. En skulle kanskje tro at en måtte bruke skallelementer for å få en god representasjon av skallteorien, men det virker som at modellering med solidelementer i visse tilfeller kan gi en like god tilnærming. Analysene fra kapittel 6 til hit tyder på at det kan være krevende å modellere sammenkobling av skall, sveis og flens på en god måte hvis en skal kombinere solidelementer og skallelementer. Det kan også være tungvint å modellere på denne måten.

6.3. Praktisk modellering

For å dreie oppgaven i en praktisk retning er det valgt å ta med en modell som modelleres med en sveis mellom sylinderskall og flens i tillegg modellen som er basert på håndberegningene der sylinderskallet og flensen er koblet direkte sammen. Hovedårsaken er at det er ganske usannsynlig at en konstruksjon i praksis vil ha en utforming der det er et vinkelrett hjørne mellom sylinderskallet og flensen da dette er ugunstig av flere grunner. Blant annet med tanke på konstruksjonens styrke og motstand mot utmatting. Det er gjerne slik at utmatting i en konstruksjon er aktuelt. Om utmatting ikke er aktuelt kan en også forholde seg til spenningskonsentrasjoner på en annen måte ved at de gjerne blir mindre kritiske i forhold til dimensjonering mot andre kriterier. En direkte konsekvens av å modellere med et skarpt hjørne i ANSYS er at det oppstår en singularitet. Videre blir problemet hvordan man skal forholde seg til denne på en praktisk måte. Det ble vurdert en del forskjellige tilnærminger til problemet. Tidlig ble det vurdert å benytte plastisitetsteori siden materialet i praksis vil flyte før spenningen går mot uendelig. En teori i forhold til dette problemet er beskrevet i [35] s. 266-289, men ble ansett av undertegnede som for omfattende å benytte i denne oppgaven. Det samme gjelder innføring av plastisitet i ANSYS. Videre ble fokuset rettet mot to mulige tilnærminger der den ene var å modellere med en hel radius i hjørnet og den andre var å anta at flensen er sveist fast i skallet. Å inkludere begge tilnærminger ble ansett som for omfattende for oppgaven. Flensforbindelser med radier forekommer vanligvis på standardflenser, maskinerte deler eller slipte sveiser. For standardflenser foreligger gjerne data eller egne beregningsmetoder og en FEM-analyse ville mest sannsynlig være mindre interessant. Spenningskonsentrasjoner ved radier kan simuleres med bra nøyaktighet i ANSYS med en god fremgangsmåte. Gjerne ved å sammenlikne med analytiske data på kjente tilfeller før en eventuelt modellerer tilfeller der en ikke har noe sammenlikningsdata. Valget falt da som nevnt over på å modellere flensen som sveist. Dels fordi det er antatt at det er det mest sannsynlige problemet en vil stå ovenfor i en praktisk sammenheng og fordi sammenføying av flenser og skall som vist i denne oppgaven gjerne sammenføres ved sveising. En medvirkende faktor er også at det kan relateres til den anbefalte praksisen DNVGL-RP-C203. En inspirasjon var også en tidligere masteroppgave utført ved NMBU [36] som omhandler kjervspenning og geometrisk spenning i forhold til DNVGL-RP-C203. Dermed blir tilnærmingen gjort i det følgende en praktisk tilnærming, men også et forsøk på å forholde seg til problemer som singulariteter på en praktisk måte.

Av flere mulige metoder ble det først forsøkt å benytte en metode ved bruk av kjervspenning. Denne er i DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 [4] kalt «Notch Stress Concept». Denne ble ansett som uegnet siden det nevnes at metoden er uegnet for sveiser med betraktelige spenninger i sveisens lengderetning, noe som er tilfellet for trykkbeholderen i kapittel 4.1. Metoden kunne

kanskje blitt benyttet på flensforbindelsen i kapittel 4.2, men dette konseptet viste seg også å være vanskelig å implementere ved 3D modellering i ANSYS fordi det dukket opp begrensninger på mesh-metoder ved bruk av syklisk symmetri. Problemet forklares nærmere i kapittel 6.4. Tilslutt falt valget på å benytte en metode som er beskrevet kort praksisen og er beskrevet i neste underkapittel.

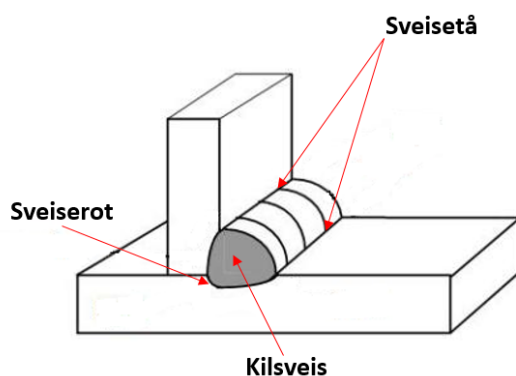
6.3.1. Avlesning av spenninger ved sveisegeometrier i sylinderskall

Den anbefalte praksisen DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 [4], heretter kalt RP-C203, viser til en metode som kan gi troverdige resultater ved å inkludere sveisen i modellen. Dette fører ifølge RP-C203 direkte til at volumelementer må benyttes i analysen. Alternativt kan en lage en modell med skallelementer uten sveis og bruke en annen tilnærming for å finne spenningen ved innfestingen til flensen, men siden det ble valgt å benytte volumelementer i kapittel 6.2 gjøres ikke dette. Metoden nevnes veldig kort i RP-C203 og det er usikkert hvilke begrensninger som ligger til denne. Den er i hovedsak beregnet for rørknutepunkter i fagverk, men det er antatt at denne også kan brukes til flenskoblinger i rør/sylinderskall som i denne oppgaven. For å understøtte antakelsen sammenliknes ANSYS-resultatene mot håndberegninger fra RP-C203 og håndberegninger i kapittel 3. Det er forsøkt å lete etter andre alternative tilnærminger som er bedre beskrevet i annen litteratur, men undertegnede har ikke lyktes i å finne alternativer som med sikkerhet omfavner skall/rør, da mye av litteraturen omhandler sveiste plateforbindelser. Undertegnede har derfor valgt å gjøre denne antakelsen, men med et kritisk blikk. Det gjøres ingen utmattingsberegninger da dette ikke er tema i denne oppgaven. Tilnærmingen anvendes i kapittel 7.

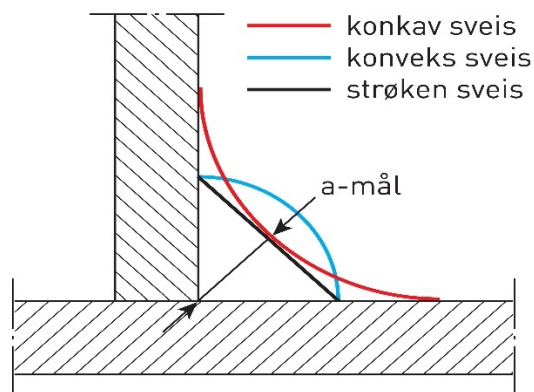
Gauspunktene der spenningen kalkuleres kan plasseres avstanden $0,1\sqrt{rt}$ fra sveisetåen. I RP-C203 står t for skallets tykkelse som er definert som h i denne oppgaven. Videre refereres avlesningsavstanden til som $0,1\sqrt{rh}$. Gauspunkter er punkter inne i hvert element der spenninger kalkuleres. I ANSYS ekstrapoleres spenningene til noder og overflater på elementet fra disse punktene [22], slik at en kan få en utjevnet gjennomsnittlig spenning i modellen. Undertegnede forstår det som at en kan lese av den aktuelle spenningen i avstanden $0,1\sqrt{rh}$ fra sveisetåen på overflaten av modellen. Denne spenningen kan benyttes i utmattingsberegninger, men kun med riktig utmattingskurve. Undertegnede har forstått det slik at en benytter største hovedspenning ved avlesning.

Metoden er kun anvendelig for utmattingsberegninger for sprekkdannelse ved sveisetåen. For sprekke gjennom sveiserot undersøkes spenninger i selve sveisen. I denne oppgaven er sprekkdannelse ved sveisetå ansett som mest sannsynlig. Sprekkdannelse gjennom sveiserot undersøkes ikke da det her antas at denne er fri for defekter.

Det er også valgt å benytte tilnærmingen med avlesning ved $0,1\sqrt{rh}$ for tilfellet der det modelleres uten sveis av samme grunner som over. Den sveiste modellen vil i teorien også få singulariteter ved sveisetårne siden den er modellert med en rett hjørneovergang mellom skall og sveis. Derfor antas det at avlesingen ved den bestemte avstanden fra sveisetå i modellen med sveis og avlesning fra den samme avstanden fra flensen i modellen uten sveis skal kunne gi en tilnærming av spenningen ved singulariteten i hjørnet. Men igjen som nevnt over rettes et kritisk blikk, samtidig som at resultatene må sammenliknes mot RP-C203 og håndberegningene.



Figur 6-13: Forklaring av sveiseterminologi.



Figur 6-14: a-mål i en kilsveis [37].



Figur 6-15: Hel sammenkobling.

Når det modelleres med sveis i denne oppgaven er det antatt at selve skallet og flensen (uten kilsveis) er sveist perfekt sammen og består av samme materiale som grunnmaterialet i skall og flens. Dermed er det ikke noe usveist materiale mellom skall og flens. Kilsveisen kommer utenpå dette igjen. Forenklingen er nødvendig for å kunne benytte fremgangsmåten som er vist i oppgaven. I virkeligheten ville nærmest selvsagt skall og flens være helt sammensmeltet om disse hadde blitt sveist fra en side, noe vi antar her. Om materialet i sammensmeltingen mellom skall og flens blir noe forringet på grunn av varmebehandlingen fra sveisen, så sees dette bort fra det her.

6.4. Mesh metode – 3D

I dette delkapittelet vil kun mesh metode relatert til 3D modellering nevnes siden problemer med meshing var fraværende i 2D modellen. Det er forsøkt noen forskjellige metoder for meshing av 3D-modellen. Blant disse er «Hex Dominant Method». Denne metoden kunne vært aktuell å benytte siden det er ønsket å ha heksaeder elementer i modellen. Metoden er ikke støttet ved bruk av syklisk symmetri ifølge ANSYS hjelp manualen [22]. En skal også være forsiktig hvis en skal benytte denne metoden da meshet kan se fint ut på overflaten, men ha dårlige elementer inne i volumet i modellen [38]. Det har heller ikke lyktes å benytte metoden med CPCYC kommandoen. Årsaken antas å være at «Match Control» (vist i 3D veileder) med denne metoden ikke er støttet i Mechanical.

En av metodene som ble benyttet er «MultiZone Method». Metoden ble erstattet med standardoppsettet da dette ga bedre resultater for tilfellene i denne oppgaven. Den nevnes likevel siden den kan være fordelaktig med andre geometrier. Kort sagt forsøker metoden å finne «Sweepable Regions» på geometrien. Altså flater som kan meshes og trekkes stegvis gjennom deler av modellen for å danne et mesh gjennom volumet. Metoden forsøker å meshe med heksaeder-elementer om mulig. Metoden viste seg å være gunstig alternativ for å meshe 3D modellen.

Nærmest like gode resultater ved meshing av modellen ble oppnådd med standard innstillinger. Det samme gjelder for aktivisering av «Curvature» i størrelsesfunksjonen. Dette er vist som et alternativ i 3D veilederen.

6.5. Elementstørrelse

Både i 2D og 3D analysen er det forsøkt forskjellige mesh-størrelser. Med 3D modellen virker det som en elementstørrelse på $0,5 \times 0,5$ h gir greie resultater. Resultatene endrer seg lite med mindre størrelser som for eksempel $0,25 \times 0,25$ h og $0,125 \times 0,125$ h. Elementstørrelse større enn $h \times h$ er ikke anbefalt da meshet kan bli i overkant grovt.

Det samme som er nevnt over gjelder også for 2D modellen. I både 2D og 3D analysen øker spenningen i hjørnet mellom skall og flens når meshet blir finere. Det er som forventet da det er en singularitet her. Effekten av singulariteten ved sveisetåen på modellene med sveis er noe mindre, men det er ikke forsøkt å simulere modeller med svært fint mesh i hverken 2D eller 3D analysen.

Elementstørrelsen i 2D analysen er $0,25 \times 0,25$ h og $0,5 \times 0,5$ h i 3D analysen. Disse mesh-størrelsene virker til å gi greie resultater.

6.6. 2D aksesymmetri versus 3D syklisk symmetri

Det er valgt å gjøre både syklisk symmetri analyse (3D) og 2D analyse selv om 2D analyser kunne vært tilstrekkelig i denne oppgaven. Grunnen til at syklisk symmetrianalyse er med er at det er ganske sjelden at en har tilfeller der modellene er helt aksesymmetriske. En vil antakelig oftere stå ovenfor modeller med syklisk symmetri rundt en akse på grunn av detaljer i flens som boltehull, stivere mellom skall og flens etc. Derfor dekker oppgaven et bredere spekter av eventuelle andre/liknende tilfeller ved å ta med begge analyseformene. Samtidig kan det være interessant å sammenlikne analyseformene med hverandre.

6.7. Andre erfaringer

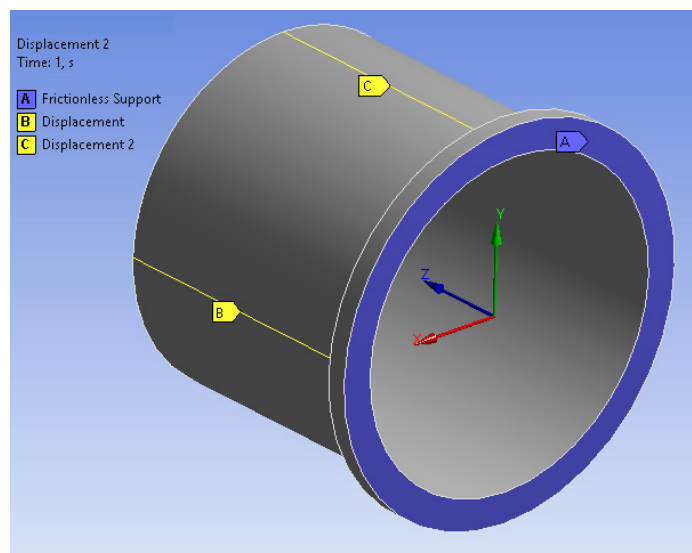
6.7.1. Syklisk symmetri

Ved modellering av syklisk symmetri i 3D, er det per dags dato ikke støttet av ANSYS å sette «Scoping Method» til «Paths», altså å lage stier som vist i veilederne. Det er heller ikke mulig å gjøre lokale «refinements» av meshet på modellen [39]. Isteden må en «refine» hele den sykliske delen. Et alternativ for å gå rundt dette kan være å bruke APDL koder med «CPCYC» kommandoen og er beskrevet i veilederne. «CPCYC» kobler sideflatene på en syklisk symmetrimodell for belastninger som er de samme på hvert segment [22].

6.7.2. Grensebetingelser – opplagring

I analysene med skall og flens er en avhengig av at flensen og skallet får bevege seg fritt radielt, men at den fastholdes i aksial retning. I ANSYS må alle nødvendige grensebetingelser defineres for å kunne få en løsning. Dersom grensebetingelsene ikke er entydig definert vil en mest sannsynlig få en feilmelding, få feil resultater eller ikke klare å løse systemet. Fra arbeidet med analysene belyses noen tilnærminger.

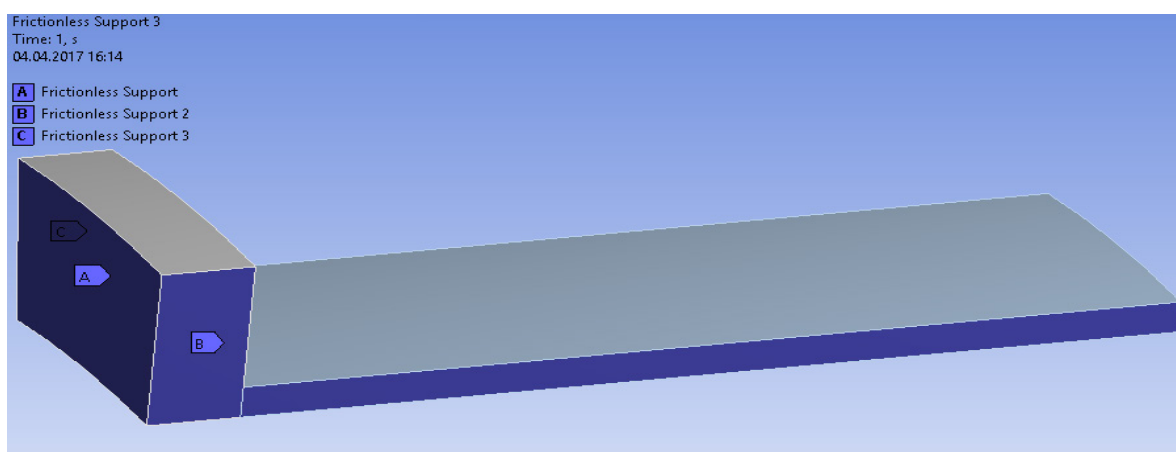
I en tilnærming med fullmodell er flensen opplagret med en «frictionless support». Den er da fastholdt i aksial retning, men kan bevege seg fritt i alle retninger på planet der «frictionless support» er definert. Modellen er da ikke tilstrekkelig fastholdt. Siden det er et ønske å kun tillate radiell deformasjon må selve modellen holdes fast mot bevegelse.



Figur 6-16: Flensen er opplagret med «frictionless support». Linjene B og C på overflaten kan bevege seg fritt i henholdsvis x- og y-retning, men er fastholdt i alle andre retninger.

Definering av grensebetingelser som på Figur 6-16 er noe tungvint siden en må lage linjer på skalloverflaten og kan være upraktisk. Det virker også som denne måten å definere grensebetingelser på bare kan brukes på fullmodell, halvmodell (180 grader) eller kvartmodell (90 grader) om sentralaksen. Altså bare der en har linjer som ligger i plan som sammenfaller med koordinatsystemets retninger (her i yz og xz-planene). En antakelse er at denne tilnærmingen kan påvirke resultatene i noen grad, siden det er oppdaget små reaksjonskrefter ved opplagerne B og C. Det er gått bort fra denne metoden i oppgaven.

Neste tilnærming ble gjort ved å sette inn «frictionless support» på noen av sidene som deformeres radielt ved belastning. Modellen er et utsnitt på 10 grader av skall og flens med samme dimensjoner som eksempelet i kapittel 4.1.



Figur 6-17: Det er satt inn «Frictionless Support» på alle sider som deformeres radielt bortsett fra baksiden. Der er det satt på et trykk som simulerer aksialkraften fra et eventuelt endelokk.

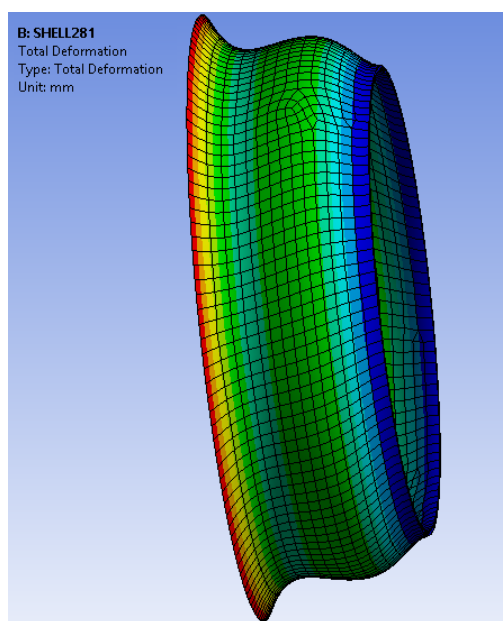
Analysen så ut til å være utrolig effektiv og stemte svært godt overens med flere av resultatene i kapittel 7. Det kunne vært aktuelt å benytte denne analysetilnærmingen videre, men undertegnede har funnet det svært vanskelig å verifisere hvor robust denne analyseformen er.

Det er ikke funnet sikre eksempler å sammenlikne med. Samtidig dukker det opp en feilmelding siden hele delen beveger seg mye i forhold til opplagerne. Også noen ujevne spenninger dukker opp lokalt på modellen ved opplagerne, men svært moderat. Det kunne vært svært interessant å undersøke fremgangsmåten nærmere, men grunnet begrenset tid er ikke dette gjort.

I 3D analysene med syklisk symmetri og CPCYC vist i veilederne og kapittel 7 er det benyttet «Weak Springs» som forklares nærmere her. «Weak Springs» er en innstilling under «Analysis Settings». Denne innstillingen setter inn fjærer i ytterkantene på modellen som er mange størrelsesordener mindre enn materialstivheten og forebygger «rigid-body motion». Dermed påvirkes spenningsresultatene minimalt [22]. «Rigid-body motion» kan forklares ved at modellen ikke er tilstrekkelig fastholdt og kan bevege seg fritt. Et eksempel er for eksempel hvis modellen Figur 6-16 bare hadde vært definert med grensebetingelse A. Systemet ville da ikke klart å finne noen løsning eller så ville ANSYS ville gitt en feilmelding. Hvordan dette er anvendt er vist i veilederne.

6.7.3. Aksiell lastpåføring i middelplanet

Det modelleres ikke med skall i oppgaven, men dette delkapittelet er tatt med som en relevant erfaring fra modellering med skall. Dersom en vil påføre laster som virker i middelplanet på et skall som modelleres med en «surface», virker det som om «Offset Type» må være satt til «Middle» under innstillingene for modellen. Dette er standard oppsett i ANSYS. Som nevnt tidligere i kapittelet mesher ANSYS automatisk med skallelementer dersom en importerer en «surface». Med «Offset Type» velger en hvor overflaten en importerer og som representer skallet skal ligge i forhold til skallelementene. Ved «Offset Type» satt til «Middle» sammenfaller overflaten med skallelementenes midelflate. Ved «Offset Type» satt til «Top» eller «Bottom» representerer overflaten henholdsvis skallets topp eller bunn. Dersom en har valgt en av de sistnevnte innstillingene og påfører en last på en av overflatens kantlinjer, viker det som om kreftene ikke virker i skallets midelflate, men i den aktuelle flaten. Dette forårsaker en krølling i skallet som blir direkte feil i forhold til hva en ønsker å modellere.



Figur 6-18: Det virker ikke som kraftens angrepspunkt følger med når «Offset Type» ikke er satt til «Middle». Her er innstillingen satt til «Bottom». Ved innstillingen «Top» vil skallet krølles innover.

7. ANALYSE OG SAMMENLIKNING AV RESULTATER

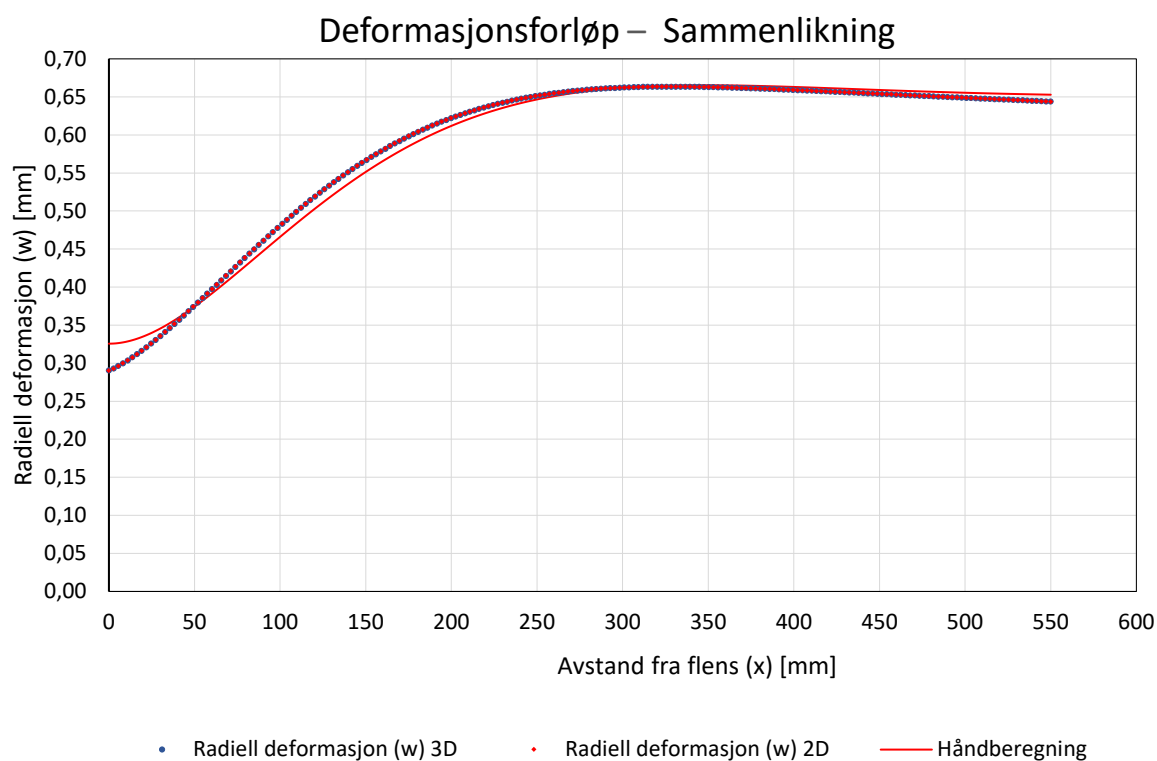
I kapittelet sammenliknes resultater fra analysene i ANSYS med håndberegningene gjort i kapittel 4. I tillegg er noen resultater beregnet med noen av formlene utledet i kapittel 3. A-målet på sveisen i alle modellene er lik skalltykkelsen h . Kilsveisen ligger 45° på skall og flens.

7.1. Sylinderskall og flens uten sveis – sammenlikning 1

Analyse i 2D, 3D og håndberegninger fra delkapittel 4.1 sammenliknes. Nedenfor er deformasjonsforløpet for de tre tilfellene vist i en graf. En tabell med de viktigste sammenlikningsverdiene i forhold til håndberegningene er også tatt med.

Tabell 7-1: Data fra ANSYS mot håndberegninger. Tallene er avrundet til to desimaler.

Deformasjonstilstand	3D	2D	Håndberegning
Membrandeformasjon (radiell)	0,64 mm	0,64 mm	0,64 mm
Radiell deformasjon flens	0,29 mm	0,29 mm	0,318 mm

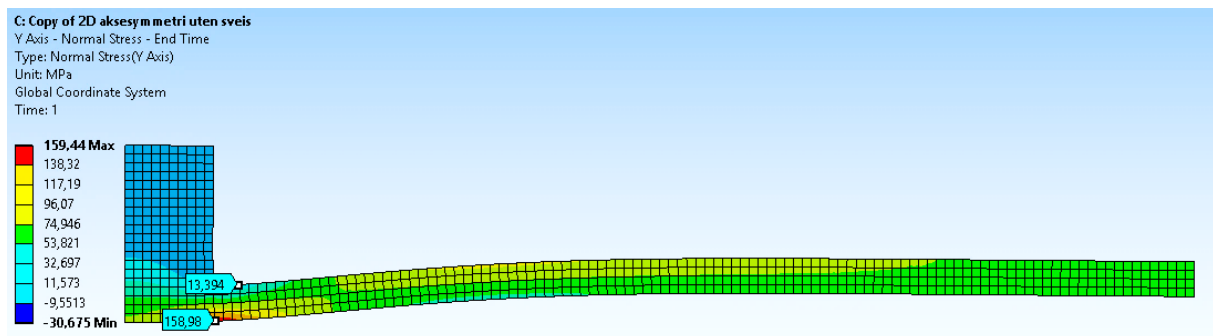


Figur 7-1: ANSYS resultater som datapunkter og håndberegningsformelen som en kontinuerlig funksjon.

Håndberegningsformelen er plottet som en kontinuerlig funksjon med formel 3.29. 2D og 3D analysene er basert på punkter fra en sti i ANSYS-analysen og er så godt som sammenfallende.

Videre sammenliknes spenninger fra ANSYS og håndberegninger. Avstanden ved avlesning fra hjørnet mellom skall og flens (skallets utside):

$$0,1 \cdot \sqrt{rh} = 0,1 \cdot \sqrt{1010 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} = 14,2 \text{ mm}$$



Figur 7-2: Avlesning av spenning på sylinderskallets innside og utside.

Tabell 7-2: Alle resultatene i tabellen under er lest av på tilsvarende måte som vist på Figur 7-2. Avrundet til nærmeste hele tall.

