

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet  
Institutt for matematiske realfag og teknologi

Masteroppgave 2014  
30 stp

# Geometrisk spenning og kjervspenning versus nominell spenning ved utmattingsberegninger etter DNV-RP-C203.

## Hot Spot Stress and Notch Stress Versus Nominal Stress in Fatigue Life Analysis by DNV-RP-C203.

Jens Halvor Karstensen

Geometrisk spenning og kjervspenning  
versus  
nominell spenning ved  
utmattingsberegninger etter DNV-RP-C203

av

Jens Halvor Karstensen



Gradsoppgave

Maskin- prosess og produktutvikling

IMT/NMBU - 2014

## Forord

Denne masteroppgaven er gjennomført som en del av masterprogrammet i Maskin- prosess- og produktutvikling ved Institutt for Matematiske realfag og Teknologi (IMT) ved NMBU. Arbeidet er gjennomført i vårsemesteret 2014 med et omfang på 30 studiepoeng. Brudd i dynamisk belastede konstruksjoner forårsakes i stor grad av utmattingsbrudd. Stadig mer kompliserte konstruksjoner har tvunget fram nye metoder for å kunne gjøre utmattingsberegninger da nominelle beregninger ikke alltid er et alternativ. To av metodene anvender det man «geometrisk spenning» og «kjervspenning», og er relativt nye i et utmattingsperspektiv. Det er derfor ønskelig å opparbeide mer informasjon og erfaringer med bruken av disse metodene.

IMT ved NMBU ønsker å styrke fagkunnskapen innenfor dette temaet og har derfor initiert denne masteroppgaven. Hovedmålet med oppgaven er å sammenligne metodene knyttet til «geometrisk spenning» og «kjervspenning» med den klassiske metoden knyttet til «nominell spenning». Metodene er til dels beskrevet i en anbefalt praksis fra Det Norske Veritas (DNV), «DNV-RP-C203»

Oppgaven inneholder beskrivelser av de forskjellige metodene basert på forklaringene og anbefalingene gitt i DNV-RP-C203. Videre er det eksempler «caser» som sammenligner utmattingslevetidene gitt av de forskjellige metodene. Annen litteratur er benyttet for å få innsyn i andre varianter av metodene og erfaringen med disse.

Oppgaven innledes med en grunnleggende del om utmatting, deretter blir metodene for geometrisk spenning og kjervspenning forklart. Siste del av oppgaven fokuserer på fem caser som illustrerer bruken av metodene, utfordringer ved bruk av elementmetodeprogrammet ANSYS WorkBench og drøfting av resultatene.

Oppgaven kan brukes som en veiledning for andre ingeniører som ønsker en introduksjon til utmattingsberegninger med geometrisk spenning og kjervspenning etter DNV-RP-C203. Leseren bør ha grunnleggende kunnskap på ingeniørnivå om utmatting og beregninger.

Til slutt ønsker jeg å takke hovedveileder for denne oppgaven, Geir Terjesen, for hjelp og støtte gjennom prosjektperioden. Han har bidratt med relevant litteratur og dokumenter.

Ås, 15. mai 2014

---

Jens Halvor Karstensen

## Sammendrag

Målet med denne oppgaven har vært å sammenligne levetidsberegninger i ulike caser ved å bruke metodene knyttet til geometrisk spenning, kjervspenning og nominell spenning i henhold til den anbefalte praksisen DNV-RP-C203. Denne oppgaven er gjennomført som et ledd i ønsket fra Institutt for Matematiske realfag og Teknologi (IMT) om å øke kunnskapen rundt disse metodene.

Metoden for oppgaven er basert på litteraturstudier, og beregningene er gjort i FE-program på data. FE-modellene er forenklet med tanke på antall noder og elementer da programvarelisensen ikke tillot store beregningsmodeller. Forbindelsene som er undersøkt i oppgaven er hentet fra vedlegg A i DNV-RP-C203 hvor ulike sveisede forbindelser klassifiseres med nominelle S-N kurver. Oppgaven er begrenset ved at den kun ser på geometriske spenninger og kjervspenninger hentet fra FE-analyser, og dimensjoneringsmetoden «spenning – levetid».

DNV-RP-C203 presenterer metodene på en god og oversiktlig måte og anbefales dersom leseren ønsker å sette seg mer inn i disse. For mer info om utmatting av sveiste forbindelser anbefales boken «Fatigue Life Analyses of Welded Structures – Flaws» av Tom Lassen og Naman Recho. Boken legger frem ulike metoder på en god og oversiktlig måte.

De beregnede levetidene varierer mellom å være konservative og ikke-konservative i forhold til den nominelle levetiden. Felles for alle ikke-konservative resultater er at de forekommer når forskjellen mellom den nominelle S-N kurven og S-N kurvene for de alternative metodene er størst. De geometriske endringene som nedgraderer den nominelle S-N kurven ser ikke ut til å skape nok spenningskonsentrasjoner til at levetiden for de alternative metodene faller like raskt. I en av casene spenner resultatene for den geometriske spenningen seg fra å være 40% lavere enn den nominelle levetiden til å være 192% høyere for ulike tilfeller. I samme case spenner levetiden for kjervspenningen seg fra å være 36% lavere til å være 55% høyere. Dette er de største forskjellene som er funnet, og resultatene i denne oppgaven viser at levetid for kjervspenningen generelt ligger nærmere den nominelle levetiden. Det er viktig å merke seg at dette er de største variasjonene i levetiden, og at i de aller fleste undersøkte tilfellene gir de alternative metodene gode tilnærminger til den nominelle levetiden. Variasjonen viser likevel at resultatene kan være vanskelig å stole på, og metodene baserer seg derfor en del på at man har erfaring i bruken av disse. Det er også viktig å inneha tilstrekkelig med kompetanse innen FE-programvare. Oppgaven belyser også derfor en rekke faktorer som har, og kan ha påvirket den beregnede levetiden.

## Abstract

The objective of this study was to compare fatigue life in different cases using the methods tied to nominal stress, hot spot stress and notch stress. The methods used are those described in DNV's recommended practice, DNV-RP-C203. This study is part of an objective to increase the knowledge of these methods at the Department of Mathematical Sciences and Technology (IMT) after they expressed a desire to do so.

The method of this study is based on those described in the recommended practice, DNV-RP-C203, and other relevant fatigue literature. Stresses were obtained from FE-analysis, and due to limitations in the program license, simplifications to the FE-models were necessary. The welded connections presented in this study are found in DNV's classification of S-N curves, and these gave a good foundation on which to compare the different methods. The study is limited to hot spot stress and notch stress obtained for FE-analysis and fatigue assessment by the S-N method.

DNV-RP-C203 explains the methods in way that is easy to understand, and if the reader wishes to know more it is recommended to read the document. For more literature on different approaches to fatigue analysis the book «Fatigue Life Analyses of Welded Structures – Flaws» by Tom Lassen and Naman Recho can also be recommended.

The calculated fatigue life varies between being conservative and non-conservative compared to the nominal fatigue life. The two methods have in common that all non-conservative results occur when the difference between the nominal S-N curve used and the S-N curve for the other methods used are at its largest. The drop in nominal fatigue life caused by a downgrading of the S-N curve is larger than the drop in fatigue life caused by the supposed increasing local stress concentrations for the other methods. In one of the cases the calculated fatigue life of the hot-spot method ranges between being 40% lower to 192% higher than the nominal fatigue life. In the same case the notch method ranges between being 36% lower to 55% higher. The results in this study show that the notch method gives results closer to the nominal method than the hot spot method. It is important to notice that, in spite of the large variations above, most results show that the alternative methods gives good fatigue life estimations compared to the nominal method.

The variations in conservatism lowers the credibility of the fatigue life estimations, and shows that in order to be able to rely on the results it is vital to have enough experience using these methods. This study also presents several factors that have, and could have contributed to the variations in fatigue life. It is also important that the user has adequate skills in the use of FEA.

## Innholdsfortegnelse

1.	Innledning.....	1
1.1	Bakgrunn.....	1
1.2	Problemstillinger .....	3
1.3	Målsetninger og begrensninger .....	3
1.4	Kvalitetssikring (rapport og produkt) .....	4
1.5	Metode .....	4
1.6	Symboler og terminologi .....	4
2.	Beskrivelser.....	6
2.1	Kravspesifikasjon .....	6
2.2	DNV-RP-C203.....	6
3.	Generelt om utmatting.....	7
3.1	Historikk.....	7
3.2	Generelt om utmatting.....	9
3.3	Spenning-levetid metoden (S-N metoden) .....	12
3.4	Nominell spenning.....	15
3.5	S-N-kurven.....	18
3.7	FEA og FEM .....	22
4.	Geometrisk spenning og kjervspenning, DNV-RP-C203 .....	24
4.1	Geometrisk spenning (Hot spot-spenning) .....	24
4.1.1	Rørforbindelser.....	24
4.1.2	Plateforbindelser .....	26
4.1.3	Geometrisk spenning fra FE-analyse .....	32
4.1.4	Begrensning for enkle forbindelser [3].....	35
4.2	Kjervspenning (Notch spenning) [3] .....	35
4.3	Fordeler og ulemper.....	38
5.	Beregninger .....	39
5.1	Materialdata .....	40
5.1	Sveis.....	41
5.2.1	FE-modellering.....	41
6	Caser.....	43
6.1	Verifikasjon av metode [3] .....	43
6.1.1	Geometrisk spenning.....	43
6.1.2	Kjervspenning .....	48
6.2	Case 1 .....	50



6.2.1	Nominell spenning .....	51
6.2.2	Geometrisk spenning .....	51
6.2.3	Kjervspenning.....	55
6.3	Case 2.....	57
6.3.1	Nominell spenning .....	58
6.3.2	Geometrisk spenning .....	58
6.3.3	Kjervspenning.....	60
6.4	Case 3.....	63
6.4.1	Nominell spenning .....	64
6.4.2	Geometrisk spenning .....	64
6.4.3	Kjervspenning.....	65
6.5	Case 4.....	67
6.5.1	Nominell spenning .....	68
6.5.2	Geometrisk spenning .....	68
6.5.3	Kjervspenning.....	70
6.6	Case 5.....	74
6.6.1	Nominell spenning .....	75
6.6.2	Geometrisk spenning .....	75
6.6.3	Kjervspenning.....	76
7.	Resultater .....	78
7.1	Case 1.....	78
7.2	Case 2.....	79
7.3	Case 3.....	80
7.4	Case 4.....	81
7.5	Case 5.....	83
8.	Diskusjon.....	84
9.	Konklusjon .....	89
9.1	Anbefalinger.....	90
9.2	Videre arbeid.....	90
10.	Referanser .....	91
11.	Vedlegg.....	92

## 1. Innledning

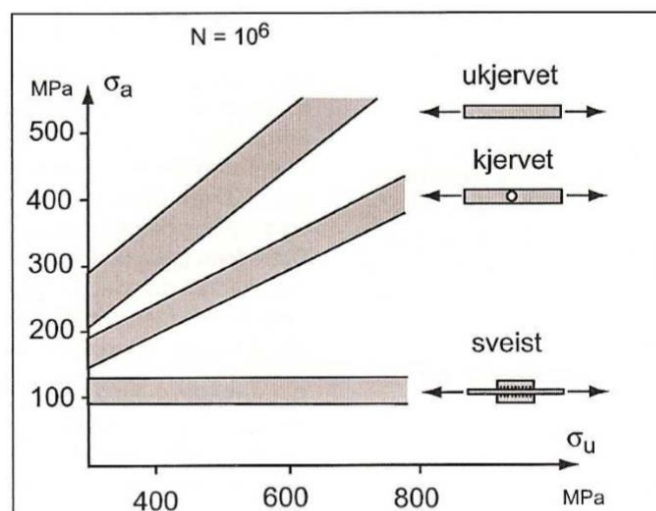
### 1.1 Bakgrunn

Utmatting er en av de vanligste årsakene til at en konstruksjon eller en maskindel går til brudd. Et utmattingsbrudd starter som regel i en kjerv, som vil si en sveis, et hull, eller en eller annen endring i detaljens geometri som skaper spenningskonsentrasjoner. I tillegg til at en sveis er en betydelig kjerv i den forstand at man får en overgang i geometri, så vil det lett induseres sprekker i forbindelse med uregelmessigheter i selve sveisen.

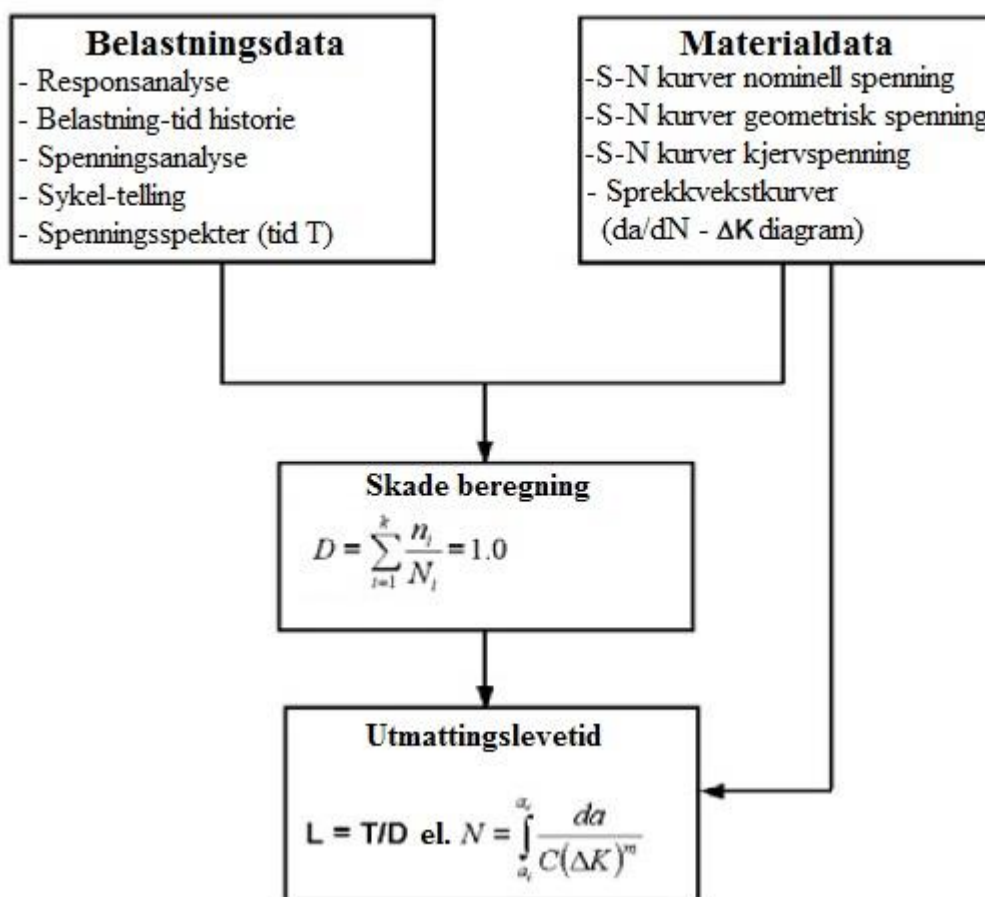
Sveising er i dag den vanligste metoden for å sette sammen to metallstrukturer. Den industrielle anvendelsen er veldig viktig, og de aller fleste store strukturer som er reist de siste tiårene ville ikke vært mulig om ikke det var for moderne sveiseteknologi. Typiske eksempler er broer, skip og store anlegg offshore.

Analyser av styrken til sveisede detaljer avviker ikke mye fra andre typer detaljer, og det må tas hensyn til materialvalg, geometri og dimensjoner for å unngå potensielle bruddmekanismer. Designkrav som nedbøyning, korrosjon, knekking og utmatting må grundig undersøkes for de forholdene konstruksjonen skal håndtere. Det er kjent at sveiser er spesielt sårbare for utmatting når de blir utsatt for gjentakende belastning. Sprekker kan oppstå og vokse i og rundt sveiser selv når de ytre påsatte spenningene ligger langt under flytegrensen for grunnmaterialet. Viktigheten av å undersøke for utmatting forsterkes dersom man optimaliserer strukturen med stål av høyere kvalitet og med høyere flytegrense. Der en ukjervet detaljs levetid øker tilnærmet proporsjonalt med økning av flytegrensen, vil ikke utmattingsfastheten i sveist detalj endres nevneverdig. Dette kan man se illustrert i figur 1 under. Faktorer som lokal og global geometri har mye mer å si enn styrken til grunnmaterialet når det kommer til utmatting av sveiser. Derfor vil ofte utmattingsfastheten være dimensjonerende og bestemme designvalg i sveisede strukturer, og å overse dette kan få alvorlige konsekvenser[1].





Figur 1: Viser sammenheng mellom utmattingsfasthet og strekkfasthet for stålmaterialer [2].



Figur 2: Viser ulike metoder for å bestemme utmattingslevetid.

Som vist i figur 2 så finnes det flere ulike metoder en kan benytte seg av for å bestemme utmattingslevetiden til sveisede forbindelser, noe som vil bli gått nærmere inn på senere i oppgaven. Nominell spenning blir ofte brukt i utmattingsberegninger, men når kompleksiteten til en konstruksjon øker, eller er statisk ubestemt, blir det fort vanskelig å regne seg frem til hva den nominelle spenningen er. FE-programmer har blitt vanlige verktøy på kontorer som driver med dimensjonering av konstruksjoner, og benyttes til å finne spenninger i slike tilfeller. I en FE-analyse vil det også ofte være vanskelig å bestemme hva som er den nominelle spenningen i forbindelsen man undersøker. Flere klassifiseringsinstitusjoner deriblant DNV har derfor utarbeidet anbefalinger for alternative metoder å beregne utmattingslevetid på. To av metodene som presenteres i DNVs anbefalte praksis, DNV-RP-C203, vil bli undersøkt nærmere i denne oppgaven. Disse to metodene baserer seg på spenninger man kan finne fra FE-analyser og disse kalles geometrisk spenning (hot spot) og kjervspenning (notch).

Bakgrunnen for denne oppgaven blir dermed å sammenligne utmattingslevetiden til ulike forbindelser ved bruk av nominell spenning, kjervspenning og geometrisk spenning funnet fra FE-analyse i levetidsberegningene etter DNVs anbefalte praksis.

## 1.2 Problemstilling

Bli kjent med metodene knyttet til geometrisk spenning og kjervspenning i DNV-RP-C203, og sammenlikne beregnet levetid fra disse med levetiden fra nominell spenning i utmattingsberegninger.

## 1.3 Målsettinger og begrensninger

Hovedmålsettingen for denne oppgaven er å kunne presentere caser der de forskjellige metodene blir undersøkt og sammenlignet med hverandre. Oppgaven er også ment å kunne gi leseren en god forståelse av hvilke fordeler og ulemper som følger de forskjellige metodene.

Det er også ønskelig å se hvilken av metodene som kommer ut på konservativ side i levetidsberegningene. Årsaker til eventuelle forskjeller skal identifiseres og gjøres rede for.

### **Begrensninger:**

- Begrenset kompleksitet på casene. På grunn av at alle metoder må kunne benyttes på samme forbindelse begrenser dette casene, da alle har sine anvendelsesbetingelser.
- S-N kurvene for luft er brukt i alle tilfeller.
- Vil ikke gå nærmere inn på andre metoder enn spennings-levetidsmetoden for utmatting.



- Det er kun én ANSYS-lisens som har fungert i denne perioden. Denne lisensen har en node- og elementbegrensning som har snevret inn modifikasjonsmulighetene i FE-analysene. I flere tilfeller hadde vært gunstig å ha muligheten til å kjøre analysen på større FE-modeller enn det lisensen tillater. «ANSYS teaching introductory»
- Kun sett på geometrisk spenning ved bruk av volumelementer.
- Har ikke sett nærmere på forskjellen i levetid ved bruk av «averaged og unaveraged max principal stress».
- Har ikke sett på spenningen i integrasjonspunktene i FE-analysen. Overflatespenningen er antatt å være god nok for beregning av den geometriske spenningen.
- Har ikke beregnet tilfeller hvor platene i forbindelsen ikke er fullstendig sammensmeltet.
- I beregningsvedlegg på CD så har flere beregninger blitt utført på samme modell. Det er derfor ikke mulig å spore alle resultatene fra disse. Kun deler av case 1 er tilgjengelig i vedlegget. Lagringsbegrensninger på skolens datamaskiner gjorde at undertegnede måtte slette tidlige beregninger for å få plass til nye.
- Kun sett på sprekkvekst fra sveisetå ved strekkpåkjent grunnplate.

#### 1.4 Kvalitetssikring (rapport og produkt)

Rapporten er kvalitetssikret ved at tabell-, figur- og formelnummer er dobbeltsjekket.

Referanser og beregninger er dobbeltsjekket.

Utformingen av oppgaven er gjort for å samsvare med veilederens ønsker.

#### 1.5 Metode

De sveisede forbindelsene er modellert i Solid Works. De er deretter importert til ANSYS Workbench hvor analysene er gjort. Utmattingsberegningene er gjort i Microsoft Office Excel. Tekstbehandlingen er gjort i Microsoft Office Word.

#### 1.6 Symboler og terminologi

FEM – Finite Element Method

FEA – Finite Element Analysis

Geometrisk spenning – Hot spot-spenning

Kjervspenning - Notch spenning.

Referanseradius – radius i overgangen mellom sveis og grunnmateriale. Også omtalt som sveiseradius.

Krysningslinje – Linjen der platene i den sveisede forbindelsen møtes.

Avlesningspunkt – Der en henter ut spenningene for å beregne geometrisk spenning.

Tabell 1: Symboler, navn og enhet for forskjellige parametere benyttet i denne oppgaven.

Symbol	Navn	Enhet
$N_{total}$	Total levetid	-
$N_i$	Antall sykler for å initiere et brudd	-
$N_p$	Antall sykler for å drive en sprekk frem til brudd	-
$F$	Kraft	N
$\sigma_{nom}$	Nominell spenning	MPa
$\sigma_G$	Geometrisk spenning	MPa
$\sigma_k$	Kjervspenning	MPa
$\Delta\sigma$	Spenningsvidde	MPa
$N$	Forventet antall lastsykler før brudd	-
$C$	Materialparameter	-
$m$	Negativ invers helning til S-N kurven	-
$c$	Distanse fra nøytralakse til tverrsnittets ytterste fiber	mm
$I$	Annet arealmoment	mm <sup>4</sup>
$W$	Motstandsmoment	mm <sup>3</sup>
$M$	Moment	Nm
$M_b$	Bøyemoment	Nm
$A$	Areal	mm <sup>2</sup>
$\Delta\sigma_w$	Spenningsvidde i sveisen	MPa
$\Delta\tau_w$	Skjærspenning i sveisesnittets plan og vinkelrett på sveisens	MPa
$\Delta\tau_{  }$	Skjærspenning i sveisesnittets plan og parallelt med sveisens	MPa
$\Delta\sigma_{\perp}$	Normalspenning vinkelrett på tverrsnittet	MPa
$\sigma_D$	Utmattingsgrense	MPa
$t$	Tykkelse på platen i sprekkvekstretning	mm
$t_{ref}$	Referansetykkelse (25mm i DNV-RP-C203)	mm
$E$	Elastisitetsmodulus	MPa
$k$	Tykkelseskoeffisient, tabellverdi	-
$\log \bar{a}$	S-N kurvens kryssing med log N-aksen	-
$\Delta\sigma_k$	Tykkelseskorrigert spenningsvidde.	MPa
$r_{ref}$	Referanseradius	mm
$\sigma_F$	Flytegrense	MPa
$\sigma_B$	Strekfasthet	MPa
$\sigma_{\perp}$	Normalspenning normalt på beregningstverrsnittet	MPa
$\tau_{  }$	Skjærspenning i sveisesnittets plan og parallelt med sveisens lengderetning	MPa
$\tau_{\perp}$	Skjærspenning i sveisesnittets plan normalt på beregningstverrsnittet	MPa

## 2. Beskrivelser

### 2.1 Kravspesifikasjon

I denne oppgaven skal utmattingslevetid fra nominell spenning sammenlignes med levetiden fra geometrisk spenning og kjervspenning. Den geometriske spenningen og kjervspenningen finnes fra FE-analyser. Metodene som brukes vil være de som er anbefalt av Det Norske Veritas (DNV) i DNV-RP-C203 [3]. Relevante caser skal presenteres for å tydeliggjøre ulikheter ved de forskjellige metodene.

Kravene er i tråd med målene om å øke kunnskapen rundt geometrisk spenning og kjervspenning ved instituttet, IMT, ved NMBU. En skal ved hjelp av denne oppgaven kunne få en grunnleggende forståelse av de forskjellige metodene, og kunne bruke den som veiledning ved egne beregninger.

### 2.2 DNV-RP-C203

DNV-RP-C203 (Fatigue Design of Offshore Steel Structures) er en anbefalt praksis for beregning av utmatting av offshore stålkonstruksjoner. Sist revidert oktober 2012. Den er publisert av Det Norske Veritas som er en uavhengig stiftelse som arbeider med sikring av liv, verdier og miljø [4]. DNV leverer klassifisering, sertifisering, pålitelighetsanalyser, programvare og uavhengig ekspertrådgivning til en rekke ulike sektorer. Denne oppgaven vil gå inn på kapittel 4, «Beregning av geometrisk spenning med FE-analyse», vedlegg D.11, «Bruk av effektiv kjervspenning i utmattingsberegninger, og D.12, «Verifisering av analysemetode for FE-analyse av geometrisk spenning», i standarden.

Anbefalingene er basert på utmattingstesting og bruddmekanikk.

Denne standarden gir anbefalinger for flere beregningsmetoder:

- Bruk av nominell spenning
- Bruk av hot-spot-spenning
- Bruk av notch-spenning
- Bruk av bruddmekanikk

Bestemmelsene i DNV-RP-C203 gjelder for:

- Stålmaterialer i luft med flytespenning mindre enn 960MPa
- Stålmaterialer i sjøvann med eller uten katodisk beskyttelse med flytegrense opp til 550MPa
- Skruer i luft eller sjøvann med korrosjonsbeskyttelse opp til 10.9
- Rustfritt stål

### 3. Generelt om utmatting

#### 3.1 Historikk

Faget utmatting har vært under utvikling i over 150 år, og de første dokumenterte observasjonene av utmatting av metaller ble gjort av den tyske gruveadministratoren Wilhelm Albert (1787-1846). Han merket seg at kjettinger de brukte i gruvene røk etter mange relativt små belastninger, og han lagde seg en maskin for å teste dette videre. Der så han at bruddene ikke oppsto på grunn av uheldig overbelastning, men heller av mange små gjentatte belastninger [5].

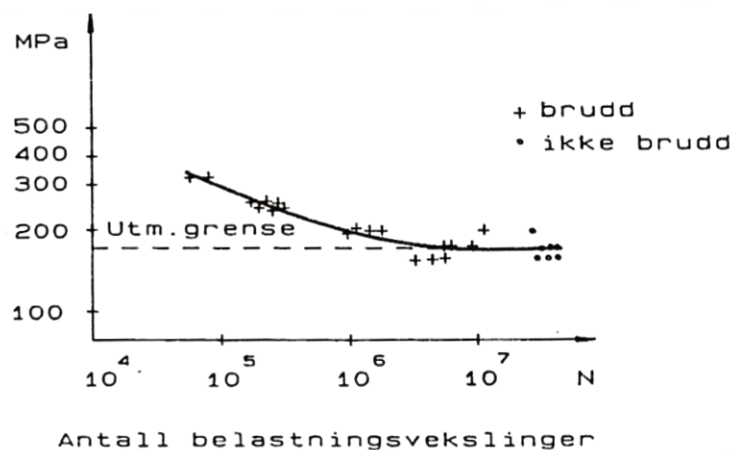


Figur 3: Wilhelm Albert.