Spenningstype	Plassering	3D	2D
Aksiell spenning	Innside	157 MPa	159 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	14 MPa	13 MPa
Tangentiell spenning	Innside	104 MPa	104 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	66 MPa	65 MPa
Største hovedspenning	Innside	157 MPa	159 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	66 MPa	65 MPa

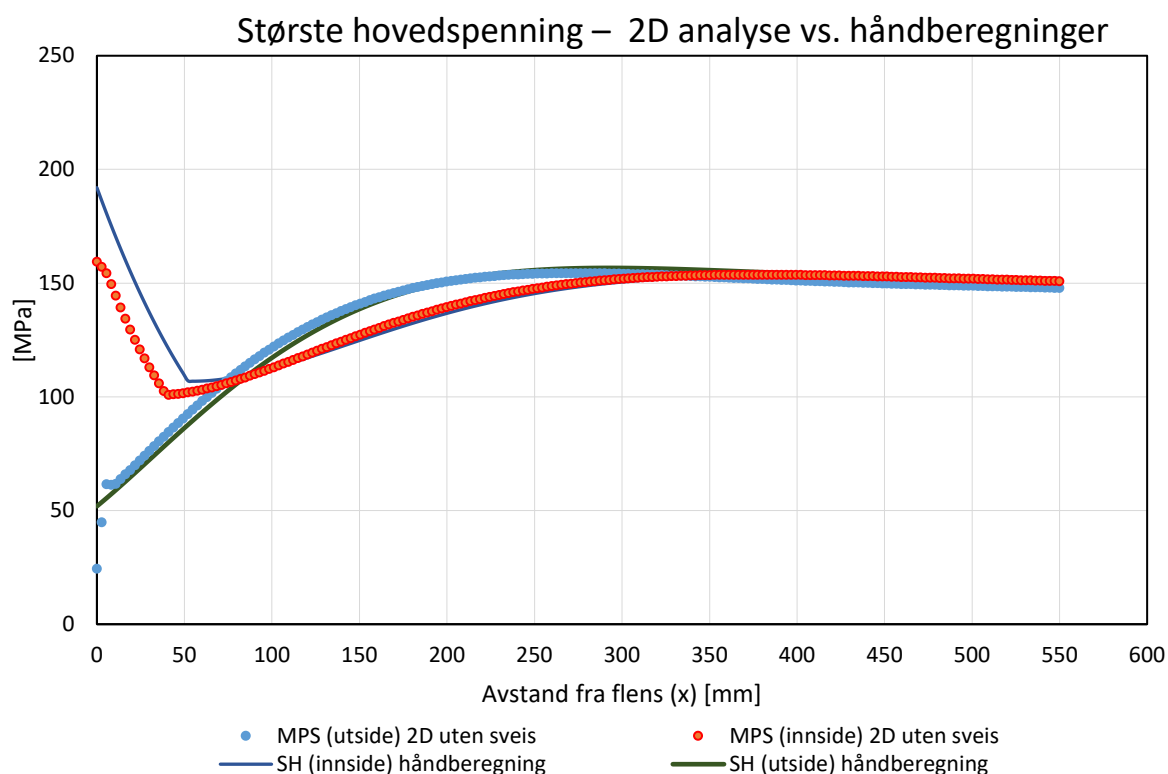
Tabell 7-3: Håndberegningene er hentet fra kapittel 4.1.

Spenningstype	Plassering	Håndberegning
Aksiell Spenning	Innside	192 MPa
	Utside	- 42 MPa
Tangentiell Spenning	Innside	121 MPa
	Utside	50 MPa
Største hovedspenning	Innside	192 MPa
	Utside	50 MPa

Hovedspenningene sammenfaller med aksial og tangentialspenningene, da skjærspenningen på skallets ytterflater antas å være lik null. Dette ser ut til å stemme også i ANSYS.

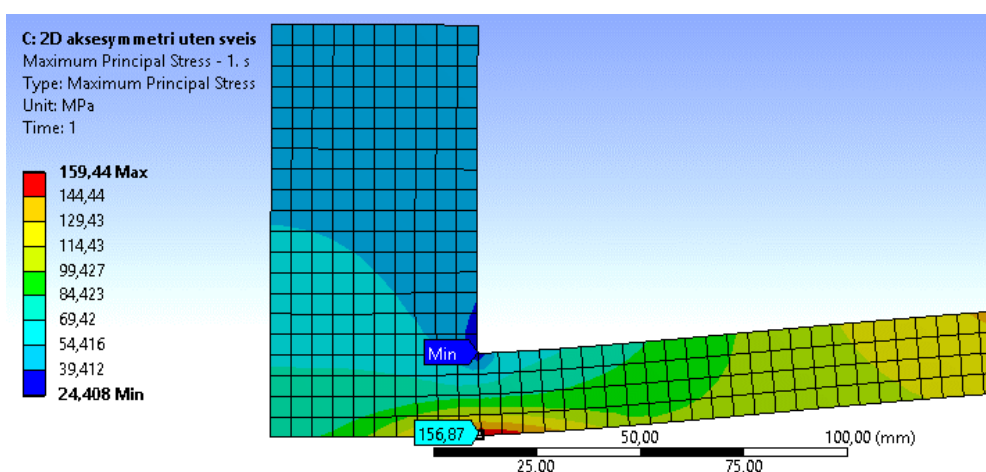
På neste side er største hovedspenning plottet fra flensen og ut til membrantilstanden for skallets utside og innside. I dette tilfellet er største hovedspenning for skallets utside plottet helt inn til flensen der $x = 0$ for ANSYS resultatene. Der kan en observere en svært rask stigning ut fra flensens hjørne (ved singulariteten). Resultatene fra håndberegningene er fremkommet ved å benytte noen av formlene utledet i kapittel 3. For å finne momentet i middeflatene som funksjon av avstanden fra flensen benyttes formel 3.37. Videre kombineres denne med formel 3.38 for å finne den aksielle bøyepening. Deretter benyttes formel 3.18 / formel 4.6 for å finne tangentialspenningen. Knekkpunktet som kan observeres ved innsiden av beholderen ved ca.

50 mm skyldes at tillegget i aksialspenning fra bøyetilstanden dempes ut. Dermed overtar tangentialspenningen i beholderen som største hovedspenning. Siden resultatene fra 2D og 3D analysen er svært like, er kun resultatene fra 2D analysen vist i grafen under.



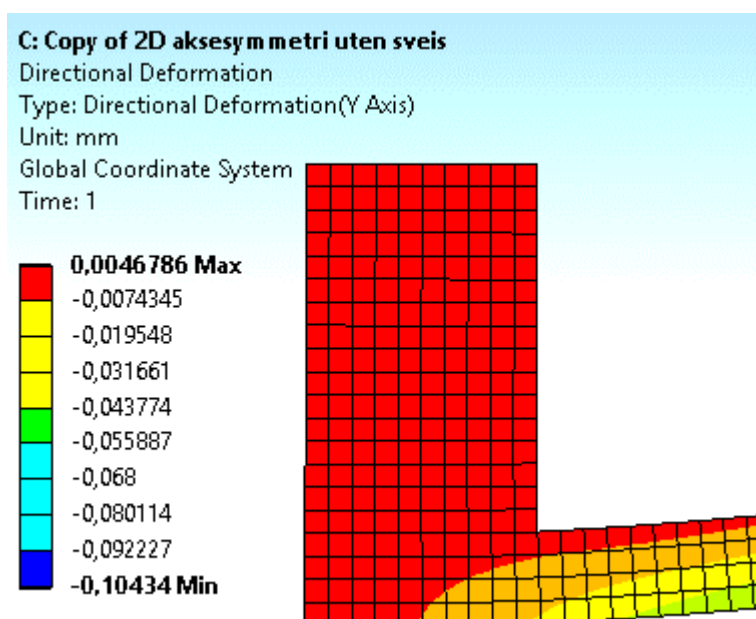
Figur 7-3: ANSYS resultater som datapunkter og håndberegningsformler som kontinuerlige funksjoner.

Når det gjelder spenninger i flensen er disse lave sammenliknet med spenningene i skallet og de kritiske områdene sammenfaller med innfestingen til skallet som er vurdert over. Flensen undersøkes derfor ikke nærmere.



Figur 7-4: Største hovedspenning.

En ting som kan være verdt å bemerke er at flensmaterialet deformeres noe og kan være en forklaring på at spenningene i skallet avviker fra håndberegningene.



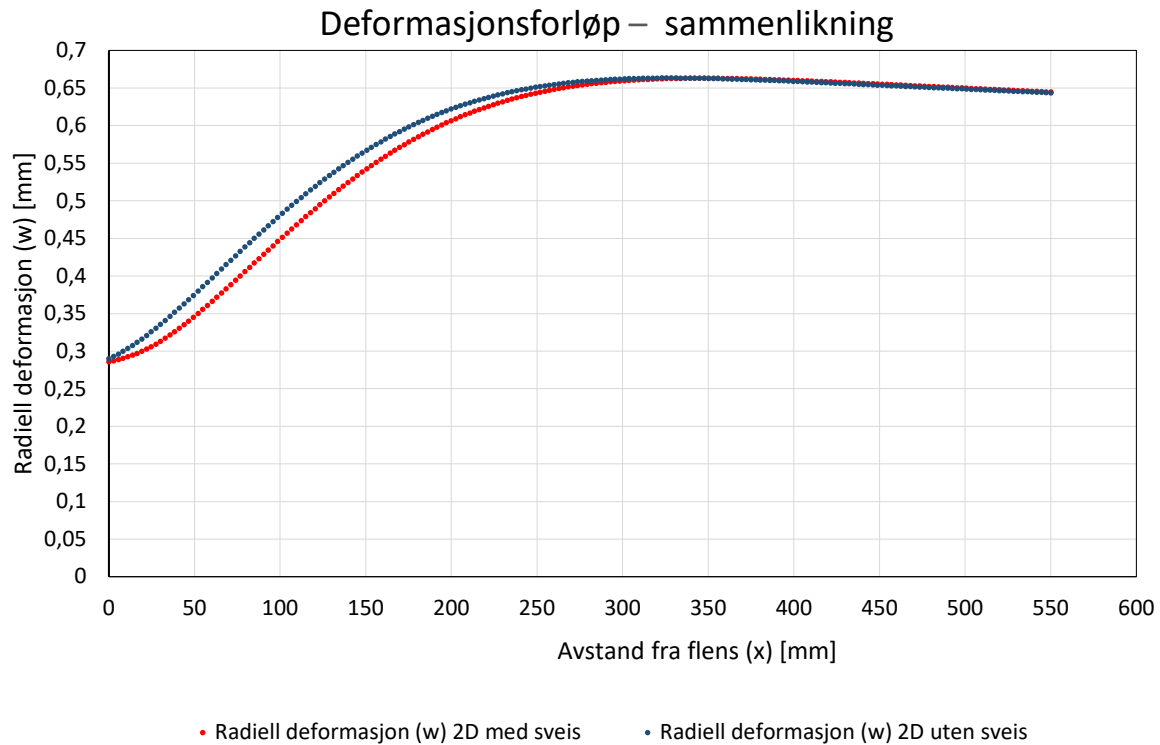
Figur 7-5: Y-aksen er horisontal på bildet.

7.2. Sylinderskall og flens med og uten sveis – sammenlikning 2

Her sammenliknes resultater fra ANSYS for modellene med og uten sveis. Modellen uten sveis er den samme modellen som i kapittel 7.1. I forhold til sammenlikningene i kapittel 7.1 er det valgt å utelate håndberegninger på noen sammenlikninger siden det blir mindre riktig å sammenlikne håndberegningen med en modell som ikke representerer det samme. Den primære interessen her er å sammenlikne resultatene fra ANSYS modellene og beregningene fra RP-C203 mot den sveiste modellen. Nedenfor er kun 2D analysene sammenliknet da deformasjonsforløpet for hver av 2D og 3D analysene nærmest er sammenfallende.

Tabell 7-4: Sammenlikning av 2D modell med og uten sveis. Tre desimaler er tatt med på en av resultatene for å vise at det er en liten forskjell.

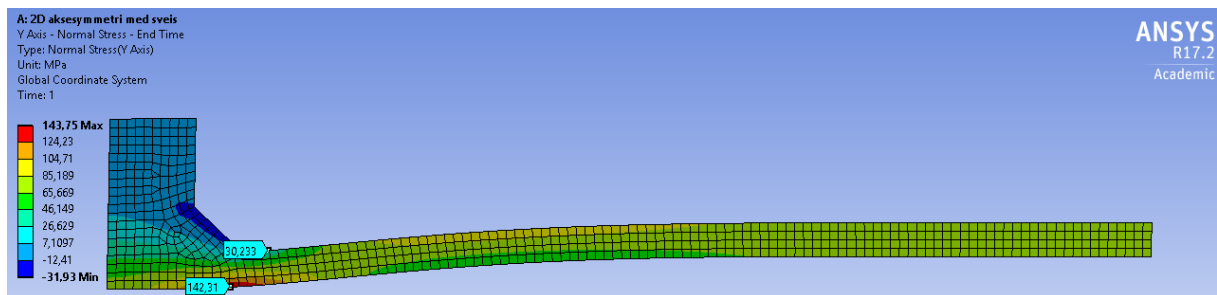
Deformasjonstilstand	2D med sveis	2D uten sveis
Membrandeformasjon (radiell)	0,64 mm	0,64 mm
Radiell deformasjon flens	0,285 mm	0,29 mm



Figur 7-6: Datapunkter fra ANSYS. Modell med og uten sveis sammenliknes.

Videre sammenliknes spenninger fra ANSYS og håndberegninger fra RP-C203. Avstanden ved avlesning fra sveisetå (skallets utside):

$$0,1 \cdot \sqrt{rh} = 0,1 \cdot \sqrt{1010 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} = 14,2 \text{ mm}$$



Figur 7-7: Avlesning av spenning for utsiden av skallet gjøres i avstanden fra sveisetåen som beregnet over. Spenning på skallets innside leses av som maks verdi.

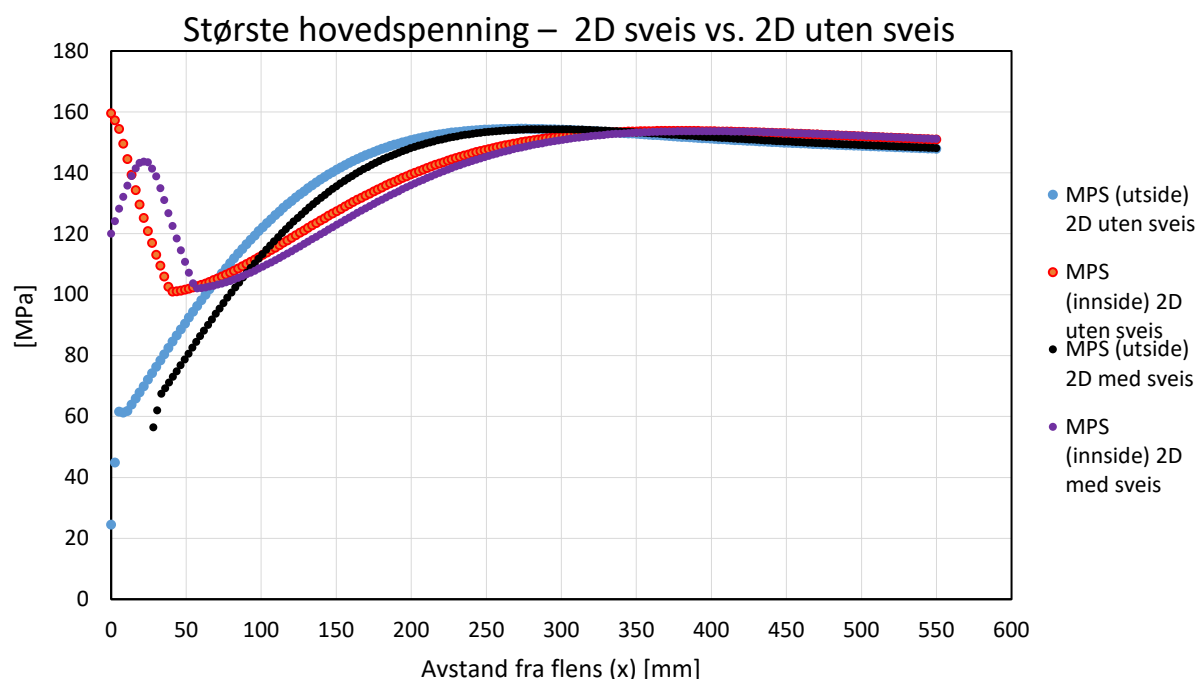
Tabell 7-5: Verdiene er lest av på tilsvarende måte som vist på Figur 7-7. Verdiene er rundet av til nærmeste hele tall.

Spenningstype	Plassering	2D med sveis	2D uten sveis
Aksiell spenning	Innside	144 MPa	159 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	30 MPa	13 MPa
Tangentiell spenning	Innside	103 MPa	104 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	73 MPa	65 MPa
Største hovedspenning	Innside	143 MPa	159 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	73 MPa	65 MPa

Tabell 7-6: Den aksielle og tangentielle spenningen er hentet fra håndberegningene i kapittel 4.1. Spenningskonsentrasjonsfaktoren fra RP-C203 er hentet fra kapittel 4.1.1.

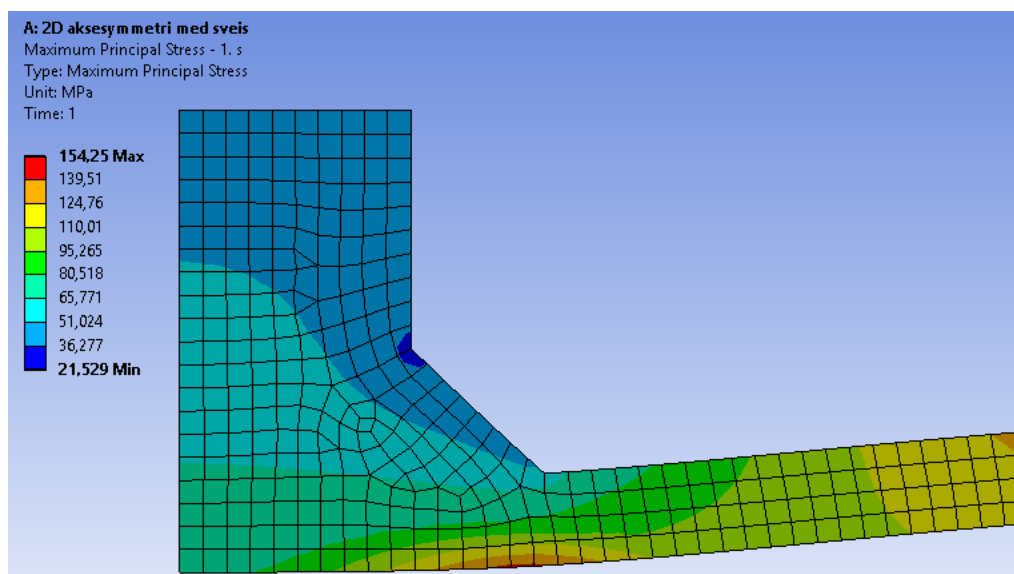
Spenningstype	Plassering	Håndberegning
Aksiell Spenning	Innside	192 MPa
	Utside	- 42 MPa
Tangentiell Spenning	Innside	121 MPa
	Utside	50 MPa
Med SCF fra RP-C203	Innside	224 MPa
	Utside	-74 MPa

Videre plottes største hovedspenning for 2D analysen med og uten sveis for sylinderskallets innside og utside. I den sveiste modellen er spenningen på utsiden plottet helt fra sveisetåen ved «singulariteten» (a - målet multiplisert med $\sqrt{2}$ fra flenskanten). Spenningen på innsiden er plottet helt fra flensen ($x = 0$). Største hovedspenning for modellen uten sveis er den samme som i Figur 7-3.



Figur 7-8: Datapunkter fra ANSYS.

Sveisetåen mot flensen virker til å ha noe høyere spenninger enn ved sveisetåen til skallet. Det er undersøkt noe om hvordan en skal tolke spenningen ved denne sveisetåen i forhold til RP-C203, men det er noe usikkert hvordan det kan gjøres. Uansett er spenningsforskjellene såpass moderate at dette ikke undersøkes nærmere.



Figur 7-9: Største hovedspenning for 2D modellen med sveis.

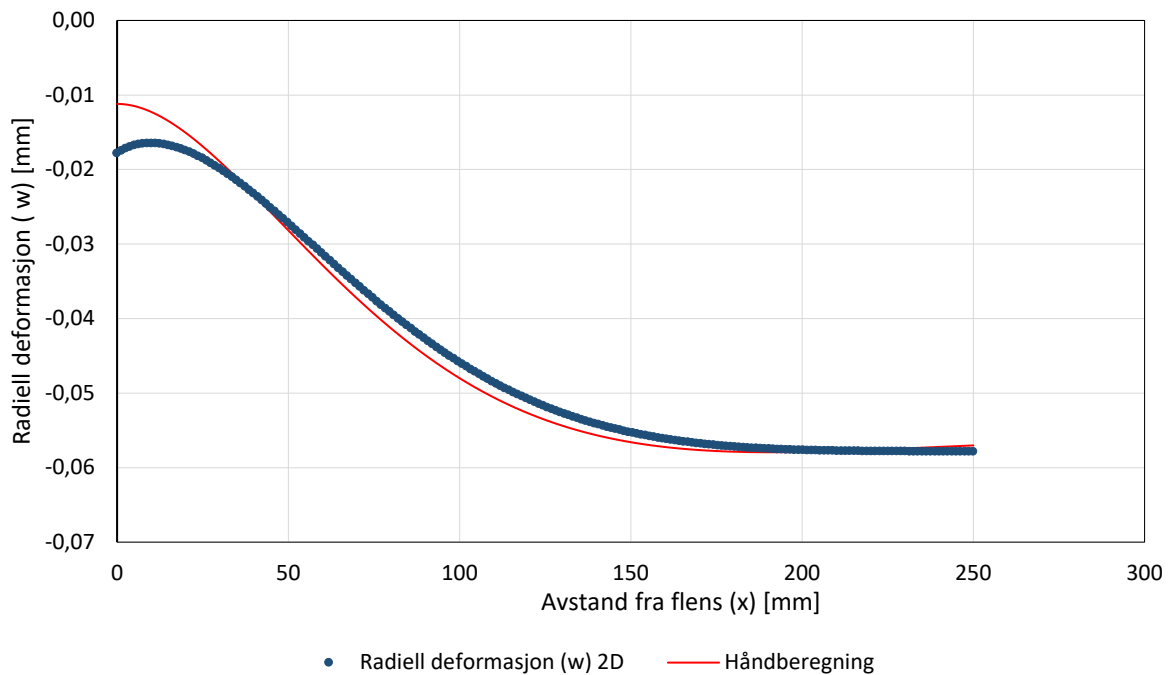
7.3. Sylinderskall og flens uten sveis – sammenlikning 3

Analyse i 2D og håndberegninger for modellen fra delkapittel 4.2 sammenliknes. Som en kanskje kunne observere fra de to foregående sammenlikningene, sammenfaller 2D og 3D analysene svært bra, noe som viste seg i dette tilfellet også. Derfor er det i dette kapittelet bare sammenliknet med resultater fra 2D analyser. En sammenlikning av deformasjonsforløpet for håndberegningen og 2D analysen er gjort under. En tabell med de viktigste sammenlikningsverdiene i forhold til håndberegningene er også med.

Tabell 7-7: Data fra ANSYS mot håndberegninger. Tallene er avrundet til to desimaler. Den radielle deformasjonen til flensen er hentet fra beregningen med tykkvegget rør i kapittel 4.2 under deloppgave e).

Deformasjonstilstand	2D	Håndberegning
Membrandeformasjon (radiell)	- 0,058 mm	- 0,056 mm
Radiell deformasjon flens	- 0,018 mm	- 0,012 mm

Deformasjonsforløp – Sammenlikning av håndberegning vs. 2D



Figur 7-10: ANSYS resultater som datapunkter og håndberegningsformel som kontinuerlig funksjon.

Håndberegningen er plottet som en kontinuerlig funksjon med formel 3.29. 2D analysen er basert på punktene fra stien i ANSYS-analysen og er så godt som sammenfallende.

På samme måte som i de to første innledende kapitlene leses spenningen av fra kanten av flensen (se Figur 7-2), men nå er dimensjonene forandret:

$$0,1 \cdot \sqrt{rh} = 0,1 \cdot \sqrt{407,5 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}} = 7,8 \text{ mm}$$

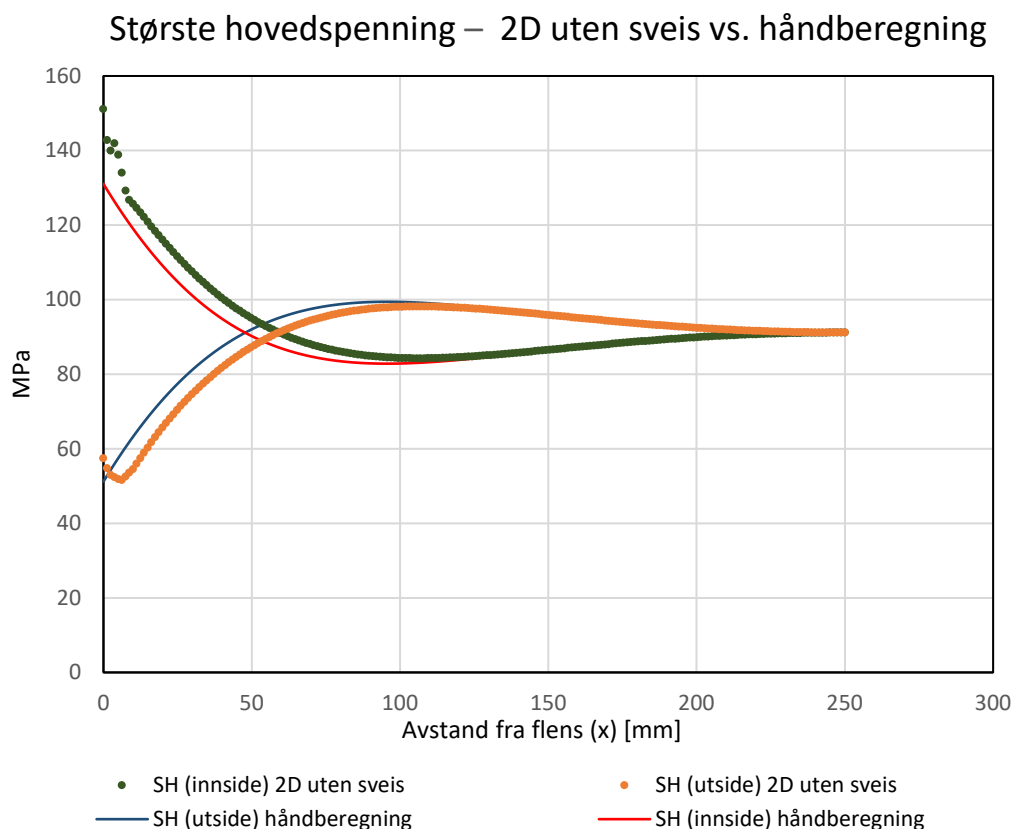
Tabell 7-8: Alle resultatene i tabellen under er lest av på tilsvarende måte som vist på Figur 7-2. Avrundet til nærmeste hele tall.

Spenningstype	Plassering	2D
Aksiell spenning	Innside	65 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	125 MPa
Tangentiell spenning	Innside	10 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	30 MPa
Største hovedspenning	Innside	65 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	125 MPa

Tabell 7-9: Håndberegningene er hentet fra kapittel 4.2, deloppgave e) for beregningen med tykkvegget rør.

Spenningstype	Plassering	Håndberegning
Aksiell Spenning	Innside	52 MPa
	Utside	130 MPa
Tangentiell Spenning	Innside	10 MPa
	Utside	33 MPa
Største hovedspenning	Innside	52 MPa
	Utside	130 MPa

Under er største hovedspenning plottet fra flensen og ut til membrantilstanden for skallets utside og innside. I dette tilfellet er største hovedspenning for skallets utside plottet helt inn til flensen der $x = 0$ for ANSYS resultatene. Der kan en observere en svært rask stigning ut fra flensens hjørne (ved singulariteten). Resultatene fra håndberegningene er fremkommet ved å benytte noen av formlene utledet i kapittel 3. For å finne momentet i middeflatene som funksjon av avstanden fra flensen benyttes formel 3.37. Videre kombineres denne med formel 3.38 for å finne den aksielle bøyespenningen. Deretter benyttes formel 3.18/ formel 4.6 for å finne tangentialspenningen.



Figur 7-11: ANSYS verdiene som datapunkter og håndberegningsformelene som kontinuerlige funksjoner.

Angående spenninger i flensen er disse lave sammenliknet med i skallet.

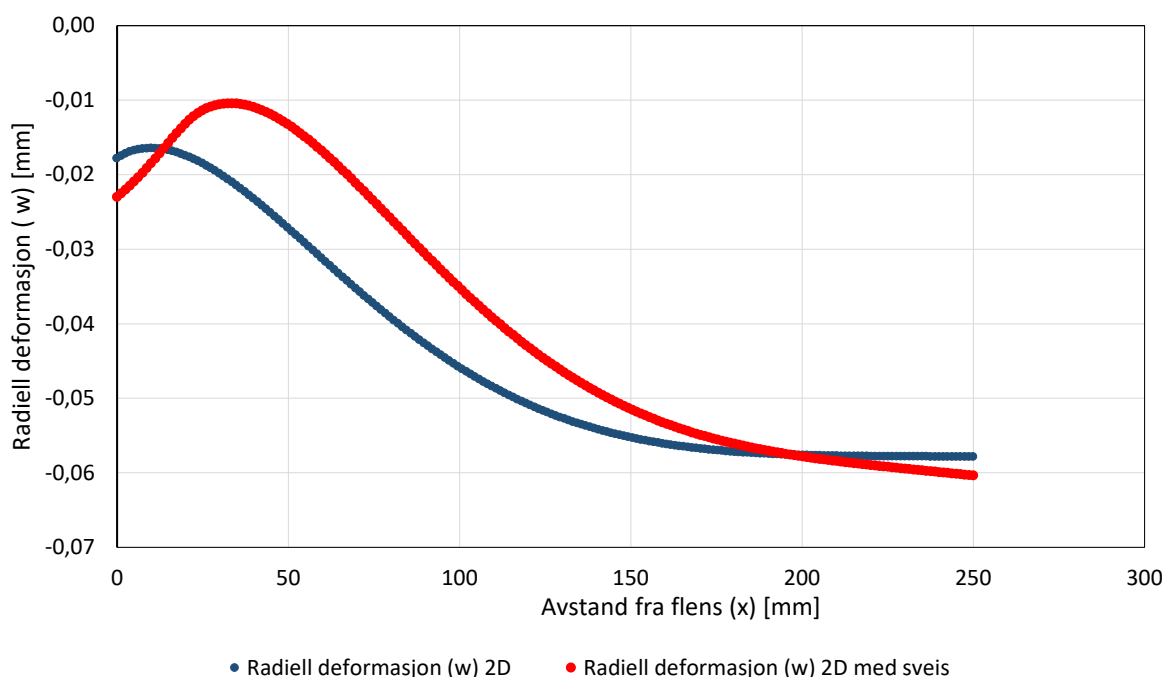
7.4. Sylinderskall og flens med og uten sveis – sammenlikning 4

Her sammenliknes resultater fra ANSYS for modellene med og uten sveis for modellene fra kapittel 4.2. Interessen her er å sammenlikne resultatene fra ANSYS modellene og beregningene fra RP-C203 mot den sveiste modellen. Modellen uten sveis er den samme som ble sammenliknet mot håndberegningene i kapittel 7.3. Nedenfor er kun 2D analysene sammenliknet da deformasjonsforløpet for hver av 2D og 3D analysene nærmest var sammenfallende.

Tabell 7-10: Sammenlikning av 2D modell med og uten sveis. Tre desimaler er tatt med på en av resultatene for å vise at det er en liten forskjell.

Deformasjonstilstand	2D med sveis	2D uten sveis
Membrandeformasjon (radiell)	-0,058 mm	-0,058 mm
Radiell deformasjon flens	-0,014 mm	- 0,018 mm

Deformasjonsforløp – Sammenlikning



Figur 7-12 : Datapunkter fra ANSYS. Modell med og uten sveis sammenliknes.

Videre sammenliknes spenninger fra ANSYS og håndberegninger fra RP-C203. Avstanden ved avlesning fra sveisetå (skallets utside):

$$0,1 \cdot \sqrt{rh} = 0,1 \cdot \sqrt{407,5 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}} = 7,8 \text{ mm}$$

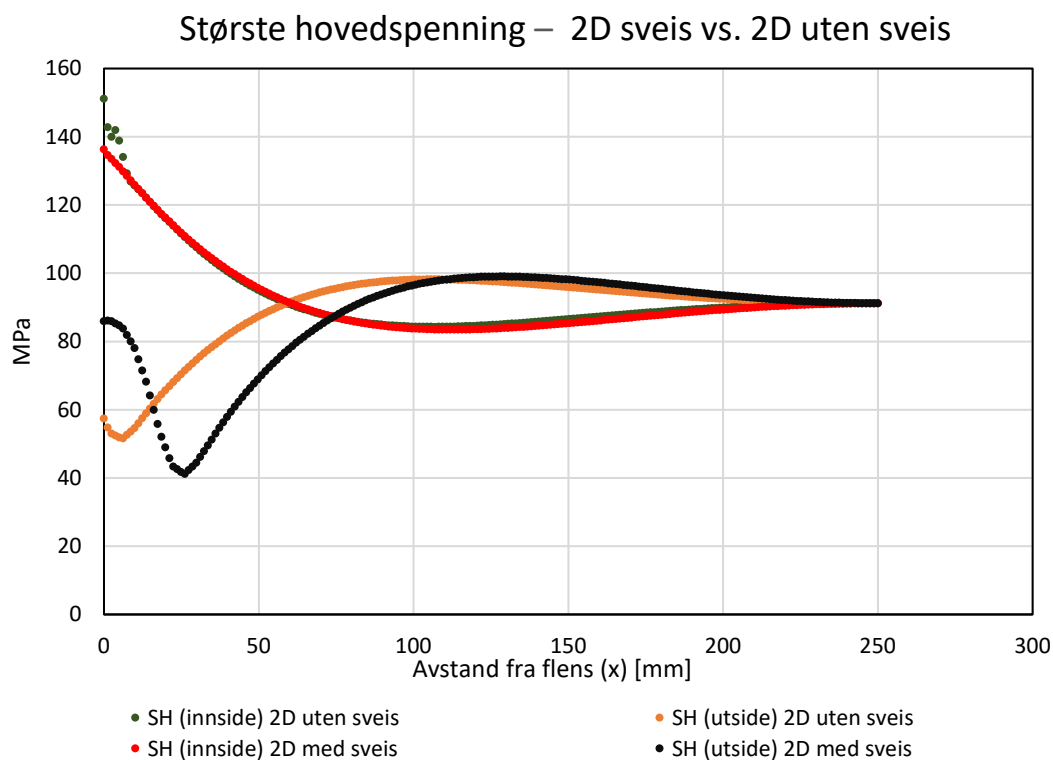
Tabell 7-11: Verdiene er lest av på tilsvarende måte som vist på Figur 7-7. Verdiene er rundet av til nærmeste hele tall.

Spenningstype	Plassering	2D med sveis	2D uten sveis
Aksiell spenning	Innside	80 MPa	65 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	135 MPa	125 MPa
Tangentiell spenning	Innside	15 MPa	10 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	34 MPa	30 MPa
Største hovedspenning	Innside	80 MPa	65 MPa
	Utside (ved $0,1\sqrt{rh}$)	135 MPa	125 MPa

Tabell 7-12: Den aksielle og tangentielle spenningen er hentet fra håndberegningene i kapittel 4.2. Spenningskonsentrasjons-faktoren fra RP-C203 er også hentet herfra.

Spenningstype	Plassering	Håndberegning
Aksiell Spenning	Innside	51 MPa
	Utside	131 MPa
Tangentiell Spenning	Innside	10 MPa
	Utside	34 MPa
Med SCF fra RP-C203	Innside	53 MPa
	Utside	129 MPa

Videre plottes største hovedspenning for 2D analysen med og uten sveis for sylinderskallets innside og utside. I den sveiste modellen er spenningen på utsiden plottet helt fra sveisetåen ved «singulariteten» (a - målet multiplisert med $\sqrt{2}$ ut fra flensen). Spenningen på innsiden er plottet helt fra flensen ($x = 0$). Største hovedspenning for modellen uten sveis er den samme som i Figur 7-11.



Figur 7-13: Datapunkter fra ANSYS.

8. DISKUSJON

Håndberegninger og ANSYS-resultater samsvarer i ulik grad gjennom sammenlikningene gjort i denne oppgaven. I det følgende gjøres det forsøk på å diskutere og forklare sammenhenger mellom ANSYS-resultater og håndberegninger. Samtidig diskuteres en rekke usikkerhetsmomenter. Det er vanskelig å adressere alle, men en god del bør allikevel ha kommet med.

Når en benytter håndberegninger kan det være greit å ha en anelse av hvor godt disse stemmer med virkeligheten. Det gjøres gjerne forenklinger ved utledning av håndberegningsformler blant annet fordi det er vanskelig å bestemme enkelte betingelser eller at de nøyaktige/opprinnelige formlene blir for vanskelige å løse for hånd. Dermed blir håndberegningsformlene i mange tilfeller en tilnærmet beskrivelse av virkeligheten. Ofte såpass god at avviket er neglisjerbart i praktisk sammenheng. Alternativt legges det inn sikkerhetsmarginer i formlene. Når det gjelder håndberegningsmetodene som presenteres i denne oppgaven er det vanskelig å si med sikkerhet hvor gode tilnærmingene er. I [2] nevnes det at dersom skallet er tynt og lenger enn en dempningslengde kan en forvente at avviket vil ligge innenfor 5 %. Dette gjelder for formelen som beskriver bøyetilstanden i sylinderskallet (formel 3.29). Videre når det gjelder membranteorien som er benyttet i denne oppgaven gjøres noen forenklinger. For eksempel når en setter den indre radiusen lik radiusen til middelflaten, noe som er gjort ved utledningen av formel 3.15. Det finnes andre tilnærminger til å beregne membranspenninger i tynnveggede beholdere som for eksempel på s. 589 i [40]. Den samme tilnærmingen er benyttet i [19]. Her brukes middeleradiusen istedenfor den indre radiusen som er benyttet i denne oppgaven. Som også nevnt i kapittel 3.5, kan en forvente at feilen ved å bruke «tynnvegget teori» basert på bruk av middeleradiusen ikke vil være større enn 11 % dersom forholdet mellom veggtykkelsen og radiusen i sylindren ($\frac{h}{r} \leq \frac{1}{10}$). Hvis en sammenlikner formlene får en grovt sett 1 % lavere spenninger ved bruk av formelen som er benyttet i denne oppgaven i forhold til formelen som benytter middeleradiusen for trykktankekspelet. Denne forskjellen ansees som ubetydelig. Ellers avhenger forskjellen av forholdet mellom indre og midlere radius for de to nevnte formlene. For den strekkbelastede forbindelsen er det aksialkraften som gir nominell spenning i skallet og tilnærmingen gjelder ikke her. Videre er det en forenkling å anta jevn spenningsfordeling av tangentialspenningen gjennom hele tankveggen og at tøyningen i tankveggen er den samme gjennom hele tykkelsen. Summen av all usikkerheten gjør at en kanskje må forvente noe avvik mellom håndberegningsformlene og de svarene en får fra ANSYS.

Når det kommer til hvordan en betrakter sammenkoblingen mellom skall og flens i håndberegningene er det noen forenklinger som er verdt å diskutere. Når en vurderer skallet som fast innspent i flensen, og antar at vridningsvinkelen er null akkurat i innkoblingen, ser en bort fra eventuelle deformasjoner i flensmaterialet. Vurderingen innledningsvis i kapittel 6.1.1 viser at to av elementtypene i ANSYS gir bra samsvar med håndberegningsformelen. Begge ANSYS-modellene er fast innspent i den ene enden og forutsetningen i håndberegningsformelen og ANSYS blir da den samme. Resultatet tyder på godt samsvar mellom de to elementtypene i ANSYS og håndberegningsformelen. En bør allikevel være noe kritisk, da det ikke foreligger omfattende testing på hvor godt håndberegningsformlene faktisk stemmer overens med ulike elementtyper og forutsetninger i ANSYS.

En tendens en kan se spesielt i forhold til ANSYS-analysene av trykktanken i kapittel 4.1 er at spenningene i innfestingen til skallet jevnt over er lavere enn håndberegningene. Se også Tabell 7-2 og Tabell 7-3. Det antas at dette skyldes deformasjoner i flensmaterialet som gjør at startvinkelen til skallet inn på flensen ikke blir null. Når flensmaterialet fjærer vil M_0 bli noe mindre ettersom vinkelen i starten ikke er null, noe en kan teste med formlene i kapittel 3. For eksempel ved å sette inn en startvinkel i formel 3.35 og løse sammen med formel 3.34. En kan også se deformasjonen i flensmaterialet fra Figur 7-5. Denne effekten er lavere i ANSYS-analysene av modellen fra kapittel 4.2. Hvorfor er noe usikkert, men en antakelse er at det skyldes en forholdsvis liten membran deformasjon og usikkerhet i avlesning. En ting det kan være verdt å merke seg er at i modellene med sveis virker det som blir innfestingen mellom skall og flens litt stivere sammenliknet med modellen uten sveis. Det kan være forklaringen på at deformasjonsforløpet til modellene med sveis starter litt krappere enn modellen uten sveis, men møter hverandre ut mot membrantilstanden. Altså en mindre dreiningsvinkel ved innfesting til flensen. Se Figur 7-6 og Figur 7-12. Dermed virker det som at antakelsen en gjør ved å sette startvinkelen til skallet lik null i håndberegningsformlene er en forenkling som gir ulikt avvik i forhold til ANSYS avhengig av hvordan skallet er belastet og geometrien til skall og flens.

For å beregne flensens radielle deformasjon er det brukt to formler der den ene er en forenklet variant som antar at flensen har jevn spenningsfordeling og tøyning over hele tykkelsen. Den andre er en formel for å beregne den radielle deformasjonen i et tykkvegget rør. Ettersom begge flensene kan ansees tykkveggede (flensen på trykktanken fra kapittel 4.1 kunne vært beregnet med tynnvegget teori) ville det kanskje være naturlig å tro at det er mest riktig å benytte den sistnevnte formelen. I kapittel 7.1-7.2 gir den tykkveggede formelen noe større radiell deformasjon ved flensens midelflate enn det som er tilfellet i ANSYS. Når en regner om trykket til å virke inne i sylindren blir dette en tilnærming når skjærkraften Q_0 virker på flensens endeflater. Som diskutert i kapittelet over, når M_0 blir mindre blir også Q_0 mindre som igjen gir mindre deformasjon i flensen. Det er ikke gjort noen undersøkelser på det teoretiske avviket mellom den forenklete formelen og den tykkveggede formelen eller hvordan dette avviket forandrer seg mellom formlene når geometrien til flensen forandres. Det er uansett gjort en sammenlikning i kapittel 4.2 og forskjellen i dette tilfellet har lite å si for sluttresultatet. Avviket mellom ANSYS-resultatene og den tykkveggede formelen for flensens deformasjon i kapittel 7.3-7.4 er en noe større enn i kapittel 7.1-7.2. Det er antatt at en får litt forstyrrelse i avlesningen på grunn av flensens tverrkontraksjon som følge av den store aksialkraften, altså at det er vanskelig å skille hva som er radiell deformasjon og tverrkontraksjon ved avlesning fra ANSYS-plottene.

Det er noe usikkerhet knyttet til hvordan det er valgt å forholde seg til singulariteter i modellene siden metoden med avlesning ved $0,1\sqrt{r_h}$ er nevnt i svært korte trekk i RP-C203. For å undersøke nærmere ble det forsøkt å kontakte DNV-GL [41]. Tilbakemeldingen var at det var vanskelig å spore noe konkret dokumentasjon på metoden, men at metoden har sitt opphav fra laboratorieforsøk på rørforbindelser [41]. Det er vanskelig å utgreie noe mer utover det. Det ville vært dristig å støtte seg utelukkende til denne metoden. For å ha noe å sammenlikne metoden mot er det benyttet håndberegningseksempler fra RP-C203 som beskriver begge tilfellene i denne oppgaven. For tilfellet i kapittel 7.2 ga håndberegningene fra RP-C203 noe høyere spenning enn det som ble avlest fra ANSYS-resultatene. For de vanlige håndberegningene var avviket noe mindre. Beregningen med RP-C203 på trykktanken i kapittel 4.1

er beregnet for bruk til lavsykelutmatting og det vises et eksempel hvordan en beregning kan gjøres i praksisen. Ellers henvises det til NORSOK standarden N-006.

Hvorvidt det er riktig å sammenlikne spenningene fra håndberegningene i RP-C203 med de øvrige håndberegningene og ANSYS-resultatene som det gjort i kapittel 7 kan diskuteres, og bør vurderes ut fra hvordan formlene i RP-C203 er utledet. For å kunne avgjøre hvor mye metodene avviker fra hverandre må en gjøre utmattingsberegninger for de ulike metodene og sammenlikne levetider siden metodene benytter forskjellige utmattingskurver og fremgangsmåter. Vurdering av formlene fra RP-C203 og utregning av levetider blir ikke gjort i denne oppgaven, men er aktuelt som videre arbeid. På den annen side er avviket delvis moderat i forhold til den vanlige håndberegningen og kan bety at avstanden mellom metodene ikke er alt for stor.

For tilfellet i kapittel 7.4 stemmer håndberegninger, ANSYS-beregninger og håndberegninger fra RP-C203 godt overens. Spenningen en får fra beregningen med RP-C203 kan benyttes til utmattingsberegninger med passende utmattingskurve i henhold til retningslinjene i praksisen. På den annen side kan det virke som at håndberegningsformelen fra RP-C203 er beregnet for ringstivere som er plassert inne i skallet siden en kan tolke det slik ut fra beskrivelsen i praksisen. Om en hadde plassert stiveren/flensen inne i skallet og benyttet de vanlige håndberegningene ville en endt opp med et ganske likt resultat. Om det samme er tilfellet i ANSYS er ikke undersøkt, men det er antatt at resultatet vil ligge i nærheten i forhold til om flensen plasseres på utsiden. Det er kommentert i RP-C203 at dersom ringstiveren plasseres på utsiden, vil det gi en betraktelig høyere spenningskonsentrasjon. En antakelse kan være at spenningskonsentrasjonen i sveisen blir mer kritisk når den havner utenpå skallet og dermed i strekksonen i tillegg til at sveisegeometrien blir forandret i forhold til om ringstiveren hadde vært festet fra innsiden. Derfor er det grunn til å være kritisk til resultatet en får med håndberegningen fra RP-C203 i og med at flensen i dette tilfellet sitter på utsiden.

Det virker som at hvilke elementer en velger og hvordan en setter opp en analyse i ANSYS har en del å si for hvilke resultater en får. Derfor er det viktig at elementvalg og oppsett gjøres så riktig som mulig, noe som er forsøkt å etterstrebe dette i oppgaven ved å sammenlikne med håndberegninger og vurdere anbefalinger fra litteraturen.

Til tross for all usikkerheten nevnt over har allikevel håndberegningene vært styrende for hva som er ansett som «riktige» verdier siden de er etablerte i litteraturen som er benyttet. Uten håndberegningene som en rettesnor gjennom arbeidet med ANSYS ville det vært svært vanskelig å bestemme gyldigheten av resultatene. Samtidig ville det også vært vanskelig å finne ut hvordan en skulle modellert når det gjelder for eksempel av elementer, opplagringer etc.

Dermed har håndberegningene stått sentralt og vært styrende for analysene i ANSYS. De avvikene mellom ANSYS og håndberegninger som antas å skyldes forenklinger i forhold til håndberegningene er forsøkt forklart slik at en kan ta stilling til disse på en praktisk måte.

Tilslutt er det viktig å nevne at ANSYS ikke bør tolkes som noen fasitsvar da det kan være feil i analysene, men sammenlikninger med håndberegninger minsker sannsynligheten for feil betraktelig. Uansett kan ANSYS gi svært gode tilnærminger om en med sikkerhet kan bekrefte metode og resultater.

9. KONKLUSJON, ANBEFALINGER OG VIDERE ARBEID

I denne oppgaven er det forsøkt å finne ut hvordan håndberegningsmetoder for sylinderskall festet til flenser stemmer overens med FEA i ANSYS Workbench. Håndberegningsmetodene er hentet fra anerkjente kilder. For å rette oppgaven i en praktisk retning er det i noen av tilfellene valgt å betrakte skall og flens som sammensveist og vurdere utmattingsspenninger. Samtidig er det forsøkt å undersøke metoder som kan brukes til å lese av spenninger rundt singulariteter eller sveisetær i belastede sylinderskall og som videre kan brukes til utmattingsberegninger.

Hovedkonklusjonen basert på denne oppgaven blir at de vanlig håndberegningsformlene og håndberegningsformlene fra RP-C203 stemmer nokså bra med analysene i ANSYS, men at resultatene fra ANSYS ikke kan brukes ukritisk. Samtidig er elementvalg og analyseoppsett avgjørende for analyseresultatene. En kan forvente et avvik mellom håndberegningsformlene og analyseresultater fra ANSYS siden det er gjort visse forenklinger i håndberegningsformlene. Disse forenklingene drar gjerne resultatene i en konservativ retning. Derfor bør en forsøke å forklare avvik mellom FEA og håndberegningsformlene ut fra de ulike vurderingene i kapittel 8 for å sannsynliggjøre resultatene fra FEA, gitt at avvikene er moderate. Med moderate avvik menes for eksempel avviket mellom resultatene som er vist i kapittel 7.1 og 7.3. Analysegrunnlaget i FEA er ikke stort nok til å konkludere med noen verdi på hvilke avvik en kan forvente, men en kan konkludere med at håndberegningsformlene gir en indikasjon på hvilket område FEA resultatene bør ligge i. Håndberegningsmetodene kan brukes til å verifisere FEA-resultater med tilstrekkelig nøyaktighet.

Ellers er det trukket følgende konklusjoner:

- Konklusjonen for trykktankekspelet er at håndberegningsmetoden fra RP-C203 bør være styrende og kan brukes med ganske god sikkerhet. En kan først avgjøre forskjellen mellom ANSYS-resultatene og håndberegningene i kapittel 7.2 ved å sammenlikne levetider og ikke spenninger.
- Konklusjonen for den strekkbelastede flensforbindelsen er at en ikke med sikkerhet kan sette håndberegningsmetoden fra RP-C203 som styrende siden den virker til å være tiltenkt indre flenser/ringstivere. En kan først sammenlikne resultatene i kapittel 7.4 om en finner en sikrere metode for å beregne levetid, for så å sammenlikne denne med beregnet levetid basert på ANSYS-resultatene.

9.1. Anbefalinger

- Hvis en skal gjøre en analyse i et FEA-program der denne er avgjørende for dimensjonering eller for sammenlikning generelt, bør en gjøre seg kjent med elementtyper, oppsett og videre sammenlikne resultater fra FEA med forholdsvis sikre håndberegninger for å bestemme hvor godt samsvaret er.
- Ved FEA av kompliserte geometrier og spenningsfordelinger som for eksempel sveisegeometriene i denne oppgaven, kan det være lurt å benytte volumelementer eller 2D elementer om mulig siden skall kan være krevende å koble til andre elementer. I tillegg er det forskjellig hvordan elementene fungerer.
- Benytt 2D aksesymmetri om det er mulig.

- 8-noders skallelementer virker til å være egnet for modellering av sylinderskall utsatt for bøyetilstand.

9.2. Videre arbeid

- Gjøre levetidsberegninger basert på håndberegningsmetoder og metoder med avlesning i FEA for alle tilfellene i denne oppgaven for så å sammenlikne disse.
- Forsøke å avgjøre hvorvidt metoden med avlesning ved $0,1 \cdot \sqrt{rt}$ kan brukes for å lese av spenninger ved sveisegeometrier i sylinderskall med flenser.
- Forsøke å finne flere metoder for avlesing av spenning ved singulariteter eller sveisetær i skall.
- Finne en anvendelig håndberegningsmetode for å finne utmattingsspenning og levetid i strekkpåkjennte flensforbindelser der flensen sitter utenpå og er sveist til skallet.
- Forsøke å finne en generell tommelfingerregel for når det er best å benytte skallelementer eller volumelementer/2D elementer i FEA.
- Gjøre mer testing på hvilke elementtyper som egner seg til ulike geometrier og belastningstilfeller.
- Sammenstille et formelverk med ferdige formler som kan brukes direkte for beregning av sylindriske skall og flenser. Også undersøke nærmere om det allerede finnes slike formelverk og hvordan de stemmer overens med hverandre og håndberegningene i denne oppgaven.
- Vurdere å implementere formelverket nevnt i punktet over i et dataprogram som kan ta inn parametere og gi ferdige beregninger tilbake.
- Studere flere typer skallkonstruksjoner og eventuelt avstivede skall.
- Vurdere om en utelukkende kan benytte formelverket fra RP-C203 til verifikasjonsberegninger i FEA
- Finne fagmiljøer som driver med skallkonstruksjoner og kontakte disse for å undersøke gjeldende praksis, utfordringer, etc.

10. LITTERATURREFERANSER

Forsidebilde: Hydro Inc., *A crack in the discharge head flange that involved fatigue failure of the weld of a pump*, URL: <http://www.hydroinc.com/how-root-cause-analysis-solved-a-vertical-turbine-pump-failure/>

Nedlastet: 28.04.2017

10.1. Litteratur

1. Waløen, Å.Ø., *Maskindeler 2*, 2. bind, 1976, Tapir Akademisk Forlag, Trondheim, ISBN: 82-519-1145-1, 400 s.
2. Ventsel, E. and Krauthammer, T., *Thin Plates and Shells*, 2001, Marcel Decker Inc., New York, ISBN: 0-8247-0575-0, 688 s.
3. Lee, H. H., *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14*, 2012, SDC Publications, Mission (Kansas), ISBN: 978-1-58503-725-4, 608 s.
4. DNV-GL AS, *DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016, Fatigue Design of Offshore Steel Structures*, 2016, DNV-GL AS, Høvik (Oslo), 216 s.
5. Tøgersen, T.A., *Beregningsmetoder for skallkonstruksjoner*, 2015, Institutt for konstruksjonsteknikk, NTNU, Trondheim, 154 s.
6. Tickoo, S. and Singh, V., *ANSYS 11.0 for Designers*, 2009, CADCIM Technologies, Schererville (USA), ISBN: 978-1-932709-58-2, 544 s.
7. Moss, D.R., *Pressure Vessel Design Manual*, 3 ed., 2004, Gulf Professional Publishing, Burlington, Massachusetts (USA), ISBN: 0-7506-7740-6, 499 s.
8. Moss, D.R. and Basic M., *Pressure Vessel Design Manual*, 4 ed. 2013, Elsevier, Massachusetts (USA), ISBN: 0-7506-7740-6, 832 s.
9. Terjesen, G.T., *Globale knekkeberegninger uten standard*, 2016, Fakultet for realfag og teknologi, Norges Miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 34 s.
13. Oljedirektoratet og Direktoratet for brann- og eksplosjonsvern, *Veiledning til forskrift om trykkpåkjent utstyr*, 1999, Norge, 86 s.
17. Wilkowski, G. and Shalabi A., *Future Directions for Using the Leak-Before-Break Concept in Regulatory Assessments*, 2009, Engineering Mechanics Corporation of Columbus, Columbus, Ohio (USA), 193 s.
19. Terjesen, G.T., *TMP 301 Spenningsanalyse og trykkbeholdere*, 2016, Fakultet for realfag og teknologi, Norges Miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 44s.
22. ANSYS Inc., *ANSYS Help (ANSYS Documentation)*, Release 17.2, 2017
23. Timoshenko, S.P., Woinowsky-Krieger, S., *Theory of Plates and Shells*, 2 ed. 1959, Mc Graw Hill Education, New York, ISBN: 0-07-070125-3, 594 s.
24. Rider, J., med flere, *Verification, validation and Uncertainty Quantification Workflow in CASL*, 2010, Sandia National Laboratories, Albuquerque (New Mexico), 27 s.