Mye av grunnlaget for utviklingen av kunnskapen rundt utmatting må krediteres August Wöhler (1819-1914). Han var den første som presenterte utmattingsproblemet fra et matematisk synspunkt. Han fikk i 1850-årene jobben med å undersøke årsaken til at akslingene på tog gikk til brudd. Han fant at brudd i akslingene oppsto etter mange lastvekslinger med spenninger som lå langt under fasthetsverdiene til materialet, og mente at bruddene kom av at den gjentakende belastningen trettet ut materialet. I dette arbeidet gjorde han mange omfattende laboratorieforsøk, og resultatene av disse forsøkene ble presentert som «Wöhlerkurver» eller «S-N diagram». Slike diagrammer blir fortsatt brukt i dag, men spenningsaksen er vanligvis logaritmisk i motsetning til Wöhlers lineære spenningsakse. Figur 5 viser hvordan en slik kurve kan se ut. Den heltrukne linjen er et snitt av alle forsøkene som er markert med punkter og kryss. Linjen representerer 50% sannsynlighet for at maskindelen skal tåle et antall lastvekslinger ved en bestemt amplitudespenning [6, 7].



Figur 4: August Wöhler



Figur 5: Wöhlerkurve (S-N kurve) [6].

## Alexander Kielland

Kvelden 27. mars 1980 veltet boligplattformen Alexander L. Kielland på Ekofiskfeltet i Nordsjøen. 123 av de 212 om bord døde i den tragiske ulykken som blir omtalt som den største katastrofen til havs i Norge siden andre verdenskrig [8]. Hovedårsaken til ulykken ble gjennom grundige undersøkelser sporet tilbake til en liten 6mm kilsveis som holdt en hydrofon på plass. Hydrofonens holder var sveist fast på et rør som var en del av plattformens bærende konstruksjon. Etter gjentatte belastninger hadde en sprekk vokst seg gjennom røret og bruddet som kom førte til at plattformen kantret.



Figur 6: Foto av den kantrede boligplattformen [9].

## NSB – Signatur-tog

Den 7. juni 2000 sporet et Signatur-tog av Sørlandsbanen ved Nelaug stasjon. Ulykkesårsaken var et utmattingsbrudd i en aksel. Akselen var dimensjonert for å vare i minst 20 år, men røk allerede før det var gått ett. Bruddet oppsto der det var neddreid et spor i akslingen. Dette sporet sammen med korrosjon som oppsto førte til at akslingen gikk til brudd.



Figur 7: Det avsporede toget ved Nelaug stasjon, og akslingen som røk [10].

Dette er bare to av mange tilfeller der utmatting har vært årsaken til mekaniske feil som har ført til større eller mindre ulykker. Selv om 150 år med forskning har gitt økt forståelse og kunnskap om utmatting, så antas det at man i den vestlige verden har store utgifter knyttet til materialfeil på grunn av dette.

### 3.2 Generelt om utmatting

«Utmattning kan defineres som den forandring som foregår i et materiale når det utsettes for en periodisk varierende spenning av tilstrekkelig størrelse. Etter et større eller mindre antall svingninger vil forandringen resultere i sprekker og ofte i totalt brudd» [6]. En viktig egenskap for utmatting er at spenningene som forekommer er så små at de ikke skaper umiddelbare brudd, men at brudd oppstår etter et visst antall lastvekslinger.

Det er veldig viktig og kan være svært kostnadsbesparende å kunne forutsi en konstruksjons levetid. Da kan man fastsette et egnet inspeksjonsintervall og reparere, kassere eller avvente alt etter hva som er mest gunstig. Dette er med på å beskytte og bevare menneskeliv og verdier.

Flere dokumenterte undersøkelser i Europa og USA viser at så mange som 80-95% av alle brudd i maskinkomponenter under normal drift er forårsaket av utmatting i materialet. Dette understreker viktigheten av å ha gode beregningsmodeller for utmatting [6].

Det finnes flere ulike metoder å bestemme en konstruksjons levetid på:

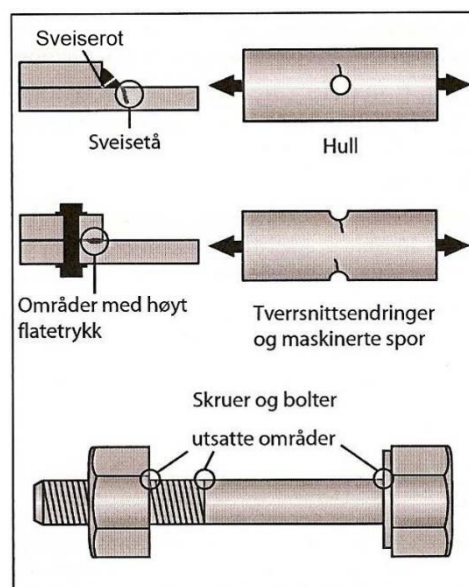
- Tøynings-levetidsmetoden: Denne metoden brukes for utmatting av komponenter uten sprekk når spenningene er over flytegrensen.
- Spennings-levetidsmetoden: Utmattning av komponenter uten sprekk. Egner seg best der spenningene er under flytegrensen.
- Lineær elastisk- og elastisk plastisk bruddmekanikk. Utmattning av komponenter med sprekk.

Denne oppgaven vil kun fokusere på spennings-levetidsmetoden, og det vil bli gått nærmere inn på denne i kapittel 3.3.



Det er vanlig å dele utviklingen av et utmattingsbrudd i tre stadier:

1. **Sprekkitiering:** Vanligvis initieres en sprekke i en større eller mindre feil på overflaten til materialet som utsettes for den dynamiske belastningen. Tilsynelatende feilfrie prøvestaver vil også få utmattingsbrudd dersom spenningene er høye nok og svingningene er mange nok. I sveisede konstruksjoner så utgjør sprekkitieringer typisk 10-20% av den totale levetiden. Dette er siden sveisen i seg selv er en betydelig kjerv, samtidig som at selve sveiseprosessen induserer «feil» ved at man kan få krympesprekker, herdesprekker, eldningssprekker, porer og innslutninger, underskjæring, ufullstendig gjennombrenning og innsmelting. Dersom sveisen er etterbehandlet ved for eksempel sliping eller hamring, så kan sprekkitieringstiden økes betraktelig.



Figur 8: Noen typiske sprekkitieringssteder.

2. **Sprekkevekst:** Etter at en sprekke er initiert går materialet inn i en sprekkevekstfase. Her vokser sprekken samtidig som at resterende tverrsnitt blir mindre. Dette fortsetter til spenningene i det tverrsnittet blir så høye at komponenten går til brudd. Sprekkeveksthastigheten er omtrent den samme for alle sveisbare ståltypene uavhengig av flytegrensen til stålet, og de samme utmattingskurvene kan derfor benyttes for de forskjellige materialene [11].
3. **Brudd:** Tverrsnittet er uten tilstrekkelig kapasitet og materialet går til «sprøbrudd».

Den totale levetiden i antall sykler til en utmattingspåkjent komponent kan skrives:

$$N_{total} = N_i + N_p \quad (1)$$

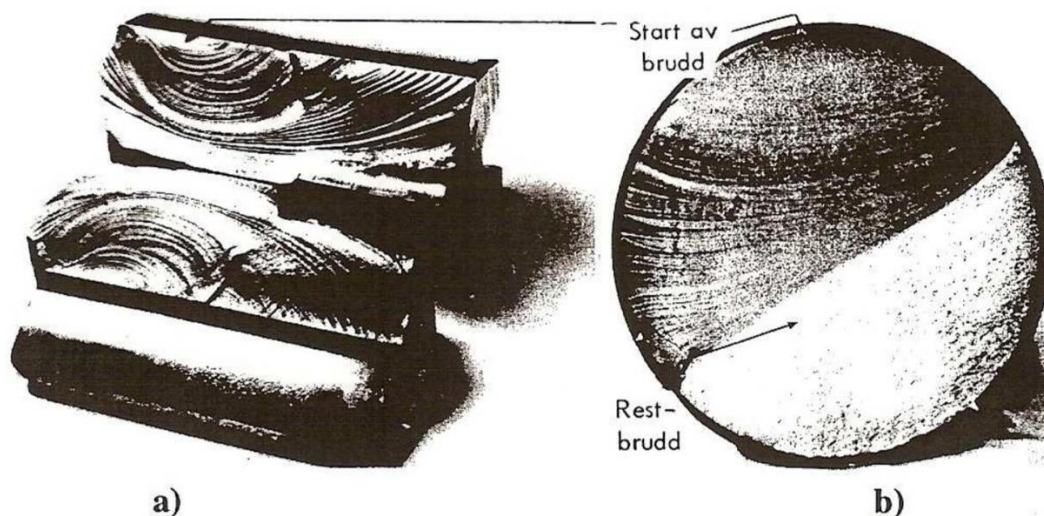
Hvor:

$N_i$ : Antall sykler for å initiere en sprekke

$N_p$ : Antall sykler for å drive en sprekke frem til brudd

$N_{total}$ : Totalt antall sykler før brudd.

I figur 9 under kan man enkelt se de forskjellige fasene i et utmattingsbrudd.



Figur 9: Viser fasene i et typisk utmattingsbrudd [6].

### Designfilosofier innen utmatting [6]

Konstruksjoner blir dimensjonert alt etter bruksområde og ønsker fra sluttkunden. Hvilken filosofi man velger å benytte seg av er ofte styrt av faktorer som sikkerhet og kostnad, og man deler ofte i fire forskjellige designfilosofier:

#### Uendelig levetid

Konstruksjoner dimensjoneres slik at sannsynligheten for brudd er svært lav. Ved denne metoden må alle relevante utmattingsbelastninger være mindre enn utmattingsgrensen, eller så må man forsikre seg om at terskelen for sprekkevekst aldri overskrides. Denne filosofien gir ofte tunge og kostbare konstruksjoner og egner seg derfor ikke til alt.

#### Sikker levetid

Her dimensjoneres konstruksjonen slik at risikoen for utmattingsbrudd i en ønsket levetid er lav. Designkurvene i standardene angir en bruddsannsynlighet på ca. 2,5% når levetiden på kurvene utnyttes helt. I tillegg er ofte lastene konservativt angitt med lastfaktorer, og dermed vil estimert levetid ha innbakt en betydelig sikkerhet. Når ønsket levetid er nådd blir konstruksjonen inspisert, og ved behov kasseres, repareres eller oppgraderes den og angis en ny levetid.

#### Bruddsikker levetid

Denne metoden kan kun brukes på statisk ubestemte strukturer. Dersom en komponent får brudd vil kreftene omfordeles slik i strukturen at man fortsatt vil ha betydelig utmattingslevetid.



Strukturen inspiseres, bruddet detekteres og blir reparert. Denne metoden innehar høy sannsynlighet for at noe går til brudd, men ved regelmessige inspeksjoner og kontroller vil sannsynligheten for at hele strukturen går til brudd fortsatt være lav.

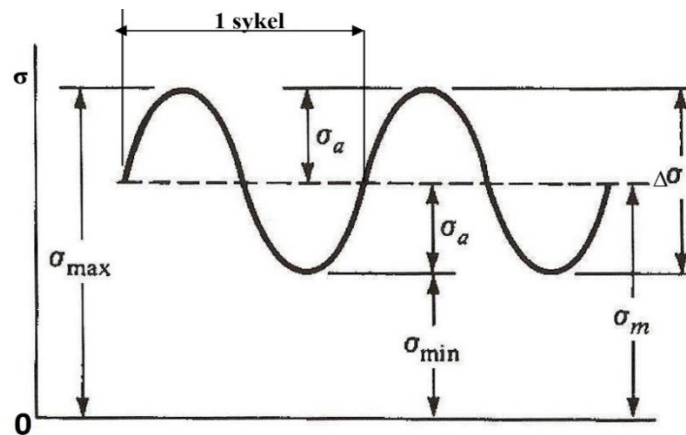
### Skadetolererende metode

I denne metoden antar man at det er sprekker i konstruksjonen som vil bli oppdaget ved inspeksjon før det utvikles et sprøbrudd (ustabilt brudd). Siden det er vanskelig å oppdage små sprekker, bør man dersom man benytter seg av denne metoden bruke seige materialer som tillater store sprekker. Levetiden til konstruksjonen kan beregnes ved hjelp av statistiske metoder som inkluderer konsekvensene av et brudd. Videre estimerer man hvor hurtig en sprekke vil utvikle seg. Dette gjør at man kan bestemme hvor hyppig man gjennomfører en inspeksjon av konstruksjonen slik at man oppdager sprekker før de når kritisk størrelse.

### 3.3 Spenning-levetid metoden (S-N metoden)

S-N metoden var den første som ble brukt for å forsøke å forstå og kvantifisere utmatting i metaller. Metoden var dominerende i mer enn 100 år og er fortsatt den mest brukte for å dimensjonere maskinkonstruksjoner hvor spenningene er i det elastiske området (under flytegrensen). Metoden fungerer best ved høysykelutmatting, noe som vil si at antallet lastsykler ligger over  $10^4$  [6].

Den viktigste parameteren ved beregning av utmattingslevetiden til sveisede konstruksjoner er spenningsvidden,  $\Delta\sigma$ , forårsaket av en syklisk belastning og et antall spennings sykler,  $N$ . Spenningsvidden er dobbelt så stor som amplitudespenningen,  $\sigma_a$ . Middelspenningen i sykkelen,  $\sigma_m$ , maksspenningen,  $\sigma_{max}$ , og den minste spenningen,  $\sigma_{min}$ , er også vist i figur 10 under. Figuren viser et spenningsbilde hvor en har en spenning med konstant amplitude. Mye av utmattingsdataene man kan finne er basert på tester hvor man benytter konstant amplitudespenning.



Figur 10: Viser én type varierende spenning [6].

Den algebraiske sammenhengen mellom størrelsene i figur 10 er:

Amplitudespenning:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

Middelspenning:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

Minimumspenning:

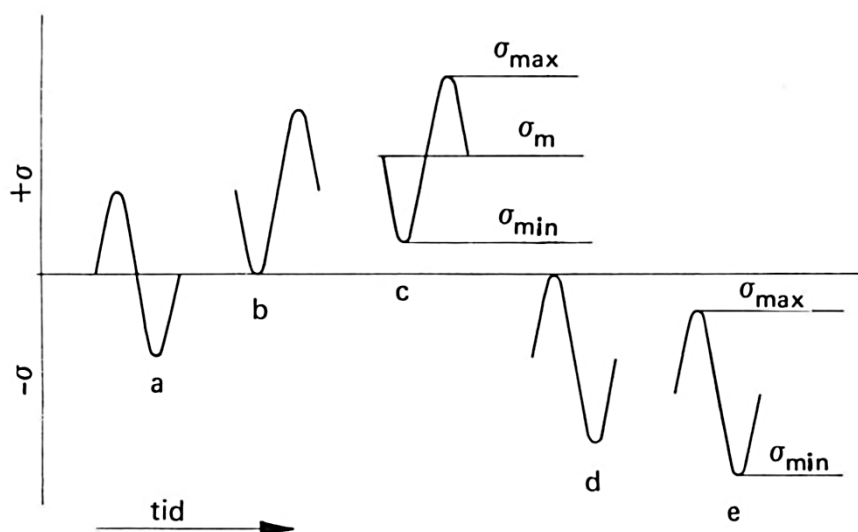
$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (4)$$

Maksimumspenning:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (5)$$

Strekk eller trykkspenninger legges algebraisk sammen som positive eller negative, hvor strekk er positivt og trykk er negativt.

Figur 11 under viser noen vanlige former for utmattende belastning.



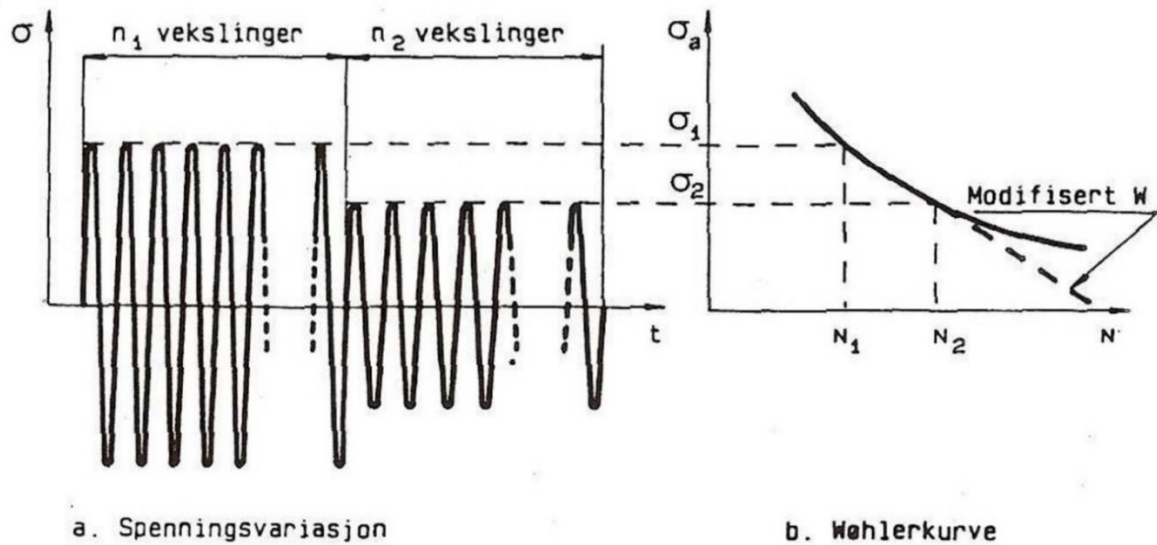
Figur 11: Viser forskjellige typer dynamisk belastning.

- a – symmetrisk vekslende,  $\sigma_{maks} = \sigma_{min}$
- b – utsvingende strekk,  $\sigma_{min} = 0$ ,  $\sigma_m = 0,5 \cdot \sigma_{maks}$
- c – pulserende strekk
- d – utsvingende trykk,  $\sigma_{maks} = 0$ ,  $\sigma_m = 0,5 \cdot \sigma_{min}$
- e – pulserende trykk

I noen utmattingsberegninger må man ta hensyn til middelspenninger, og hvilken av de overnevnte typene dynamisk belastning man har. I enkelte situasjoner er det kun strekkspenningen man har i detaljen som er interessant. Her skiller sveisede forbindelser seg fra mye annet. Sveisede detaljer er ofte ubehandlet, og inneholder egenspenninger som kan ligge opp mot flytegrensen i materialet. Dette kommer av at materialet utvides og trekkes sammen på grunn av varmen som bli påført under sveiseprosedyren. Dette gjør så middelspenningen har en minimal effekt på utmattingsstyrken, og det kan oppstå utmattingsbrudd i områder som kun er påsatt varierende trykk fra utsiden [11]. Sveisen kan bearbeides for å fjerne egenspenningene i materialet.

I praksis vil de aller fleste lastsituasjoner som går over lengre tid har varierende amplitude og middelspenninger. Spenningsbildet kan derfor ofte være ganske komplekst, noe som igjen er vanskelig å reproducere i tester. Det finnes tilgjengelige teknikker for å regne på slike tilfeller, men disse stemmer ikke alltid overens med forsøksdata. En av teknikkene kalles Miner-

Palmgren-metoden og den antar at utmattingskaden akkumuleres lineært, dvs. at en liten amplitudespenning gjør liten skade og stor amplitudespenning gjør stor skade.



Figur 12: Kumulativ utmatting [6].

$N_1$  og  $N_2$  i figur 12 over finnes i materialets S-N kurve ved den spenningsamplituden som maskindelen blir utsatt for.  $n_1$  og  $n_2$  er det antallet lastvekslinger som delen utsettes for i løpet av levetiden.

Miner-Palmgrens formel blir da:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \quad (6)$$

I noen tilfeller har det vist seg nødvendig å se bort fra utmattingsgrensen og bare ekstrapolere S-N kurven slik som vist i figur 12b. Dette forklares ved at relativt små spenningsamplituder også gjør skade på maskindelen når sprekken først er initiert av høyere spenningsamplituder [6].

I denne oppgaven vil alle beregningene bli gjort med konstant amplitudespenning.

### 3.4 Nominell spenning

Nominell spenning finner man ved hjelp av klassisk lineærelastisk fasthetslære, og beregnes direkte fra påførte laster som ikke påvirkes av sveisen. Nominell spenning,  $\sigma_{nom}$ , beregnes ut ifra en kraft, et moment eller en kombinasjon av disse.

I utmattingsberegningene er det viktig å skille mellom nominell spenning,  $\sigma_{nom}$ , og punktspenninger,  $\sigma$ . Den nominelle spenningen er kun lik punktspenning i enkelte tilfeller.

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A} \quad (7)$$



F : Aksiell kraft [N]

$\sigma_{nom}$  : Nominell spenning [MPa]

A : Tverrsnittareal [mm<sup>2</sup>]

$$\sigma_{nom} = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b \cdot c}{I} \quad (8)$$

$M_b$ : Bøyemoment [Nm]

W: Tverrsnittets motstandsmoment [mm<sup>3</sup>]

c: Distansen fra nøytralaksen til det ytterste fiber i tverrsnittet [mm]

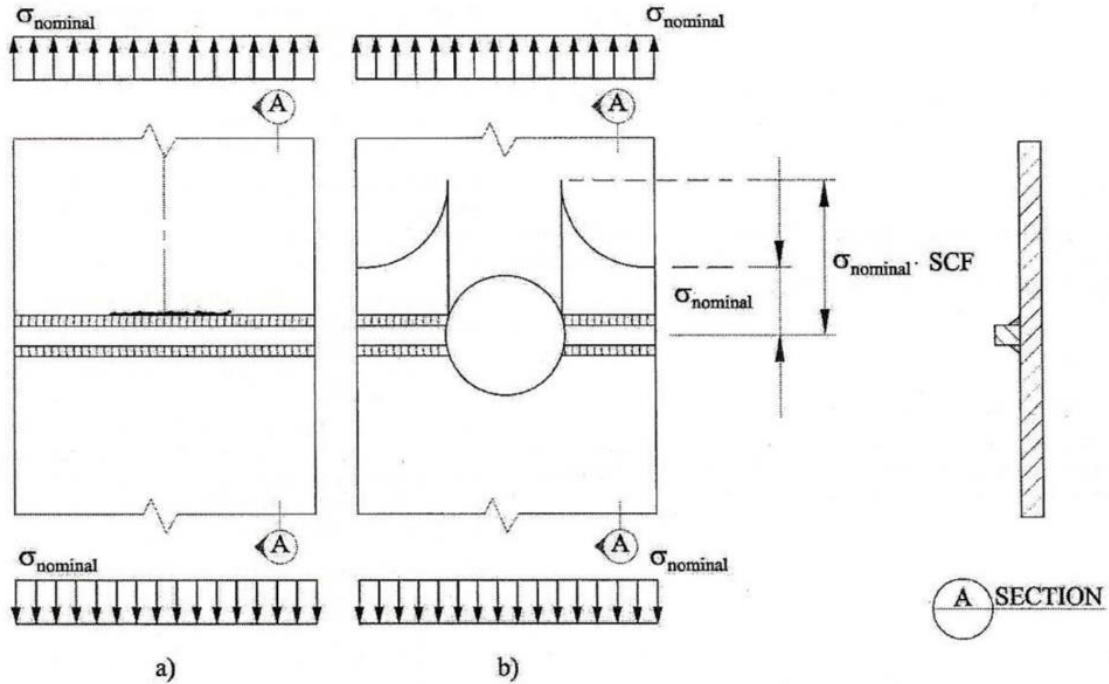
I: Tverrsnittets arealmoment om aksene det bøyes om [mm<sup>4</sup>]

Det er verdt å merke seg at i bøyepåkjente tverrsnitt så vil spenningen variere lineært i snittet så lenge spenningene er under flytegrensen i materialet.

Den nominelle spenningen er en global parameter som ikke blir direkte påvirket av spenningskonsentrasjoner fra forbindelsens geometri, men disse er innbakt i S-N kurven til den aktuelle forbindelsen. Kombinasjonen av den nominelle spenningen og riktig S-N kurve vil gi et godt estimat på forbindelsens utmattingslevetid, men dette betyr også at man trenger en egen S-N kurve for alle mulige forbindelser. Dette er ikke praktisk gjennomførbart [1].

Dersom forbindelsen er i et område med andre spenningskonsentrasjoner, f.eks. et hull, må dette tas hensyn til. Se figur 13 under. I tilfelle a i figuren ser man at den relevante lokale spenningen er lik den nominelle strekkspenningen i plata, mens man i tilfelle b må multiplisere den nominelle spenningen med en spenningskonsentrasjonsfaktor, SCF, for å få relevant lokal spenning. Relevant spenning for tilfelle b blir da:

$$\sigma = SCF \cdot \sigma_{nom} \quad (9)$$



Figur 13: Et eksempel på hvor man må ta hensyn til spenningskonsentrasjonsfaktorer [12].

### Tykkelseskorrigerig

I tilfeller der sannsynlig sprekkvekst er gjennom en plate som er tykkere enn referansetykkelsen,  $t_{\text{ref}}$ , må man korrigere for dette da tykkelsen kan ha stor betydning for utmattingslevetiden. I DNV-RP-C203 er referansetykkelsen angitt til å være 25mm. En av årsaken til at tykkelsen har noe å si for levetiden er at det statistisk vil være større muligheter for forekomst av sprekker. Mer materiale betyr flere potensielle områder hvor sprekker kan initieres. Spenningsgradienter avtar forttere ved økt avstand fra sveisetå i tynne, enn i tykke plater, noe som også er med på å forklare kortere levetid. Dette gjør at spenningen rundt sveisetåen vil være høyere i tykke plater, og sprekker vil derfor vokse hurtigere. Ved konstant referanseradius ved sveisetåen vil tykkere plater gi høyere spenningskonsentrasjoner og også kortere levetid.

Man korrigerer for tykkelsen på følgende måte:

$$\log N = \log \bar{a} - m \cdot \log \left( \Delta \sigma \left( \frac{t}{t_{\text{ref}}} \right)^k \right) \quad (10)$$

Hvor:

$m$ : S-N kurvens negative inverse helning.

$k$ : Tykkelseseksponent.

$t$ : Tykkelsen på platen i sannsynlig sprekkveksts retning.



$t_{ref}$ : Referansetykkelse.

I casene i kapittel 6 vil det bli benyttet to ulike platetykkelser i enkelte av forbindelsene. I tilfeller der en må korrigere for tykkelsen så vil spenningsvidden bli følgende:

$$\Delta\sigma_k = \Delta\sigma \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \quad (11)$$

Hvor:

$\Delta\sigma_k$ : Korrigert spenningsvidde

I tilfeller der man må sjekke sveisespenninger i kilsveiser, delvis gjennomgående sveiser og lastbærende sveiser bruker man følgende formel for å finne relevant spenningsvidde:

$$\Delta\sigma_w = \sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + \Delta\tau_{\perp}^2 + 0.2\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (12)$$

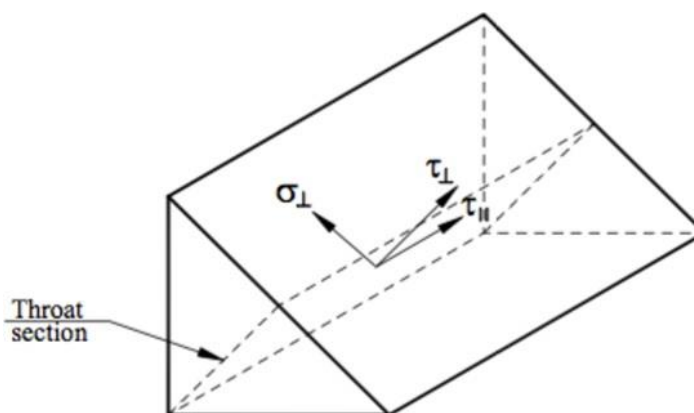
Hvor:

$\Delta\sigma_w$ : Spenningsvidde i sveisen.

$\sigma_{\perp}$ : Normalspenning vinkelrett på beregningstverrsnittet.

$\tau_{\perp}$ : Skjærspenning i sveisesnittets plan og vinkelrett på beregningstverrsnittet.

$\tau_{\parallel}$ : Skjærspenning i sveisesnittets plan og parallelt med sveisens lengderetning.