25. Sönnerrind, H., *Singularities in Finite Element Models: Dealing with Red Spots*, 2015, COMSOL Inc. , Burlington, Massachusetts (USA) . Available from: <https://www.comsol.com/blogs/singularities-in-finite-element-models-dealing-with-red-spots/>
26. Lawrence, K.L., *ANSYS Workbench Tutorial*, 2011, SDC Publications, University of Texas at Arlington, ISBN: 978-1-58503-671-4 , 260 s.
27. Terjesen, G.T., *Grunnlag i anvendt lineærelastisk bruddmekanikk (LEBM) og sprekkvekst* 2016, Fakultet for realfag og teknologi, Norges Miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 33 s.
28. Pointer, J. *Understanding Accuracy and Discretization Error in an FEA Model in ANSYS 7.1*, 2004, Woodward Governor Company, 11 s.
29. Moaveni, S., *Finite Element Analysis, Theory and Application with ANSYS*, 3 ed. , 2008, Pearson Education, Upper Saddle River, NJ (USA), ISBN: 978-0-13-241651-1 ,880 s.
30. Nelson, T. og Wang E. , *Reliable FE-Modeling with ANSYS*, 2004, CADCAD GmbH, München, 22 s.
31. Barret, P., *ANSYS Element Selection eLearning*, 2012, CAE associates Inc. og ANSYS Inc. , 23 s.
32. Wang, E., *Thin-wall structure simulation*, 2006, CADCAD GmbH, München, 54 s.
35. Annaratone, D., *Pressure Vessel Design*, 2010, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, ISBN: 978-3-642-08038-8, 455 s.
36. Karstensen, J.H., *Hot Spot Stress and Notch Stress Versus Nominal Stress in Fatigue Life Analysis by DNV-RP-C203*, 2014, Fakultet for realfag og teknologi, Norges Miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 108 s.
40. Mott, R.L., *Applied Strength of Materials*, 4th ed., 2002, Prentice Hall, New Jersey, Ohio, ISBN: 0-13-088578-9, 704 s.
43. Terjesen, G.T., *Diverse bøyetema* , 2016, Fakultet for realfag og teknologi, Norges Miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 29 s.
44. Hibbeler, R.C., *Mechanics of Materials*, 8 ed, 2011, Prentice Hall, Pearson Education South Asia, Singapore, ISBN: 978-981-06-8509-6, 888 s.

10.2. Bilder

10. Rotter, M.J., Cai. M., Holst, J.M.F.G, *Buckling of Thin Cylindrical Shells Under Locally Elevated Compressive Stresses*, 2010, ASME, USA, Tilgjengelig fra: <http://pressurevesseltech.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1459930>, Nedlastet : 28.04.2017
11. Structural Stability Research Council, USA, Tilgjengelig fra: <http://www.ssrcweb.org/>, Nedlastet: 15.04.2017
12. McKeown, L.A., *Wind turbine crashes to the ground after rotor blades 'spin out of control' under light winds*, 2015, The Independent, Irland, Tilgjengelig fra: <http://www.independent.co.uk/news/uk/home-news/wind-turbine-crashes-to-the->

- ground-after-rotor-blades-spin-out-of-control-under-light-winds-9956194.html ,
Nedlastet: 03.04.2017
14. Kværner ASA, *Kværner Jackets*, 2017, Verdal, 16 s.
 15. Jamison Products, 2017, Houston, Texas, Tilgjengelig fra:
<http://www.jamisonproducts.com/pipeline-products/pressure-vessels.html> , Nedlastet:
29.03.2017.
 16. Stavanger Aftenblad, *Andre Mongstad-evakuering på ei uke*, Stavanger, Tilgjengelig
fra: <http://www.aftenbladet.no/aenergi/Andre-Mongstad-evakuering-pa-ei-uke-476548b.html> , Nedlastet: 15.03.2017
 18. New York City Department of Design + Construction, *Safe Fail* , Tilgjengelig fra:
<https://ddc-resiliencedatabase.wikispaces.com/Safe+Fail> , Nedlastet : 30.03.2017
 20. Hilland, H. *UTFORDINGER "AVGASS SYSTEMER" i O & E DRIFT*, 2007,
Petroleumstilsynet, Tilgjengelig fra:
<http://www.ptil.no/getfile.php/131686/z%20Konvertert/Helse%2C%20milj%C3%B8%20og%20sikkerhet/Hms-Aktuelt/Dokumenter/hydrohilland.pdf> , Nedlastet: 06.04.2017
 21. Dr. Fehmi Cirak, *Finite Element formulation for plates handout 3*, Cambridge
University, Tilgjengelig fra: http://www-eng.cam.ac.uk/csml/teaching/4d9/4D9_handout4.pdf , Nedlastet: 29.04.2017
 37. Gyldendal Norsk Forlag AS , Tilgjengelig fra:
http://web2.gyldendal.no/undervisning/felles/pixdir20/?archive=tip_prod&menuitem=menu_3_1&resultsource=menu_3_1&detailsource=image_194 , Nedlastet: 17.04.2017.
 42. Oljeindustriens Landsforening (OLF), *Håndbok i flensearbeid*, 2011, Tilgjengelig fra:
https://www.norskoljeoggass.no/Global/Publikasjoner/_H%C3%A5ndbok%C3%B8ker%20og%20Rapporter/H%C3%A5ndbok%20Flensearbeid/2012_10_OLF_handbok_flensearbeid_web_small.pdf , Nedlastet: 25.04.2017

10.3. Personlige meddelelser

34. EDR & Medeso, Emne: *Modellering med kontakter*, Dato: 03.04.2017
33. EDR & Medeso, Emne: *Solidelementer versus skallelementer*, Dato: 04.03.2017
38. EDR & Medeso, Emne: *Problems with hex method for cyclic symmetry and match control*, Dato: 10.04.2017
39. EDR & Medeso, Emne: *Cyclic symmetry*, Dato: 20.04.2017
41. DNV-GL AS, Emne: *Avlesning av spenninger ved sveisegeometrier i sylinderskall*,
Dato: 21.04.2017

11. VEDLEGG

Skriftlige vedlegg

Vedlegg A – Refleksjonsnotat.

Vedlegg B – Fremdriftsplan.

Vedlegg C – Kommentar til veiledere.

Vedlegg D – Veileder, 3D aksesymmetrisk analyse av flenset forbindelse.

Vedlegg E – Veileder, 2D aksesymmetrisk analyse av flenset forbindelse.

Vedlegg F – Utdrag fra DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 side 50-51.

Vedlegg G – Utdrag fra DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 side 193-196.

Vedlegg H – Digitalt vedlegg (ANSYS-modeller/analyser og Excel-ark).

A Refleksjonsnotat

Skall/plateteori var ganske ukjent for meg forut for denne oppgaven, bortsett fra noe membranteori i et tidligere maskinfag og noe om plater i hovedfaget TMP 301 som går ved NMBU. Boken til Waløen har vært med helt fra starten av ettersom den er av norsk litteratur som inneholder noe om skallkonstruksjoner. Samtidig virket det som det var veldig begrenset med norsk litteratur utover dette. Det virket også som at emnet var en var en spesiell del av maskinteknikken som har fått begrenset allmenn oppmerksomhet.

Det er mye som kunne vært gjort annerledes i denne oppgaven. I tidligfasen ble det brukt for mye tid på generelle temaer uten å tenke på hvilken mengde som var passe for en masteroppgave. Dermed ble det brukt for mye tid på temaer som aldri kom med i oppgaven. Det som var positivt med det, var at perspektivet på skallkonstruksjoner ble mer overordnet slik at det ble mer betryggende å velge det endelige temaet. Dermed var det mindre fare for å rote seg inn en eller annen «bakevje». Ellers begynte innsamlingen av litteratur allerede før jul i desember 2016, noe som helt klart i det hele tatt gjorde det mulig å gjennomføre denne oppgaven. Å begynne å orientere seg i litteraturjungelen og vente på bestillinger som en del av mastersemesteret hadde vært fatalt. Her må jeg også takke veileder for hjelp til å finne litteratur. Kravet til analysene og kunnskapsgrunnlaget som var nødvendig i ANSYS ble sterkt undervurdert noe som gjorde at den planlagte tidsbruken til dette ble flerdoblet, noe som igjen gikk på bekostning av rapportskriving og teorigrunnlag. Det positive utkommet av dette var at det ble klart for meg hvor viktig det er å ikke undervurdere omfanget av analyser i elementmetodeprogrammer. Hvis jeg ukritisk hadde benyttet et FEM program uten kjennskap til skall eller beregningsmetoder for å dimensjonere skallkonstruksjoner, tror jeg resultatet hadde blitt heller dårlig. Ellers burde det ha blitt undersøkt mer litteratur på området for å få en bedre overordnet oversikt. Det burde også ha vært en del av oppgaven å kontakte profesjonelle bedrifter/institusjoner som driver med eller har generell kunnskap om skallkonstruksjoner og dimensjonering i praktisk sammenheng for å kartlegge hvilken praksis som er rådende. Det ble dessverre ikke tid til dette men hører med til videre arbeid.

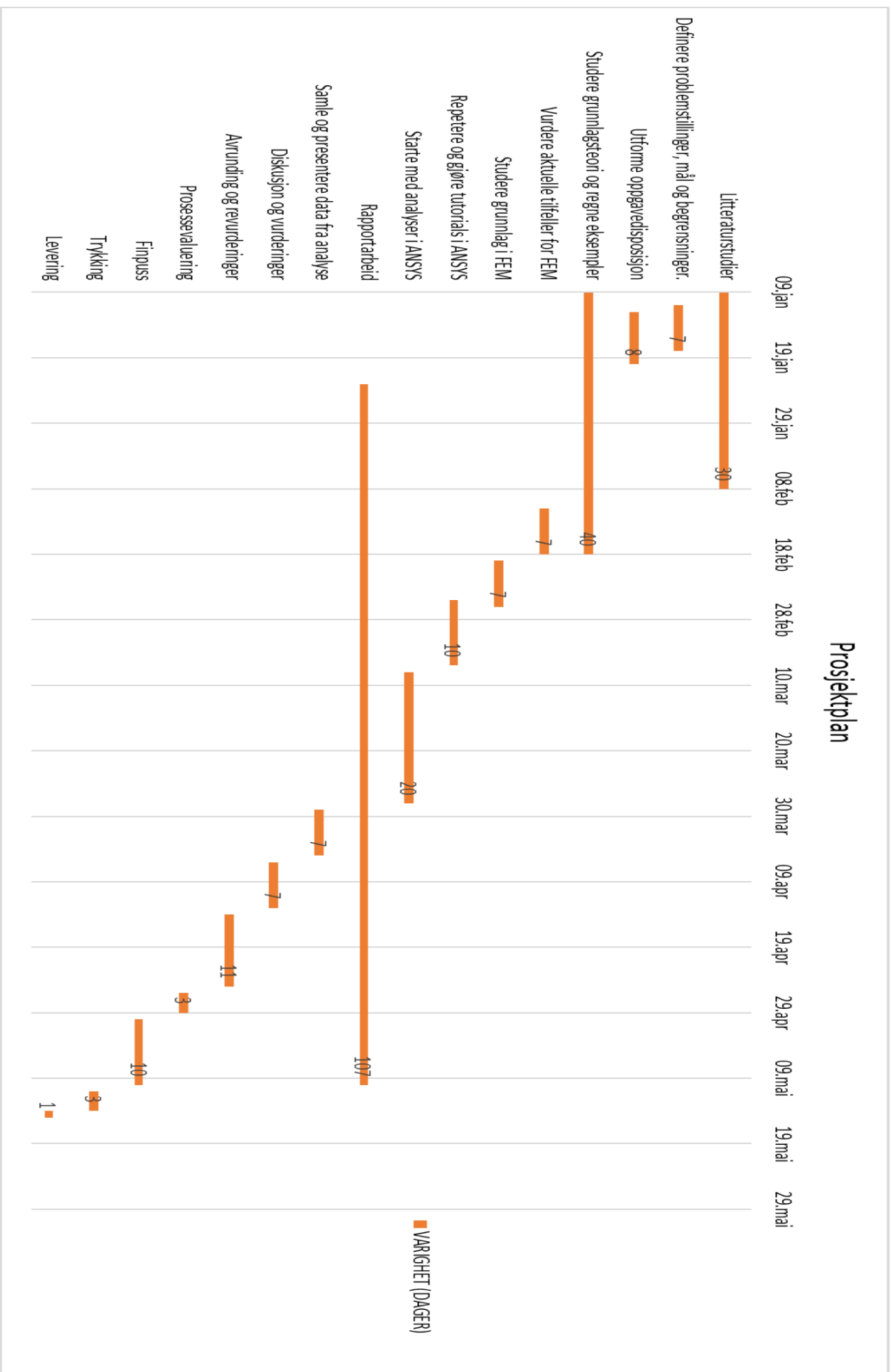
I den spede start var fokuset rettet generelt mot håndberegninger av skall, også utover det som var dekket i Waløen. For meg fremsto skall og plateberegninger som veldig komplisert, spesielt utledningene som bygget på en god matematisk forståelse. Områder som endelokk på trykktanker, avstivede skall, stabilitetsberegninger, termiske påvirkninger og liknende ble vurdert. Det ble fort klart at det var et begrenset rom for hva det var mulig å ta med i en masteroppgave. Sylindriske skall ble ansett som relevant og av de skallkonstruksjonene som er mye anvendt i maskinteknikken. Teorien kunne også benyttes på praktiske problemer. Sammen med dette kom etter hvert fokuset på FEA og den viktige rollen FEA spiller i moderne konstruksjonsteknikk. Dermed ble det bestemt at dette måtte implementeres i oppgaven.

Oppgaven er veldig konkret rettet mot bøyetilstand i sylinderskall med flenser, men har et snev av generell vinkling innledningsvis. Ellers er fokuset litt bredere i FEA delen. Selv om oppgaven tar for seg en liten del av skallkonstruksjoner, både håper og tror jeg det å forstå noe om oppførselen til skall og skallkonstruksjoner kan bidra til å utvikle en evne til å kunne verifisere beregninger i FEA programmer og ikke minst benytte seg av resultatene en får fra slike programmer. Jeg håper oppgaven kan bidra til dette.

Det er mange undertemaer det kan arbeides videre med. Jeg håper resultater og kunnskap gjennom denne oppgaven kan være nyttig for RealTek eller andre interesserte i fremtiden.

B Fremdriftsplan*Tabell: Fremdriftsplan master 2017*

AKTIVITET	START DATO	VARIGHET (DAGER)	SLUTTDATO
INNLEDENDE ARBEID (TIDLIGFASE)			
Litteraturstudier	09.jan	30	08.feb
Definere problemstillinger, mål og begrensninger.	11.jan	7	18.jan
Utforme oppgavedisposisjon	12.jan	8	20.jan
PROSJEKT			
Studere grunnlagsteori og regne eksempler	09.jan	40	18.feb
Vurdere aktuelle tilfeller for FEM	11.feb	7	18.feb
Studere grunnlag i FEM	19.feb	7	26.feb
Repetere og gjøre «tutorials» i ANSYS	25.feb	10	07.mar
Starte med analyser i ANSYS	08.mar	20	28.mar
Rapportarbeid	23.jan	107	10.mai
SISTE DEL			
Samle og presentere data fra analyse	29.mar	7	05.apr
Diskusjon og vurderinger	06.apr	7	13.apr
Avrunding og revurderinger	14.apr	11	25.apr
Prosessevaluering	26.apr	3	29.apr
Finpuss	30.apr	10	10.mai
Trykking	11.mai	3	14.mai
Levering	14.mai	1	15.mai



C Kommentar til veiledere

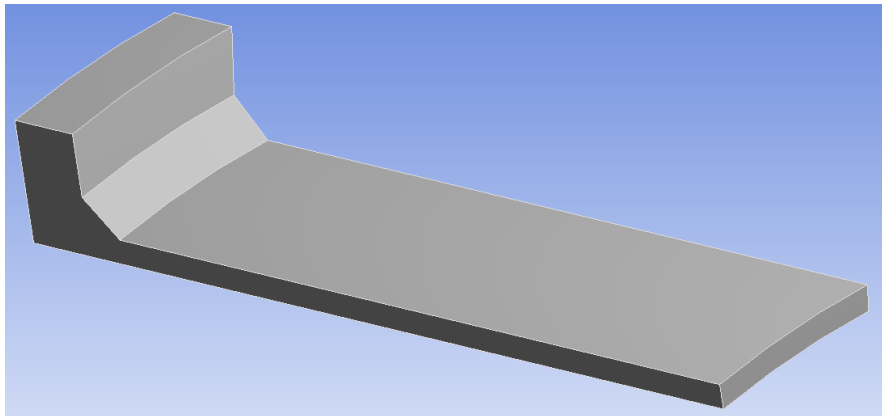
Det primære formålet med veilederne er å oppfylle den pedagogiske delen av problemstillingen. Videre er formålet å formidle hva som er gjort i ANSYS. Veilederne tar med alle steg i analysen og krever minimale forkunnskaper i ANSYS. Dermed burde veilederne være mulig å gjennomføre for de fleste som har interesse av det. Ellers er det en del kommentarer og forklaringer i veilederne som gir et personlig preg i forhold til klassiske veiledere fra ANSYS. Veilederen er et forslag til en fremgangsmåte og kan ikke betraktes som noe fasitsvar på hvordan en analyse av denne typen bør gjennomføres.

ANSYS Workbench veileder – 3D akseksymmetri

*Veilederne er gjort med ANSYS v. 17.2. Tar forbehold om endringer i senere versjoner.
Fremgangsmåten burde likevel kunne benyttes.*

April 2017


Modellen i denne veilederen har samme dimensjoner som trykktanken håndberegnet under kapittel 4.1. I tillegg er det en kilsveis med a-mål 20mm og vinkelen 45° mellom skall og flens. Det tas derfor ikke med noen dimensjoner her. Modellen til denne veilederen er med i det digitale vedlegget og det gjøres oppmerksom på at om en skal gjøre en analyse med en annen modell, må en endre diverse parametere tilsvarende. Det gjøres også oppmerksom på at modellen er modellert i x-z planet. Det kan være lurt å gjøre dette når en skal benytte «CPCYC» kommandoen ettersom to av aksene i det sylindriske og det globale koordinatsystemet sammenfaller uten større operasjoner for å endre geometri eller koordinatsystemer. Ellers er modellen et symmetrisk utsnitt på 10 grader, delt midt på flensen (halve flensens tykkelse i aksiell retning) og litt lenger enn en dempningslengde (modellen er ca. 600 mm lang). Det følger også med en modell uten kilsveis og veilederen skal kunne brukes uavhengig av hvilken modell en velger.



Alle steg er nummererte. Det er også undernummererte steg. Stegene går sekvensielt.

Hva vi skal gjøre i denne veilederen:

- Importere en ekstern modell inn i Workbench
- Meshe modellen
- Innføre symmetribetingelser
- Definere grensebetingelser
- Lage en «Path» (Alternativt)
- Definere ønskede resultater
- Vise bruk av syklisk symmetri (Del 2)

Når et symbol står i parentes som for eksempel dette () betyr det hvilket valgfiler som skal være aktivt. ANSYS aktiverer filteret automatisk hvis valget er entydig, men hvis flere valg er mulig må en aktivere riktig filter. I veilederen må en se til at filteret er valgt automatisk, eller så må en aktivere det ved å klikke på ønsket filter.

DEL 1

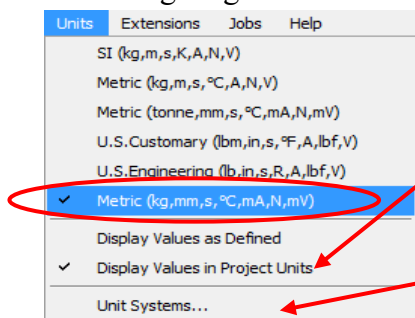
Importere en ekstern modell

Vi starter denne veilederen med å importere en modell til Workbench.

1. Start opp ANSYS Workbench.

2. Lagre analysen ved å gå til «File» > «Save». Definer ønsket navn, for eksempel «3D aksesymmetri» og lagre i en ønsket destinasjon. Det er anbefalt å lagre i en destinasjon som ikke går over et nettverk, men lokalt på PC-en når en skal drive med selve analysen.

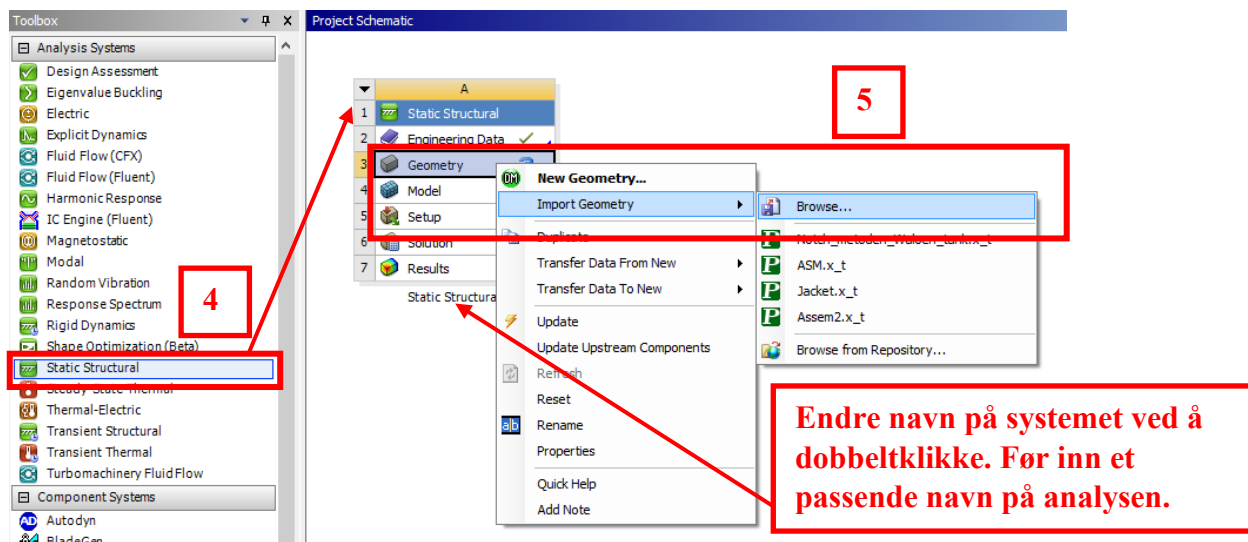
3. Videre defineres ønsket enhetssystem. Gå til «Units» i menyen på toppen av Workbench-vinduet og velg som vist under.



For enkelthet kan det være greit å vise verdiene i enhetene vi har definert.

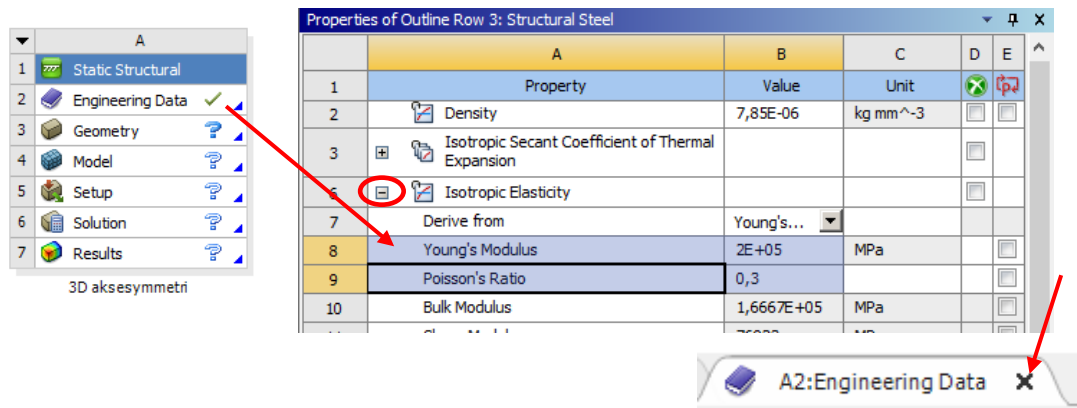
Hvis ikke de aktuelle enhetene vises i menyen, gå inn på «Unit Systems...» og velg enhetssystem derfra.

4. Trykk på «Static Structural» ikonet i «Toolbox» menyen og hold venstre museknapp inne og dra ut til posisjonen vist under i «Project Schematic» eller dobbeltklikk på ikonet.



5. Høyreklikk på «Geometry» og velg > «Import Geometry» > «Browse...». Finn destinasjonen til modellen du vil importere. Trykk «Open» når filen er valgt. I dette tilfellet velges parasolid filen «10_Grader_Tankflens_m_s.x_t».

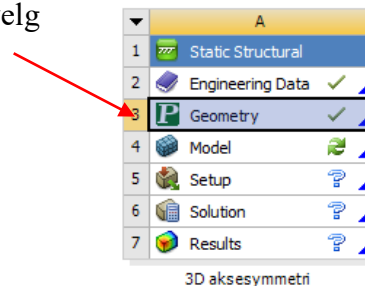
6. Videre defineres materialdataene til modellen.

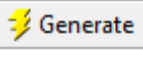


Dobbeltklikk på «Engineering Data». I vinduet «Properties of Outline.....» og ved å utvide «Isotropic Elasticity»-treet, ser vi at E- modulen og Poissons tall stemmer med verdiene som benyttes i oppgaven. Disse verdiene er standard i ANSYS (Konstruksjonsstål). Dermed lar vi $E = 200000 \text{ MPa}$ og $\nu = 0,3$. Lukk så fanen «Engineering Data» eller velg «Project»-fanen. Dermed skal vi være tilbake i «Project Schematic» i Workbench.

7. Når en importerer en parasolid fil i Workbench, kan det være lurt og generere denne i DesignModeller før en starter analysen.

Dobbeltklikk på «Geometry» cellen eller høyreklikk og velg «Edit Geometry in DesignModeller»



Dermed starter DesignModeller opp. Når programmet har startet, trykk på  ikonet lokalisert på toppmenyen i vinduet. Delen skal nå genereres og bli synlig i grafikkvinduet i

DesignModeller. Lagre ved å trykke på  ikonet på toppmenyen. Lukk deretter DesignModeller vinduet.



8. Vi skal nå starte analysen i Mechanical. Det gjør vi ved å dobbeltklikke på

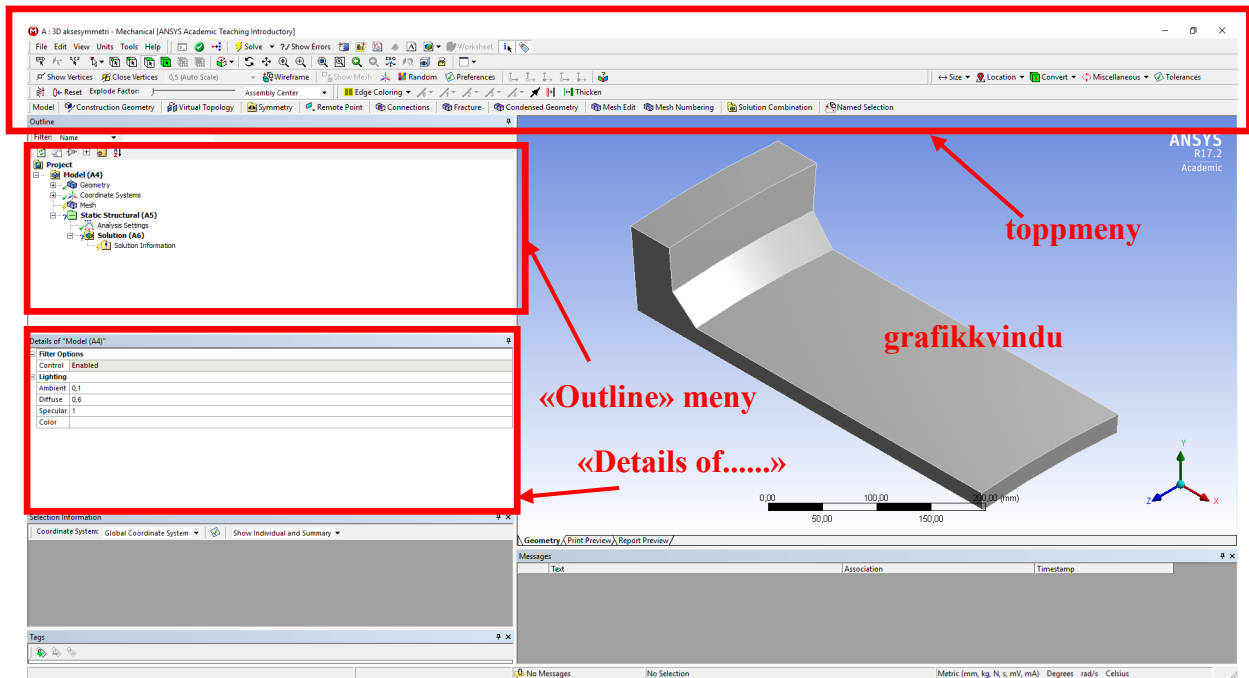


ikonet i det aktive prosjektet i «Project Schematic». Mechanical skal nå starte opp.

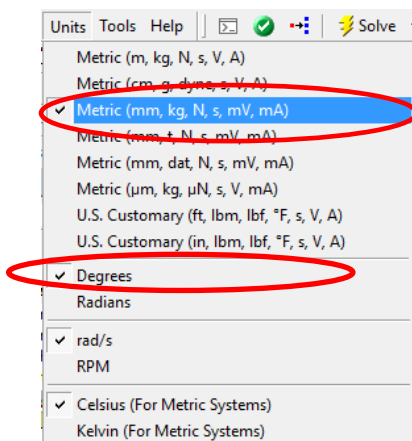
Vedlegg D

Mesh

9. Når Mechanical har startet opp, starter vi med å meshe modellen. Under er en beskrivelse av Mechanical-vinduet. Delen vil ikke være orientert slik som vist i grafikkvinduet under når Mechanical har startet. Orienter delen som vist under ved å velge «Pan» eller «Rotate» ( ) i toppmenyen og orientere rundt i grafikkvinduet med venstre museknapp.



10. Aller først må vi definere enhetssystem i Mechanical. Klikk på «Units» i toppmenyen og velg som vist under.



11. Klikk for å markere  Mesh -ikonet i «Outline» menyen.

Vedlegg D

Under «Details of Mesh» gjøres følgende:

The screenshot shows the 'Details of Mesh' dialog box with the following settings and annotations:

- Display:** Display Style, Body Color
- Defaults:** Physics Preference: Mechanical; Relevance: 80; Shape Checking: Standard Mechanical; Target Quality (Beta): Program Controlled; Element Midside Nodes: Kept
- Sizing:** Size Function: Curvature; Enable Size Field (Beta): No; Relevance Center: Medium; Initial Size Seed: Active Assembly; Smoothing: Medium; Transition: Fast; Span Angle Center: Coarse

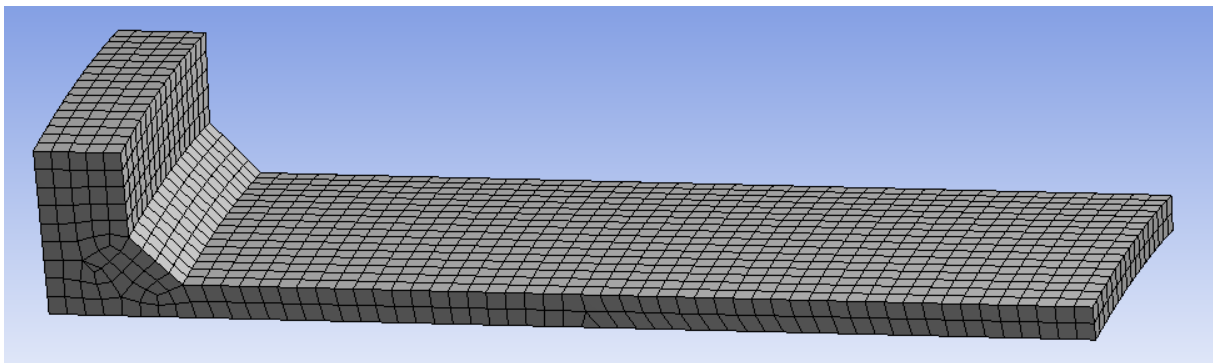
Annotations (numbered 1-4) point to specific settings:

1. Utvid «Sizing» (ved rød pil) og sett «Relevance Center» til «Medium»
2. Sett «Relevance» til 80»
3. Sett «Element Midside Nodes» til «Kept»
4. Sett «Size Function» til «Curvature»


Med «Relevance» justerer vi hvor fint meshet skal være globalt på modellen og kan tolkes som en global kontroll for mesh-størrelse.

Ved å sette «Size Function» til «Curvature» undersøker ANSYS kurvatur på kanter og overflater og kalkulerer elementstørrelser og kontrollerer at disse er innenfor bestemte krav og verdier som kan defineres av brukeren eller som er «default» i ANSYS.

12. Trykk på  Update i toppmenyen. Dermed genereres meshet.



Meshet bør likne på dette. Meshet er godt nok for denne analysen, men om finere mesh ønskes kan en justere «Relevance Center» og «Relevance».

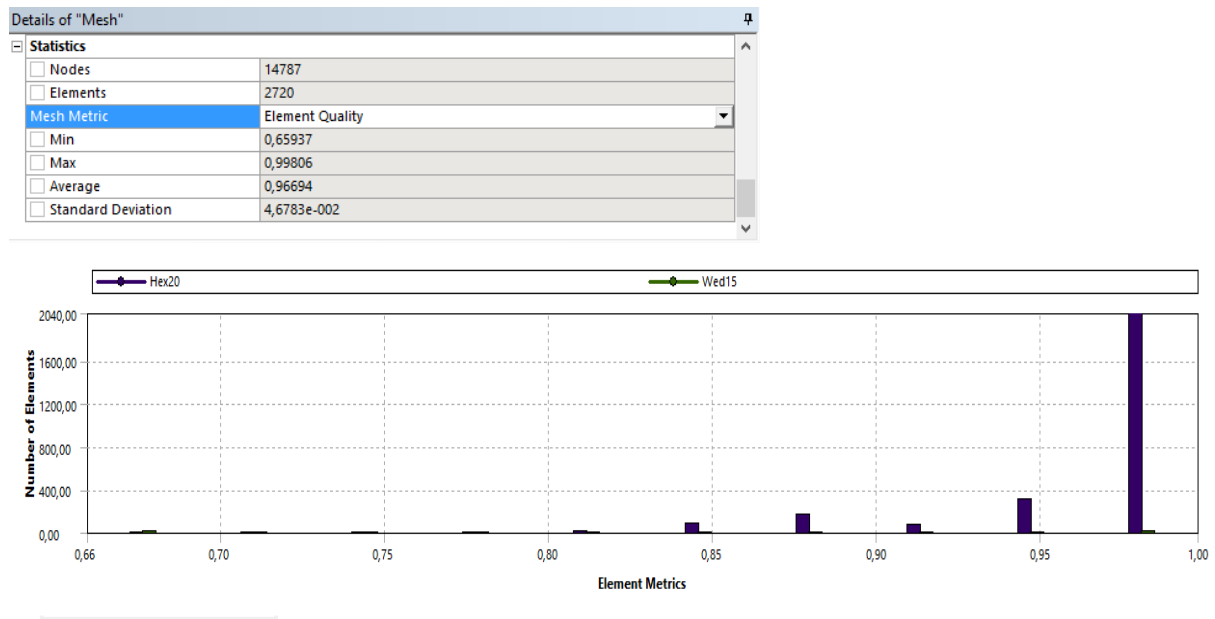
13. Vi kan ta en titt på meshets kvalitet. Det gjør vi ved å trykke for å markere  Mesh . Under «Details of Mesh», utvid «Statistics».

The screenshot shows the 'Details of Mesh' dialog box with the 'Statistics' section expanded. The 'Mesh Metric' is set to 'Element Quality'. The 'Selection Information' section shows 'Coordinate System: Global Coordinate System' and 'Show Individual and Summary'.

Annotation: Under «Mesh Metric», velg «Element Quality»

Vedlegg D

Under grafikkvinduet skal en få en fordeling av antall elementer og elementkvalitet.



Jo nærmere et element kommer verdien 1, jo bedre. En stor del av elementene virker til å ha en god kvalitet. Hva som er bra elementkvalitet avhenger av hvert enkelt tilfelle og hvor høye kravene til analysen er. En god tilnærming kan være å se på «Structural Error» etter at analysen er løst og ut fra det bestemme om analysen er nøyaktig nok.

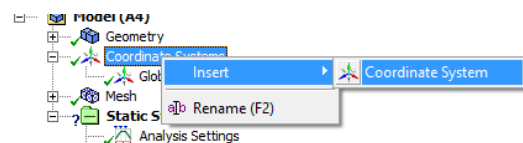
Det finnes mange mulige måter å vurdere meshets kvalitet på i ANSYS, men vi går ikke videre inn på det her. Vi sier oss fornøyd med resultatet over.

Om vi hadde latt ANSYS meshe med «default» innstillinger og bare justert «Relevance» og «Relevance Center» hadde vi også fått et bra mesh ettersom delen vår er forholdsvis enkel å meshe for ANSYS. Men, hvis vi hadde hatt små radier, mer kompliserte kurvede flater etc. ville «Curvature» antakelig gitt et bedre mesh. Vi får ikke undersøkt potensialet til denne funksjonen videre, men benytter den likevel her da den kan være gunstig på modeller med kurvatur som gjerne er vanlig i en analyse med syklisk symmetri om en akse.

Innføre symmetribetingelser

Siden vi ønsker å lage en «Path» i modellen vår og siden dette ikke er støttet med «Cyclic Symmetry» per dags dato, må vi ta en omvei. Vi skal benytte APDL kommandoer i Mechanical.

14. Vi starter med å definere et sylindrisk koordinatsystem i modellen. I «Outline» menyen, høyreklikk på «Coordinate Systems» > «Insert» > «Coordinate System».



Vedlegg D

Gjør så følgende:


1. «Type» => «Cylindrical»

2. «Coordinate System» => «Manual»

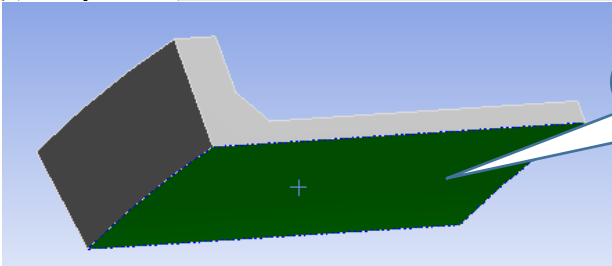
3. Skriv inn «100»

5. Klikk «Click to Change» > «Apply»

6. «Axis» => «X»

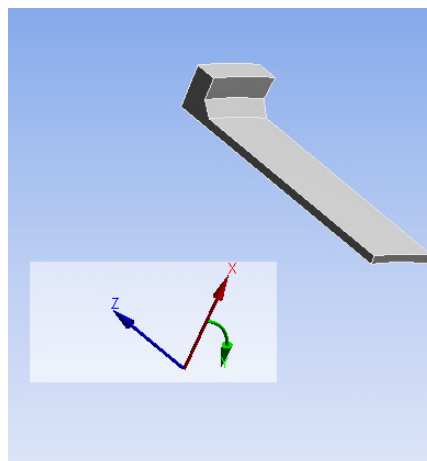
4. (). Velg den angitte flaten.

Details of "Cylindrical system"	
Definition	
Type	Cylindrical
Coordinate System	Manual
Coordinate System ID	100
Suppressed	No
Origin	
Define By	Geometry Selection
Geometry	Click to Change
Origin X	0, mm
Origin Y	-6,1232e-014 mm
Origin Z	0, mm
Principal Axis	
Axis	X
Define By	Global X Axis
Orientation About Principal Axis	
Axis	Y
Define By	Default
Directional Vectors	
Transformations	
Base Configuration	Absolute

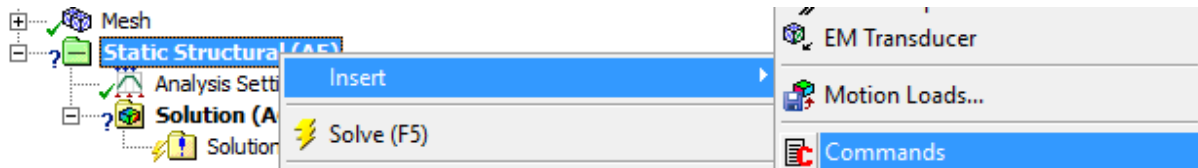


Vi skal nå ha laget et sylindrisk koordinatsystem der z-aksen sammenfaller med sentralaksen til sylinderskallet.

Klikk en gang for å markere «Coordinate System» (ikke «Coordinate Systems») som er plassert under «Global Coordinate System» i «Outline» menyen. Trykk F2 og gi koordinatsystemet navnet «Cylindrical System» > tast «Enter». Klikk en gang på «Cylindrical System» for å markere, zoom ut i grafikkvinduet og kontroller at koordinatsystemet er som forventet (figur under). Når vi tastet inn 100 over er det fordi vi ga koordinatsystemet et høyt ID- nummer slik at dette ikke skal kunne deles med eventuelle andre koordinatsystemer som måtte blitt definert. Dette er rent tilfeldig, bare det ikke deler ID med andre koordinatsystemer.



15. Vi skal nå skrive inn en APDL kommando i Mechanical. Høyreklikk på «Static Structural» > «Insert» > «Commands»



16. Skriv inn følgende kommando i «Commands»-vinduet under kommentarene som er generert automatisk av ANSYS:

```
/com, # CPCYC BY MANUAL INPUT
```

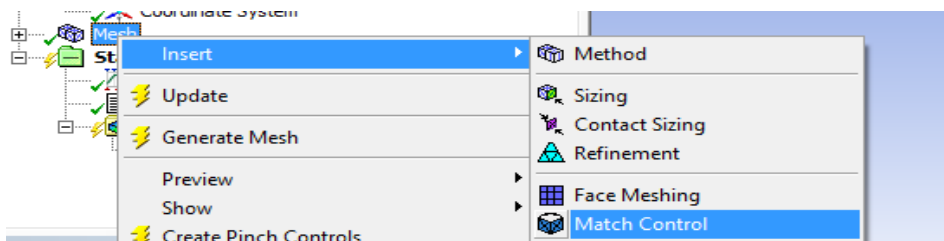
```
! /com kommandoen tar med kommandoer i output delen.  
! Kommentarer etter (!) tas ikke med i output delen.
```

```
CPCYC,all,,100,,10,,0
```

Forklaring av kommando: CPCYC, for alle frihetsgrader (noder), «default» toleranse for nodekopling, koordinatsystem 100, ikke syklisk inkrement i radiell retning, 10 grader syklisk inkrement i vinkelretning, ikke syklisk inkrement i z-retning, alle de koblete noderes koordinatsystem retter seg inn i forhold til koordinatsystem 100.

17. Når vi skal koble sammen noder på hver sideflate, må meshet på hver sideflate være identisk. Det gjør vi ved å definere en «Match Control».

Høyreklikk på «Mesh» > «Insert» > «Match Control»



18. Videre gjøres følgende:

2. Klikk «No Selection» > «Apply»

4. Klikk «No Selection» > «Apply»



1. (). Velg den angitte flaten.

3. Velg flaten på baksiden som i 1.

Details of "Match Control" - Match Control	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
High Geometry Selection	No Selection
Low Geometry Selection	No Selection
Definition	
Suppressed	No
Transformation	Cyclic
Axis of Rotation	None
Control Messages	

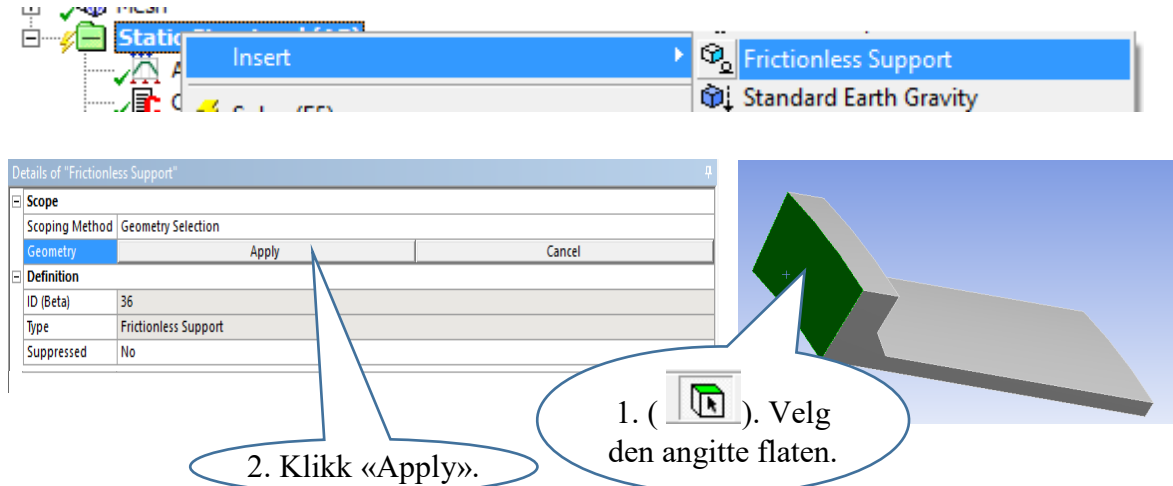
5. For «Axis of Rotation» velg «Global Coordinate System» som er det globale koordinatsystemet i modellen vår. Meshet kan nå forandre seg noe i forhold til det som ble vist i 11. Det er greit fordi innstillingen over tvinger meshet til å bli likt på hver side. Om en vil justere meshet i ettertid kan en gjøre det med «Relevance Center» og «Relevance» og oppdatere. Vi fortsetter med meshet vi får.

Vedlegg D

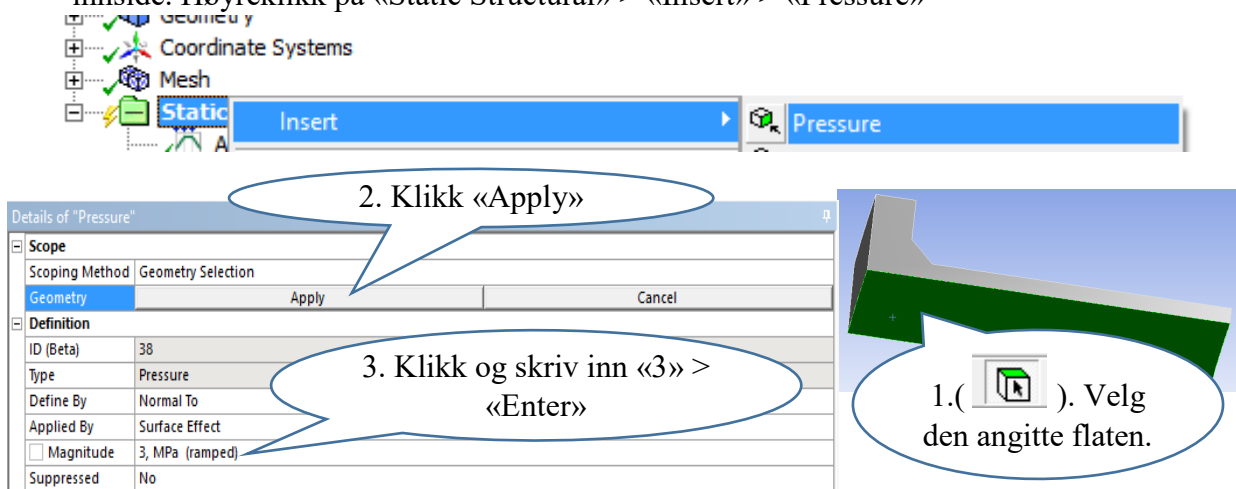
19. Marker «Mesh»  og klikk på . Meshet oppdateres. Vurder i forhold til kommentaren i punkt 5 over.

Grensebetingelser (laster og opplagere)

20. Vi begynner med å definere et friksjonsløst opplager på flensens ende. Høyreklikk på «Static Structural» > «Insert» > «Frictionless Support»



21. Neste steg er å sette på kreftene som skal virke på modellen. Legger på et trykk på tankens innside. Høyreklikk på «Static Structural» > «Insert» > «Pressure»




22. Endelokkene gir aksialkraft i tanken. Vi skal sette på denne kraften, men først må vi finne ut hvor stor den skal være. I en symmetrimodell som denne må vi sette på den faktiske kraften som virker. Kraften blir da det indre trykket multiplisert med det projiserte arealet av endelokket som igjen multipliseres med hvor stor del av tanken trykket virker på. Henviser til kapittel 4 i oppgaven.

$$(\pi \cdot r_i^2) \cdot p \cdot \frac{10}{360} = (\pi \cdot (1000\text{mm})^2) \cdot 3\text{ MPa} \cdot \frac{10}{360} = \underline{261799,4\text{ N}}$$

Vedlegg D

Høyreklikk på «Static Structural» > «Insert» > «Force»

1. () og velg den angitte flaten.

2. Klikk «Apply»

3. Klikk og skriv inn «261799,4» > Enter

4. Klikk

5. Endre retningen ved å klikke på en av pilene. Retningen skal være som vist på bildet. Altså utover.

6. Klikk «Apply» ved siden av «Direction» (samme som 4.)

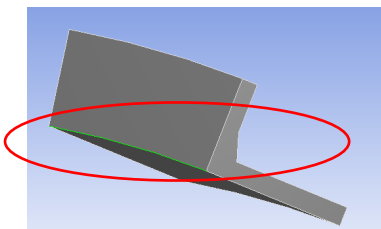
Lage «Path»

Er et alternativ og kan hoppes over om dette ikke er ønskelig. «Lage Path» er aktuelt om en vil finne resultater langs en sti. Om en ikke er interessert i dette kan dette hoppes over og videre hente ut / lese av resultater på vanlig måte. Fortsett på avsnittet «Definere resultater», men utelat punkt 30.

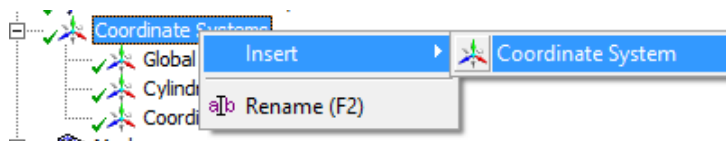
Hvis en ønsker å finne resultater langs en sti (linje eller kurve) kan dette gjøres ved å lage en «Path». Stien deles opp i et bestemt antall punkter der resultatet hentes ut ved hvert punkt. Vi ønsker å finne den radielle deformasjonen langs den aksielle retningen.

23. Vi starter med å sette inn to koordinatsystemer som skal definere start og slutt på stien.

() . Velg kanten på modellen som vist på bildet under.



Høyreklikk på «Coordinate Systems» > «Insert» > «Coordinate System»



Details of "Coordinate System"	
Definition	
Type	Cartesian
Coordinate System	Program Controlled
Suppressed	No
Origin	
Define By	Global Coordinates
Origin X	1010, mm
Origin Y	0, mm
Origin Z	250, mm
Location	Click to Change


1. Endre «Define By» til «Global Coordinates»

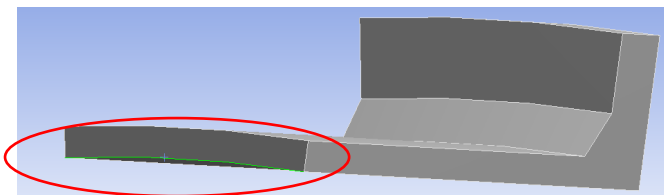
2. Skriv inn «1010» ved «Origin X» > Enter

3. Skriv inn «250» ved «Origin Z» > Enter

Med dette flytter vi koordinatsystemet opp til middeflaten og bort til kanten av flensen.

Vedlegg D

24. Nå skal vi definere neste koordinatsystem. () Velg kanten på modellen som vist på bildet under.



Høyreklikk på «Coordinate Systems» > «Insert» > «Coordinate System»

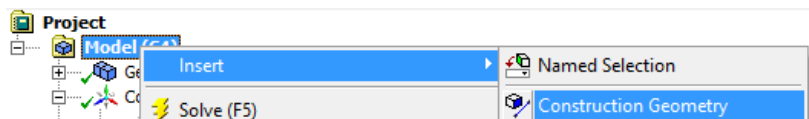
Details of "Coordinate System 2"	
Definition	
Type	Cartesian
Coordinate System	Program Controlled
Suppressed	No
Origin	
Define By	Global Coordinates
Origin X	1010, mm
Origin Y	0, mm
Origin Z	-300, mm
Location	Click to Change
Principal Axis	
Axis	X
Define By	Global X Axis

1. Endre «Define By» til «Global Coordinates»

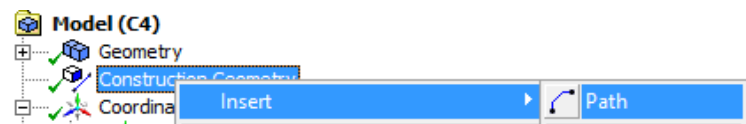
2. Skriv inn «1010» ved «Origin X» > Enter

Med dette flytter vi koordinatsystemet opp til middeflatene. Vi har nå definert 2 koordinatsystemer og er klare til å lage en «Path».

25. Når vi skal lage en «Path» starter vi med å høyreklikke på «Model» > «Insert» > «Construction Geometry».



Høyreklikk så på «Construction Geometry» > «Insert» > «Path».



Details of "Path"	
Definition	
Path Type	Two Points
Path Coordinate System	Global Coordinate System
Number of Sampling Points	200
Suppressed	No
Start	
Coordinate System	Coordinate System
Start X Coordinate	0, mm
Start Y Coordinate	0, mm
Start Z Coordinate	0, mm
Location	Click to Change
End	
Coordinate System	Coordinate System 2
End X Coordinate	0, mm
End Y Coordinate	0, mm
End Z Coordinate	0, mm
Location	Click to Change

1. Tast inn «200» under «Number of Sampling Points»

2. Velg «Coordinate System»

3. Velg «Coordinate System 2»

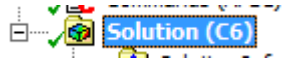
Vi har nå laget en linje med 200 punkter (+ 2 endepunkter) som vi kan plotte deformasjonen langs.

Vedlegg D

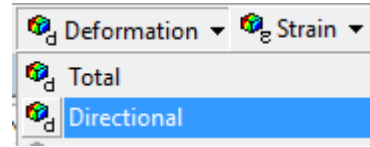
Definere resultater

Her definerer vi hvilke resultater vi ønsker å få ut av analysen.

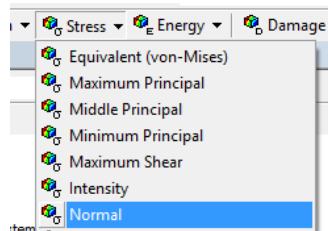
26. Merk «Solution»



27. Klikk på «Deformation» > «Directional».



28. Klikk på «Stress» > «Normal».



29. Gjenta 28 , men velg «Maximum Principal»

30. (Kun om «Path» er laget tidligere), Gjenta 27. og merk «Directional Deformation 2»

1. Sett «Scoping Method» til «Path»

2. Sett «Path» til «Path»

Details of "Directional Deformation"	
Scope	
Scoping Method	Path
Path	Path
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Directional Deformation
Orientation	X Axis
By	Time
Display Time	Last

Vi valgte nå den stien vi laget tidligere.

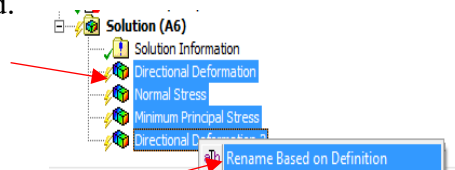
31. Merk «Normal Stress»

1. Sett «Orientation» til «Z Axis»

Details of "Normal Stress"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Normal Stress
Orientation	Z Axis
By	Time
Display Time	Last
Coordinate System	Global Coordinate System

32. «Principal Stress» trenger vi ikke å gjøre noe med.

33. Hold «Ctrl» tasten inne og merk alle elementene som vist



34. Høyreklikk og velg «Renamed Based on Definition»

Vedlegg D

En kan kalle resultatene hva en vil, men trinnet over er et fint og kjapt alternativ.

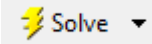
35. Før vi setter i gang med å løse analysen må vi feste noen «fjærer» i modellen siden den ikke er tilstrekkelig definert nå som den «sklir fritt» på flensen.

1. Klikk på «Analysis Settings» i «Outline».

2. Sett «Weak Springs» til «On»

Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	Program Controlled
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	On

Vi er nå klare til å løse analysen.