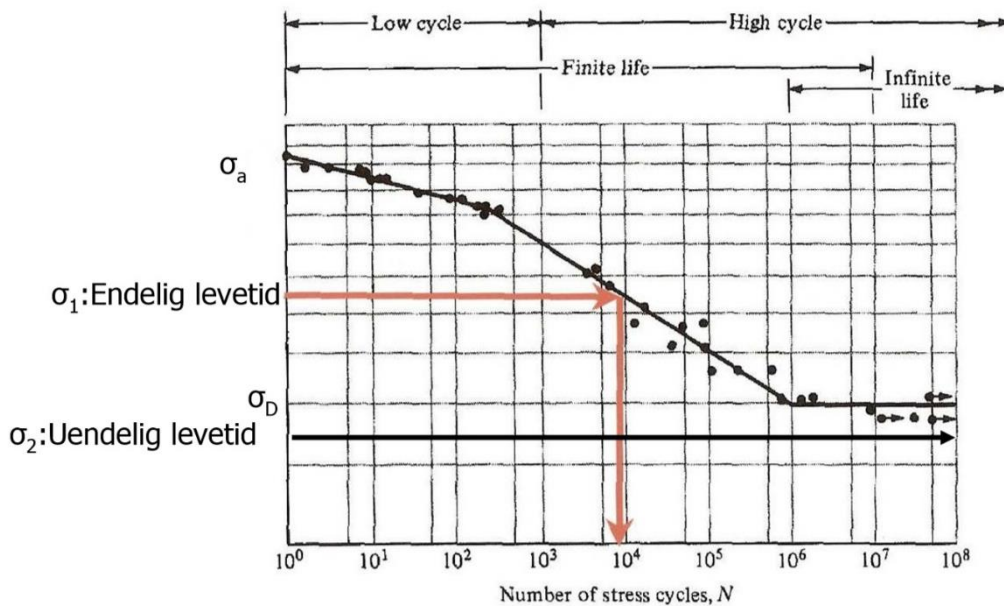


Figur 14: Spenningskomponentene i kilsveis fra formel 12. Figur er hentet fra DNV [3].

### 3.5 S-N-kurven

Plotting av S-N kurver, eller Wöhlerdiagrammer, er den vanligste metoden brukt for å estimere utmattingslevetiden til en konstruksjonsdetalj. Ved å utsette en prøvestav, eller en prøveforbindelse for gjentagende belastning kan man se hvor mange sykler som må til før staven, eller forbindelsen går til brudd. Resultatene av disse testene kan plottes i et diagram, og man får en sammenheng mellom spenningsverdier og antall sykler før brudd. Siden prøvestavene og forbindelsene man tester aldri vil bli helt identiske, så vil det alltid bli variasjon i

testresultatene noe man kan se av de mange plottene som følger i figur 15 under. Kurven er lineær i et dobbellogaritmisk diagram.



Figur 15: Wöhlerkurve [6].

Utmattingsgrensen kalles her  $\sigma_D$ , hvor D kommer fra det tyske «dauerfestigkeit». En spenningsverdi som treffer S-N kurven kalles utmattingsfastheten,  $\sigma_N$ . I figur 15 kan  $\sigma_1$  kalles utmattingsfastheten  $\sigma_N$  ved ca  $10^4$  spenningscykler.

Materialer har ofte oppgitt en utmattingsgrense som i de aller fleste tilfeller er funnet ved roterende bøyning av en polert prøvestav med 10mm i diameter. I virkeligheten inneholder de aller fleste konstruksjoner uregelmessigheter som er med på å senke utmattingslevetiden betraktelig. I en dimensjoneringsituasjon er det derfor nødvendig å ta hensyn til en rekke faktorer for å gi et mest mulig korrekt bilde av situasjonen, blant annet overflatefaktor, størrelsesfaktor, lastfaktor, miljø- og egenspenningsfaktor, kjervfaktor og sikkerhetsfaktor [6].

I sveisede forbindelser er det begrenset hvor mye innvirkning flere av disse faktorene har, så i denne oppgaven er det kun størrelsesfaktoren som vil bli tatt hensyn til.

Gjennom omfattende testing gir DNV en oversikt over en rekke forskjellige forbindelser og klassifiserer de med egne S-N kurver. Disse kan ses i vedlegg A i den anbefalte praksisen [3]. I kurvene i DNV-RP-C203 er spenningskonsentrasjoner forårsaket av forbindelsens geometri inkludert. Disse spenningskonsentrasjonen kommer av blant annet endringer i stivhet, dimensjoner og mulige eksentrisiteter ved sveising. Kurvene i DNVs anbefalte praksis kalles «designkurver» og er middelkurven minus to standardavvik. Denne angir en 97,7% sjans for

overlevelse i motsetning til middelkurven som angir 50%. Kurvene må i enkelte tilfeller modifiseres for å passe for den situasjonen man har. Faktorer som temperatur, korrosjon, varierende spenningsamplitude, aksial og radiell eksentrisitet kan ha betydning for levetiden til den forbindelsen man undersøker. Designkurvene i DNVs anbefalte praksis har inkludert en eksentrisitet opp til 10% av platetykkelsen i forbindelsen, men om den virkelige eksentrisiteten overstiger denne må man korrigere for dette:

$$SCF = 1 - \frac{3(\delta_m - \delta_0)}{t} \quad (13)$$

Hvor:

$SCF$ : Spenningskonsentrasjonsfaktor

$\delta_0$ : 0,1t (10% av platetykkelsen)

$\delta_m$ : målt eksentrisitet

$t$ : platetykkelse

Spenningen må da multipliseres med denne spenningskonsentrasjonsfaktoren ( $SCF$ ) for å ta hensyn til denne ekstra eksentrisiteten.

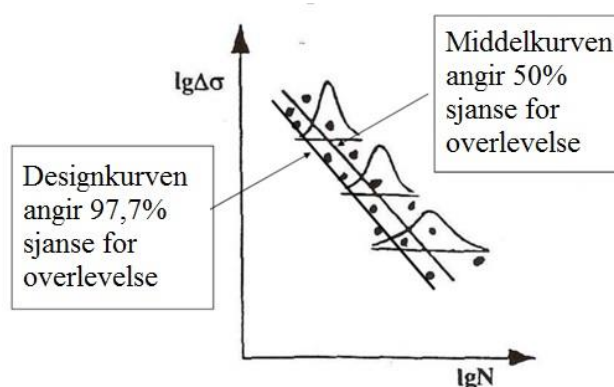
Designkurven angis vanligvis på formen:

$$N = C \Delta \sigma^{-m} \quad (14)$$

Hvor:

$$C = 10^{\log \bar{a}} \quad (15)$$

Faktorene  $m$  og  $\log \bar{a}$  er konstanter man finner i tabeller med utmattingsdataene til forbindelsestypen man undersøker.

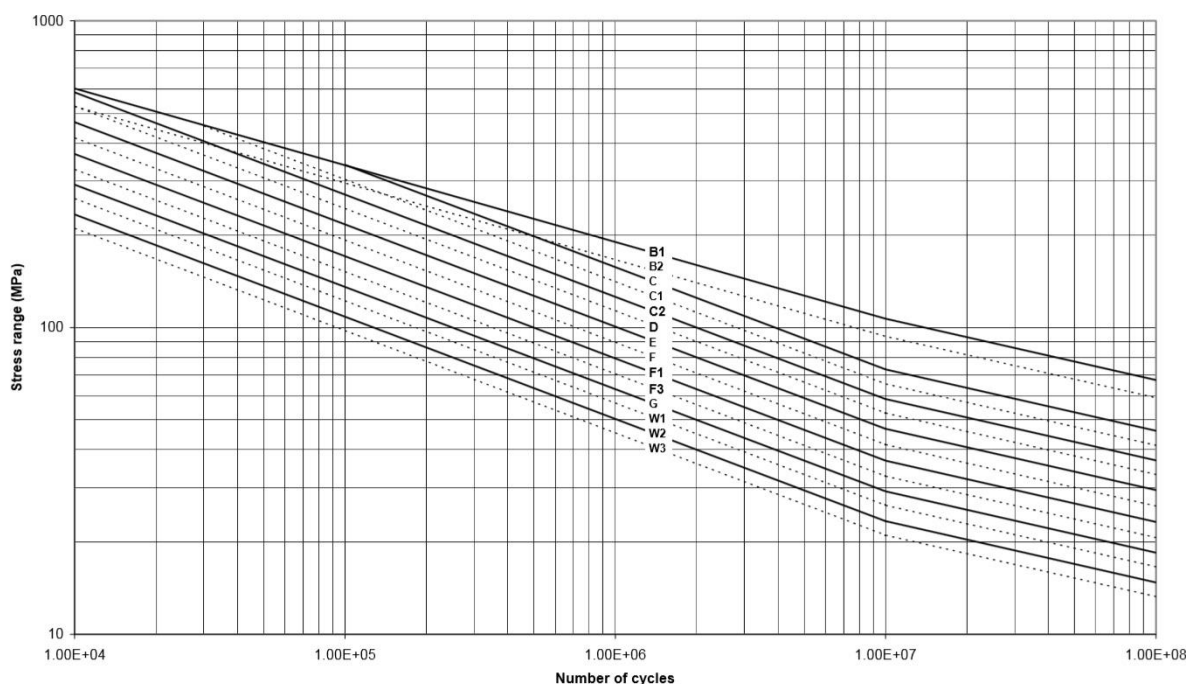


Figur 16: En enkel fremstilling av forskjellen på designkurve og middelkurve [13].

Designkurvene fra DNV-RP-C203 for materialer i luft er gitt i tabell 2 og figur 17. DNV presenterer også kurver for materialer i saltvann med katodisk korrosjonsbeskyttelse, uten korrosjonsbeskyttelse, samt veiledning for hvordan en kan lage egne S-N kurver der det er nødvendig.

Tabell 2: Designkurver i luft [3].

S-N kurve	N ≤ 10 <sup>7</sup> sykler		N > 10 <sup>7</sup> sykler $\log \bar{a}_2$ m <sub>2</sub> = 5.0	Utmattingsgrense ved 10 <sup>7</sup> sykler [MPa]	Tykkelses- eksponent, k	Strukturell spennings- konsentrasjon i detaljen
	m <sub>1</sub>	$\log \bar{a}_1$				
B1	4.0	15.117	17.146	106.97	0	
B2	4.0	16.856	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.592	16.320	73.10	0.15	
C1	3.0	12.449	16.081	65.50	0.15	
C2	3.0	12.301	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	12.164	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	12.010	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11.855	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.699	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.546	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	11.398	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	11.261	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	11.107	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.970	13.617	21.05	0.25	2.50
T	3.0	12.164	15.606	52.63	0.25 for SCF ≤ 10 0.30 for SCF > 10	1.00



Figur 17: Designkurver i luft [3].

Formen på detaljene knyttet til de forskjellige designkurvene kan leses i vedlegg A i DNV-RP-C203. Det er mye usikkerhet knyttet til ekstrapolering av S-N kurvene under utmattingsgrensen ved konstant amplitudespenning. I de aller fleste standarder, inkludert DNVs anbefalte praksis, angis knekkpunktet for kurvene ved  $N=10^7$  sykler, men ifølge P.J Haagensen [14] viser flere og flere studier at knekkpunktet heller burde være ved  $N=10^8$  sykler, eller at man burde ekstrapolere lineært ned slik som vist i figur 12b.

DNV-RP-C203 angir designkurvene med både formler og figurer. Dette betyr at man kan løse utmattingsoppgaver analytisk ved hjelp av formelverket, eller grafisk ved hjelp av figurene og kurvene.

### 3.7 FEA og FEM

FEA står for finite element analysis, og FEM står for finite element method. På norsk kan de kalles endelig element-analyse og metode.

FEM er en numerisk metode for å løse partielle differensialligninger ved hjelp av datamaskin. FEM har vært i kommersiell bruk siden 1980-tallet og har mange bruksområder innen vitenskap og teknologi, siden veldig komplekse tekniske problemer kan beskrives i detalj. Metoden kan brukes til beregninger av spenninger og forskyvninger i konstruksjoner, for å undersøke magnetfelt i elektromotorer, vind og havstrømmer osv.

En av hovedårsakene til at FE-analyser er populære i dimensjonerings situasjoner er at de ofte er vesentlig hurtigere å gjennomføre enn en håndberegning av samme konstruksjonsdetalj. Det er derfor viktig å passe på at nøyaktigheten i modellen ikke går ned på bekostning av tidsbesparing. I utmattingsberegninger kan forenklinger av beregningsmodellen føre til under- eller overvurdering av levetiden til konstruksjonen som undersøkes.

I korte trekk så forsøker en FE-analyse å gi en løsning på en kompleks differensialligning som beskriver et eller annet «fenomen». Måten den gjør dette på er å generere et stort antall små enkle ligninger som til sammen gir en tilnærming til det opprinnelige fenomenet på en tilfredsstillende måte. FE-analysen forsøker altså å gi en best mulig tilnærming til den korrekte løsningen.

I metodens spede begynnelse for omtrent 100 år siden hadde man 2-3 ligninger man brukte, mens moderne datamaskiner kan benytte seg av 100.000-vis [15].

For å løse et strukturelt problem, så deler FE-analysen strukturen opp i mange små elementer og benytter enkle ligninger for å beskrive hva som skjer i hvert enkelt element. Summen av alle disse skal forhåpentligvis gi en god tilnærming til det korrekte resultatet. Flere eksempler på elementnett og elementinndeling kan ses i casene i kapittel 6.

Noen fordeler bruken av et FE-program kan gi for strukturelle problemer:

- Finne spenninger i komplekse, eller ikke-statisk bestemte, strukturer man ellers ikke ville klart ved bruk av klassisk fasthetslære.
- Kan ofte være svært tidsbesparende.

Ulemper:

- Beregningene er følsomme for små endringer i modellen noe som fort kan gi misvisende resultater. Node-antall, elementtyper og andre faktorer må undersøkes.
- Siden metoden er basert på tilnærminger så vil det alltid bli stilt spørsmål om hvor god tilnærmingen er.

Selv om metoden i aller høyeste grad er anerkjent og utprøvd, så er det viktig å være kritisk og spørrende til resultatene man får da små endringer i modellen kan gi svært forskjellige svar.



## 4. Geometrisk spenning og kjervspenning, DNV-RP-C203

I dette kapitlet vil geometrisk spenning og kjervspenning bli forklart. Mye av teksten er oversatt direkte fra DNV-RP-C203 [3].

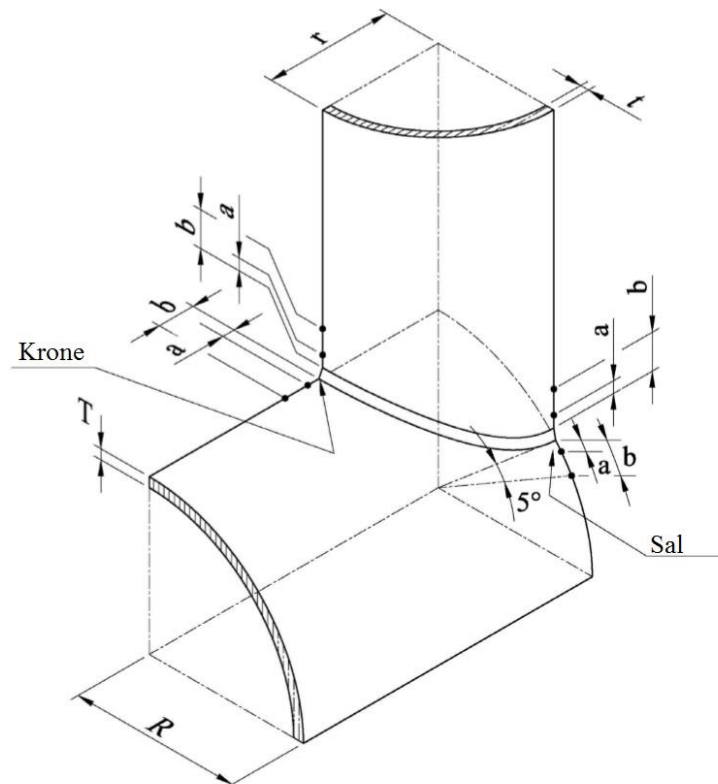
### 4.1 Geometrisk spenning (Hot spot-spenning)

I dag er FE-analyse-programmer et standardverktøy i de aller fleste industridesignbedrifter og kan med stor presisjon angi spenningene som forekommer i en dynamisk lastet struktur. Frem til 1990-tallet så hadde nominell spenning vært dominerende i utmattingsberegninger, men når kompleksiteten til strukturene økte så man at det var vanskelig å finne hva som var den nominelle spenningen både ved håndberegning og fra FE-analysen. Tidlig på 90-tallet ble det publisert anbefalinger og standarder fra flere klassifiseringsselskaper med noe som ble kalt «geometrisk spenning». Metoden har fått mer og mer anerkjennelse i senere år, men har vært i bruk siden 60-tallet [16].

#### 4.1.1 Rørforbindelser

Geometrisk spenning har lenge vært brukt i rørkoplinger, og har en stadig voksende utbredelse i platekoplinger, og da spesielt i skip og andre flytende strukturer. Beregning av den geometriske spenningen er litt annerledes for rørkoplinger enn den er for plateforbindelser.

Ved utmattingsberegninger av rørkoplinger anbefales det å kombinere den beregnede spenningsvidden i forbindelsens sveis med DNVs T-kurve. T-kurven har de samme verdiene som D-kurven. Ved modellering av forbindelsen kan man benytte skallelementer uten å inkludere sveisen, men den generelle anbefalingen er å bruke volumelementer med sveisen inkludert i modellen. Dette gir ofte bedre resultater. Den geometriske spenningen kan finnes ved å ekstrapolere fra to punkter bortenfor sveisen, eller så kan en lese av spenning  $0,1\sqrt{rt}$  fra sveisetåen ( $r$ =radius på røret man undersøker,  $t$ =rørtykkelsen).



Figur 18: Beregning av geometrisk spenning i rørkøplinger [3].

Ved ekstrapolasjon av spenningen i overflaten av sveisen normalt på sveisetåen:

$$a = 0,2\sqrt{rt} \quad (16)$$

$$b = 0,65\sqrt{rt} \quad (17)$$

Ved ekstrapolasjon av spenningen i overflaten av sveisen normalt på sveisetåen i kroneposisjonen:

$$a = 0,2\sqrt{rt} \quad (18)$$

$$b = 0,4\sqrt[4]{rtRT} \quad (19)$$

Ved ekstrapolasjon av spenningen i overflaten av sveisen normalt på sveisetåen i sal-posisjonen:

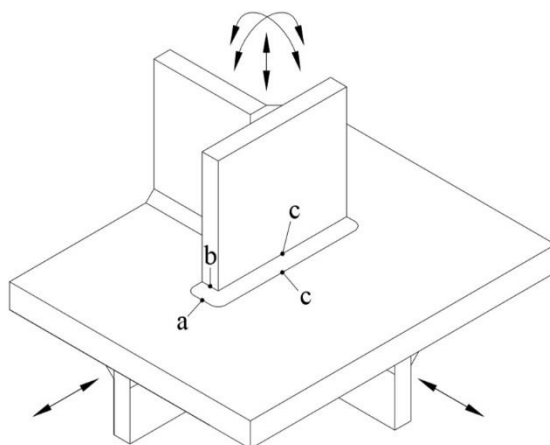
$$a = 0,2\sqrt{rt} \quad (20)$$

$$b = 2\pi R \frac{5}{360} = \frac{\pi R}{36} \quad (21)$$



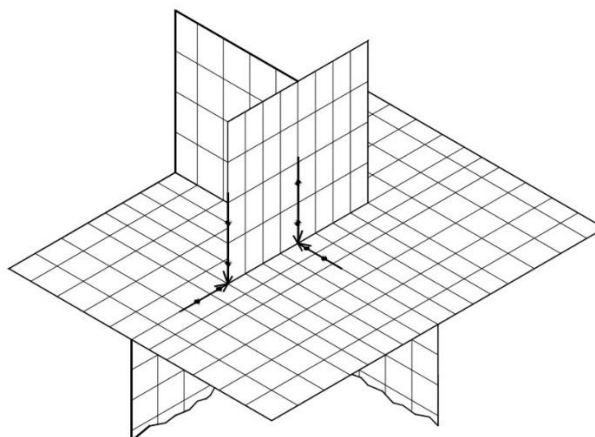
#### 4.1.2 Plateforbindelser

DNV definerer tre ulike typer hot-spot for plateforbindelser, vist i figur 19 under.



Figur 19: Forskjellige hot-spot posisjoner [3].

- a – ved sveisetå på grunnplaten overflate ved enden av påsveiset plate.
- b – ved sveisetå på påsveiset plateoverflate ved enden av påsveiset plate
- c – ved sveisetå på både grunnplaten og påsveiset plates overflate langs sveiselinjen.



Figur 20: Skallelementer med hotspots [3]. Avlesningspunktene anbefales å ligge i langs de linjene som figuren viser.

I utmattingsberegninger der man benytter den geometriske spenningen (i luft) anbefaler DNV på generell basis å benytte D-kurven. D-kurven er en S-N kurve for en «god» buttsveis som er sveist fra begge sider, og er lik T-kurven og FAT 90 som brukes i annen litteratur. Dette gjør at man i de

aller fleste tilfeller kun trenger å forholde seg til én designkurve. Det finnes unntak hvor DNV anbefaler å benytte andre kurver, og dette vil bli forklart senere.

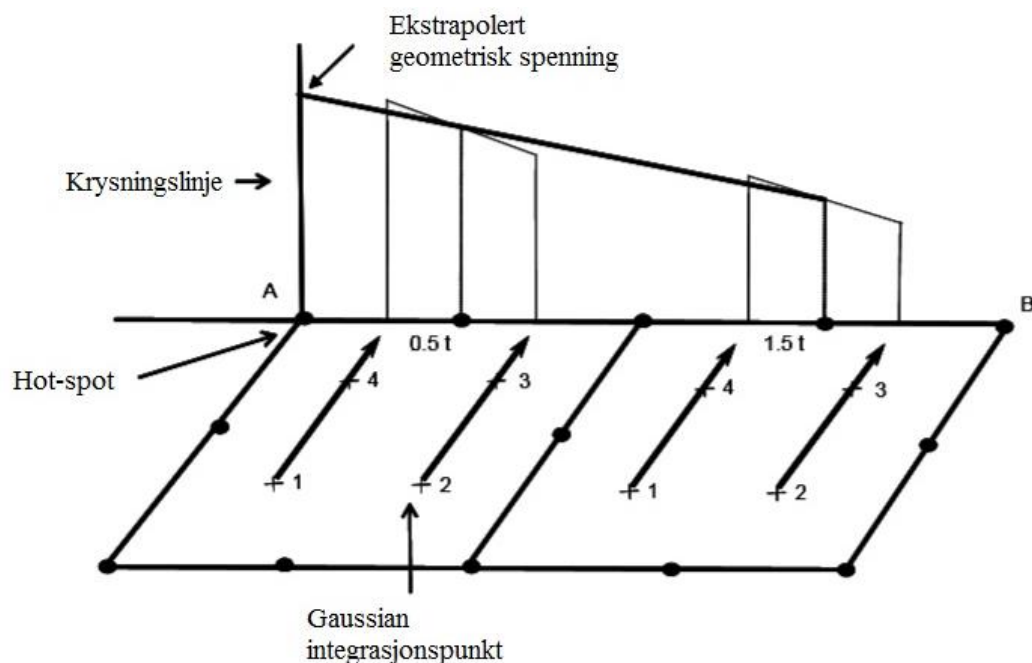
Metoden er en lokal tilnærming og egner seg kun i tilfeller der sannsynlig sprekkvekst er ved sveisetåen til forbindelsen. Dessverre er det svært vanskelig å måle spenningene direkte i «hot-spot» på grunn av singulariteter og ujevnheter i den lokale sveisegeometrien. Effekten av kjerter og feil i sveisen er allerede inkludert i S-N kurven, og spenningen blir funnet ved bruk av ekstrapolering av spenningene i en gitt avstand fra punktet.

### **Beregning av spenninger i avlesningspunktene ved 0,5t og 1,5t**

Spenningskomponentene på plateoverflaten i forbindelsen burde bli evaluert langs linjene vist i figur 20 og ekstrapolert til «hot-spotet». Gjennomsnittsspenningen mellom sammenkoblede elementer blir brukt til ekstrapolasjonen. Anbefalte spenningsevalueringspunkter befinner seg 0,5 t og 1,5 t unna hot-spotet, hvor t er platetykkelsen ved sveisetåen. Disse punktene kan kalles avlesningspunkter.

Hvis en elementstørrelse på t:t blir brukt i området rundt hot-spotet kan spenningene finnes på følgende måte:

- I tilfeller der plate- eller skallelementer blir brukt kan overflatespenningen bli funnet i de korresponderende midtsidenodene. Spenningene i disse punktene kan brukes direkte som avlesningspunkter.
- I tilfeller der volumelementer blir brukt kan spenningen først bli ekstrapolert fra de gaussiske punktene og opp til overflaten. Disse spenningene kan igjen ekstrapoleres til sveisetåen. Se figur 21 for et eksempel på hvordan dette kan se ut.



Figur 21: Eksempel på hvordan den geometriske spenningen finnes.

Det er verdt å merke seg at de fleste FE-programmer, inkludert ANSYS, ekstrapolerer spenningene fra de gaussiske integrasjonspunktene automatisk for å gi spenninger i noder og på overflater. Dette gjør at denne oppgaven velger å se direkte på overflatespenningene, for så å ekstrapolere disse til sveisetåen. I kapittel 6.1 vil metoden testes opp mot verifiseringstilfeller for å undersøke om dette gir gode resultater.

### Beregning av geometrisk spenning

DNV-RP-C203 angir to alternative metoder for å finne den geometriske spenningen [3]:

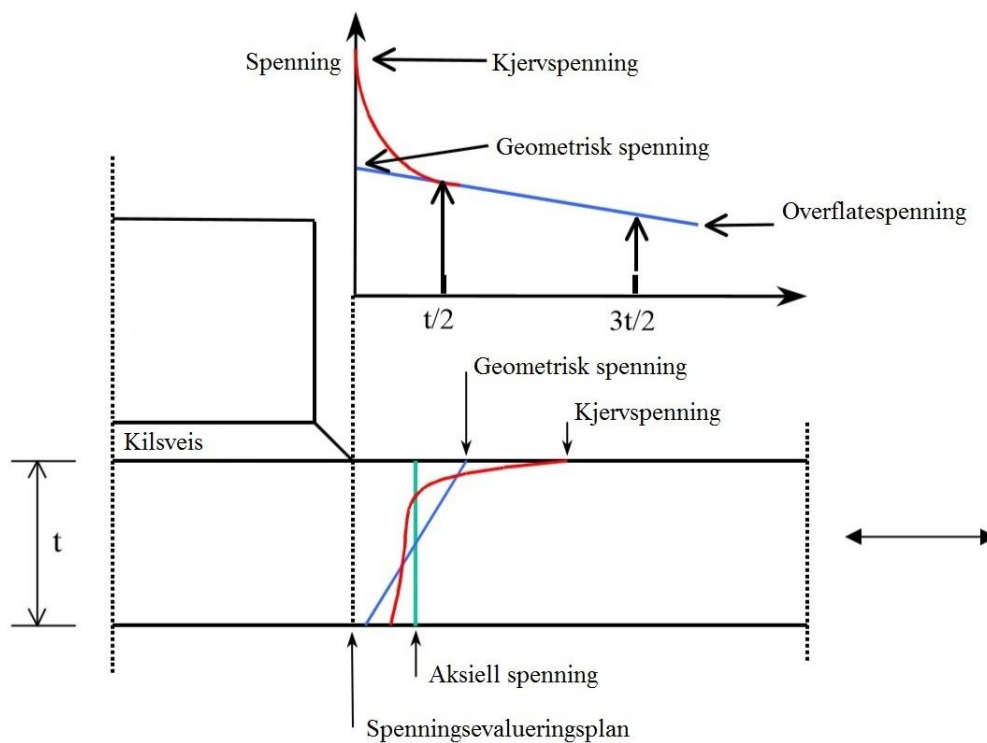
#### Metode A:

For å bestemme hot-spot spenningen ved FE-modellering av skallelementer hvor sveisen ikke er inkludert i modellen, benytter en seg av lineær ekstrapolasjon. Man leser av spenningen ved  $0,5t$  og  $1,5t$  unna krysningslinjen og ekstrapolerer seg inn til krysningslinjen for å finne den geometriske spenningen. Hvor «t» er tykkelsen på platen i forbindelsen utmattingsprekken sannsynligvis vil bevege seg i.