36. Trykk F5 eller  på toppmenyen. Vent mens ANSYS løser systemet.

37. Det vil antakelig dukke opp en advarsel som vist under.

Messages		
	Text	Association
Warning	One or more bodies may be underconstrained and experiencing rigid body motion. We	Project>Model>Static Structural>S

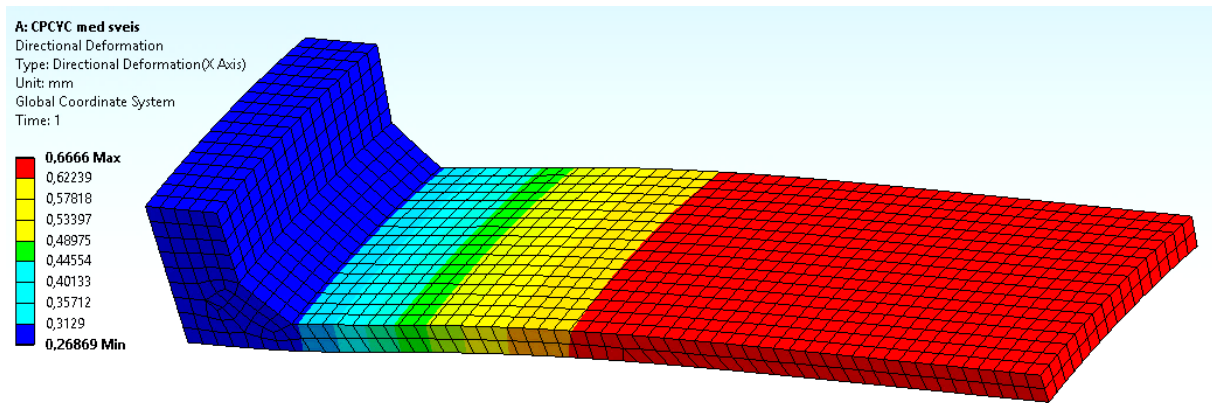
Det er greit i dette tilfellet. ANSYS sier ifra at delen kan ha beveget seg. Det er vi klar over og vi har festet på noen fjærer som løser problemet.

Klikk på det ønskede resultatet i «Outline» menyen. Resultatene er vist som fargeplott på modellen. Resultatene langs stien vi laget (kun om «Path» ble laget) er tilgjengelig i en graf under fanen «Graph» helt nederst i Mechanical vinduet med «X Axis – Directional Deformation – Path – End Time» markert.

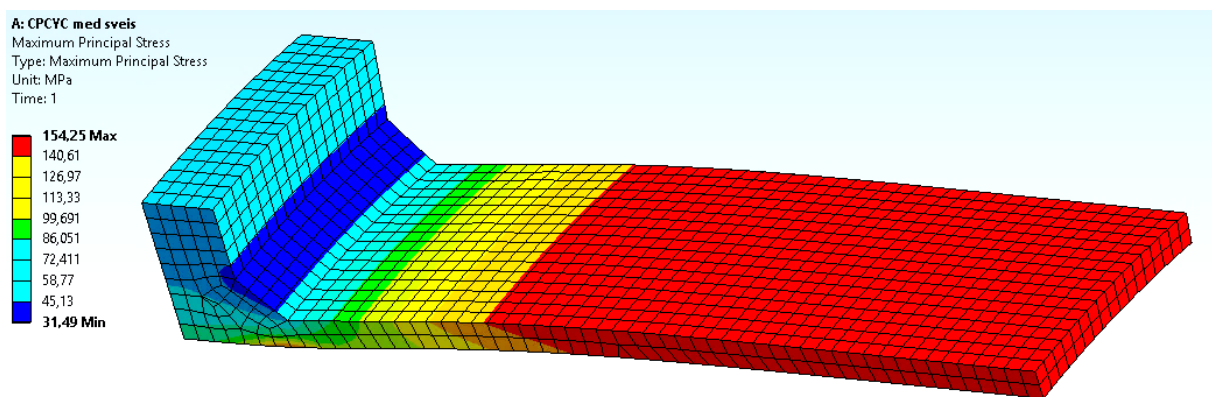
Resultatene fra denne analysen er presentert i kapittel 7 i rapporten. Det er definert flere resultater i den analysen som er brukt i rapporten siden det ville blitt noe omfattende å ta med alle resultatdefinisjoner her. De er imidlertid definert på tilsvarende måte som over.

Som en verifikasjon er et spenningsplott og et deformasjonsplott vist på neste side slik at en kan kontrollere om analyseresultatene er riktige. Vær oppmerksom på at resultatene kan variere noen mellom ANSYS-versjoner og PC-er. Resultatet bør være innenfor noen prosent av det som er vist på neste side.

Vedlegg D



Deformasjon i x-retning



Største hovedspenning «Maximum Principal Stress»

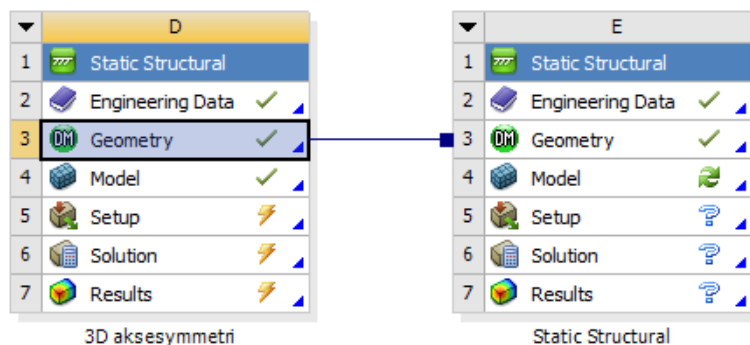
DEL 2

Som nevnt i starten av seksjonen «Innføre symmetribetingelser», kan vi ikke bruke syklisk symmetri dersom vi vil ha en «Path» i modellen vår fordi dette per dags dato ikke er støttet av ANSYS. Del 2 er et tillegg som viser et eksempel på hvordan syklisk symmetri kan anvendes. Denne kan brukes til å verifisere analysen over da de skal gi så godt som de samme resultatene. Del 2 bygger direkte på Del 1.

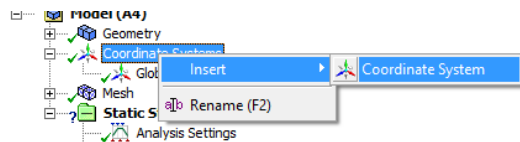
1. Følg punkt 1-13. i Del 1.

Alternativt kan punkt 1-3. og 5-7. utelates hvis følgende gjøres:

Klikk på «Geometry» og hold museknappen inne. Dra og slipp i «Geometry» på det nye systemet. Systemene deler nå samme geometri. Gi det nye systemet et passende navn.



2. Vi starter med å definere et sylindrisk koordinatsystem i modellen. I «Outline» menyen, høyreklikk på «Coordinate Systems» > «Insert» > «Coordinate System».



1. Sett «Type» til «Cylindrical»

Details of "Coordinate System"	
Definition	
Type	Cylindrical
Coordinate System	Program Controlled
Suppressed	No
Origin	
Define By	Geometry Selection
Geometry	Apply Cancel
Origin X	0, mm
Origin Y	0, mm
Origin Z	0, mm
Principal Axis	

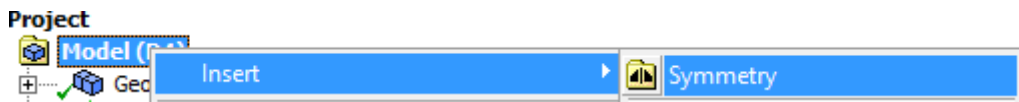
3. Klikk «Click to Change» > «Apply»

2. (). Velg den angitte flaten.

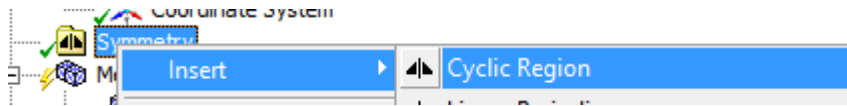
Vi har nå definert et sylindrisk koordinatsystem som legger grunnlaget for syklisk symmetri om en akse.

Vedlegg D

3. Høyreklikk «Model» > Velg «Insert» > «Symmetry»



4. Høyreklikk «Symmetry» > Velg «Insert» > «Cyclic Region»



5.

2. Klikk «No Selection» > «Apply»

4. Klikk «No Selection» > «Apply»

3. (). Velg den angitte flaten på baksiden.

1. (). Velg den angitte flaten.

Vi har nå definert sykklisk symmetri.

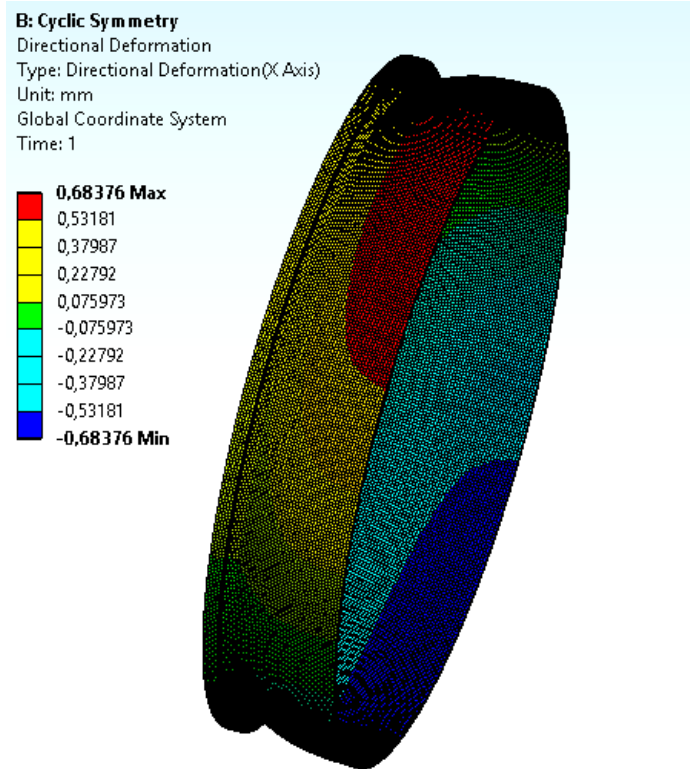
6. Fortsett på punkt 19-22. i Del 1.

7. Fortsett på punkt 26-37. i Del 1, MEN UTELAT PUNKT 30, der «Path» velges.

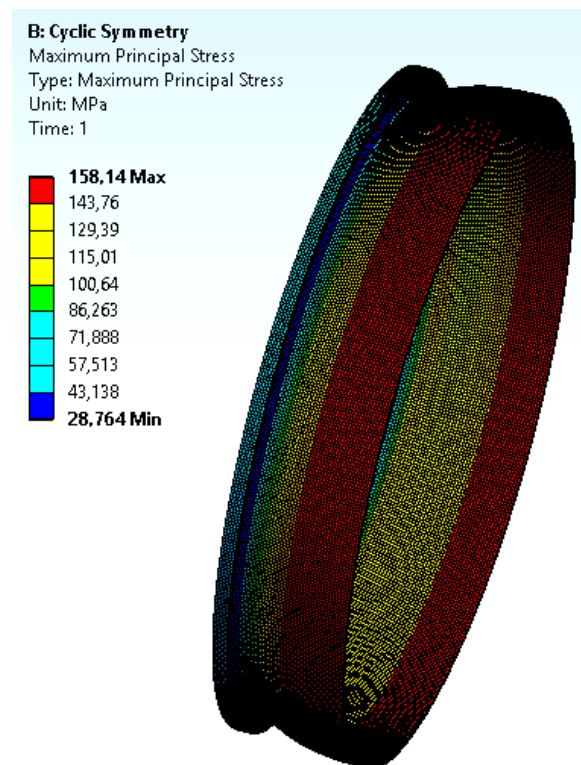
Analyseresultatene i del 1 og 2 bør samsvare, hvis ikke kan det tyde på at noe er feil. Ved plotting av resultater i grafikkvinduet viser ANSYS hele 3D modellen.

Som en verifikasjon er et spenningsplott og et deformasjonsplott vist på neste side slik at en kan kontrollere om analyseresultatene er riktige. Vær oppmerksom på at resultatene kan variere noen mellom ANSYS-versjoner og PC-er. Resultatet bør være innenfor noen prosent av det som er vist på neste side.

Vedlegg D



Deformasjon x-retning



Største hovedspenning

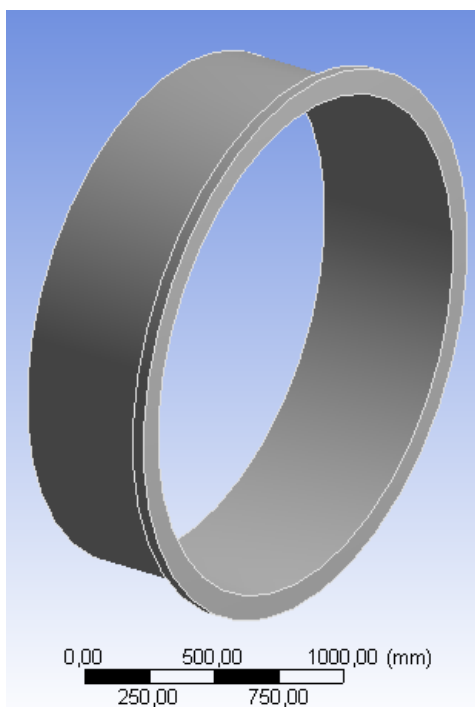
ANSYS Workbench veileder – 2D aksesymmetri

*Veilederne er gjort med ANSYS v. 17.2. Tar forbehold om endringer i senere versjoner.
Fremgangsmåten burde likevel kunne benyttes.*

April 2017

Modellen i denne veilederen har samme dimensjoner som trykkbeholderen håndberegnet under kapittel 4.1. I tillegg er det en kilsveis med a-mål 20mm og vinkelen 45° mellom skall og flens. Det tas derfor ikke med noen dimensjoner her. Modellen som er benyttet i denne veilederen er med i det digitale vedlegget. Ellers følger det med en modell uten kilsveis. Veilederen kan brukes uavhengig av hvilken av de to modellene en velger.


Aksesymmetrisk analyse kan gjøres på flere måter, men her skal vi importere en full 3D modell og gjøre denne om til en 2D analyse. Alternativet er å tegne i 2D i DesignModeler eller å importere et representativt 2D snitt, men en tilnærming ved å lage en 2D analyse av en 3D modell kan være nyttig og arbeidsbesparende. Modellen er en fullmodell snittet midt på flensen (halve flensens tykkelse i aksiell retning) og litt lenger enn en dempningslengde (modellen er ca. 600 mm lang). Ellers er det verdt å merke seg at om en skal importere en del til Workbench, kan det være en fordel om origo ligger i delens sentralakse, noe som kan gjøre det enklere å bearbeide modellen.



Alle steg er nummererte. Det er også undernummererte steg. Stegene går sekvensielt.

Hva vi skal gjøre i denne veilederen:

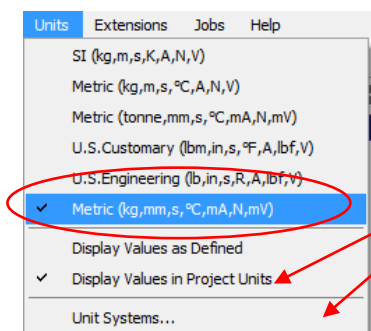
- Importere en ekstern modell inn i Workbench
- Ekstrahere et 2D snitt fra en 3D modell med DesignModeller
- Starte en 2D analyse i Workbench
- Innføre symmetribetingelser
- Meshe modellen
- Definere grensebetingelser
- Lage en «Path» (Alternativt)
- Definere ønskede resultater

Når et symbol står i parentes som for eksempel dette () betyr det til hvilket valgfilter som skal være aktivt. ANSYS aktiverer filteret automatisk hvis valget er entydig, men hvis flere valg er mulig må en aktivere riktig filter. I veilederen må en se til at filteret er valgt automatisk, eller så må en aktivere det ved å klikke på ønsket filter.

Importere en ekstern modell.

Vi starter denne veilederen med å importere en modell til Workbench.

1. Start opp ANSYS Workbench.
2. Lagre analysen ved å gå til «File» > «Save». Definer ønsket navn, for eksempel «2D aksesymmetri» og lagre i en ønsket destinasjon. Det er anbefalt å lagre i en destinasjon som ikke går over et nettverk, men lokalt på PC-en når en skal drive med selve analysen.
3. Videre defineres ønsket enhetssystem for Workbench. Gå til «Units» i menyen på toppen av Workbench-vinduet og velg som vist under.

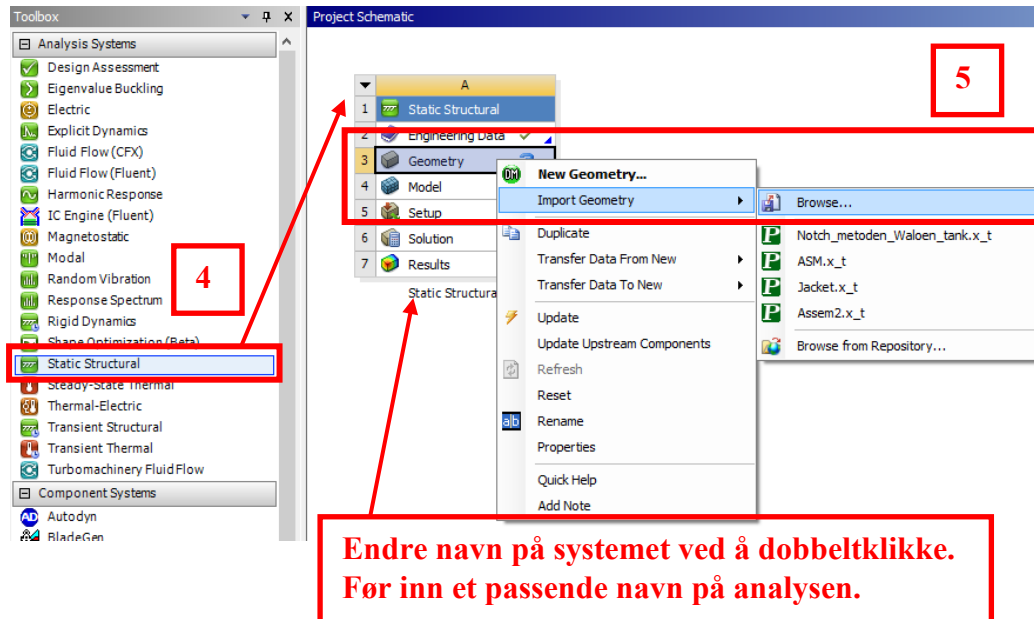


For enkelthet kan det være greit å vise verdiene i enhetene vi har definert.

Hvis ikke de aktuelle enhetene vises i menyen, gå inn på «Unit Systems...» og velg enhetssystem derfra.

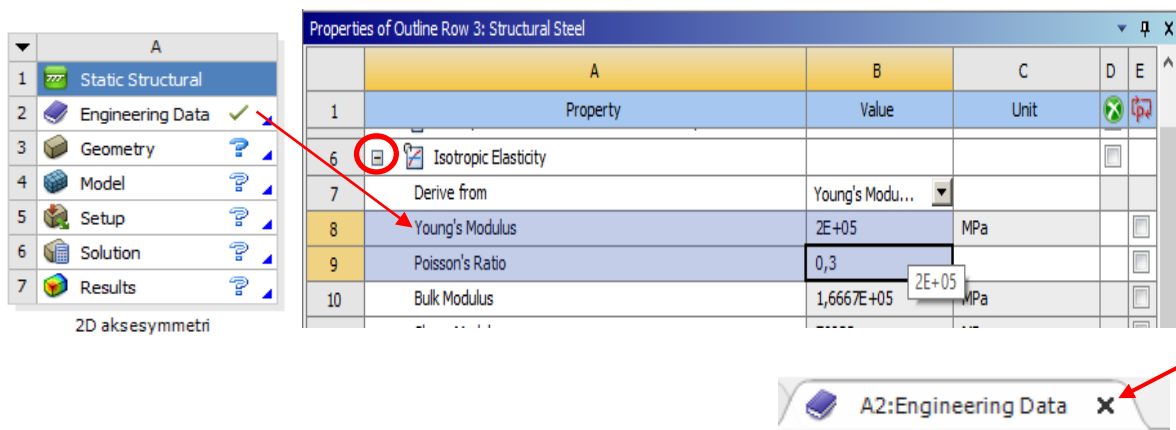
Vedlegg E

4. Trykk på «Static Structural» ikonet i «Toolbox» menyen og hold venstre museknapp inne og dra ut til posisjonen vist under i «Project Schematic» eller dobbeltklikk på ikonet.



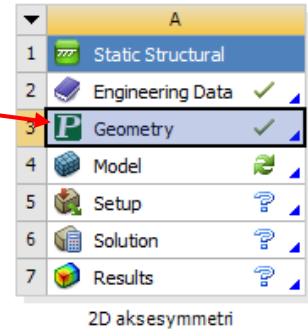
5. Høyreklikk på «Geometry» og velg > «Import Geometry» > «Browse...». Finn destinasjonen til modellen du vil importere. Trykk «Open» når filen er valgt. I dette tilfellet velges parasolid filen «Flenset_tank_m_s.x_t».

6. Videre definerer vi materialdataene til modellen.



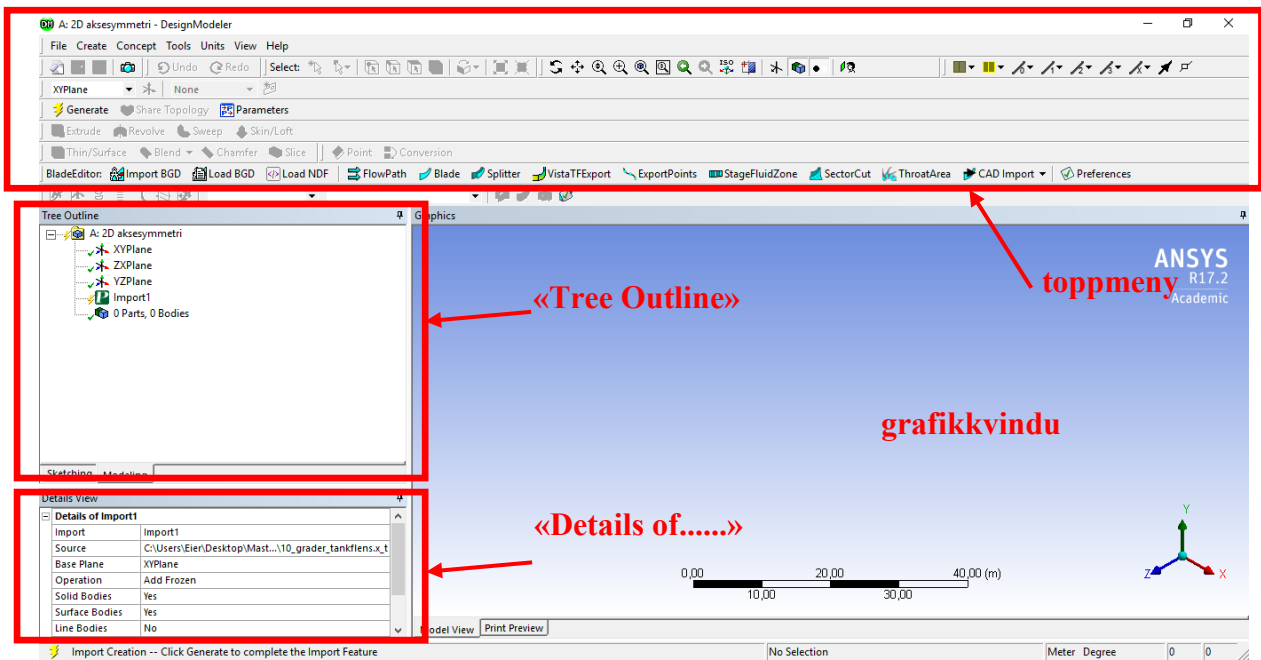
Dobbelklikk på «Engineering Data» i prosjektcellen. I vinduet «Properties of Outline.....» og ved å utvide treet «Isotropic Elasticity», ser vi at E- modulen og Poissons tall stemmer med verdiene som benyttes i oppgaven. Disse verdiene er standard i ANSYS (Konstruksjonsstål). Dermed lar vi $E = 200000 \text{ MPa}$ og $\nu = 0,3$. Lukk så fanen «Engineering Data» eller velg «Project»-fanen. Dermed skal vi være tilbake i «Project Schematic» i Workbench.

7. Vi starter så opp DesignModeller. Høyreklikk på «Geometry» og velg «Edit Geometry in DesignModeller»



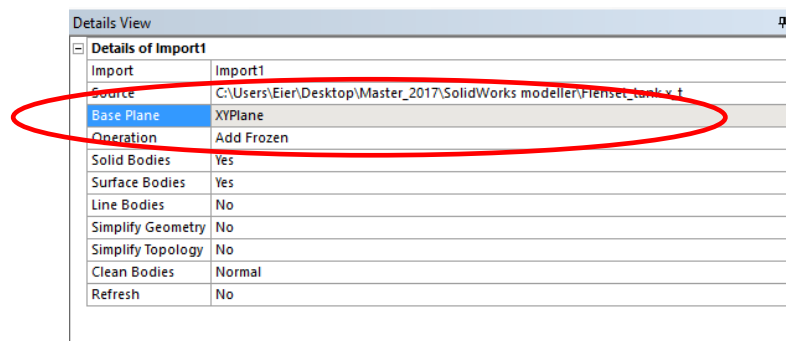
Ekstrahere et 2D snitt fra en 3D modell med DesignModeller

8. Når DesignModeller har startet opp, skal vi begynne å klargjøre modellen. Under er en beskrivelse av DesignModeller-vinduet






Klikk på **Generate** i toppmenyen. Delen vi importerte skal da vises i grafikkvinduet.

En ting som er verdt å merke seg er at ANSYS automatisk velger «x-y» som baseplan når vi importer en del.




9. Når vi skal gjøre en 2D analyse må snittet som skal representere modellen ligge i det positive x-y planet. Hvis vi klikker på «XYPlane» i «Outline» menyen vil vi se at dette ikke er tilfelle for delen vår.

10. Vi starter først med å importere delen i et annet baseplan. Høyreklikk på  **Import1**
«Import1» i «Tree Outline» menyen > Velg  **Edit Selections** «Edit Selections».

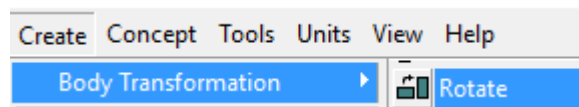
11. Marker  **YZPlane** i «Tree Outline».

12. Klikk på «Apply» 

under «Details View» > Klikk på  **Generate** i toppmenyen.

13. Det er fortsatt ikke som vi ønsker. Vi må rotere modellen.

Klikk «Create» lokalisert på toppmenyen > «Body Transformation» > «Rotate» .



14.  2. Klikk «Apply»

3. Klikk «None»

5. Klikk «Apply»

6. Skriv inn «-90» >Enter

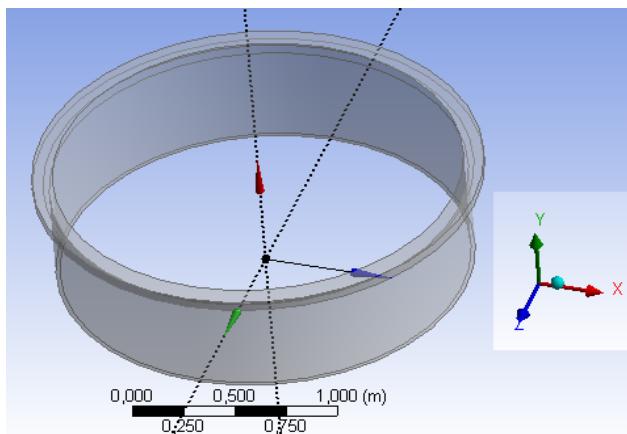
4. Klikk på det som er Z-aksen slik at den markeres.

1. (). Klikk på modellen.



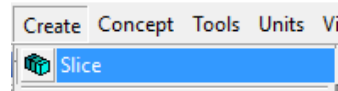
15. Klikk på  **Generate**


Delen skal nå være orientert som vi ønsker (som på figuren under).

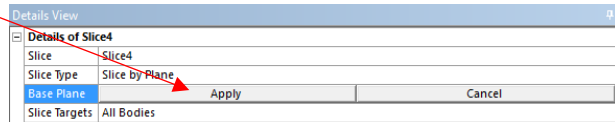


Vedlegg E

16. Neste steg er å dele modellen. Klikk «Create» > Velg «Slice» på toppmenyen.



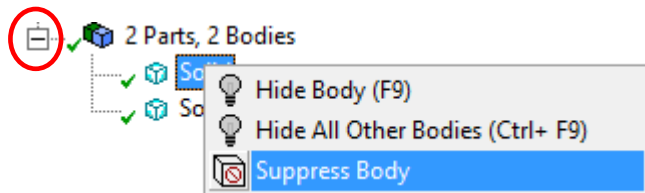
17. Klikk på  i «Tree Outline» > Klikk «Apply» ved siden av «Base Plane» som er lokalisert under «Details View».



18. Klikk .

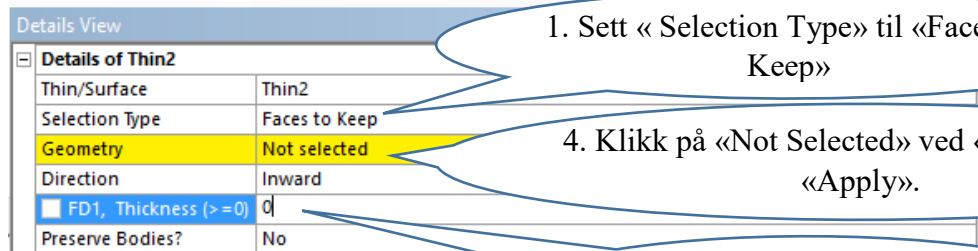
Delen er nå delt i xy-planet

19. Forleng treet under «2 Parts, 2 Bodies» i «Tree Outline». Høyeklikk på den øverste «Solid» > Klikk «Supress Body».



Vi skal nå sitte igjen med den ene halvdelen.

20. Klikk på  på toppmenyen.

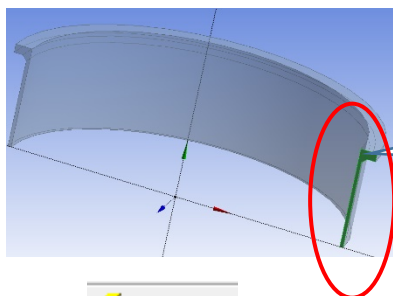


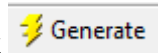
1. Sett « Selection Type» til «Faces to Keep»

4. Klikk på «Not Selected» ved «Geometry» > «Apply».

2. Skriv inn «0» ved «Thickness» > Enter

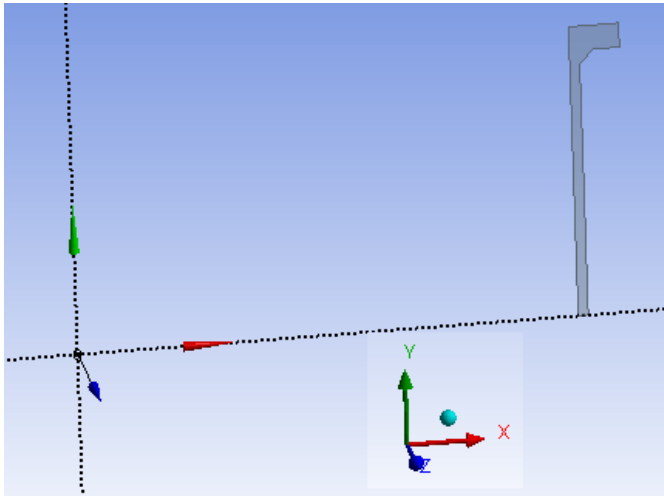
3. () Velg den angitte flaten.



Klikk .

Vedlegg E

Vi er nå ferdige med å lage 2D flaten til analysen. Vi skal nå ha et 2D snitt i xy-planet som på figuren under.

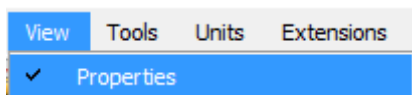


21. Lagre ved å trykke på  og lukk DesignModeller.

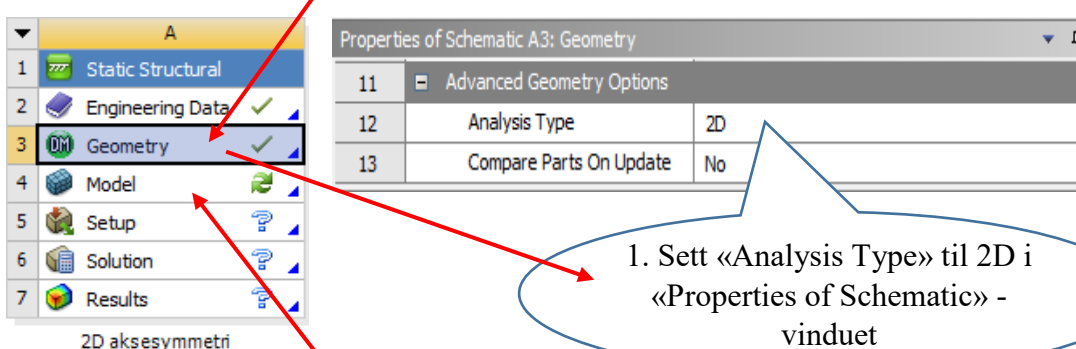
Vi skal nå være tilbake i «Project Schematic» Workbench. Neste steg er å definere at dette er en 2D analyse.

MERK: En må ikke starte Mechanical før 2D innstillingene er definert. Det er ikke mulig å endre innstillingene etter at Mechanical har startet. Det er altså ikke mulig å bytte til 2D analyse dersom en starter med en 3D analyse.

Klikk på «View» i toppmenyen i Workbench. Undersøk at det er haket av på «Properties», hvis det ikke er det, klikk for å hake av.



22. Klikk en gang i «Geometry» cellen for å markere den.



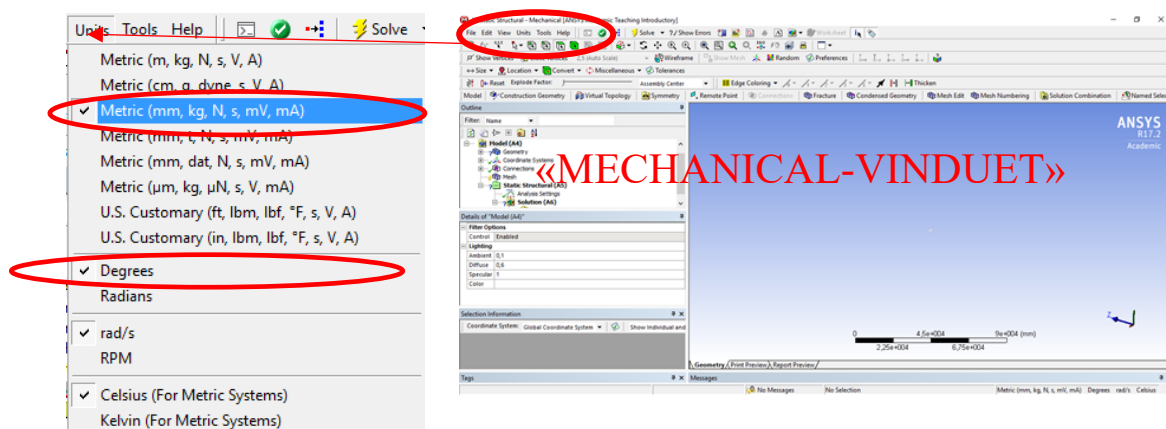
23. Dobbeltklikk på «Model» for å starte Mechanical.

Vi skal nå ha startet en 2D analyse i Mechanical.

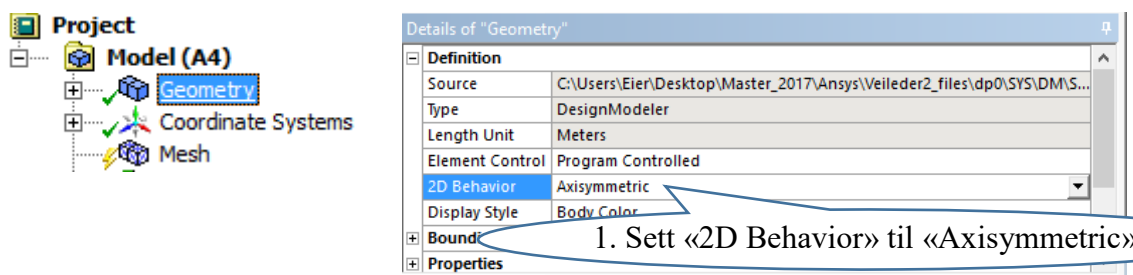
Innføre symmetribetingelser

24. Det første vi gjør når Mechanical har startet, er å definere enhetssystem. Mechanical har samme oppbygning som DesignModeller-vinduet vist i punkt 8, men «Tree Outline» heter her «Outline».


Klikk på «Units» i toppmenyen og velg som vist under.

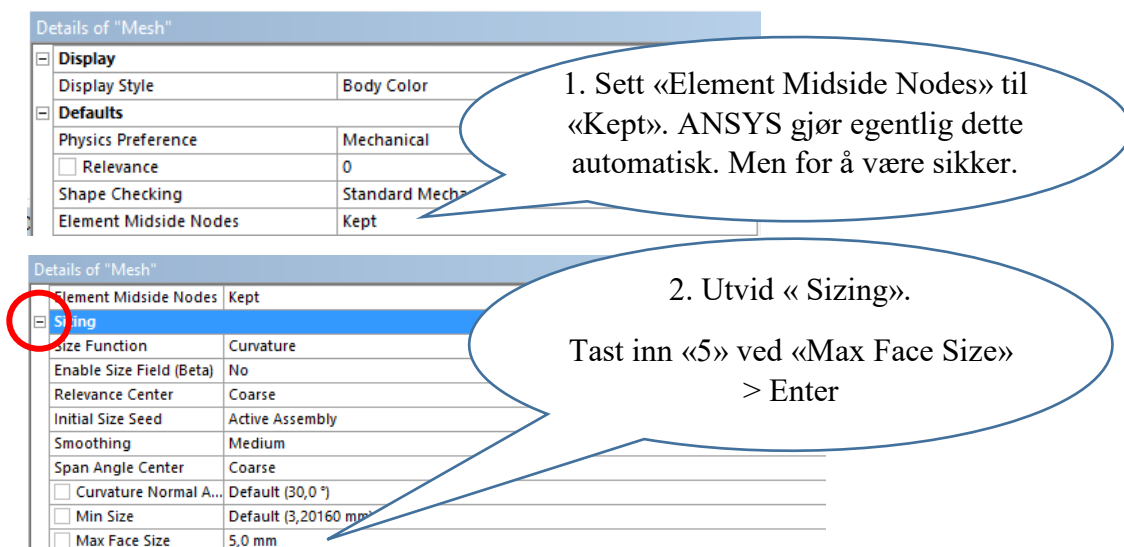


25. Videre definerer vi symmetribetingelser. Klikk en gang på «Geometry» for å merke denne i «Outline» menyen (samme sted som «Tree Outline» i DesignModeller).



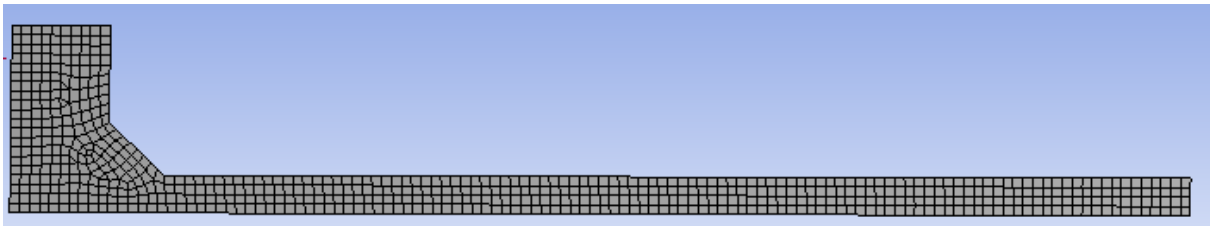
Meshe modellen

26. Marker  i «Outline» menyen.



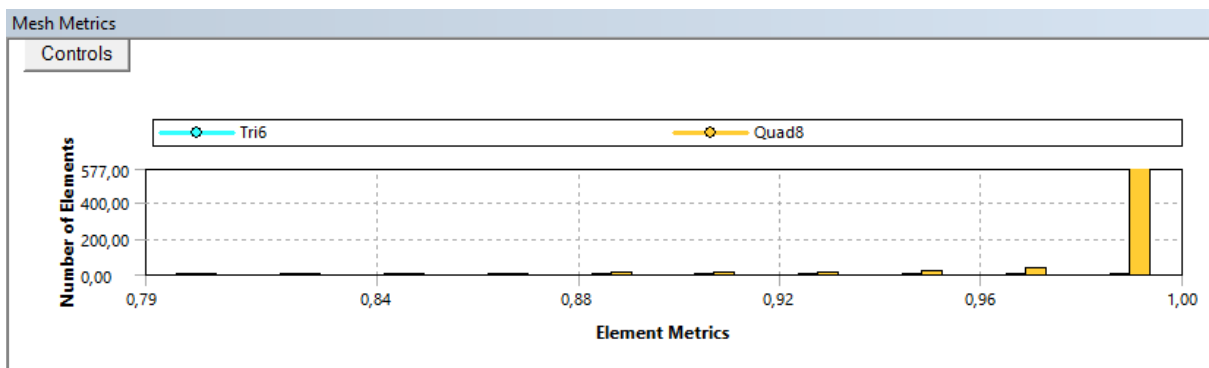
Vedlegg E

Klikk  Update . Dermed genereres meshet.



Dette meshet burde være fint nok til analysen. Hvis vi under «Details of Mesh» scroller ned og utvider «Statistics» og setter «Mesh Metric» til «Element Quality» får vi ut følgende:

Details of "Mesh"	
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (2,40120 mm)
<input type="checkbox"/> Minimum Edge Length	20,0 mm
+ Inflation	
+ Advanced	
- Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	2247
<input type="checkbox"/> Elements	658
<input checked="" type="checkbox"/> Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,79372
<input type="checkbox"/> Max	1,
<input type="checkbox"/> Average	0,9911
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	2,2344e-002



Jo nærmere 1 vi kommer, jo bedre. En stor del av elementene virker til å ha en god kvalitet. Hva som er bra elementkvalitet avhenger av hvert enkelt tilfelle og hvor høye kravene til analysen er. En god tilnærming kan være å se på «Structural Error» og ut fra det bestemme om analysen er nøyaktig nok. Det finnes mange mulige måter å vurdere meshets kvalitet på i ANSYS, men vi går ikke videre inn på det her. Vi sier oss fornøyde med resultatet over.

27. For å teste og visualisere den aksesymmetriske formen kan vi lage en 3D representasjon av modellen. For å gjøre det må vi tilbake i Workbench. Minimer Mechanical-vinduet og gå til Workbench-vinduet hvis det ikke allerede er åpent.

28. På toppmenyen velg «Tools» > «Options».

29. Velg «Appearance» i sidemenyen i «Options»-vinduet.

Options

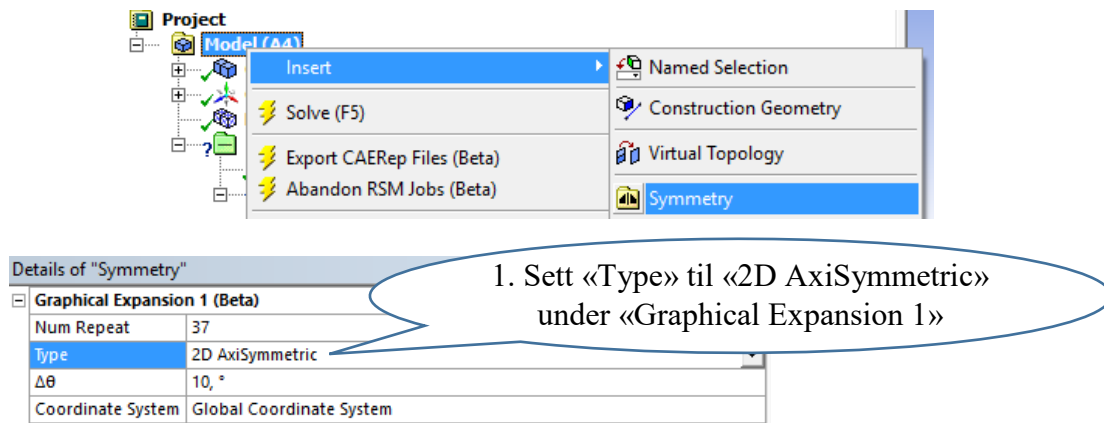
Project Management
Appearance
Regional and Language Options
Graphics Interaction
Journals and Logs
Project Reporting


Vedlegg E

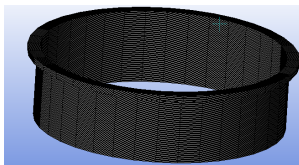
Scroll helt ned på den høyre siden og merk av ☒ Beta Options hvis den ikke allerede er merket. Trykk «OK».

30. Hent opp Mechanical-vinduet igjen.

31. Høyreklikk på «Model». Velg «Insert» > «Symmetry».



32. Klikk på  Mesh

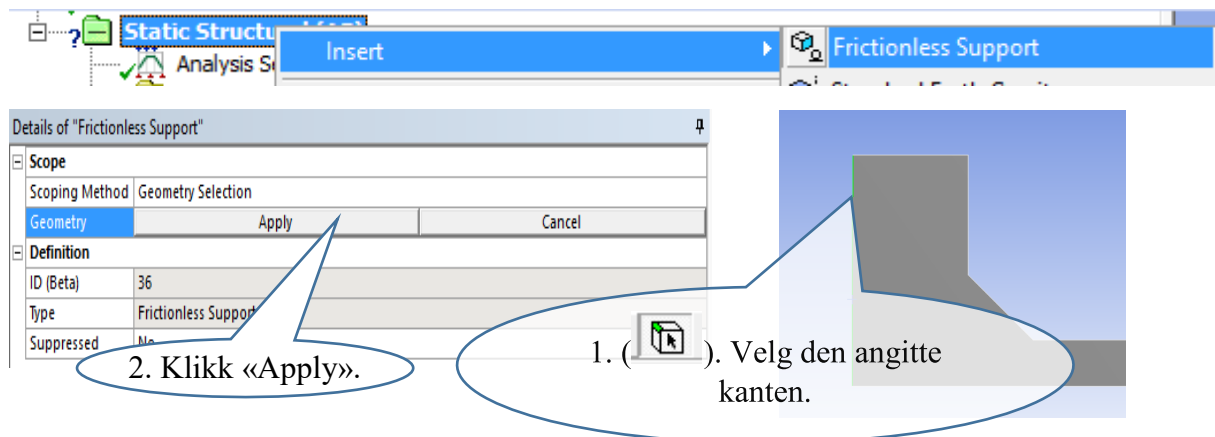


Vi får en tredimensjonal fremstilling med 36 seksjoner på 10°. Dette ser ut til å stemme med hva vi ønsker å modellere.

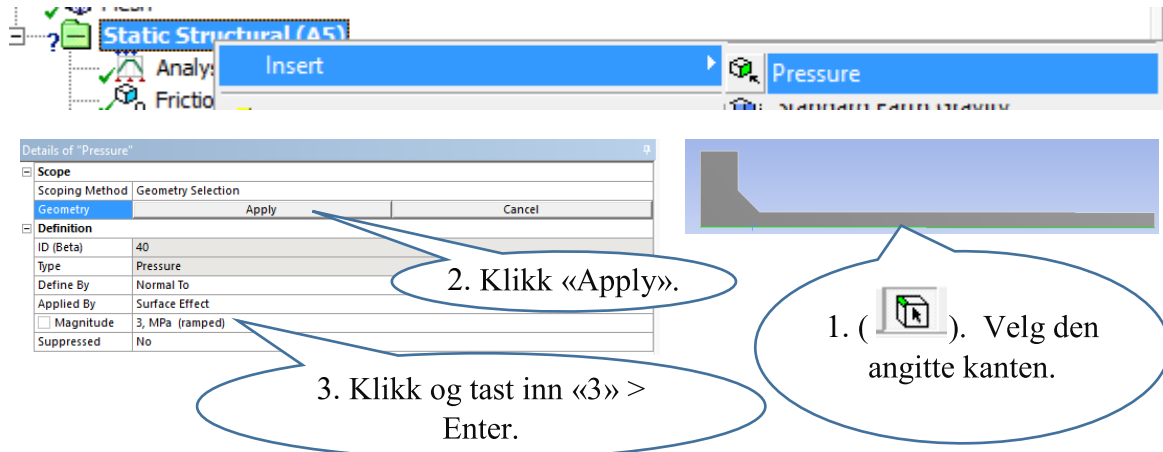
Grensebetingelser (laster og opplagere)

33. Vi setter så på et friksjonsløst opplager «Roller Support» ved flensens ende.

Høyreklikk på «Static Structural» i «Outline» > Velg «Insert» > «Frictionless Support»



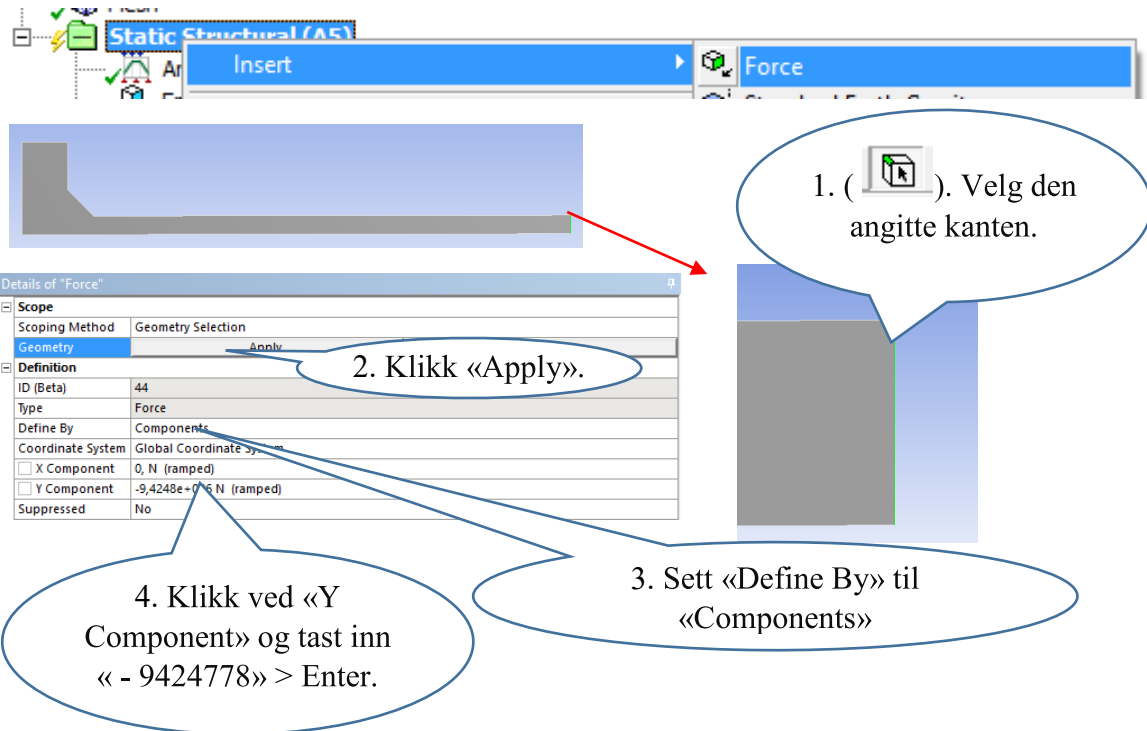
34. Nå skal vi legge på belastning. Høyreklikk på «Static Structural» > Velg «Insert» > «Pressure»



35. Videre definerer vi kraften fra endelukkene. Vi legger på hele kraften som virker på 3D snittet vi modellerer i 2D. Kraften blir da det indre trykket i tanken multiplisert med det projiserte arealet av endeløkket. Henviser til kapittel 4.1.

$$(\pi \cdot r_i^2) \cdot p = (\pi \cdot (1000\text{mm})^2) \cdot 3\text{ MPa} = \underline{9424778\text{ N}}$$

Høyreklikk på «Static Structural» > Velg «Insert» > «Force».



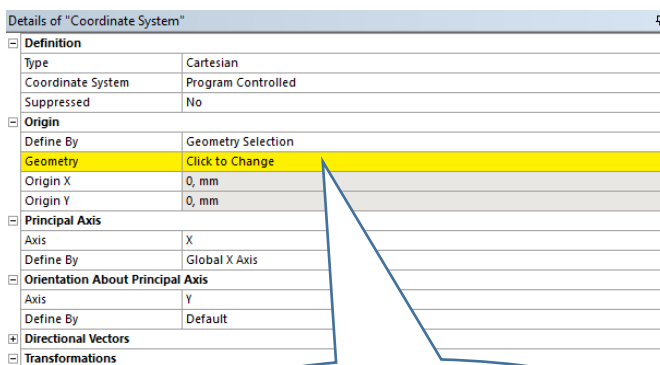
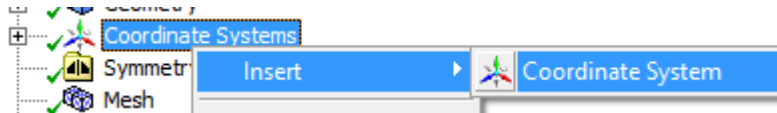
Vi har nå definert alle kreftene som virker på modellen.

Lage en «Path»

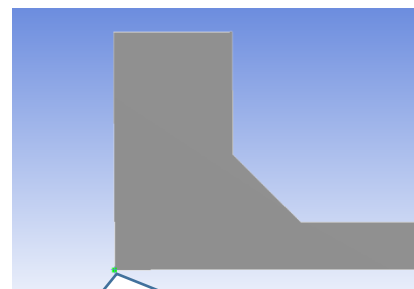
Er et alternativ og kan hoppes over om dette ikke er ønskelig. «Lage Path» er aktuelt om en vil finne resultater langs en sti. Om en ikke er interessert i dette kan dette hoppes over og videre hente ut / lese av resultater på vanlig måte. Fortsett på avsnittet «Definere resultater», men utelat punkt 40.

Vi skal lage en sti vi kan plote resultater langs. Vi ønsker å plote den radielle deformasjonen langs middelflaten i den aksielle retningen.

36. Høyreklikk på «Coordinate Systems» > Velg «Insert» > «Coordinate System»



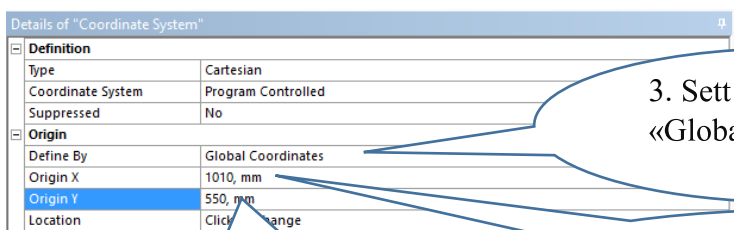
2. Klikk «Click to Change» >
«Apply»



1. (). Velg det angitte hjørnepunktet.

Fortsatt i Details of «Coordinate System» vinduet.

Vi må flytte koordinatsystemet opp til middelflaten og videre til der skallet er festet til flensen.

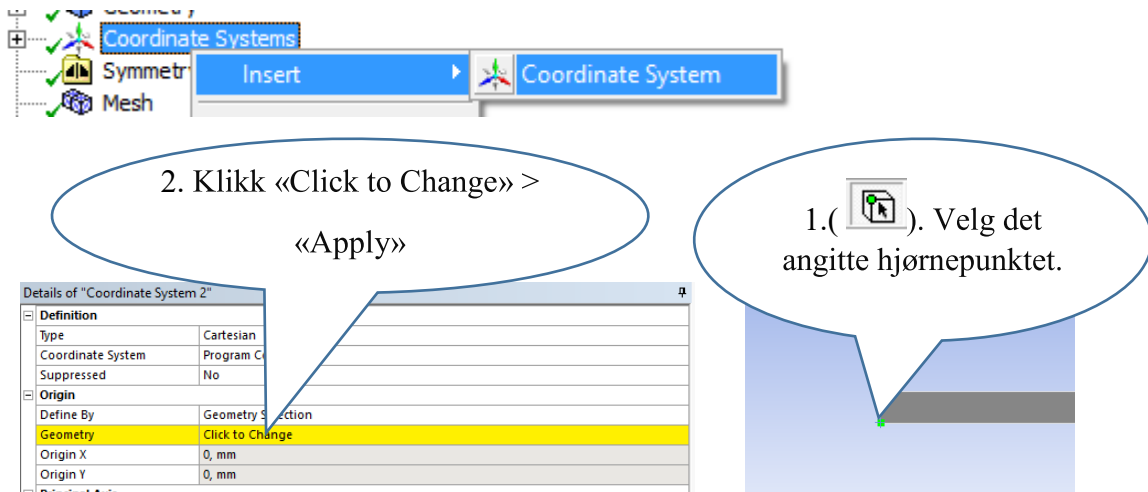


3. Sett «Define By» til
«Global Coordinates».

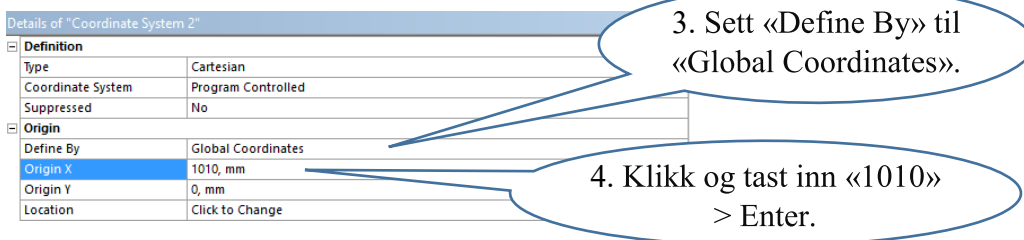
4. Klikk og tast inn «1010» >
Enter.