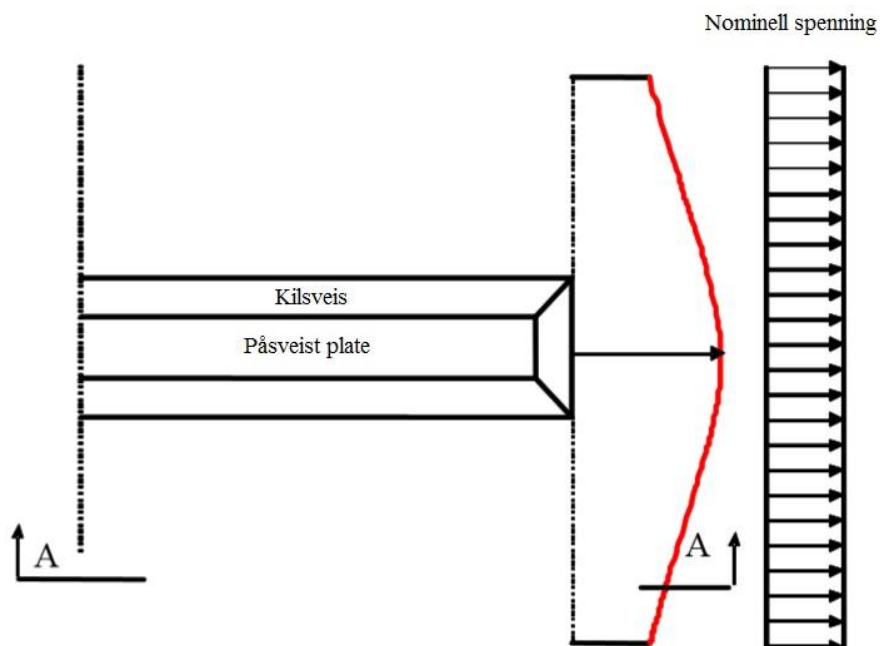
I modeller der man bruker tre-dimensjonale elementer og sveisen er inkludert hentes spenningene  $0,5t$  og  $1,5t$  unna sveisetåen. En bruker deretter lineær ekstrapolasjon inn til sveisetåen for å finne den geometriske spenningen.

Det er viktig å merke seg at geometrisk spenning er ment å tas ut så nær sveisen at den får med seg spenningskonsentrasjonsfaktoren fra forbindelsens geometri, men langt nok unna til å unngå singularitetene som oppstår i sveisen.

Andre institusjoner som IIW (International Institute of Welding) har andre anbefalinger som ekstrapolering fra spenninger hentet fra  $0,4t$  og  $1,0t$ , eller null ekstrapolering og kun avlesning av spenningen  $0,5t$  unna krysningslinjen.



Figur 22: Viser et eksempel på hvor geometrisk spenning og kjervspenning opptrer, og hva de er [3].



Figur 23: Spenningsfordeling ved "hot spot" i figur 22 [3].

Effektiv geometriskspenning som kombineres med S-N kurven, D, kan finnes ved:

$$\sigma_{Eff} = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + 0.81\Delta\tau_{\parallel}^2} \\ \alpha|\Delta\sigma_1| \\ \alpha|\Delta\sigma_2| \end{array} \right. \quad (22)$$

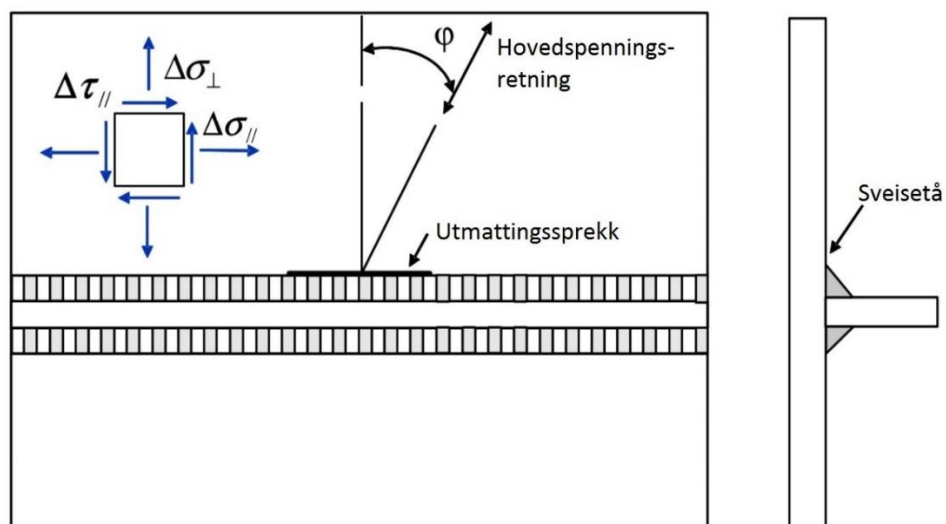
Hvor:

$\alpha = 0,90$  hvis forbindelsen er klassifisert som C2 med spenning parallell med sveis i hot-spotet.

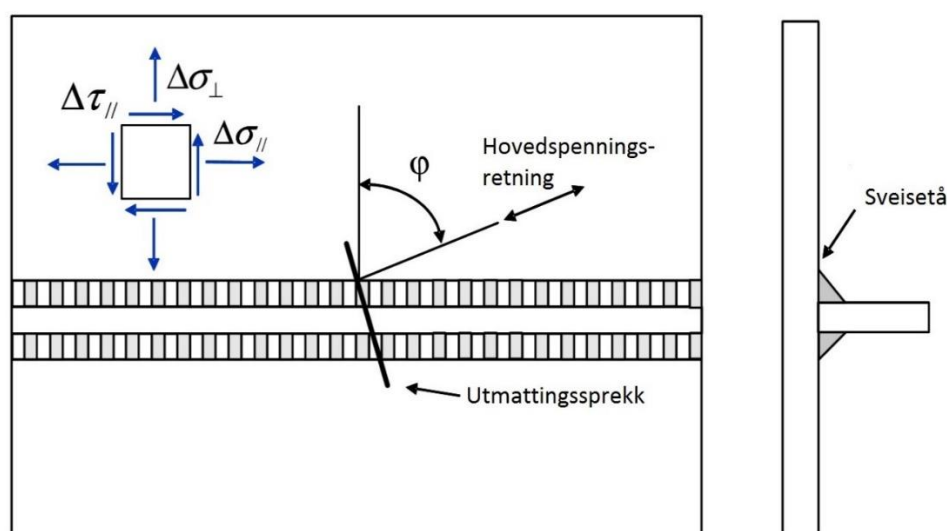
$\alpha = 0,80$  hvis forbindelsen er klassifisert som C1 med spenning parallell med sveis i hot-spotet.

$\alpha = 0,72$  hvis forbindelsen er klassifisert som C med spenning parallell med sveis i hot-spotet.

Formelen for effektiv spenning er utarbeidet for situasjoner hvor utmattingssprekker oppstår langs med sveisen som i figur 24, og når hovedspenningsretningen er mer parallell med sveisetåen som vist i figur 25.



Figur 24: Utmattingsprekk langs med sveisesømmen [3].



Figur 25: Utmattingsprekk når hovedspenningsretningen er mer parallell med sveisetåen [3].

Hovedspenningene blir beregnet slik:

$$\Delta\sigma_1 = \frac{\Delta\sigma_{\perp} + \Delta\sigma_{\parallel}}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(\Delta\sigma_{\perp} - \Delta\sigma_{\parallel})^2 + 4\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (23)$$

Og:

$$\Delta\sigma_2 = \frac{\Delta\sigma_{\perp} + \Delta\sigma_{\parallel}}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{(\Delta\sigma_{\perp} - \Delta\sigma_{\parallel})^2 + 4\Delta\tau_{\parallel}^2} \quad (24)$$

#### Metode B:

Ved modellering av skallelementer hvor sveisen ikke er inkludert i modellen brukes spenningen man finner 0,5t unna krysningslinjen mellom de to platene i forbindelsen.

Ved modellering av 3D-elementer der sveisen er inkludert bruker man spenningen man leser ut 0,5t unna sveisetåen som geometrisk spenning.

Effektiv geometrisk spenning blir beregnet slik:

$$\sigma_{Eff} = \max \begin{cases} 1.12 \sqrt{\Delta\sigma_{\perp}^2 + 0.81\Delta\tau_{\parallel}^2} \\ 1.12\alpha|\Delta\sigma_1| \\ 1.12\alpha|\Delta\sigma_2| \end{cases} \quad (25)$$

Hvor  $\alpha$ ,  $\Delta\sigma_1$  og  $\Delta\sigma_2$  er det samme som forklart under metode A. På samme måte som for metode A er formelen for effektiv spenning utarbeidet for situasjoner hvor utmattingssprekker oppstår langs med sveisen som i figur 24, og når hovedspenningsretningen er mer parallell med sveisetåen som vist i figur 25.

### Bøypåkjent hot-spot

I tilfeller hvor man har betydelig andel bøyespenning ved «hot-spotet» finner man spenningen man skal bruke i utmattingsberegningen slik:

$$\Delta\sigma_{e,hot-spot} = \Delta\sigma_{a,hot-spot} + 0.60\Delta\sigma_{b,hot-spot} \quad (26)$$

Hvor:

$\Delta\sigma_{a,hot-spot}$  = aksiell spenning

$\Delta\sigma_{b,hot-spot}$  = bøyespenning

#### 4.1.3 Geometrisk spenning fra FE-analyse

DNVs anbefalte praksis angir hvordan beregningsmodellen bør se ut for å finne den geometriske spenningen. Noen antagelser gjøres:

- At materialet oppfører seg lineært.
- Ideell modell. Det vil si fri for feil.
- Den «fysiske» størrelsen på modellen må være så stor at man kan formulere fornuftige grensebetingelser.

FE-modeller med tynne plate-, eller skallelementer og volumelementer er det som normalt blir brukt. Elementtypene som brukes må kunne ta hensyn til bratte spenningsgradienter og platebøyning, samtidig som at kun den lineære spenningsfordelingen i platens tykkelsesretning trenger å bli evaluert med hensyn på hot-spot definisjonen.

#### DNV-RP-C203 anbefaler følgende for elementnett i beregningene:

Det er viktig at man ikke har for brå overganger mellom store og små elementer i modellen når man skal finne den geometriske spenningen. Man må også visuelt kontrollere elementene og

passer på at det ikke finnes steder der elementene er veldig deformerte. Det vil her si at lengde/bredde-forhold bør være lavere enn 5 og at hjørnene på elementet bør ligge innenfor et intervall på 60-120°.

### Skallelementer

Bruk av skallelementer i analysen anses å være den enkleste metoden for å finne hot-spot spenning. Elementene modelleres for å være i midtplanet til de strukturelle komponentene de representerer. Se figur 28 i forhold til figur 20.

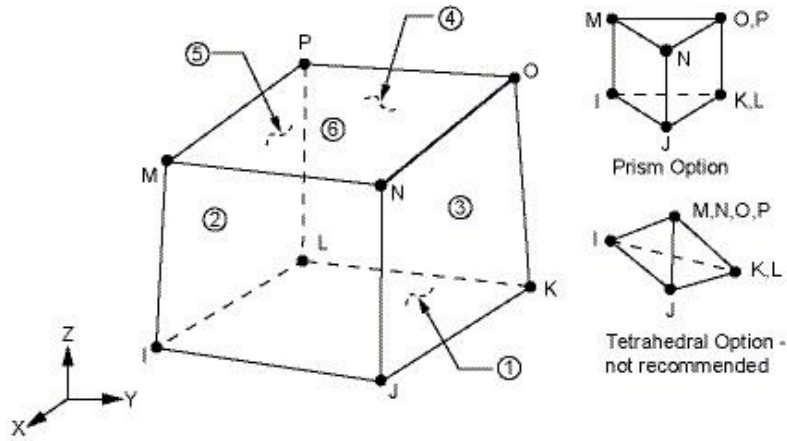
Ved tilfeller der man har bratte spenningsgradienter anbefales det å bruke skallelementer med 8 noder, noe som kan oppfylles ved å inkludere midtsidenoder i elementene. Alternativt kan man bruke elementer med 4 noder med ekstra frihetsgrader for å inkludere bøyning i planet. DNV presiserer at det må tas hensyn til mulige undervurderinger av spenningene spesielt i hot-spots av typen b i figur 19.

Sveisene modelleres som regel ikke, med unntak av spesielle tilfeller der spenningene blir påvirket av stor lokal bøyning, som for eksempel om det er en aksial forskyvning mellom plater. Her kan sveisen inkluderes som tverrgående plateelementer med passende stivhet, eller ved å introdusere tvungne ligninger for koplede node deformasjoner. En tykkelse på 2 ganger tykkelsen av platene kan brukes for modellering av sveisen ved tverrgående plater. Ved modellering av elementene med henholdsvis 4 og 8 noder nevnt over, så anbefales det en elementnett-størrelse med elementer som strekker seg fra t-t til 2t·2t. Større elementer enn dette i hot-spot regionen kan gi ikke-konservative resultater. Generelt anbefales en elementnett-størrelse på t-t rundt hot-spotet. Tykkelsen som styrer størrelsen på elementene er den platen i forbindelsen hvor sprekkvekst sannsynligvis går.

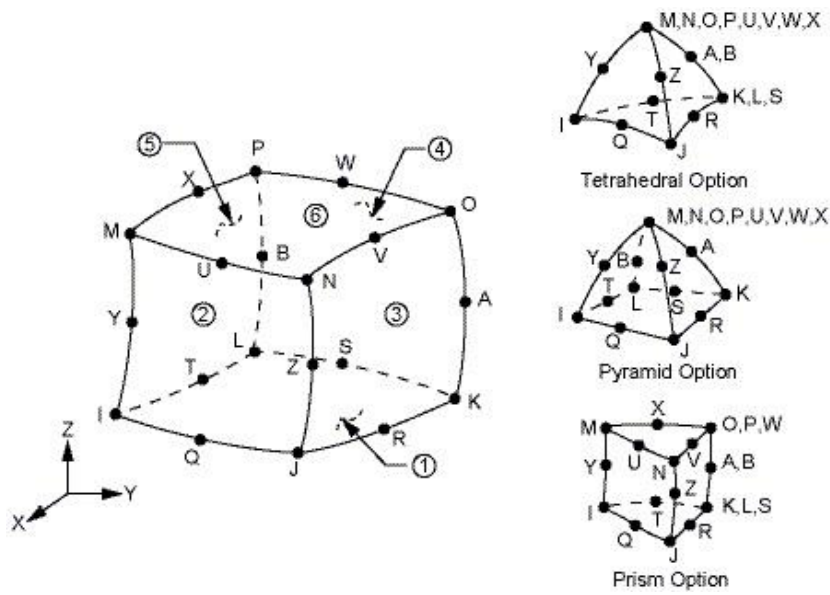
### Volumelementer

I modeller hvor man bruker volumelementer er det anbefalt at sveisen er inkludert. Dette gjør at modellen får en lokal stivhet og geometri som likner mest mulig på den faktiske detaljen. Et alternativ, spesielt egnet for komplekse situasjoner, er å bruke isoparametriske 20-node elementer. Disse innehar egenskaper som at de tillater bratte spenningsgradienter samtidig som den tillater bøyning med lineær spenningsfordeling i platens tykkelsesretning. Dette betyr at det kun trengs én node i gjennom tykkelsen til platen. Ved bruk elementer med 8 noder anbefales det å ha minst 4 elementer gjennom platens tykkelse.

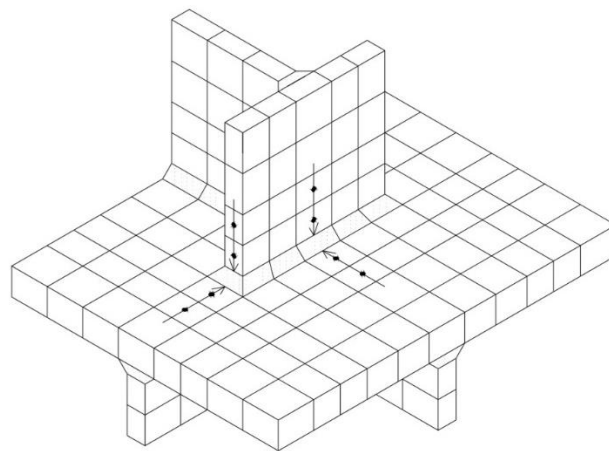




Figur 26: SOLID185. Brukt i beregningene av kjervspenningen. Figur hentet fra hjelp-funksjonen i ANSYS.



Figur 27: SOLID186. Brukt i beregningene av den geometriske spenningen. Figur hentet fra hjelp-funksjonen i ANSYS.

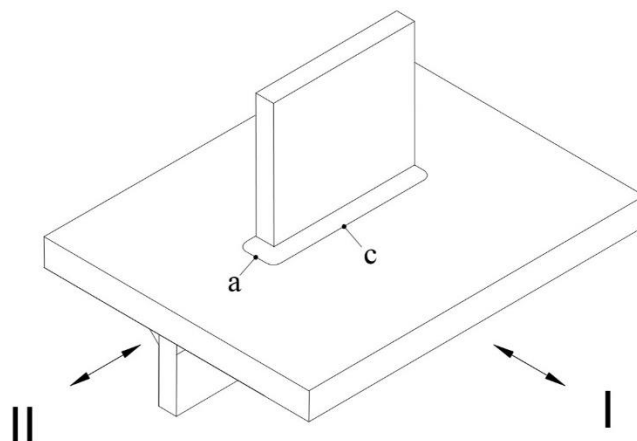


Figur 28: Tre-dimensjonale elementer inklusiv sveis [3].

#### 4.1.4 Begrensning for enkle forbindelser [3]

Det finnes begrensninger for hvilke typer forbindelser det egner seg å benytte den geometriske spenningen til utmattingsberegninger. Metoden ønsker å hente ut spenninger som er nær nok sveisen til å plukke opp spenningskonsentrasjoner forårsaket av endringen i geometri, men som samtidig er langt nok unna til å unngå spenningskonsentrasjonene forårsaket av selve kjerven. DNV anbefaler ikke å bruke metoden for enkle kryssforbindelser, enkle T-forbindelser i platestrukturer, eller forbindelser som er buttsveist fra kun én side. Analyser av slike forbindelser med for eksempel skallelementer vil resultere i en geometrisk spenning som er lik den nominelle spenningen.

Ved FE-analyser av forbindelsestypene nevnt over anbefaler DNV å benytte den beregnede geometriske spenningen sammen med den S-N kurven som representerer den faktiske forbindelsen i vedlegg A i DNV-RP-C203, og ikke kurve D. Et eksempel kan ses i figur 21 under.



Figur 29: Eksempel på hvordan en enkel T-forbindelse kan se ut.

I forbindelser der man har spenning i retning «I» vist i figur 29 over og med c som «hot spot», vil ikke den geometriske spenningen gi gode resultater. I slike tilfeller anbefaler DNV å benytte den nominelle S-N kurven til den faktiske forbindelsen. Om man har spenning i retning «II» og «hot spot» i a vil metoden med bruk av geometrisk spenning igjen være godkjent.

#### 4.2 Kjervspenning (Notch spenning) [3]

DNV anbefaler kun å bruke denne metoden i spesielle tilfeller hvor andre metoder ikke kan anslå utmattingslevetiden med særlig sikkerhet. Metoden er en lokal tilnærming, og DNVs anbefalte praksis verifiserer metoden kun for platetykkelser over 5mm. Metoden kan heller ikke anvendes i tilfeller hvor man har betydelige spenningskomponenter parallelt med sveisens lengderetning.

Kjervspenningen er den totale spenningen man finner i roten av en kjerv funnet ved å anta at materialet oppfører seg lineær-elastisk. For å ta høyde for en sveis' varierende parametere og

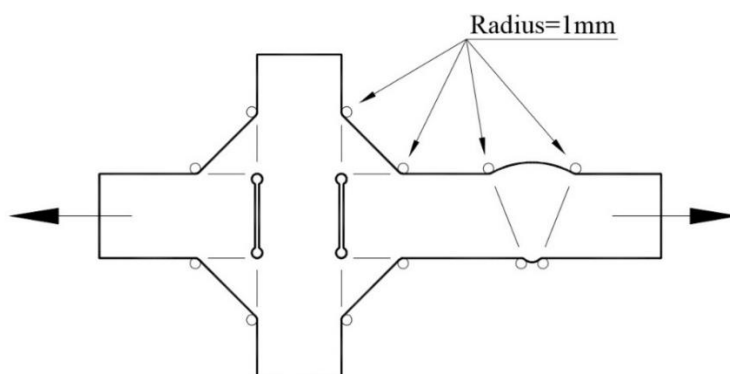
materialets ikke-lineære oppførsel i kjerven, så er den virkelige sveisen erstattet med en «effektiv sveis» i FE-modellen. Se figur 30 under. For konstruksjonsstål blir sveisene modellert med en kjervradius på 1 mm da dette ifølge DNV har gitt tilfredsstillende resultater under testing. I utmattingsøyemed så skal spenningen man finner kombineres med S-N kurven angitt i tabell 3 under, for å finne forbindelsens levetid.

Det finnes andre metoder for tynnveggede forbindelser ( $t < 5\text{ mm}$ ), og da velges kjervradien,  $r = 0,05\text{ mm}$ . Sistnevnte metode brukes mer og mer i bilindustrien, mens større plater blir brukt mye til flytende offshorekonstruksjoner. Som nevnt er ikke disse metodene verifisert i standarden. Andre kilder til utmattingsbrudd som overflateruhet eller andre innebygde uregelmessigheter er heller ikke dekket av denne metoden.

Bruk av kjervspenning i utmattingsberegninger kan være et attraktivt alternativ siden den benytter en spenning som faktisk er opptredende i sveisen, i motsetning til den teoretiske ekstrapolerte geometriske spenningen. Likevel er det ting som taler imot. De viktigste parameterne som påvirker spenningskonsentrasjonen i sveisen, som sveisetåradiusen og sveisens vinkel er svært varierende i sveisesømmen. Disse parameterne kan kun beskrives statistisk da sveisens form varierer veldig.

For å bruke kjervspenningen fra en FE-analyse må kjervradiusen modelleres med meget fin elementinndeling, noe som skaper større beregningsmodeller som er med tidkrevende enn for de andre metodene. Der elementstørrelsen i en kjerv nærmer seg 0 vil spenningen gå mot uendelig. Det er derfor viktig å evaluere elementnettet i områdene dette kan gjelde, og unngå for fin elementinndeling.

I tilfeller der sveisen er etterbehandlet for eksempel ved sliping eller hamring av sveisen, og man kan angi en faktisk kjervradius kan denne brukes i beregningene, ellers settes denne til 1 mm.



Figur 30: Viser hvordan sveisene skal se ut ved bruk av notch spenning [3].

Kjervradiusen modelleres slik at den legger seg tangentielt på den ikke-sveisede delen av konstruksjonen, slik som vist i figur 30 over.

Kjervspenningen er den høyeste beregnede spenningen man finner på kjervoverflaten. Denne spenningen kan finnes direkte ved å se på node-spenningen i punktet, eller ved å ekstrapolere element-spenningene til overflaten. I noen FE-analyse programmer kan det være gunstig å legge et stang-element med neglisjerbart areal langs sveisen. Spenningen blir da kraften i denne baren dividert på arealet.

Kravene til elementnettet varierer i forhold til hva slags elementtyper man bruker. Bruker man kubiske elementer med 20 noder trenger man minimum 4 elementer i en kvart del av sirkelens omkrets. Bruker man enklere elementer må elementnettet forfines tilsvarende. Elementnettet bør lages uten overgang til grovere elementer i de 3 første elementlagene fra kjervoverflaten. Elementer med så nær kvadratisk form som mulig er foretrukket.

Ved bruk av kjervspenning trenger man ikke tykkelseskorrigerer da denne effekten er antatt tatt høyde for i den beregnede spenningen.

Tabell 3: S-N kurver for kjervspenning [3].

Kjervspenning S-N kurve		
Miljø	Log $\bar{a}$	
Luft	$N \leq 10^7$ sykler	$N > 10^7$ sykler
	$m_1 = 3.0$	$m_2 = 5.0$
	13.358	17.596
Saltvann med katodisk beskyttelse	$N \leq 10^6$ sykler	$N > 10^6$ sykler
	$m_1 = 3.0$	$m_2 = 5.0$
	12.958	17.596
Sjøvann med fri korrosjon	For alle tilfeller: $N \log \bar{a} = 12.880$ og $m_1 = 3.0$	

Det kan være lett å tenke «hvorfor ikke alltid bruke denne metoden? Dette er jo den virkelige maks-spenningen som opptrer i sveisen og bør jo derfor være den drivende faktoren for utmattingen». Det er flere gode argumenter for nettopp dette i tillegg til de overnevnte årsakene. Blant annet at bruk av denne metoden inviterer til godt håndverk da den avhenger av sveisens kvalitet og utførelse. Et teoretisk argument for hvorfor man ikke burde bruke denne metoden er at den tar utgangspunkt i ett enkelt punkt langs sveisesømmen. Et mer praktisk motargument er at sveisens geometri varierer veldig selv på en kort del av sveisen, derfor kan



det være vanskelig å velge hva som skal være sveisens vinkel og radius i FE-modellen. Dette betyr at selv om metoden virker appellerende på noen områder, så finnes det tvil knyttet til teori og andre praktiske hindringer. Dette har ført til at denne metoden er mindre populær enn bruk av den geometriske spenningen [1].

### 4.3 Fordeler og ulemper

Det finnes fordeler og ulemper for de forskjellige metodene, og disse kan leses i tabell 4.

Tabell 4: Fordeler og ulemper med de tre forskjellige levetidsberegningene.

Fordeler	Ulemper
<b>Nominell spenning</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Enkle beregninger</li> <li>- Mest kjent og mest benyttet</li> <li>- Mye tilgjengelig utmattingsdata</li> <li>- Egner seg til sprekkvekst både fra sveiserot og sveisetå</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Avhenger av mange forskjellige forbindelsesklassifiseringer (S-N kurver)</li> <li>- Problematisk å bruke på komplekse strukturer</li> <li>- Tykkelseseffekt er ikke inkludert</li> </ul>
<b>Geometrisk spenning</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Færre S-N kurver trengs</li> <li>- Kan beregnes med enkle FE-modeller</li> <li>- Inkluderer lokale spenningskonsentrasjoner</li> <li>- Vel anvendt metode for rørtverrsnitt, og har vært i bruk lenge.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Avhenger sterkt av elementers form og størrelse i FE-analysen</li> <li>- Tykkelseseffekt er ikke inkludert</li> <li>- Kun anvendelig ved sprekkvekst fra sveisetå.</li> </ul>
<b>Kjervspenning</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tykkelseseffekt er inkludert i beregningene</li> <li>- Anvendelig for sprekkvekst fra både sveisetå og sveiserot</li> <li>- Trenger kun én S-N kurve</li> <li>- Inviterer til godt håndverk</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Kan kun beregnes fra FE-analyser</li> <li>- Avhenger veldig av elementnettets størrelse</li> <li>- Krever mer nøyaktig FE-modell og er ofte mer tidkrevende</li> <li>- Kun verifisert for platetykkelser over 5mm</li> <li>- Variasjon i den faktiske sveisesømmen er problematisk</li> </ul>

## 5. Beregninger

For å kunne bruke samme modell til å sammenlikne alle tre metodene er 3D-modeller det eneste alternativet da kjervspenningsmetoden krever at sveisen med sveiseradius er inkludert i modellen. Spenningene må heller ikke ha betydelige komponenter parallelt med sveisen da samme metode ikke egner seg for dette. Derfor er alle spenninger satt normalt på sveisen som undersøkes.

I verifikasjonsforbindelsene som presenteres i kapittel 6 så vil forbindelsens nøytralakse gå midt i den strekkpåkjente grunnplaten, men for de casene som kommer etter vil denne forskyves oppover i varierende grad. Denne forskyvningen vil føre til bøyning av forbindelsen og trolig gi en lavere spenning i kjervområdet i FE-analysen. Casene vil få påsatt en fast opplagring i den ene enden, og to av de vil også få friksjonsfri opplagring av grunnplaten for å forhindre denne bøyningen. Forskjellene vil bli undersøkt for å se på betydningen av dette.

Alle beregningsmodellene modelleres med en kjervradius på 1mm.

Sveisetåen som den avlesningspunktene for den geometriske spenningen leses ut fra antas å være der avrundingen av sveisen ligger tangentielt på grunnplaten.

Spenningen som hentes ut fra FE-beregningen er største beregnede midlere hovedspenning (averaged max principal stress). En av casene vil bli undersøkt med Von Mises spenning også for å se hvilke forskjeller det kan gi.

Det antas at overflatespenningene på elementene i FE-analysen er gode nok til å trekkes ut og brukes til ekstrapoleringen i beregningen av den geometriske spenningen. For å hente ut denne spenningen fra FE-analysen brukes stikkprøveverktøyet (probe) i ANSYS.

Parametere som tykkelse på spenningspåkjent plate i forbindelsen, lengder som påvirker valg av nominell S-N kurve og påsatt strekkspenning vil variere for å skape et større sammenligningsgrunnlag. Spenningsviddene som benyttes i beregningene er 100MPa og 200MPa, og tykkelsen på den spenningspåkjente grunnplaten vil variere mellom 10mm og 30mm.

DNV presiserer ikke hvilken spenning fra FE-analysen som bør brukes, men ettersom de nominelle utmattingsberegningene i den anbefalte praksisen forholder seg til hovedspenninger



så gjøres det her også. På én av casene er både Von Mises spenning og største hovedspenning undersøkt, og de blir sammenlignet opp mot hverandre.

Casene er hentet fra vedlegg A i DNV-RP-C203. Forskjellige parametere vil bli endret for de ulike casene, og dette gjør at det blir opp til 16 forskjellige beregningstilfeller på enkelte av de. Det store antallet beregningstilfeller gjør at en god del av de ikke vil bli presentert i oppgaven.

Metoden for beregningen av utmattingslevetiden er lik for alle forbindelsene. Det velges derfor å presentere ett tilfelle fra hver metode på hver av casene. Resultatene kan ses i sin helhet i kapittel 7.

#### Kort fortalt gjøres følgende for å gjennomføre levetidsberegningene i denne oppgaven:

1. Bestemme forbindelsens kategori. I denne oppgaven vil casene bli plukket fra vedlegg A i DNV-RP-C203, hvor forbindelsene er klassifisert.
2. Beregne spenningsvidden. Nominell spenning velges i FE-analysen, mens geometrisk spenning og kjervspenning hentes fra den samme analysen.
3. Korrigere for tykkelse. I de tilfeller det er aktuelt må den geometriske- og den nominelle spenningen korrigeres med hensyn til platetykkelsene i forbindelsen.
4. Bruke designkurvene i DNV-RP-C203 sammen med valgte og beregnede spenninger for å bestemme antall sykler til brudd.

### 5.1 Materialdata

I tabell 5 under er de viktigste materialdataene for beregningsmodellene listet. Standard konstruksjonsstål er valgt.

Tabell 5: Materialdata som ligger til grunn i beregningene.

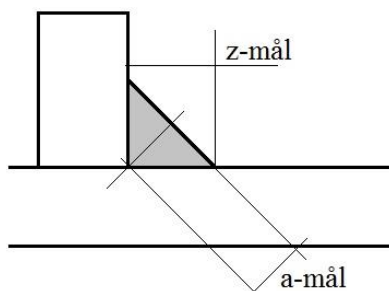
	Forkortelse	Verdi	Enhet
Materialtetthet	$\rho$	7850	kg/m <sup>3</sup>
Elastisitetsmodul	E	$2 \cdot 10^5$	MPa
Poissons tall	$\nu$	0,3	-
Flytegrense	$\sigma_F$	250	MPa
Strekfasthet	$\sigma_B$	460	MPa

## 5.1 Sveis

Case 1-4 modelleres med z-mål på 7mm. Dette gir et  $a - \text{mål} = 7 \cdot \sin(45) = 4,95\text{mm}$ .

Case 5 modelleres med z-mål lik 10mm. Dette gir et  $a - \text{mål} = 10 \cdot \sin(45) = 7,07\text{mm}$ .

Alle sveisene modelleres også med sveisetåradius på 1mm, og med en vinkel på 45 grader mot grunnplaten.



Figur 31: Viser a-mål og z-mål for en sveis.

### 5.2.1 FE-modellering

FE-programmet som benyttes til analysen i denne oppgaven er ANSYS 13.

Ved generering av elementnettet for beregningene er det valgt «hex dominant method» i FE-programmet, og elementenes form er satt til kubiske.

Ved beregning av den geometriske spenningen er alle forbindelsene modellert med kubiske 20-node elementer, se figur 27 (SOLID186). Elementenes størrelse valgt til  $t \cdot t$ , hvor  $t$  er tykkelsen på den spenningspåkjente platen i forbindelsen. Dette samsvarer med anbefalingene fra DNV. Størrelser og form på elementene varierer likevel noe i områder hvor den globale geometrien endrer seg. Elementnettet er visuelt kontrollert med tanke på elementenes form.

Ved beregning av kjervspenning hadde ikke FE-programmet kapasitet til å benytte kubiske 20-node elementer. Grunnen til dette er at ved fint elementnett i kjervområdet fører til at beregningen overstiger maks antall noder i programvarelisensen. Ved beregning av kjervspenning er derfor alle forbindelser modellert med kubiske 8-node elementer, se figur 26 (SOLID185). På grunn av bruken av enklere elementer har elementnettet da blitt ytterligere forfinet slik DNV anbefaler. Antall elementer i sveisetåradiusen anbefales å være minst 4 av DNV. Elementstørrelsen i radiusen er valgt til å være 0,1mm og dette gir 7-8 elementer i sveisetåen. DNV presiserer ikke nøyaktig hvor mye elementnettet må forfines ved bruk av enklere elementer.

Elementnettets «relevans» er en parameter som hever og senke nøyaktigheten i beregningene, i tilfeller der man ønsker en rask beregning eller en nøyaktig beregning. Økt relevans øker





nøyaktigheten på beregningen, men øker samtidig størrelsen på modellen og tidsbruken beregningen krever. Har i alle beregningene holdt relevansen på 100, det vil si maks.

## 6 Caser

Geometrien for alle casene kan ses i vedlegg A.

Excel-beregningene og analysene kan ses i det elektroniske vedlegget.

### 6.1 Verifikasjon av metode [3]

I DNV-RP-C203 vedlegg D er det vist til forskjellige forbindelser en kan undersøke for å verifisere beregningsmetoden man benytter, både for kjervspenning og geometrisk spenning.

For å kunne presentere resultatene i denne oppgaven med større trygghet er metoden verifisert ved testing av noen av disse forbindelsene.

#### 6.1.1 Geometrisk spenning

Verifiseringen av metoden knyttet til den geometriske spenningen vil bli gjort ved å undersøke nøyaktigheten av den beregnede spenningen opp mot målverdier satt av DNV. Tre forskjellige testforbindelser vil bli undersøkt.

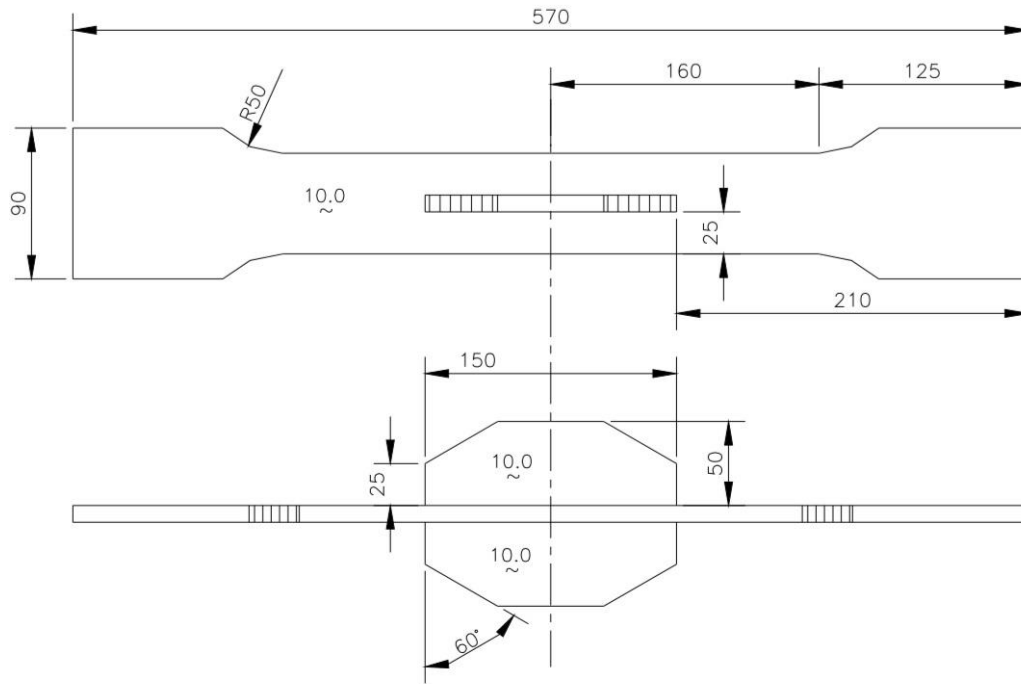
Belastningen på de tre testene er gitt i tabell 6 og målet for den beregnede geometriske spenningen er gitt i tabell 7.

Tabell 6: Belastning på testforbindelsene

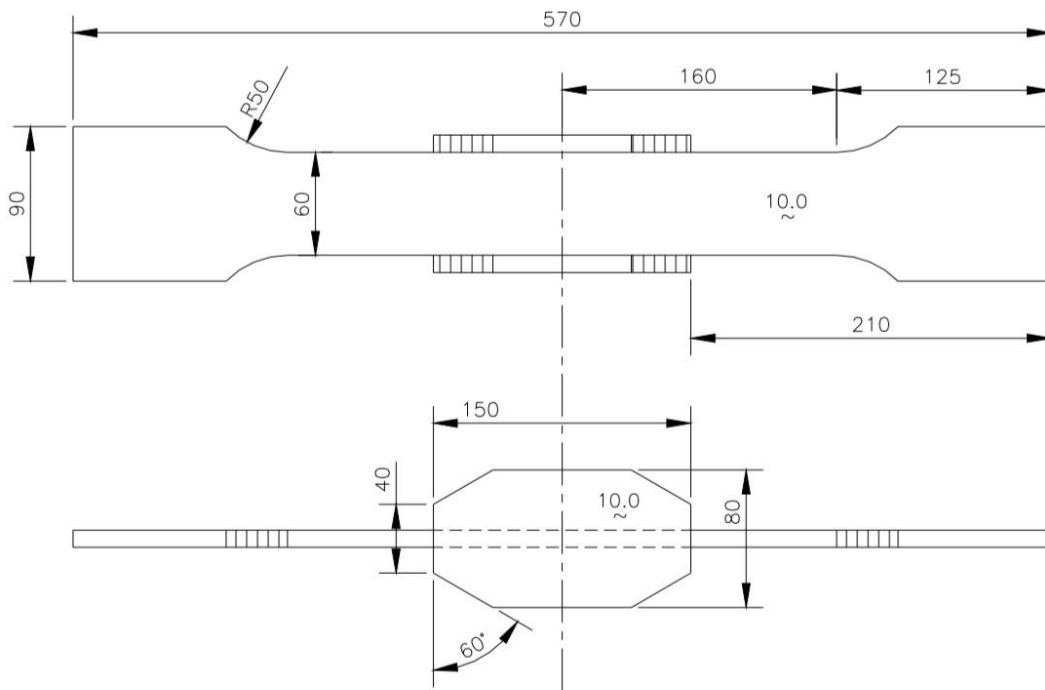
Testforbindelse	På satt spenning	Tilsvarende nominell spenning
1	Aksiell spenning i endearealet er lik 0,667MPa (=900mm <sup>2</sup> )	1,00 MPa
2	Aksiell spenning i endearealet er lik 0,667MPa (=900mm <sup>2</sup> )	1,00 MPa
3	Aksiell spenning i endearealet er lik 0,700MPa (=1000mm <sup>2</sup> )	1,00 MPa

Tabell 7: Mål for den geometriske spenningen knyttet til D-kurven i de forskjellige testene.

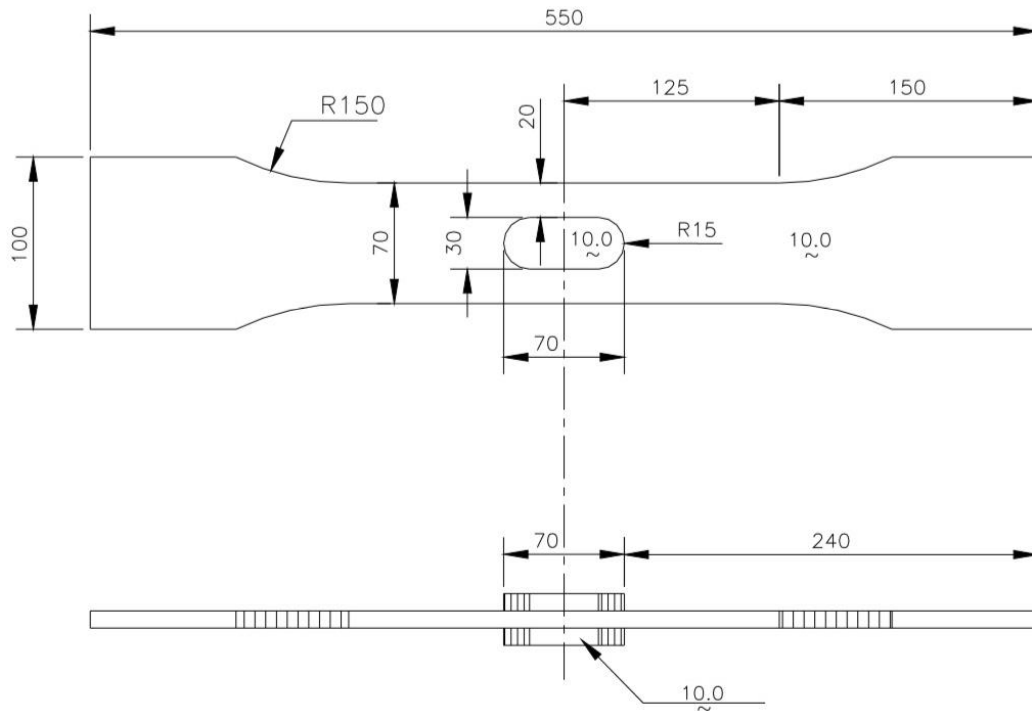
Testforbindelse	Mål for geometrisk spenning [MPa]
1	1,32
2	1,86 - 1,96
3	1,33



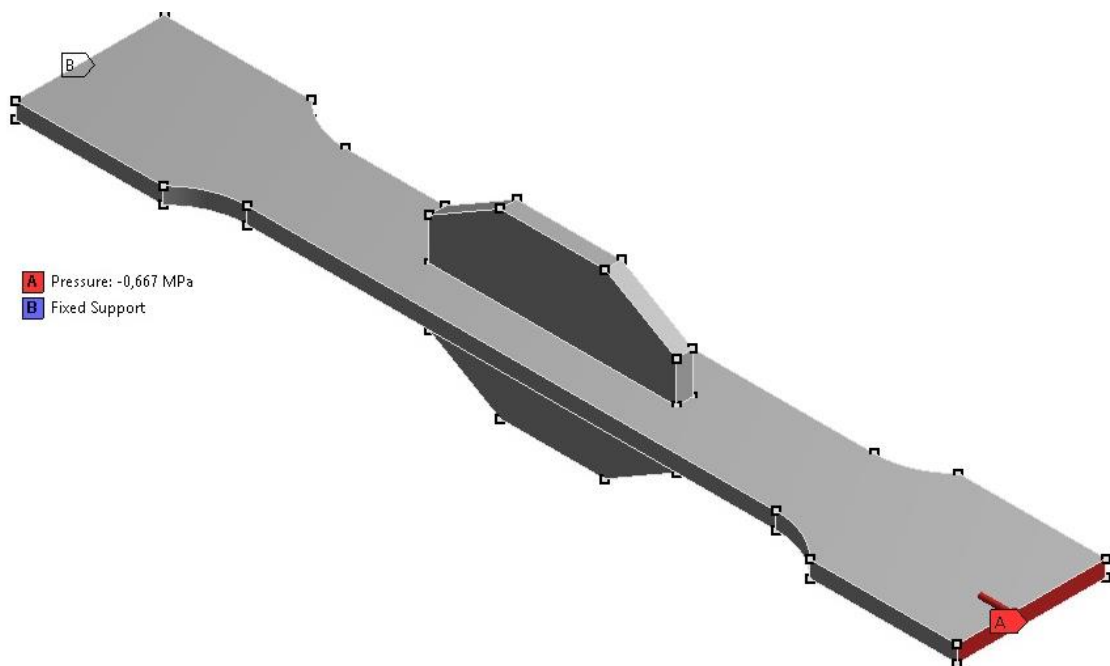
Figur 32: Mål på testforbindelse 1.



Figur 33: Mål på testforbindelse 2.



Figur 34: Mål på testforbindelse 3.

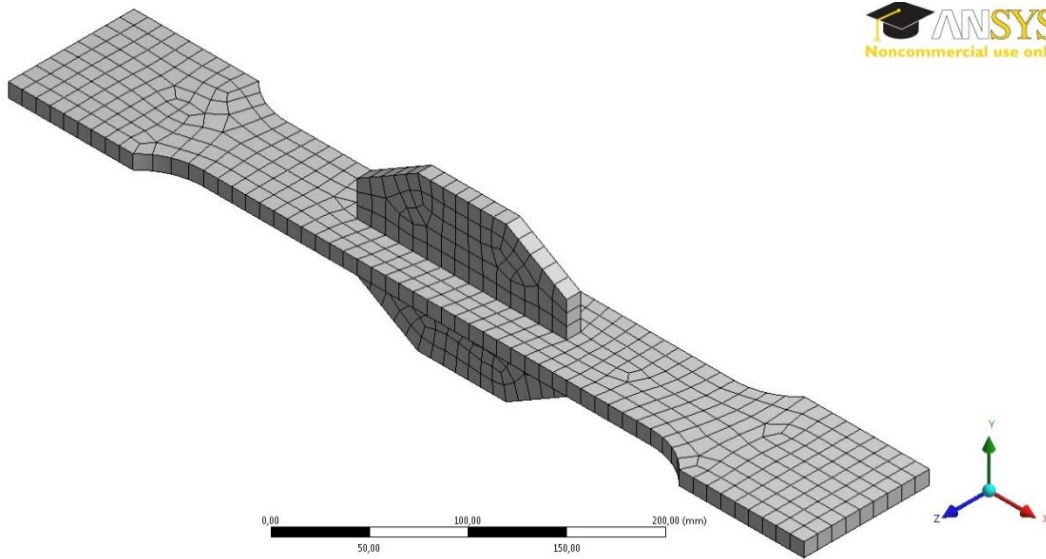


Figur 35: Alle testforbindelsene har påsatt strekk i A, og er fast innspent i B som vist i figuren.

Elementnettet ble valgt med kubiske elementer med 20 noder. Relevansen ble satt til 100, og elementstørrelsen ble satt til 10mm, altså t. Elementstørrelsen ble halvert for testforbindelse 3 til

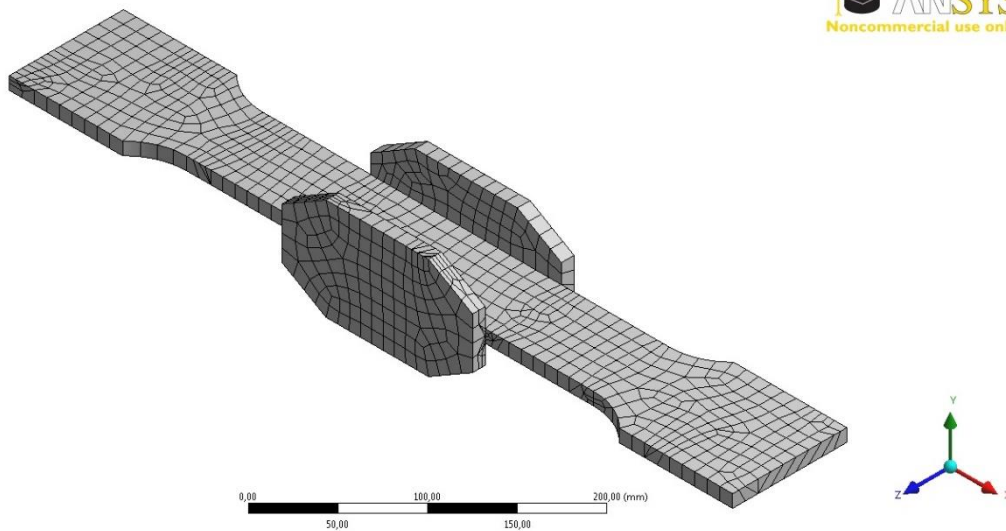
5mm (0,5 t). Visuell inspeksjon av elementnettet rundt det avrundede tillegget viste at de ikke hadde egnet form og størrelse.

Mesh  
16.04.2014 14:07



Figur 36: Testforbindelse 1 med elementstørrelse 10mm.

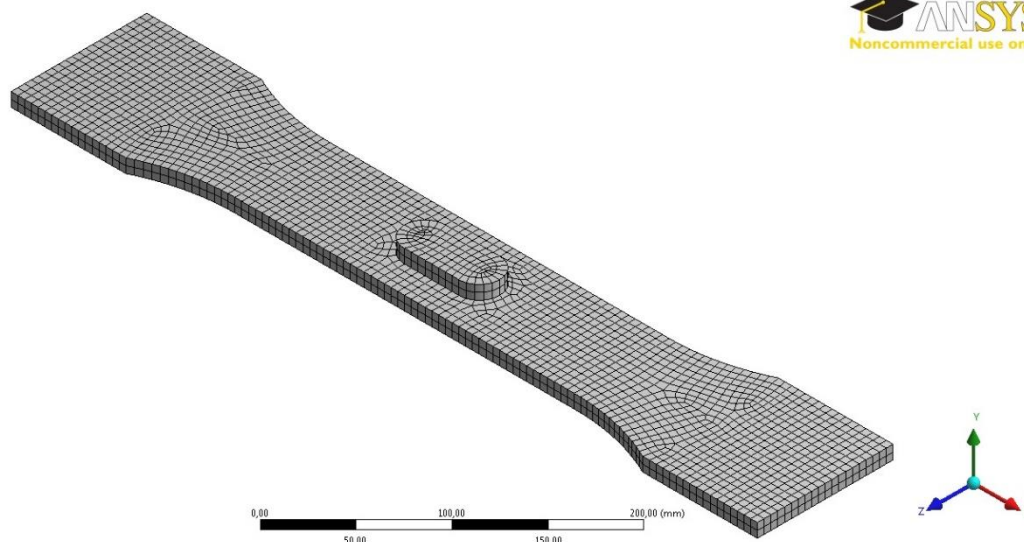
Mesh  
16.04.2014 13:13



Figur 37: Testforbindelse 2 med elementstørrelse 10mm.

Mesh  
16.04.2014 14:47

ANSYS  
Noncommercial use only



Figur 38: Testforbindelse 3 med elementstørrelse 5mm.

Velger å undersøke målverdiene for den geometriske spenningen i testforbindelsene med bruk av både Von Mises spenning (VMS) og største hovedspenning (Max Principal, MPS).

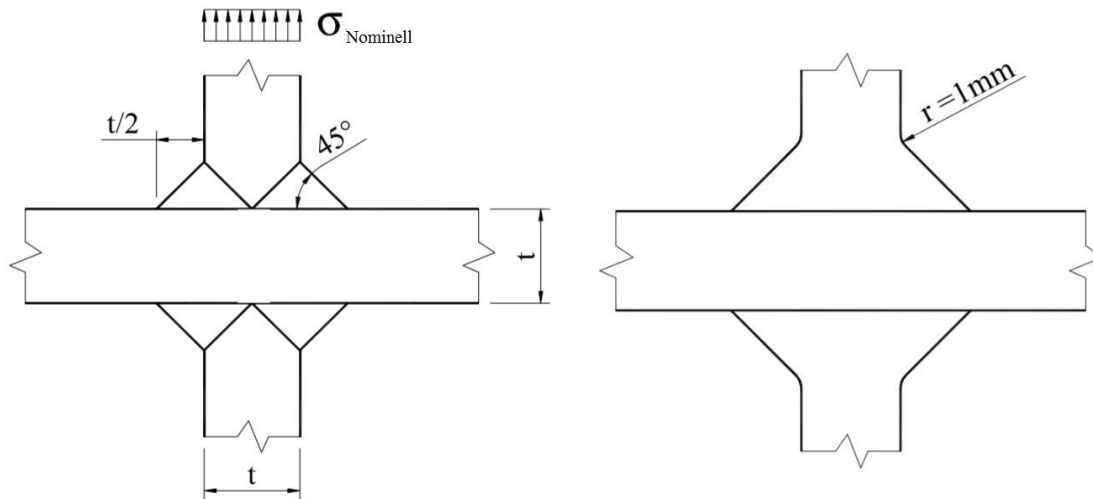
Tabell 8: Beregnet geometrisk spenning fra testforbindelsene og mål for verifisering.

Testforbindelse	Spenning ved 0,5t	Spenning ved 1,5t	Ekstrapolert spenning	Mål [MPa]
1 – VMS	1,153 MPa	1,156 MPa	1,157	1,32
1 – MPS	1,10 MPa	1,24 MPa	1,31	1,32
2 – VMS	1,1448 MPa	1,6285 MPa	1,8704	1,86-1,96
2 – MPS	1,1413 MPa	1,6582 MPa	1,9167	1,86-1,96
3 – VMS	1,1497 MPa	1,2781 MPa	1,39	1,33
3 - MPS	1,1211 MPa	1,2453 MPa	1,325	1,33

Som vi ser av tabellen over så er det helt klart den største hovedspenning som gir de beste resultatene. Største hovedspenning stemmer godt overens med målverdiene. Det antas derfor videre i denne oppgaven at den automatiske ekstrapolasjonen av spenninger fra integrasjonspunktene opp til elementoverflatene gir gode resultater.

### 6.1.2 Kjervspenning

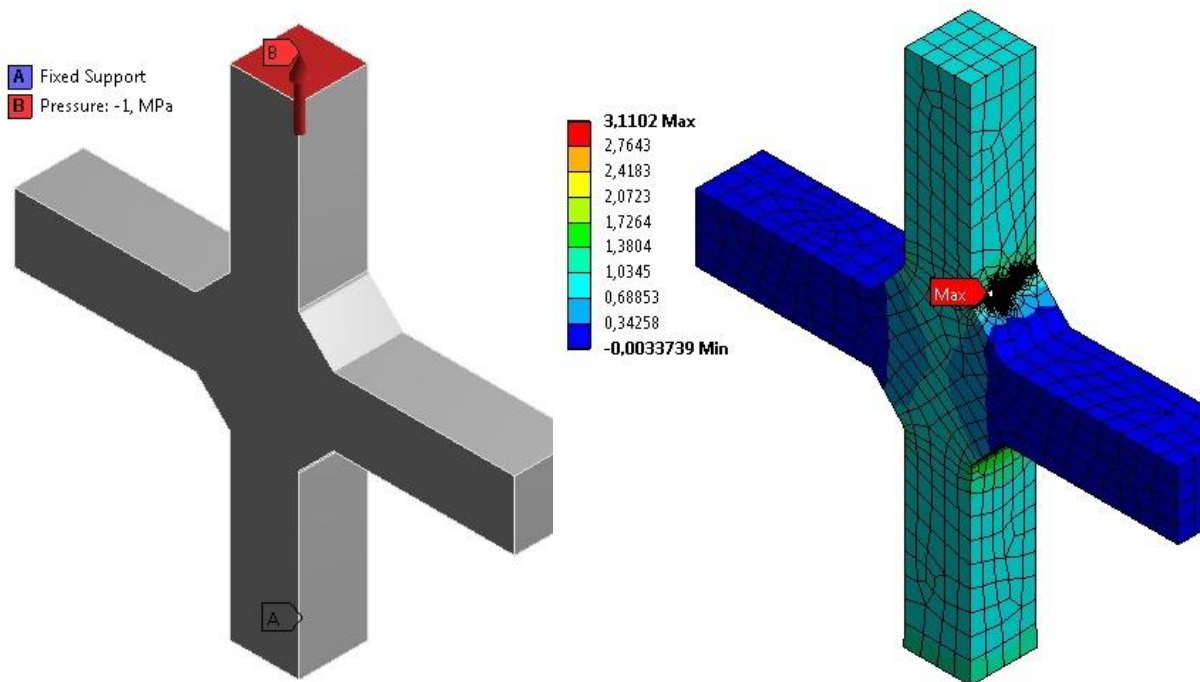
Kjervspenningen kan valideres opp mot en godt kjent forbindelse som også kan undersøkes basert på nominell spenningstilnærming.



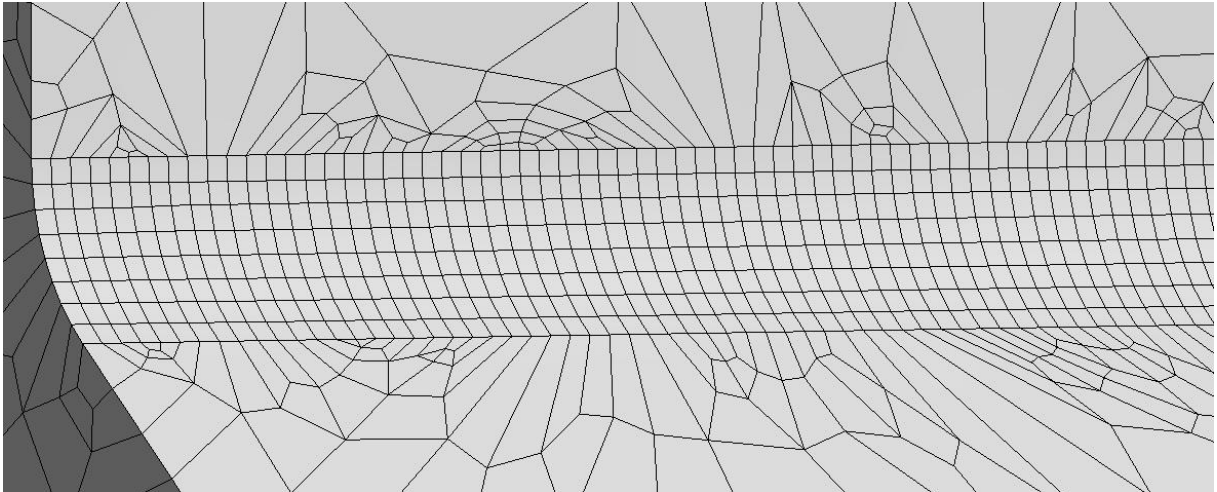
Figur 39: Geometri for validering av analyse av utmatting fra sveisetå, og geometri som viser overgang fra sveis til grunnmateriale.

For geometrien som analyseres er det valgt en platetykkelse,  $t=16\text{ mm}$ .

DNV oppgir at beregnet kjervspenning for denne forbindelsen skal være 3,17 ganger større enn den påsatte nominelle spenningen i forbindelsen.



Figur 40: Opplagring og påsatt spenning t.v. Beregnet kjervspenning og elementnett t.h.



Figur 41: Nærbilde av elementnettet i sveisetåradiusen.

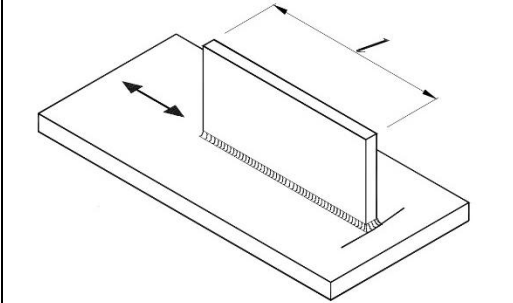
I figur 40 over kan man se at beregnet kjervspenning ble 3,11 ganger større enn den nominelle spenningen. Man kan se av figur 41 at elementnettet rundt sveisen ikke er optimal, og noen elementer har et ugunstig lengde-bredde forhold. Til tross for dette antar undertegnede at den beregnede kjervspenningen er nær nok målverdien og anser metoden som verifisert.

Siden den oppnådde verdien er lavere enn målverdien kan man likevel anta at beregningene av kjervspenningen i casene som følger kan være ikke-konservative.

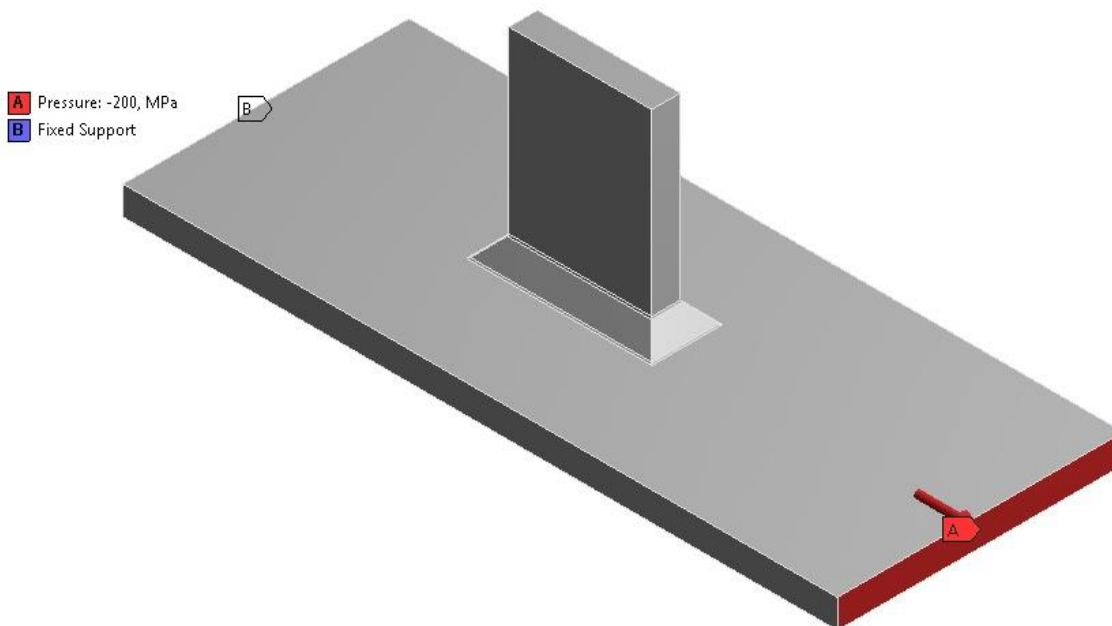


## 6.2 Case 1

Tabell 9: Klassifisering av forbindelsestypen. Sannsynlig sprekkvekst og spenningsretning er påsatt figuren [3].



Designkurve	[mm]
E	$l \leq 50$
F	$50 < l \leq 120$
F1	$120 < l \leq 300$
F3	$l > 300$



Figur 42: Forbindelsen er fast innspent i B og er påsatt strekk i A.

### 6.2.1 Nominell spenning

**Tverrsnittsklasse E,  $k = 0.2$ :**

Formel 14 gir utmattingslevetiden:

$$N = 10^{12.010} \cdot 100^{-3} = 1023293$$

$$N = 10^{12.010} \cdot 200^{-3} = 127912$$

Tykkelseskorrigerer spenningsvidden med formel 11:

$$\Delta\sigma_k = 100 \left( \frac{30}{25} \right)^{0.2} = 103.7 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_k = 200 \left( \frac{30}{25} \right)^{0.2} = 207.4 \text{ MPa}$$

Formel 14 gir utmattingslevetiden:

$$N = 10^{12.010} \cdot 103.7^{-3} = 917622$$

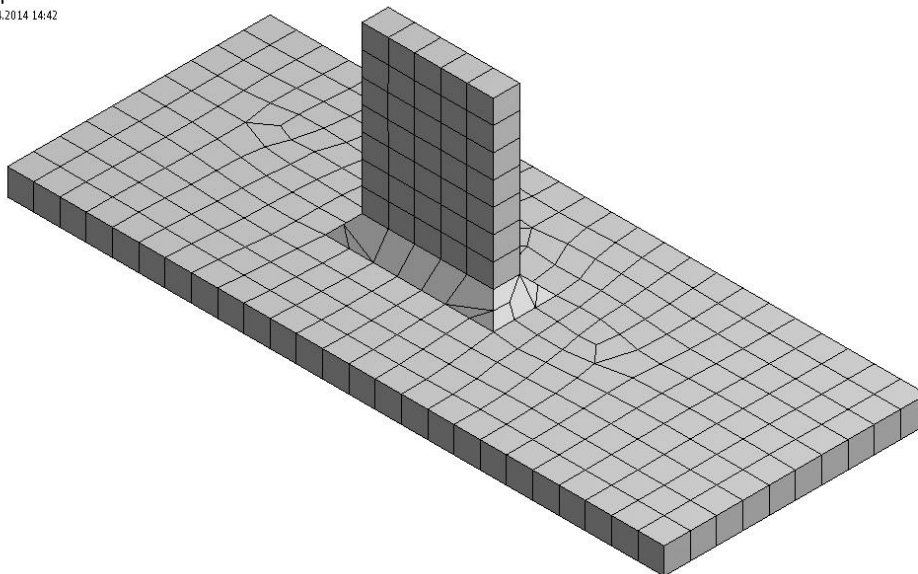
$$N = 10^{12.010} \cdot 207.4^{-3} = 114703$$

De samme metodene er brukt for de andre tverrsnittsklassene med endring i kurven som eneste forskjell.

### 6.2.2 Geometrisk spenning

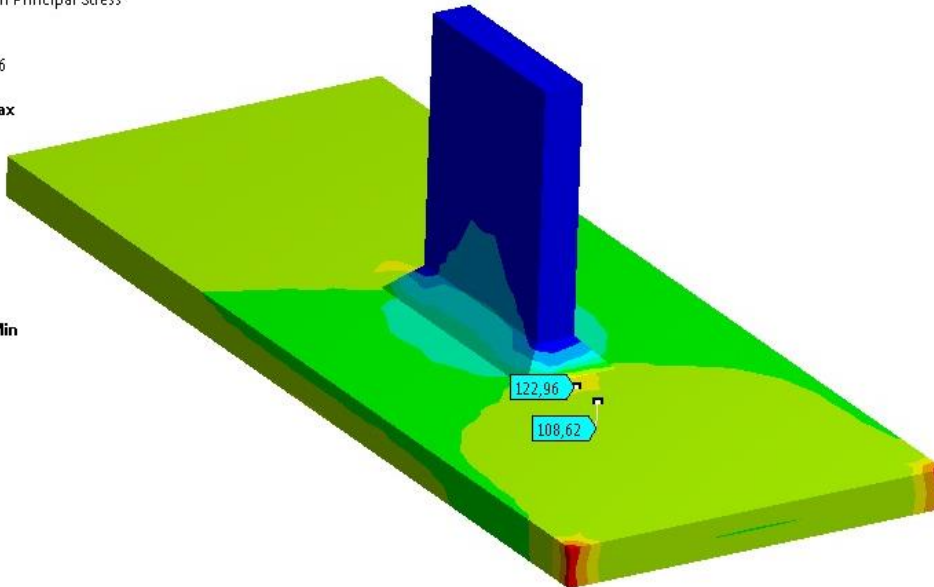
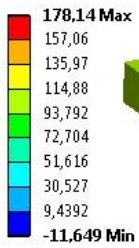
For denne casen er beregningen av den geometriske spenningen gjort ved å undersøke for beregningsmodeller både med og uten sveisetåradiusen på 1mm.

Mesh  
22.04.2014 14:42



Figur 43: Elementnett for den første forbindelsen. Merk at denne er uten radiusen på 1mm i overgang mellom sveis og grunnmateriale.

Type: Maximum Principal Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 21.04.2014 13:16



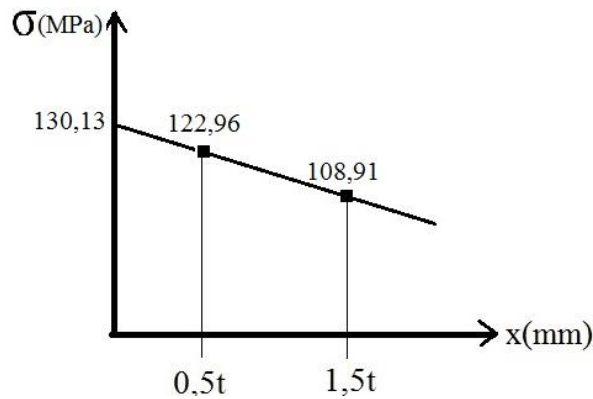
Figur 44: Bilde fra FE-analysen som viser spenninger ved 0,5t og 1,5t for tilfelle 1.

For kurve E med spenningsvidde 100MPa og platetykkelse 10mm blir beregnet geometrisk spenning:

Ekstrapolasjon av spenningen:

Spenning avlest ved 0,5t: 108,62MPa

Spenning avlest ved 1,5t: 122,96MPa



Figur 45: Ekstrapolasjon av den geometriske spenningen for tilfelle 1 i case 1 uten sveisetåradius.

Formel for en rett linje:

$$y = ax + b \tag{27}$$

Stigningstall:

$$a = -\frac{122,96\text{MPa} - 108,91\text{MPa}}{10\text{mm}} = -1,434\frac{\text{MPa}}{\text{mm}}$$

Når  $x = 5$  så er  $\sigma = 122,96\text{MPa}$

$$122,96\text{MPa} = -1,434 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} + b$$

$$b = 122,96\text{MPa} + 1,434 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} = 130,13\text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{geometrisk}} = 130,13\text{MPa}$$

Antall sykler til brudd blir da:

$$N = 10^{12,164} \cdot 130,13^{-3} = 662015$$

For tilfellene der  $t = 30\text{mm}$  så må den geometriske spenningen tykkelseskorrigeres på samme måte som den nominelle spenningen. Spenningen som er listet i tabell 10 under er den tykkelseskorrigerte spenningen.

Tabell 10: Viser avleste spenninger og den beregnede geometriske spenningen i de forskjellige forbindelsene i case 1 med sveisetåradius.

Spenningvidde, $\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nr.	$l$ [mm] og klasse	Spenning ved 0,5t [MPa]	Spenning ved 1,5t [MPa]	Ekstrapolert spenning [MPa]
100	10	1	50, E	106,21	114,95	119,32
		2	100, F	105,28	118,13	124,56
		3	150, F1	111,85	125,01	131,59
		4	320, F3	114,87	136,33	147,06
	30	5	50, E	106,05	129,29	146,1
		6	100, F	109,08	138,24	159,9
		7	150, F1	100,25	124,75	143,4
		8	320, F3	101,03	116,18	129,5
200	10	9	50, E	220,3	243,9	255,7
		10	100, F	211,08	236,61	249,38
		11	150, F1	223,7	253,18	267,92
		12	320, F3	229,23	273,97	296,34
	30	13	50, E	212,16	258,48	292,1
		14	100, F	218,24	278,73	323,4
		15	150, F1	201,35	248,36	284,5
		16	320, F3	202,03	233,76	261,3

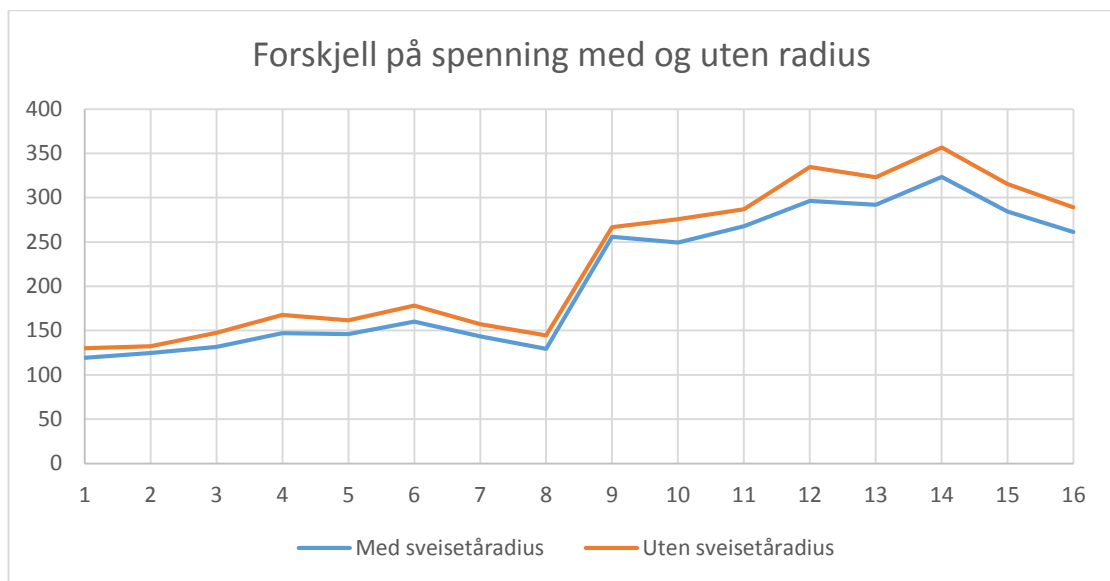


Tabell 11: Viser avleste spenninger og den beregnede geometriske spenningen i de forskjellige forbindelsene i case 1 uten sveisetåradius.

Spenningvidde, $\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nummer	$l$ [mm] og klasse	Spenning ved 0,5t [MPa]	Spenning ved 1,5t [MPa]	Ekstrapolert spenning [MPa]
100	10	1	50, E	108,62	122,96	130,13
		2	100, F	114,12	126,13	132,14
		3	150, F1	114,12	136,43	147,59
		4	320, F3	118,67	151,45	167,84
	30	5	50, E	105,91	139,06	161,4
		6	100, F	109,63	150,06	178,2
		7	150, F1	102,36	134,33	157,3
		8	320, F3	103,3	126,53	144,6
200	10	9	50, E	211,5	248,31	266,72
		10	100, F	229,98	260,55	275,84
		11	150, F1	228,73	267,52	286,92
		12	320, F3	237,86	302,39	334,66
	30	13	50, E	211,59	278,09	322,9
		14	100, F	219,19	300,24	356,7
		15	150, F1	205,33	269,28	315,3
		16	320, F3	206,67	253,07	289,2

Tabell 12: Differanse mellom spenning beregnet fra modell med og uten sveisetåradius.

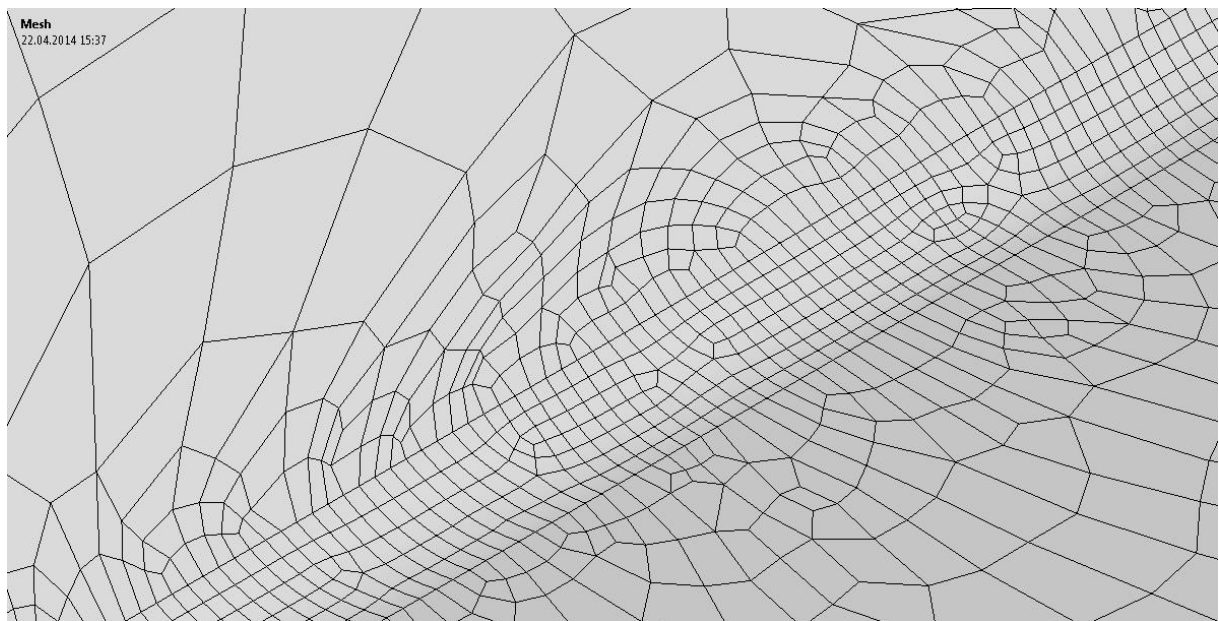
Nummer	Med sveisetåradius [MPa]	Uten sveisetåradius [MPa]	Differanse [MPa]	Prosentvis differanse
1	119	130	10,8	9 %
2	125	132	7,6	6 %
3	132	148	16,0	12 %
4	147	168	20,8	14 %
5	146	161	15,3	10 %
6	160	178	18,3	11 %
7	143	157	13,9	10 %
8	130	145	15,1	12 %
9	256	267	11,0	4 %
10	249	276	26,5	11 %
11	268	287	19,0	7 %
12	296	335	38,3	13 %
13	292	323	30,8	11 %
14	323	357	33,3	10 %
15	285	315	30,8	11 %
16	261	289	27,9	11 %



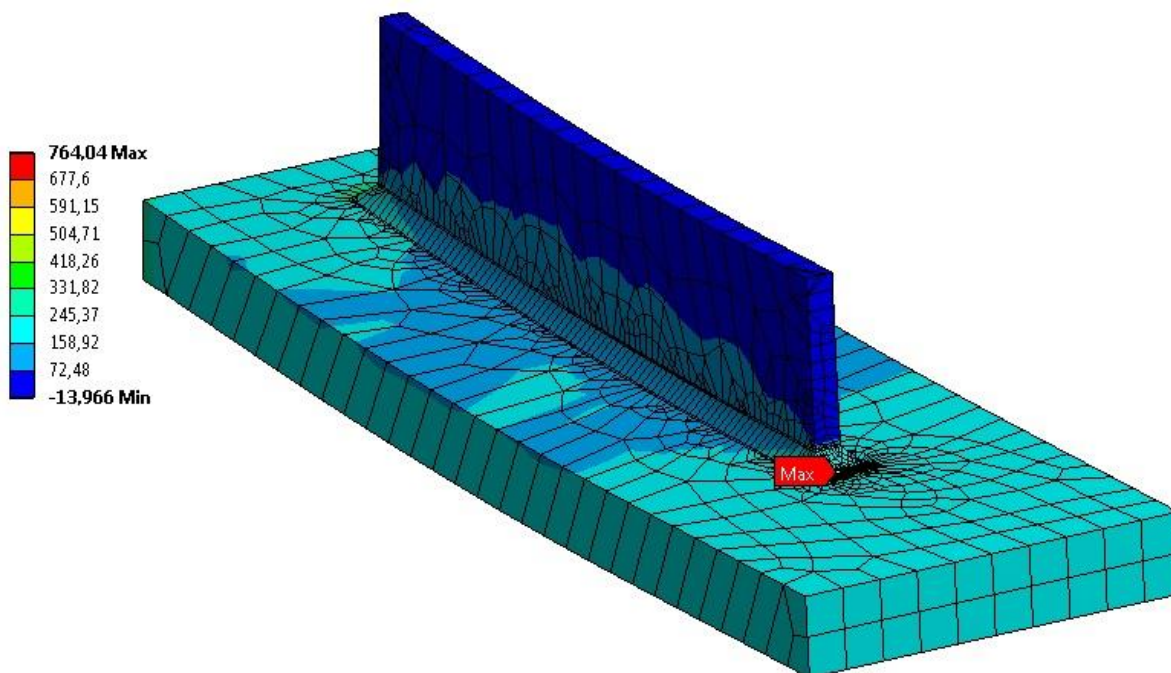
Figur 46: Viser forskjellen på spenningen med og uten sveisetåradiusen.

Som vi kan se av figuren så blir spenningen høyere, og følgelig utmattingslevetiden kortere og mer konservativ på beregningsmodeller uten sveisetåradiusen. Beregningene av forbindelsen uten radiusen ble gjort etter at den andre casene var beregnet. Dette er derfor den eneste forbindelsen hvor dette er gjort.

### 6.2.3 Kjervspenning



Figur 47: Nærbilde av elementnettet i sveisetåradien. Ekstra fin inndeling som følge av at elementer med 8 noder er brukt.



Figur 48: Beregning av kjervspenning for tilfelle nummer 16 fra FE-analysen.

For å finne utmattingslevetiden brukes den høyeste beregnede kjervspenningen. Fra formel 14 blir levetiden følgende:

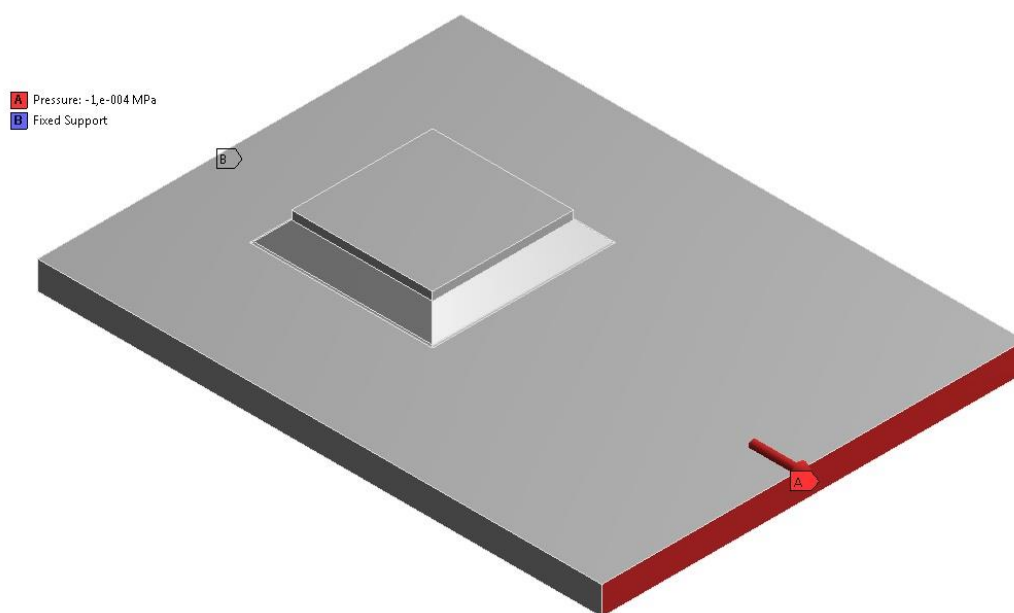
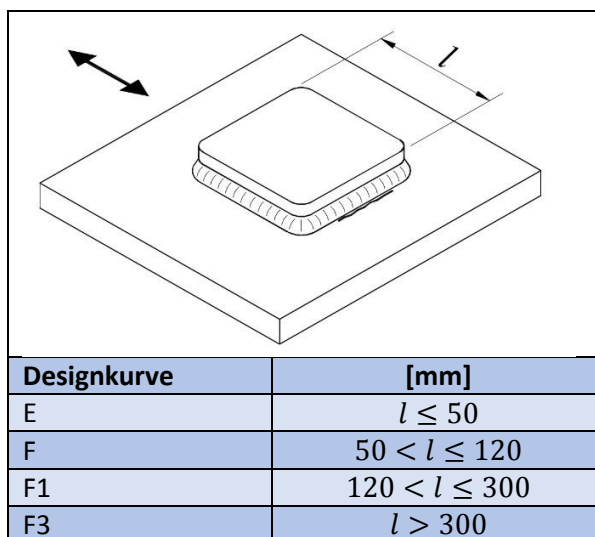
$$N = 10^{13,358} \cdot 764,04^{-3} = 51127$$

Tabell 13: Beregnede kjervspenninger for case 1.

Nummer	Kjervspenning [MPa]
1	302,12
2	368,35
3	346,04
4	359,34
5	344,79
6	376,7
7	385,74
8	382,02
9	604,25
10	736,7
11	692,07
12	718,68
13	689,58
14	753,41
15	771,48
16	764,04

### 6.3 Case 2

Tabell 14: Klassifisering av forbindelsestypen. Sannsynlig sprekkvekst og spenningsretning er påsatt figuren [3].



Figur 49: Forbindelsen er fast innspent i B og er påsatt strekk i A.



### 6.3.1 Nominell spenning

**Tverrsnittsklasse F,  $k = 0.25$ :**

Formel 14 gir utmattingslevetiden:

$$N = 10^{11.855} \cdot 100^{-3} = 716143$$

$$N = 10^{11.855} \cdot 200^{-3} = 89518$$

Tykkelseskorrigerer spenningsvidden med formel 11:

$$\Delta\sigma_k = 100 \left(\frac{30}{25}\right)^{0.25} = 104.7 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_k = 200 \left(\frac{30}{25}\right)^{0.25} = 209.3 \text{ MPa}$$

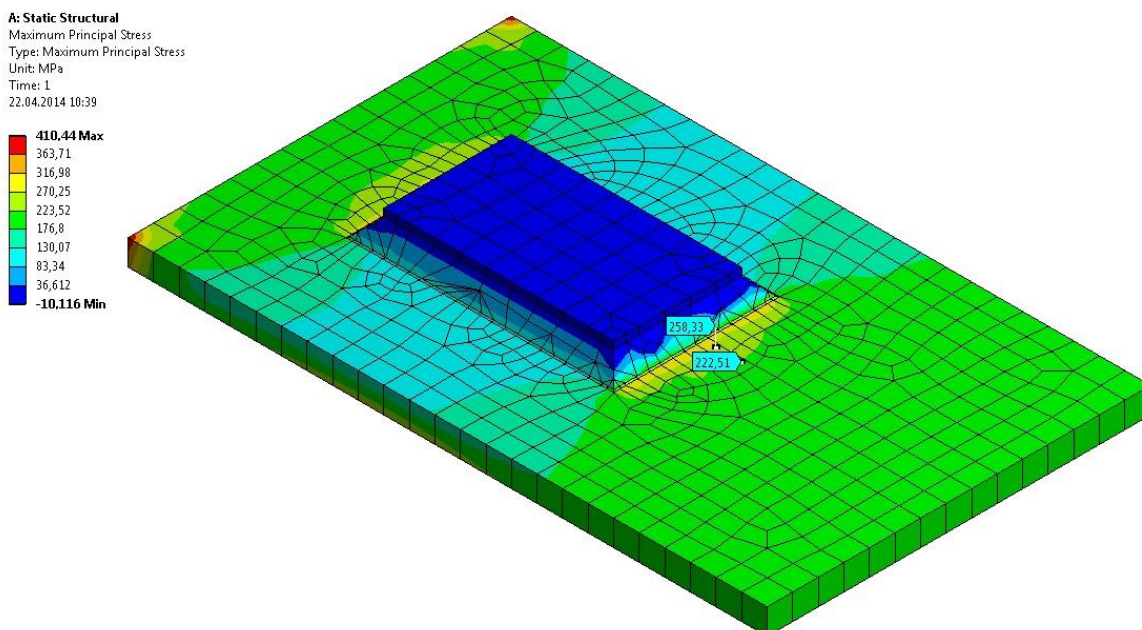
Formel 14 gir utmattingslevetiden:

$$N = 10^{11.855} \cdot 104.7^{-3} = 623965$$

$$N = 10^{11.855} \cdot 209.3^{-3} = 78107$$

Beregningsmetoden over er brukt for resten av tilfellene under case 2.

### 6.3.2 Geometrisk spenning

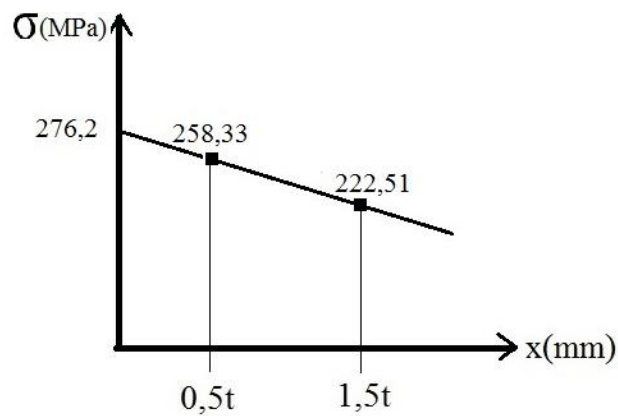


Figur 50: Fra FE-analyse av case 2 tilfelle nummer 10. Nominell kurve F, 200MPa påsatt strekkspenning.

Spenning avlest ved 0,5t: 258,33MPa

Spenning avlest ved 1,5t: 222,51MPa

Lineær ekstrapolasjon:



Figur 51: Ekstrapolasjon av tilfelle 10 for case 2.

Formel for en rett linje:

$$y = ax + b$$

Stigningstall:

$$a = -\frac{222,51\text{MPa} - 258,33\text{MPa}}{10\text{mm}} = -3,58\frac{\text{MPa}}{\text{mm}}$$

Når  $x = 5$  så er  $\sigma = 258,33\text{MPa}$

$$258,33\text{MPa} = -3,58\frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} + b$$

$$b = 258,33\text{MPa} + 3,58\frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} = 276,2\text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{geometrisk}} = 276,2\text{MPa}$$

Antall sykler til brudd blir da:

$$N = 10^{12,164} \cdot 276,2^{-3} = 69205$$

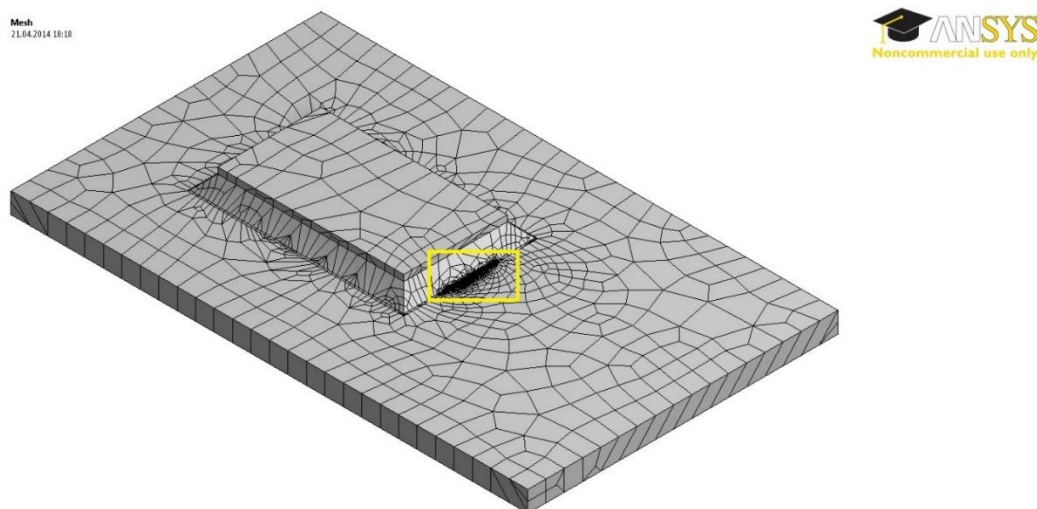
Beregningsmetoden over er brukt for resten av tilfellene under case 2.

Tabell 15: Avleste spenninger og beregnet geometrisk spenning for case 2. For tilfeller der  $t=30$  er det den tykkelseskorrigerede spenningen som står i tabellen.

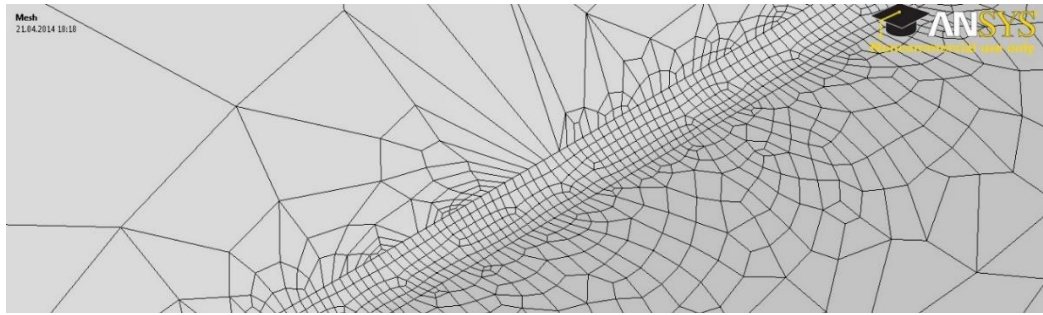
Spenningvidde, $\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nummer	$l$ [mm] og klasse	Spenning ved 0,5t [MPa]	Spenning ved 1,5t [MPa]	Ekstrapolert spenning [MPa]
100	10	1	50, E	108,91	119,71	125,1
		2	100, F	111,03	129,57	138,8
		3	150, F1	110,67	129,51	138,9
		4	320, F3	111,39	126,01	133,3
	30	5	50, E	102,43	115,46	126,5
		6	100, F	101,22	118,97	133,8
		7	150, F1	101,61	115,71	128,5
		8	320, F3	102,29	109,06	117,7
200	10	9	50, E	219,59	251,21	267,0
		10	100, F	222,51	258,33	276,2
		11	150, F1	221,66	259,51	278,4
		12	320, F3	222,62	250,27	264,1
	30	13	50, E	204,98	230,61	252,5
		14	100, F	203,11	237,34	266,3
		15	150, F1	203,16	231,35	256,9
		16	320, F3	205,17	220,92	239,5

### 6.3.3 Kjervspenning

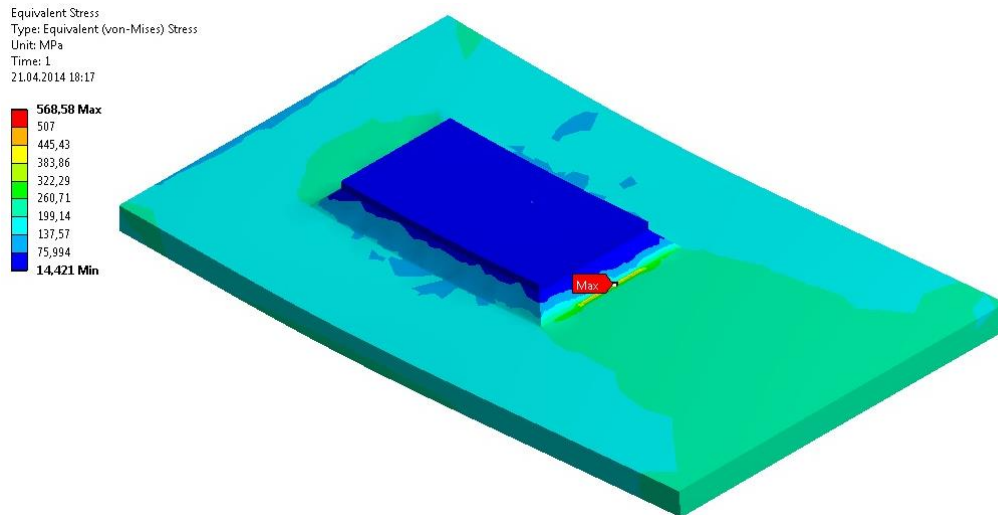
For denne forbindelsen vil bruk av største hovedspenning sammenlignes med von Mises spenning fra analysen.



Figur 52: Elementnett for forbindelse 2 og 10 for case 2. Nærbilde av innrammet område i figur 53.



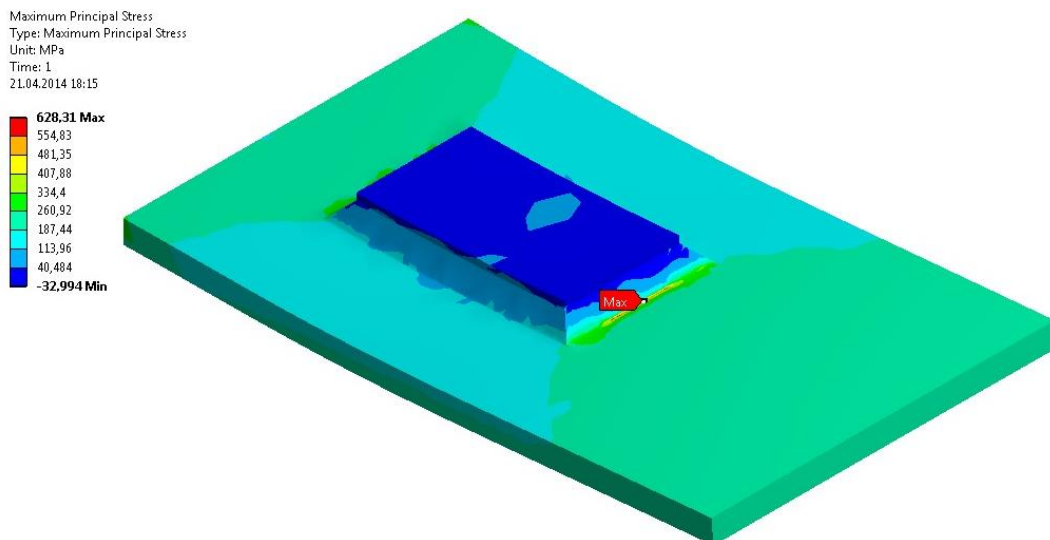
Figur 53: Nærbilde av elementinndelingen for forbindelse 2 og 10 for case 2.



Figur 54: Figur fra FE-analyse som viser største beregnede Von Mises spenning i tilfelle 10 for case 2.

Utmattingslevetiden med bruk av Von Mises spenning blir som følger. Fra formel 14:

$$N = 10^{13,358} \cdot 568,58^{-3} = 124058$$



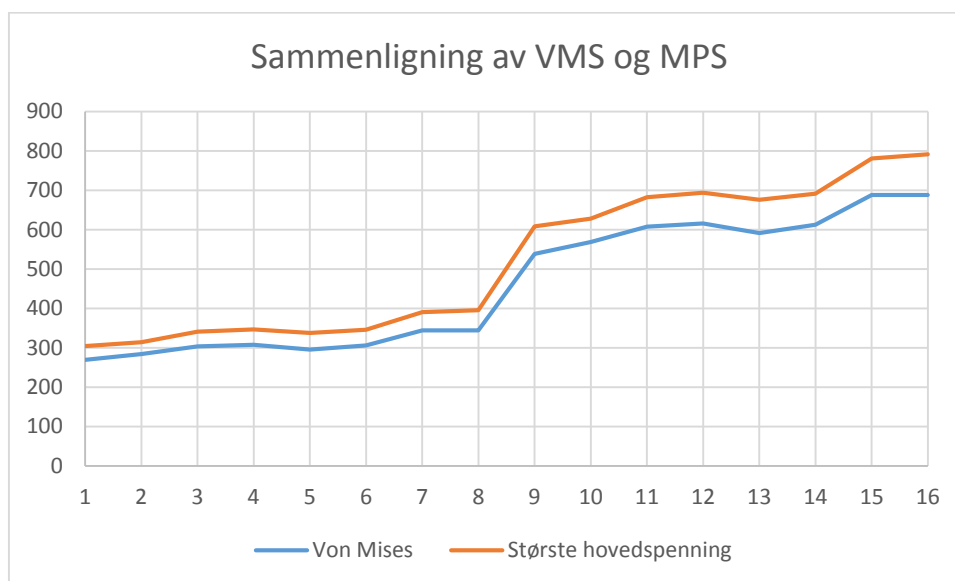
Figur 55: Figur fra FE-analysen som viser største hovedspenning i tilfelle 10 for case 2.

Utmattingslevetiden med bruk av største hovedspenning blir som følger:

$$N = 10^{13,358} \cdot 628,31^{-3} = 91934$$

Tabell 16: Beregnede kjervspenninger for case 2. Viser differansen mellom hovedspenning og von Mises spenning fra analysen.

Nummer	Von Mises spenning [MPa]	Største hovedspenning [MPa]	Differanse [MPa]	Prosentvis differanse
1	269,45	304,46	35,01	13 %
2	284,29	314,16	29,87	11 %
3	303,91	341,15	37,24	12 %
4	307,93	346,86	38,93	13 %
5	295,84	338,14	42,3	14 %
6	306,23	345,73	39,5	13 %
7	344,14	390,36	46,22	13 %
8	344,17	395,69	51,52	15 %
9	538,9	608,92	70,02	13 %
10	568,58	628,31	59,73	11 %
11	607,82	682,3	74,48	12 %
12	615,86	693,71	77,85	13 %
13	591,69	676,28	84,59	14 %
14	612,46	691,46	79	13 %
15	688,28	780,71	92,43	13 %
16	688,34	791,38	103,04	15 %

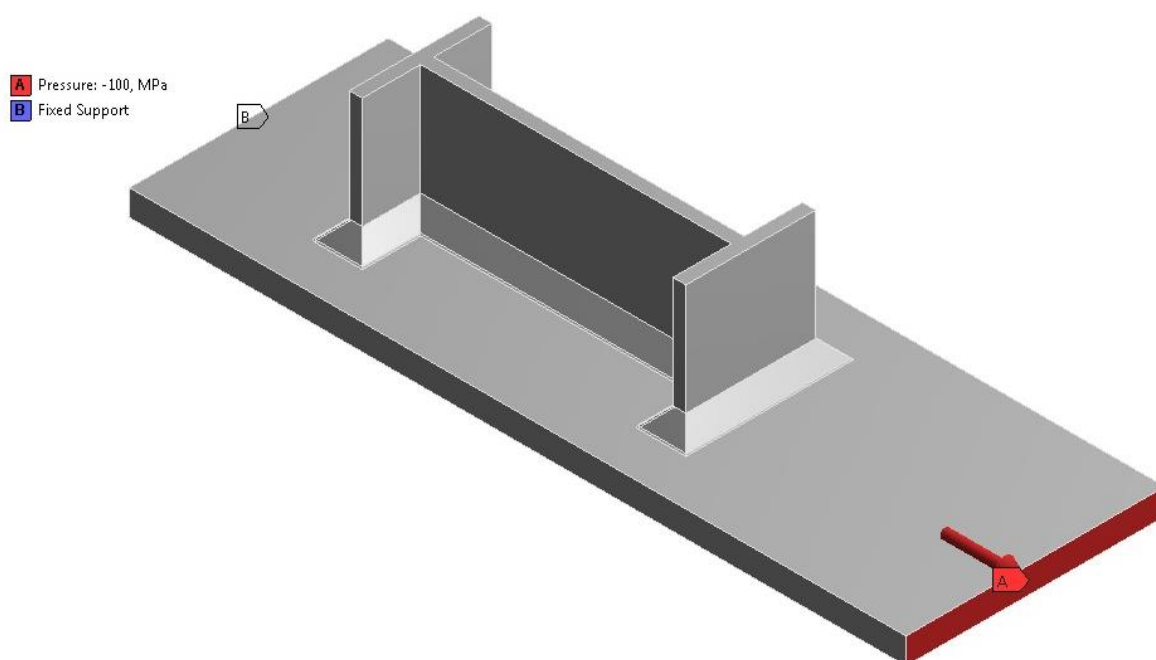
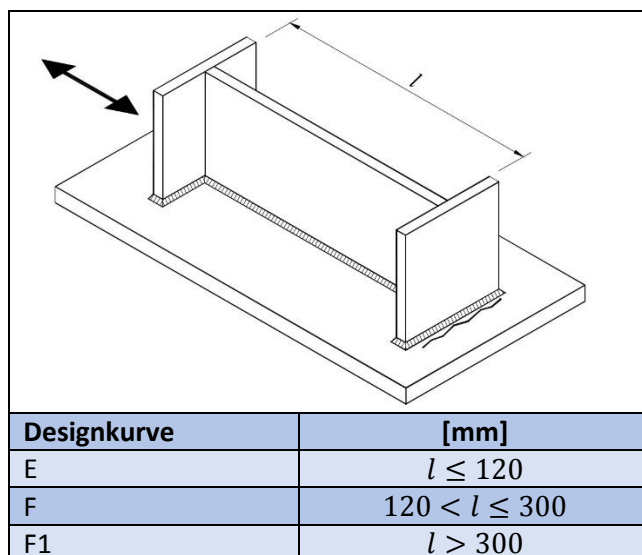


Figur 56: Sammenligning av Von Mises spenning og største hovedspenning (Max Principal Stress) ved beregning av kjervspenning.

Som forventet er den største hovedspenningen i alle de undersøkte tilfellene høyere enn Von Mises spenning. Bruk av den største hovedspenningen vil derfor gi mer konservative estimater for utmattingslevetiden.

### 6.4 Case 3

Tabell 17: Klassifisering av forbindelsestypen. Sannsynlig sprekkvekst og spenningsretning er påsatt figuren [3].



Figur 57: Forbindelsen er fast innspent i B og er påsatt strekk i A.

### 6.4.1 Nominell spenning

To spenningsvidder vil bli benyttet i beregningene, 100 MPa og 200 MPa.

**Tverrsnittsklasse F1,  $k = 0.25$ :**

Formel 14 gir utmattingslevetiden:

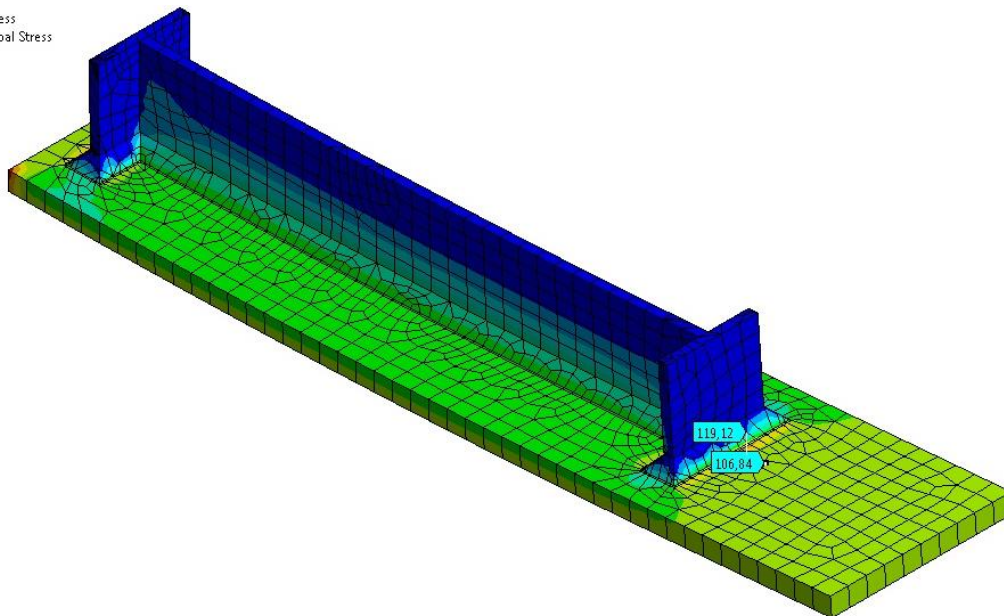
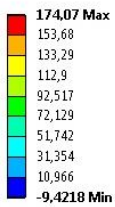
$$N = 10^{11.699} \cdot 100^{-3} = 500035$$

$$N = 10^{11.699} \cdot 200^{-3} = 62504$$

Beregningsmetoden over er brukt for resten av de nominelle tilfellene under case 3.

### 6.4.2 Geometrisk spenning

Maximum Principal Stress  
 Type: Maximum Principal Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 22.04.2014 13:38

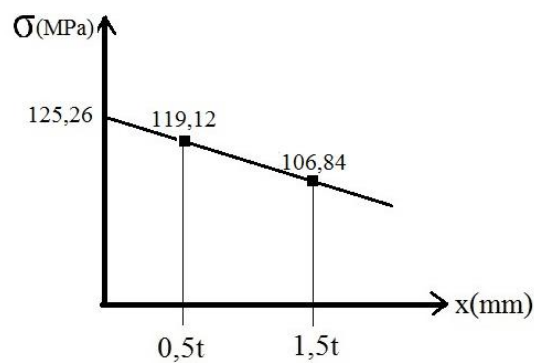


Figur 58: Fra FE-analyse av case 3 tilfelle nummer 3. Nominell kurve F1, 100MPa påsatt strekkspenning.

Spenning avlest ved 0,5t: 106,84MPa

Spenning avlest ved 1,5t: 119,12MPa

Lineær ekstrapolasjon:



Figur 59: Ekstrapolasjon av tilfelle 3 for case 3.

Formel for en rett linje:

$$y = ax + b$$

Stigningstall:

$$a = -\frac{106,84\text{MPa} - 119,12\text{MPa}}{10\text{mm}} = -1,23\frac{\text{MPa}}{\text{mm}}$$

Når  $x = 5$  så er  $\sigma = 119,12\text{MPa}$

$$119,12\text{MPa} = -1,23\frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} + b$$

$$b = 119,12\text{MPa} + 1,23\frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} = 125,26\text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{geometrisk}} = 125,26\text{MPa}$$

Antall sykler til brudd blir da:

$$N = 10^{12,164} \cdot 125,26^{-3} = 742271$$

Beregningsmetoden over er brukt for resten av tilfellene under case 3.

Tabell 18: Avleste spenninger og beregnet geometrisk spenning for case 3.

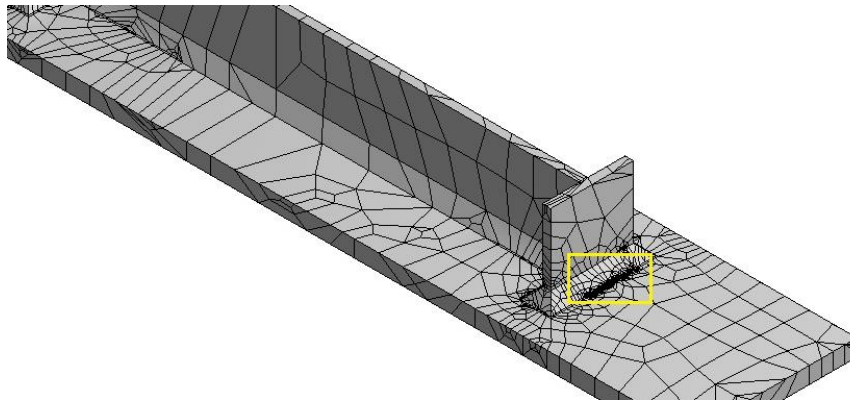
Spenningvidde, $\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nummer	$l$ [mm] og klasse	Spenning ved 0,5t [MPa]	Spenning ved 1,5t [MPa]	Ekstrapolert spenning [MPa]
100	10	1	120, E	106,27	126,4	136,47
		2	200, F	107,19	124,38	132,98
		3	310, F1	106,84	119,12	125,26
200	10	5	120, E	212,51	251,97	271,70
		6	200, F	214,73	246,02	261,67
		7	310, F1	213,42	243,73	258,89

### 6.4.3 Kjervspenning

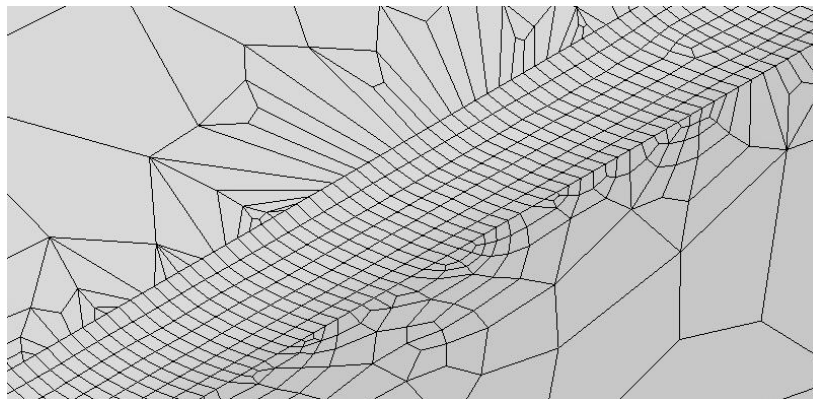
På grunn av beregningsmodellens «fysiske» størrelse så ble elementnettets innstillinger gjort meget enkle på halve forbindelsen. En nødvendighet for å ikke overskride maks antall noder i analysen.

Dette kan ses i figuren under hvor enkelte elementer, spesielt mot midten av forbindelsen, er svært store. Elementettet skal likevel være tilstrekkelig fint for beregninger i kjervregionen.





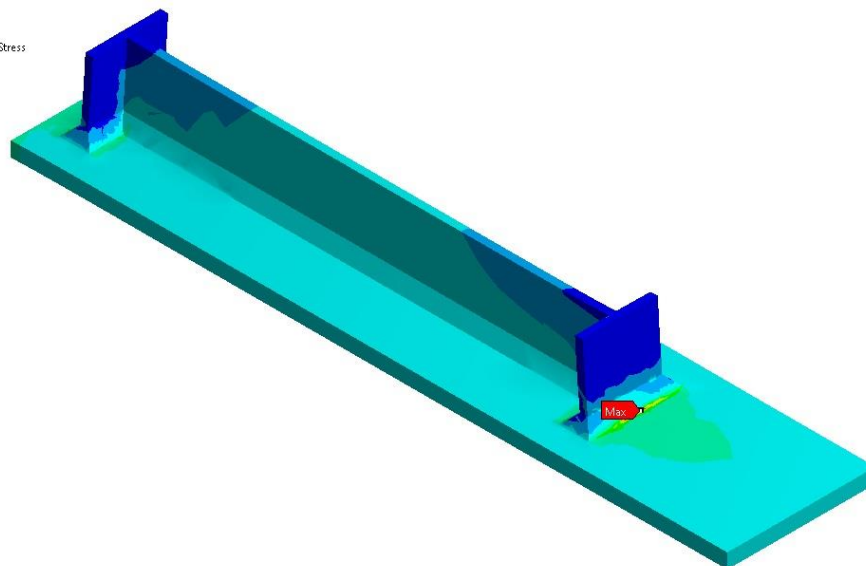
Figur 60: Elementnett for tilfelle 3 for case 3. Nærbilde av innrammet område kan ses i figur 61 under.



Figur 61: Nærbilde av elementnettet i kjervområdet.

A: Static Structural  
 Maximum Principal Stress  
 Type: Maximum Principal Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 23.04.2014 14:11

360,76	Max
306,28	
251,8	
197,32	
142,84	
88,356	
33,875	
-20,606	
-75,086	
-129,57	Min



Figur 62: Figur fra FE-analysen som viser største hovedspenning i tilfelle 3 for case 3.

Utmattingslevetiden med bruk av største hovedspenning blir som følger:

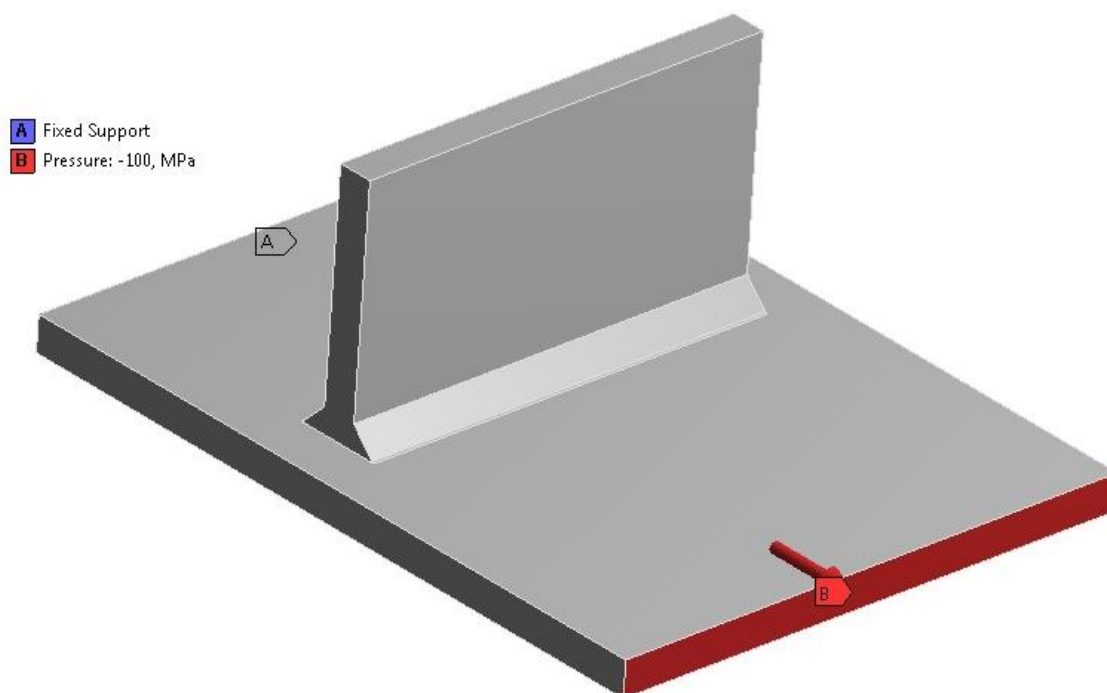
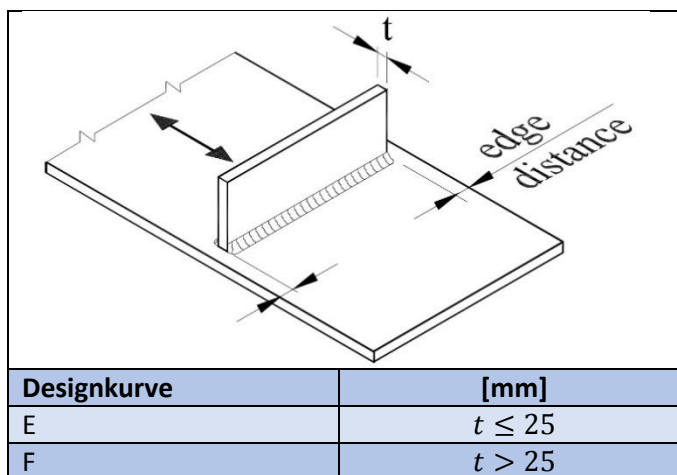
$$N = 10^{13,358} \cdot 360,76^{-3} = 484706$$

Tabell 19: Beregnet kjervspenning for case 3.

Nummer	Kjervspenning [MPa]
1	322
2	334
3	361
4	644
5	667
6	721

### 6.5 Case 4

Tabell 20: Klassifisering av forbindelsestypen. Spenningsretning er påsatt figuren [3].



Figur 63: Forbindelsen er fast innspent i A og er påsatt strekk i B.



### 6.5.1 Nominell spenning

To spenningsvidder vil bli benyttet i beregningene, 100MPa og 200MPa.

**Tverrsnittsklasse E,  $k = 0.2$ :**

Formel 14 gir utmattingslevetiden:

$$N = 10^{12.010} \cdot 100^{-3} = 1023293$$

$$N = 10^{12.010} \cdot 200^{-3} = 127912$$

**Grunnplatetykkelse,  $t = 30\text{mm}$ .**

Tykkelseskorrigerer spenningsvidden med formel 11:

$$\Delta\sigma_k = 100 \left( \frac{30}{25} \right)^{0.25} = 104.7\text{MPa}$$

$$\Delta\sigma_k = 200 \left( \frac{30}{25} \right)^{0.25} = 209.3\text{MPa}$$

Formel 14 gir utmattingslevetiden:

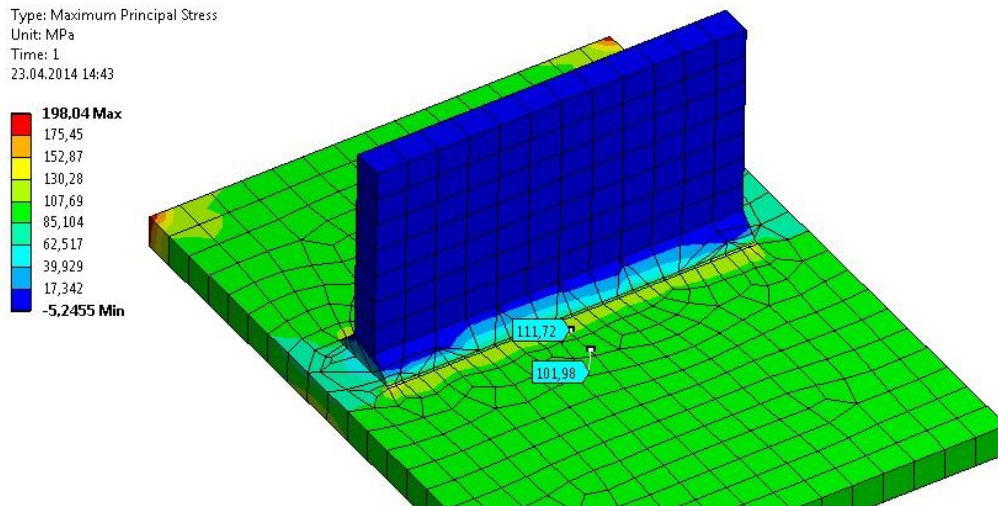
$$N = 10^{12.010} \cdot 104,7^{-3} = 891579$$

$$N = 10^{12.010} \cdot 209,3^{-3} = 111607$$

Samme beregningsmetode er brukt på resten av tilfellene i case 4.

### 6.5.2 Geometrisk spenning

Denne forbindelsen er av typen som DNV kaller en enkel T-forbindelse. Dette gjør at den geometriske spenningen etter DNVs anbefalinger burde vært koplet med den nominelle spenningskurven for den faktiske forbindelsestypen fremfor D-kurven som ellers brukes. Det er ikke gjort i denne oppgaven for å kunne se forskjellene som kommer av dette. Dersom de nominelle kurvene hadde blitt valgt ville utmattingslevetiden for den geometriske spenningen følgelig vært konservativ sett i forhold til den nominelle spenningen.

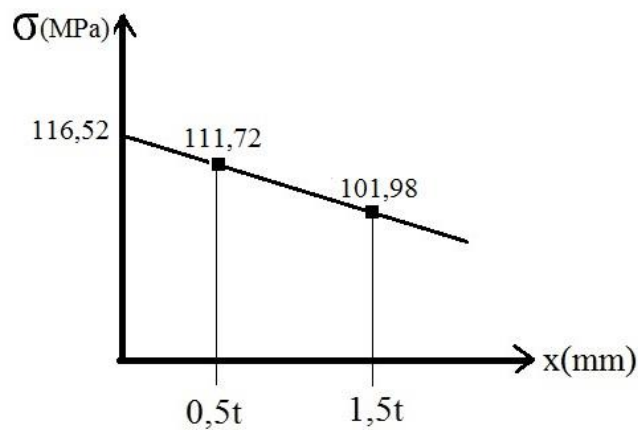


Figur 64: Fra FE-analyse av case 4 tilfelle nummer 1. Nominell kurve E, 100MPa påsatt strekkspenning.

Spenning avlest ved 0,5t: 101,98MPa

Spenning avlest ved 1,5t: 111,72MPa

Lineær ekstrapolasjon:



Figur 65: Ekstrapolasjon av tilfelle 1 for case 4.

Formel for en rett linje:

$$y = ax + b$$

Stigningstall:

$$a = -\frac{101,98\text{MPa} - 111,72\text{MPa}}{10\text{mm}} = -0,974 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}}$$

Når  $x = 5$  så er  $\sigma = 111,72\text{MPa}$



$$111,72 \text{ MPa} = -0,974 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5 \text{ mm} + b$$

$$b = 111,72 \text{ MPa} + 0,974 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5 \text{ mm} = 116,59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{geometrisk}} = 116,59 \text{ MPa}$$

Antall sykler til brudd blir da:

$$N = 10^{12,164} \cdot 116,59^{-3} = 920484$$

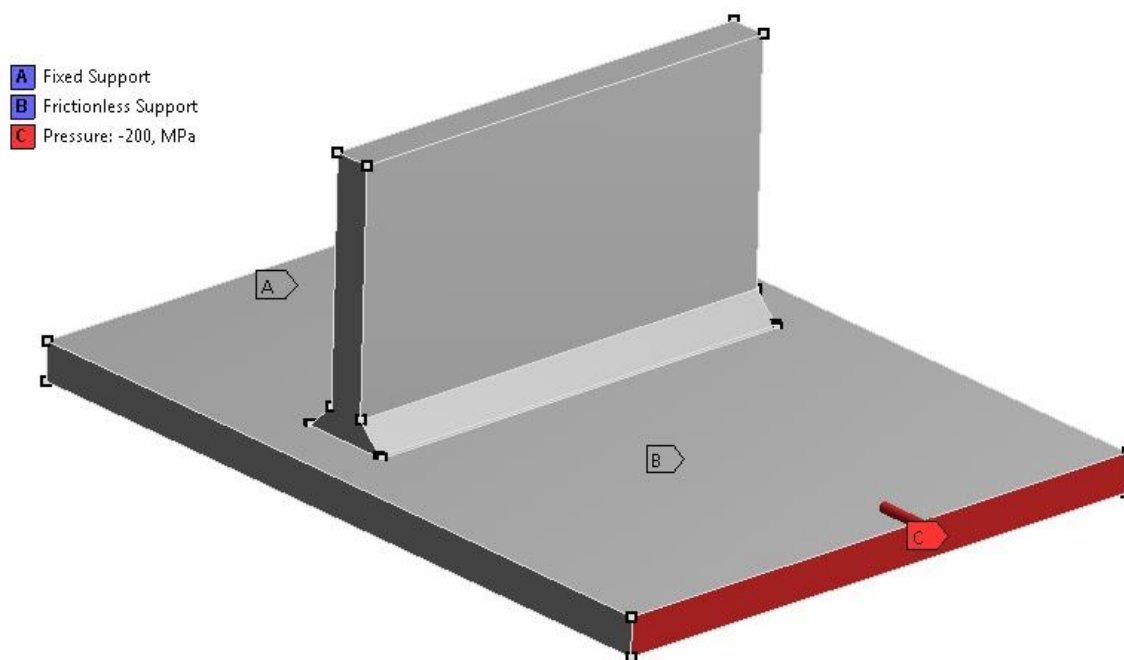
Beregningsmetoden over er brukt for resten av tilfellene under case 4.

Tabell 21: Avleste spenninger og beregnet geometrisk spenning for case 4.

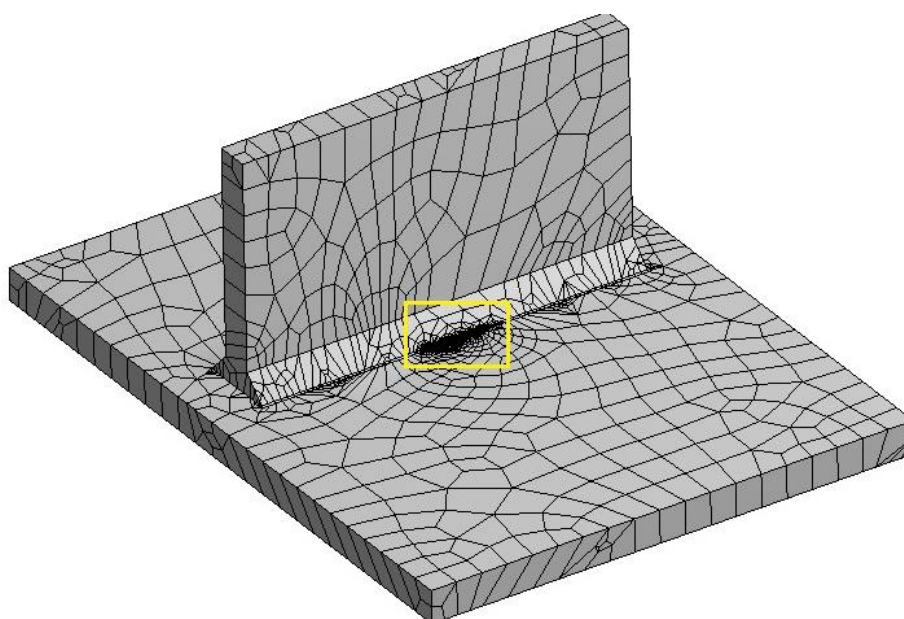
Spenningvidde, $\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nummer	$l$ [mm] og klasse	Spenning ved 0,5t [MPa]	Spenning ved 1,5t [MPa]	Ekstrapolert spenning [MPa]
100	10	1	50, E	101,98	111,72	116,59
		2	100, F	102,87	105,35	106,59
	30	3	50, E	101,11	103,22	108,1
		4	100, F	101,37	103,72	109,8
200	10	5	50, E	203,88	223,96	234
		6	100, F	204,18	224,89	235,25
	30	7	50, E	202,22	206,26	216,0
		8	100, F	202,67	207,41	219,6

### 6.5.3 Kjervspenning

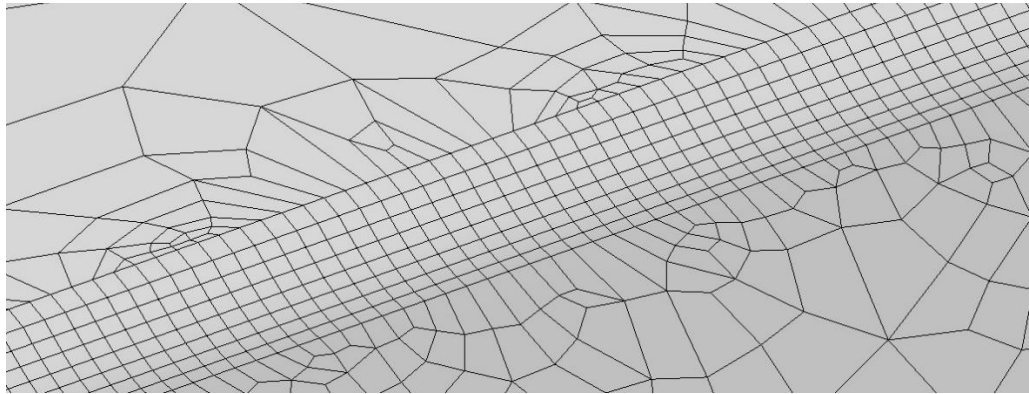
Beregningen av kjervspenning for denne forbindelsen er gjort både med og uten friksjonsfri opplagring under den strekkpåkjennte grunnplaten for å se på effekten av dette. På grunn av stor forskyvning av den totale forbindelsens nøytralakse så vil grunnplaten bli såpass bøyd at spenningene i kjerven avlastes av dette. Forskjellene mellom spenningen med og uten denne opplagringen vil bli presentert.



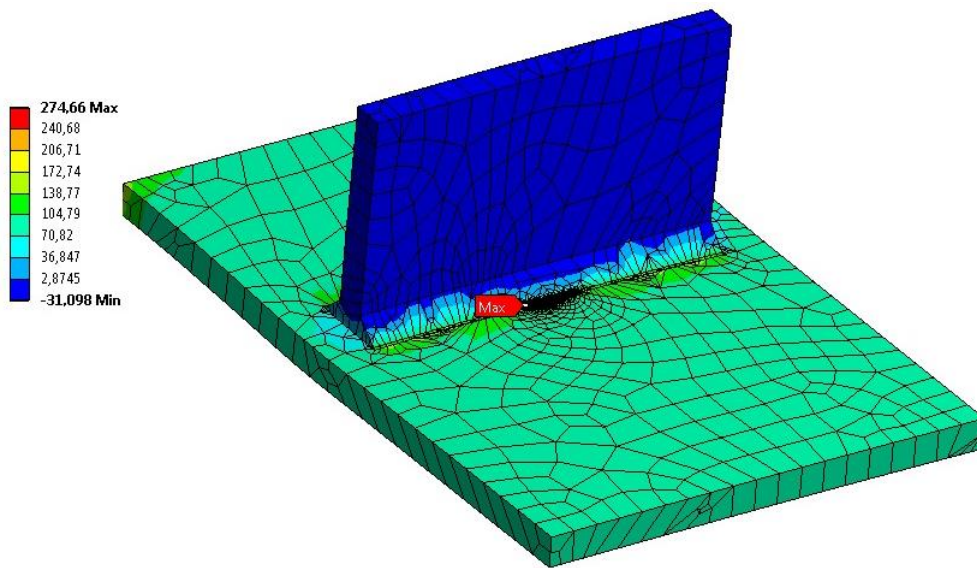
Figur 66: Opplagring av modell ved beregning av kjervspenning. Fast innspent i A, friksjonsfri opplagring av grunnflaten i B og påsatt strekkspenning i C.



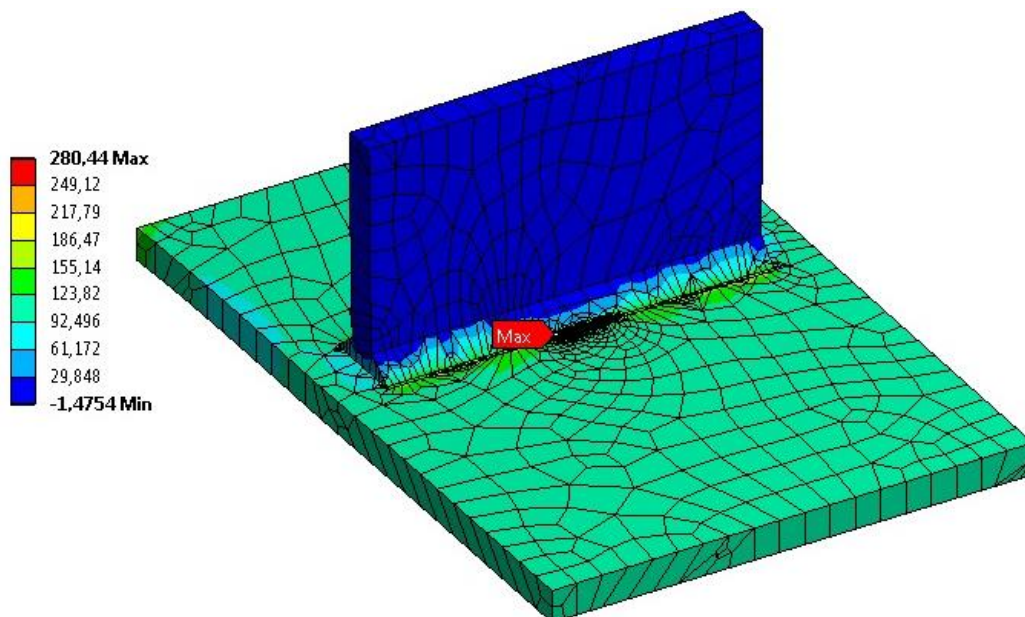
Figur 67: Elementnett for tilfelle 1 for case 4. Nærbilde av innrammet område i figur 68 under.



Figur 68: Nærbilde av elementnettet i kjervområdet.



Figur 69: Beregning av kjervspenning uten friksjonsfri opplagring under for tilfelle 1 for case 4.



Figur 70: Beregning av kjervspenning med friksjonsfri opplagring under for tilfelle 1 for case 4.

Utmattingslevetiden uten friksjonsfri opplagring under blir som følger:

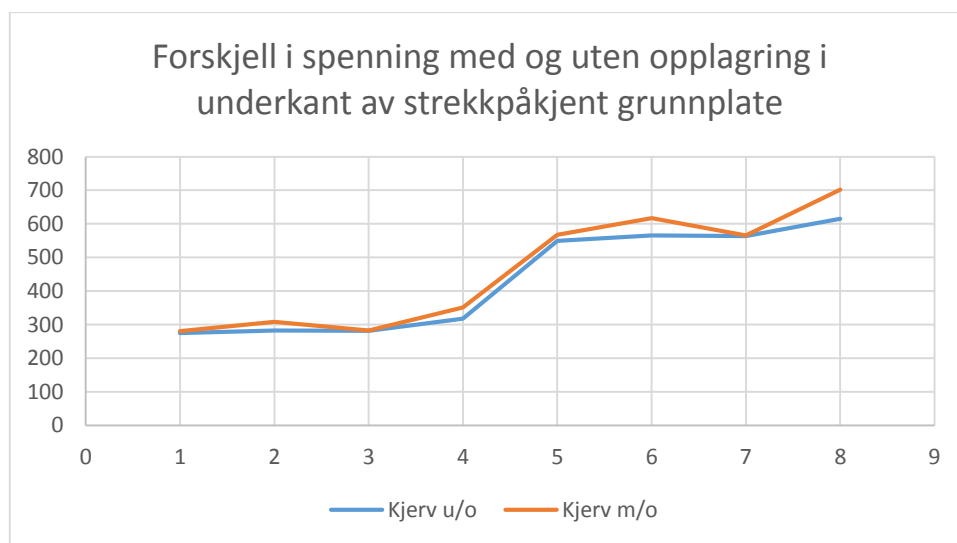
$$N = 10^{13,358} \cdot 274,66^{-3} = 1100560$$

Utmattingslevetiden med friksjonsfri opplagring under blir som følger:

$$N = 10^{13,358} \cdot 280,44^{-3} = 1033903$$

Tabell 22: Oversikt over den beregnede kjervspenningen, og sammenligning av spenningen med og uten opplagring under den strekkpåkjente grunnflaten for case 4.

Nummer	Kjervspenning uten opplagring [MPa]	Kjervspenning med opplagring [MPa]	Differanse [MPa]	Prosentvis differanse
1	274,66	280,44	5,78	2,1 %
2	282,64	308,41	25,77	9,1 %
3	281,87	282,57	0,70	0,2 %
4	317,58	351,04	33,46	10,5 %
5	549,31	567,64	18,33	3,3 %
6	565,28	616,82	51,54	9,1 %
7	563,74	565,13	1,39	0,2 %
8	615,16	702,08	86,92	14,1 %



Figur 71: Forskjell i spenning med og uten friksjonsfri opplagring av grunnplate.

Differanse mellom de beregnede spenningene spriker fra 0,2-14,1%. Den beregnede kjervspenningen er høyere i de tilfellene hvor det er satt på friksjonsfri opplagring under den strekkpåkjente grunnplaten. Dette fører til at utmattingsberegningene vil bli mer konservative med denne opplagringen.

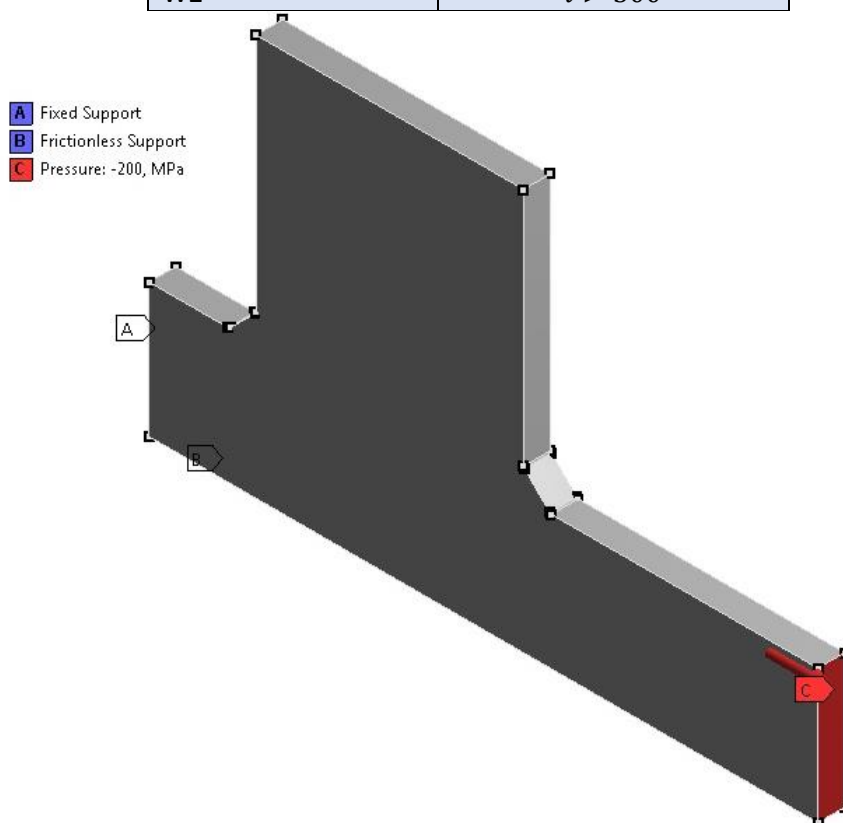