5. Klikk og tast inn «550» >
Enter.

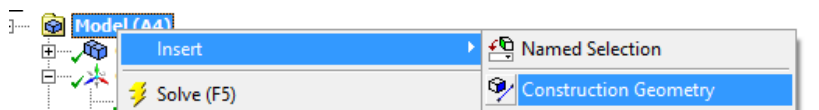
37. Høyreklikk på «Coordinate Systems» > Velg «Insert» > «Coordinate System».



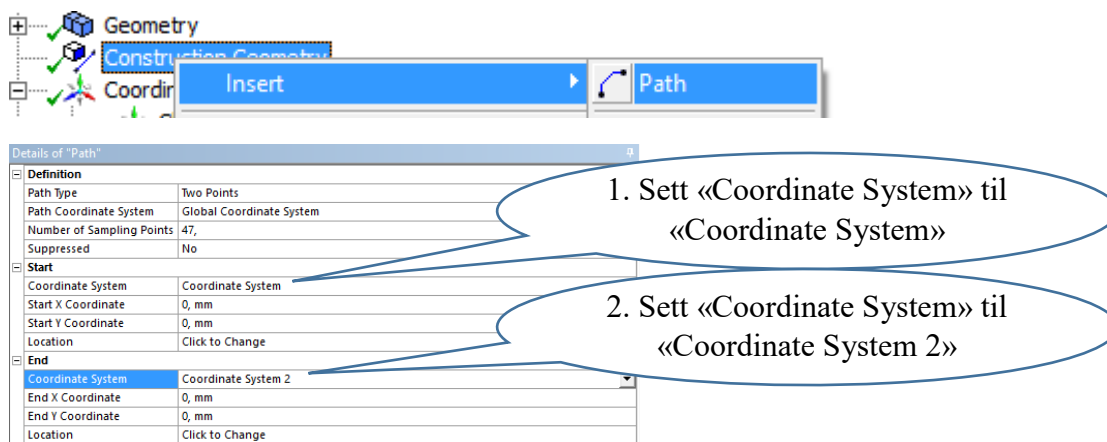
Fortsatt i Details of «Coordinate System 2» vinduet. Også dette koordinatsystemet må flyttes opp til middeflaten i skallet.



38. Da skulle vi være klare til å definere stien. Høyreklikk «Model» > Velg «Insert» > «Construction Geometry»



Høyreklikk «Construction Geometry» > Velg «Insert» > «Path»



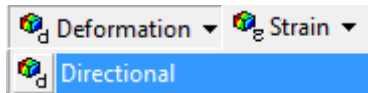
Vi har nå definert en «Path», altså en sti.

Definere resultater

Her definerer vi hvilke resultater vi ønsker å få ut av analysen.

39. Klikk på «Solution» (  **Solution (A6)**) for å markere.

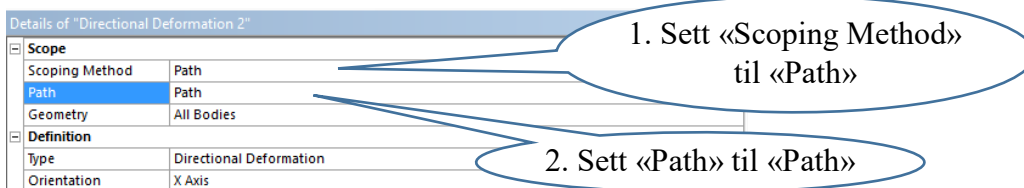
Klikk «Deformation» (ved toppmenyen) > Velg «Directional».





Sjekk at «Orientation» er satt til «X Axis» under Details of «Directional Deformation».

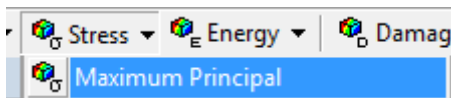
Orientation	X Axis
-------------	--------


40. (OBS, Alternativ kun hvis «Path» er laget), Gjenta 39.



41. Klikk på «Solution» (  **Solution (A6)**)

Klikk «Stress» > Velg «Maximum Principal»

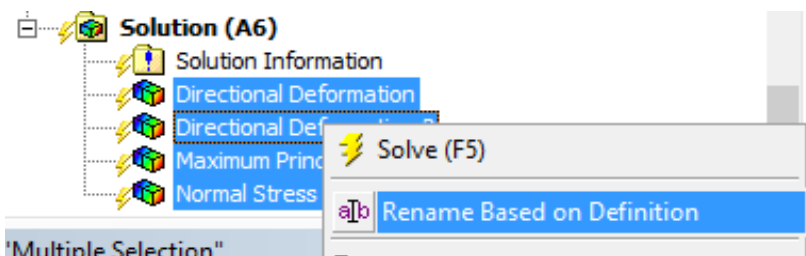


42. Gjenta 41. , men velg «Normal»  **Normal** .


Sett «Orientation» til «Y Axis» under Details of «Normal Stress»

Orientation	Y Axis
-------------	--------

43. Hold Ctrl inne og marker alle alternativene som vist under. Høyreklikk og velg «Rename Based on Definition».



En kan kalle de ulike alternativene hva en vil, men alternativet vist ovenfor er et godt og raskt alternativ. Vi skulle da være klare til å løse analysen.

44. Trykk F5 eller  **Solve** på toppmenyen. Vent mens ANSYS løser systemet.

45. Klikk på det ønskede resultatet i «Outline» menyen. Resultatene er vist som fargeplott på modellen. (Dersom Path ble laget) - Resultatene langs stien vi laget er tilgjengelig i en graf under fanen «Graph» helt nederst i Mechanical vinduet med «X Axis – Directional Deformation – Path – End Time» markert.

Vi får nå visning som en 3D modell på grunn av aktiveringen av 3D visning over.

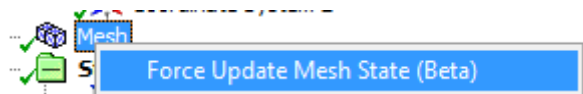


Hvis vi kun vil undersøke 2D snittet høyreklikk på «Symmetry» og velg «Delete» > klikk «Yes/Ja».



Om en vil ha denne visningen tilbake kan en definere den på nytt som vist tidligere.

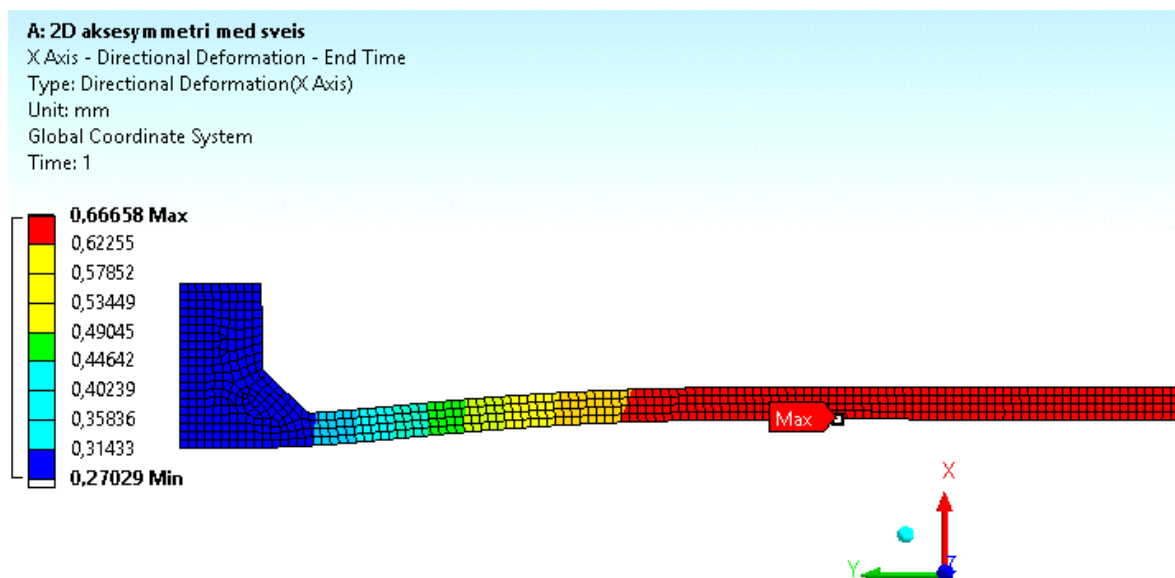
Det kan hende at en må tvangsoppdatere meshet om en vil ha tilbake 2D snittet med «Mesh» markert. Høyreklikk «Mesh» og velg «Force Update Mesh State (Beta)».



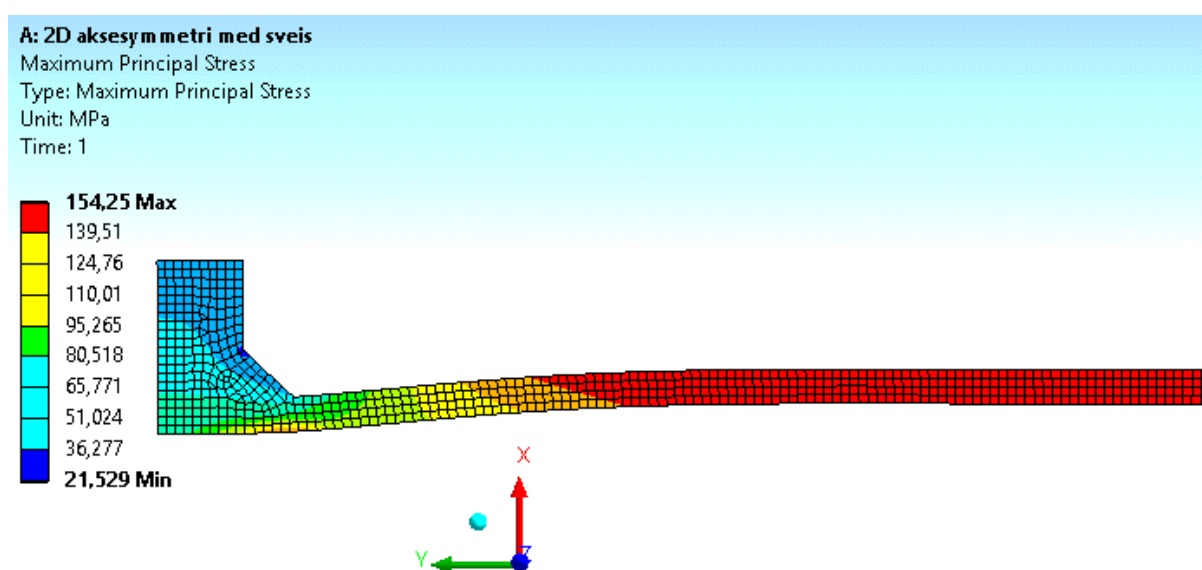
Resultatene fra denne analysen er presentert i kapittel 7 i rapporten. Det er definert flere resultater i den analysen som er brukt i rapporten siden det ville blitt noe omfattende å ta med alle resultatdefinisjoner her. De er imidlertid definert på tilsvarende måte som over.

Som en verifikasjon er et spenningsplott og et deformasjonsplott vist under slik at en kan kontrollere om analyseresultatene er riktige. Vær oppmerksom på at resultatene kan variere noen mellom ANSYS-versjoner og PC-er. Resultatet bør være innenfor noen prosent av det som er vist på neste side.

Vedlegg E



Deformasjon i x-retning



Største hovedspenning

F Utdrag fra DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 side 50-51.

If the highest S-N curve for base material (B1 or the HS curve in [D.1]) is used, one may include an additional SCF depending on transition radius. Guidance can be found in Peterson's Stress Concentration Factors, see [15], or alternatively a fine mesh finite element analysis is recommended.

(In a finite element analysis the combined effects of notch and bending due to thickness transition are included).

For hot spot B:

Stress concentration at hot spot B (Figure 3-13)

$$SCF = 1 + \frac{6\delta_t}{t} \frac{I}{I + \left(\frac{T}{t}\right)^\beta} e^{-\alpha} e^{-\gamma} \cos \gamma + \frac{3\delta_m}{t} e^{-\sqrt{t/D}} \quad (3.3.9)$$

For hot spot C:

Stress concentration at hot spot C (Figure 3-13)

$$SCF = 1 - \frac{6\delta_t}{t} \frac{I}{I + \left(\frac{T}{t}\right)^\beta} e^{-\alpha} e^{-\gamma} \cos \gamma \quad (3.3.10)$$

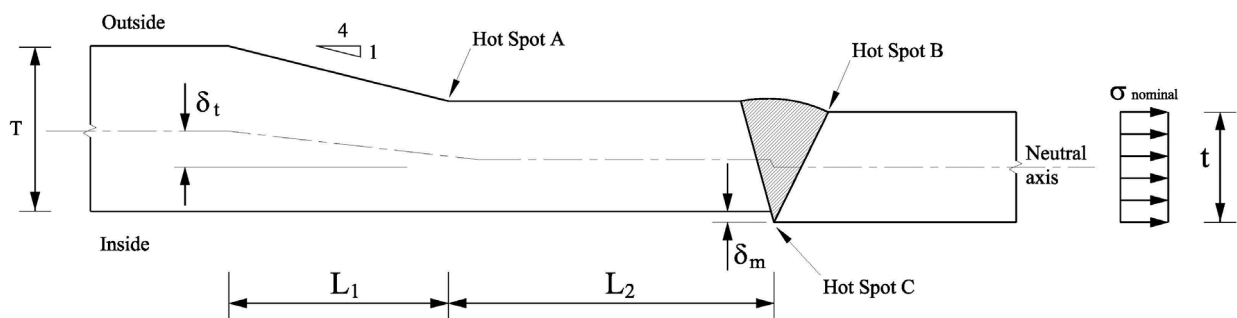


Figure 3-13 Geometry with thickness transition away from the butt weld

3.3.8 Stress concentration factors for stiffened shells

The stress concentration at a ring stiffener can be calculated as

$$\begin{aligned} SCF &= 1 + \frac{0.54}{\alpha} \text{ for the outside of the shell} \\ SCF &= 1 - \frac{0.54}{\alpha} \text{ for the inside of the shell} \\ \alpha &= 1 + \frac{1.56t\sqrt{rt}}{A_r} \end{aligned} \quad (3.3.11)$$

where

A_r = area of ring stiffener without effective shell

r = radius of shell measured from centre to mean shell thickness

t = thickness of shell plating

Due to less stress on the inside it is more efficient to place ring stiffeners on the inside of shell, as compared with the outside. In addition, if the shell comprises longitudinal stiffeners that are ended, it is recommended to end the longitudinal stiffeners against ring stiffeners at the inside. The corresponding combination of geometry on the outside gives a considerably larger stress concentration.

The SCF = 1.0 if continuous longitudinal stiffeners are used.

In the case of a bulkhead instead of a ring, A_r is taken as $\frac{rt_b}{(1-\nu)}$ where t_b is the thickness of the bulkhead.

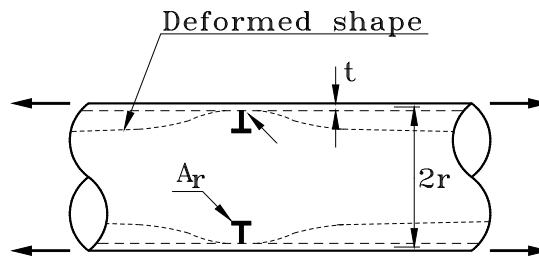


Figure 3-14 Ring stiffened shell

3.3.9 Stress concentration factors for conical transitions

The stress concentration at each side of unstiffened tubular-cone junction can be estimated by the following equations (the SCF shall be used together with the stress in the tubular at the junction for both the tubular and the cone side of the weld):

$$SCF = 1 + \frac{0.6t\sqrt{D_j(t+t_c)}}{t^2} \tan\alpha \quad (3.3.12)$$

for the tubular side

$$SCF = 1 + \frac{0.6t\sqrt{D_j(t+t_c)}}{t_c^2} \tan\alpha \quad (3.3.13)$$

for the cone side

where

D_j = cylinder diameter at junction (D_s , D_L)

t = tubular member wall thickness (t_s , t_L)

t_c = cone thickness

α = the slope angle of the cone (see [Figure 3-15](#))

For conical connection with typical cone angles used in design of jacket structures it is normal practise to place the thickness transition in the cone (with thicker cone than tubular) on the outside of the large diameter junction and on the inside of the smaller diameter junction. Then it is not normal practise to consider the effect of the thickness transition on stress concentration at these junctions.

In design of large diameter structures like monopiles it is observed that in some cases the thickness transition in the cone section has been placed on the inside of the large diameter junction. In such a case the additional stress concentration due to the thickness transition needs to be added to the stress concentration for the conical transition. It is thus recommended to place the thickness transition in the cone (with thicker cone than tubular) on the outside of the large diameter junction and on the inside of the smaller diameter junction; see also [/103/](#) for background.

G Utdrag fra DNVGL-RP-C203 – Edition April 2016 side 193-196.

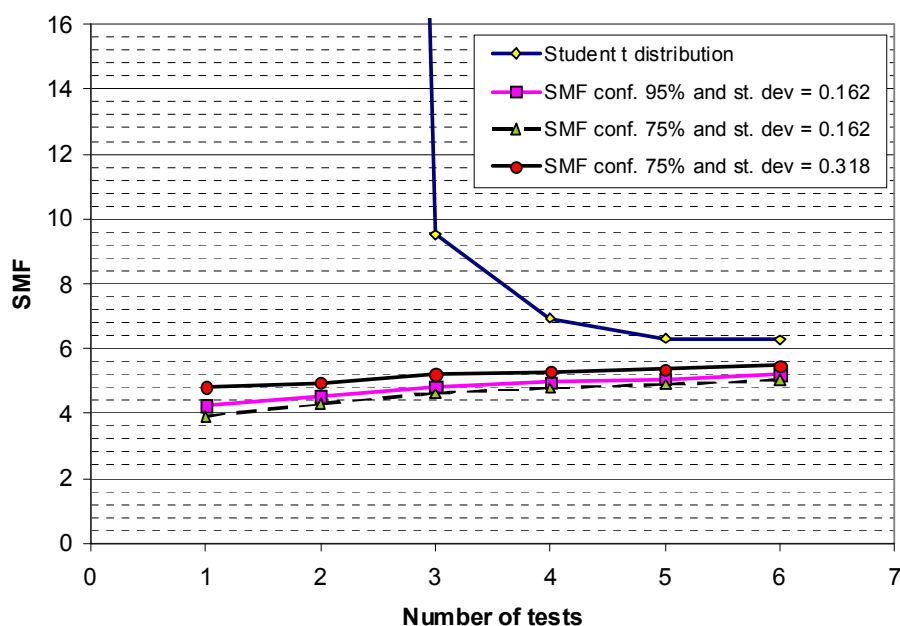


Figure F-11 SMF factor as function of confidence, standard deviation and number of test specimens with test data in reversed order as compared with Figure F-10

F.8 Comm. 2.10.3 Fatigue analysis of pipes and cylindrical tanks subjected to cyclic internal pressure

The following sections can be used for fatigue assessment of pipes or cylindrical tanks used for transportation of gas subjected to low cycle fatigue from loading and unloading of content. The following sections give stress concentration factors for thickness transitions at girth welds and at ring stiffeners/ supports. It also gives stress concentration factors for the longitudinal welds (or seam weld) due to out-of-roundness of pipes and cylindrical tanks. For very long welds the fatigue capacity is considered to be reduced due to a system effect (The longer the weld is, the larger is the probability that there is a significant defect that can initiate a fatigue crack). The fatigue capacity for long welds can be accounted for as described under System effects in [F.5].

Tapered thickness transitions

For tapered thickness transitions in pipes and cylinders as shown in Figure F-12 the bending stress over the wall thickness at the weld is mainly due to the axial stress in the pipe wall. This means that at thickness transitions the stress concentration factors presented in section [3.3.7] can be used directly together with the nominal stress in the pipe wall for calculation of hot spot stress at the weld. Nominal stress in the pipe wall due to global bending moment can be calculated based on section modulus of the mid wall pipe section.

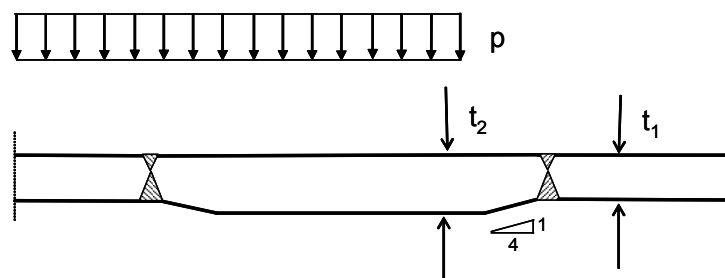


Figure F-12 Tapered thickness transition in pipe or cylinder

Thickness transitions with step in thickness

A transition with a step in thickness from t_1 to t_2 in a pipe or cylinder as shown in Figure F-13 is considered. It is assumed that the radius of the pipe or cylinder $r \gg t_1$. The stress due to the end cap pressure is calculated as:

$$\sigma_a = \frac{pr}{2t_1} \quad (\text{F.8-1})$$

The total stress at the inner side and the outer side is calculated as:

$$\sigma_t = \sigma_a \pm \sigma_b \quad (\text{F.8-2})$$

This equation can also be written as:

$$\sigma_t = \sigma_a \left(1 \pm \frac{\sigma_b}{\sigma_a} \right) = \sigma_a SCF \quad (\text{F.8-3})$$

where the stress concentration factor for the inner side is:

$$SCF = 1 + \frac{2-\nu}{\gamma} \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \left(1 - \frac{t_1}{t_2} \right) \quad (\text{F.8-4})$$

and the stress concentration factor for the outer side of the pipe is:

$$SCF = 1 - \frac{2-\nu}{\gamma} \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \left(1 - \frac{t_1}{t_2} \right) \quad (\text{F.8-5})$$

The γ is defined as:

$$\gamma = \frac{2(t_1^{2.5} + t_2^{2.5})}{t_2^{2.5} - t_2^{0.5}t_1^2} \left(1 + \left(\frac{t_1}{t_2} \right)^{1.5} \right) + \left(\frac{t_1}{t_2} \right)^2 - 1 \quad (\text{F.8-6})$$

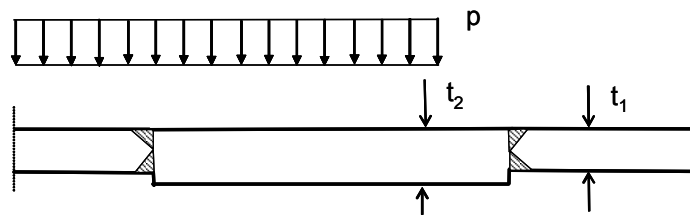


Figure F-13 Thickness transition in pipe or cylinder

Ring stiffeners at supports in storage tanks and at flange connections in risers

A ring stiffener in a cylinder as shown in Figure F-14 is considered. This applies also to a bolted flange connection that is frequently used in risers for oil and gas production, see Figure F-15 where the most critical hot spot is found at point B.

The stress concentration at a ring stiffener is obtained as:

$$SCF = 1 \pm \frac{\sqrt{3}(2-\nu)}{\sqrt{1-\nu^2}} \frac{1}{\beta} \quad (\text{F.8-7})$$

where the plus sign applies to the inner side and minus to the outer side. This stress concentration includes effect from internal pressure and end cap pressure. It is to be used together with the nominal stress acting in the axial direction of the pipe wall due to end cap pressure.

β is defined as:

$$\beta = 1 + \frac{2t\sqrt{rt}}{A_r \sqrt[4]{3(1-\nu^2)}} \quad (\text{F.8-8})$$

With $\nu = 0.3$ for steel the expression for β becomes:

$$\beta = 1 + \frac{1.56t\sqrt{rt}}{A_r} \quad (\text{F.8-9})$$

and the stress concentration factor for the inner side becomes:

$$SCF = 1 + \frac{3.087}{\beta} \quad (\text{F.8-10})$$

and the stress concentration factor for the outer side becomes:

$$SCF = 1 - \frac{3.087}{\beta} \quad (\text{F.8-11})$$

Due to the notch of the weld itself the fatigue strength of the weld at the ring stiffener itself becomes less than for the other shell side. As the stress is lesser on the outside than at the inside it is thus recommended to place ring stiffeners on the outside of a shell structure subjected to internal pressure. This is a different conclusion from that of ring stiffeners in tubular members subjected to pure external axial force, see [/25/](#).

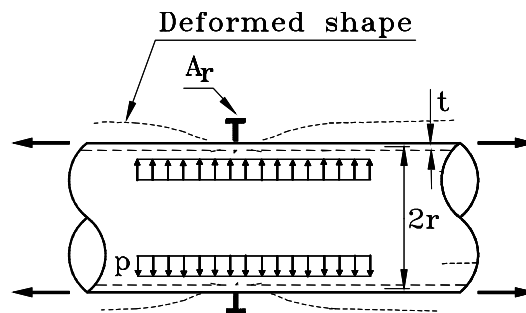


Figure F-14 Ring stiffener on cylinder with internal pressure

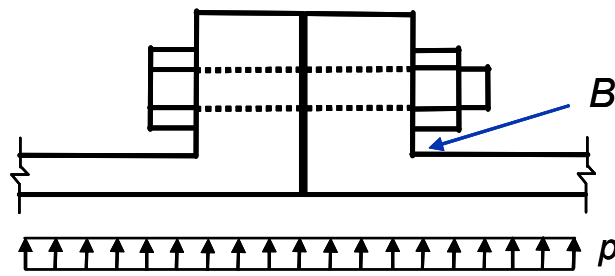


Figure F-15 Section through bolted flange connection

Longitudinal welds with bending stress over the pipe wall resulting from out-of-roundness of fabricated pipes

The out-of-roundness of fabricated pipe elements results in increased stress due to a bending moment over the wall thickness, see Figure F-17. The eccentricity due to out-of-roundness is a function of tension in the hoop direction of the pipe. This eccentricity is reduced as the internal pressure is increased and the hoop tension is increased. Thus the bending stress over the wall thickness is a non-linear function of the internal pressure.

It is assumed that the out-of-roundness results in an eccentricity δ_0 without any hoop tension force from internal pressure.

In terms of out of roundness the equation for stress concentration factor can be derived as:

$$SCF = 1 + \frac{1.5\delta_{OOR}}{t\lambda l} \tanh(\lambda l) \quad (F.8-12)$$

where the out of roundness is defined as $\delta_{OOR} = d_{max} - d_{min}$, $l = \pi d/8$ and l which is a function of the membrane hoop stress σ_m is defined as follows:

$$\lambda = \sqrt{\frac{12\sigma_m}{Et^2}} \quad (F.8-13)$$

Tolerance requirements for pipelines are given in DNVGL-ST-F101.

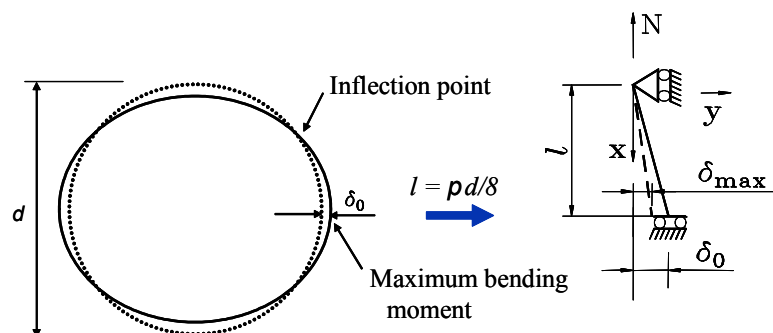


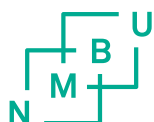
Figure F-16 Section through pipe showing out-of-roundness and analysis model

F.9 Comm. 3.3 Stress concentration factors

See "An Analytical study of Stress Concentration Effects in Multibrace Joints under Combined Loading", /9/ , for further background on this procedure of calculating a resulting hot spot stress from superposition of stress components. See /2/ is the main reference for stress concentration factors for simple tubular joints. Reference is also made to see /85/ for analysis of T-joints.

The formula for SCF at a tubular butt weld can be outlined based on theory for thin walled structures, see /25/, /85/.

H Digitalt vedlegg (ANSYS-modeller/analyser og Excel-ark)



Norges miljø- og biovitenskapelig universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway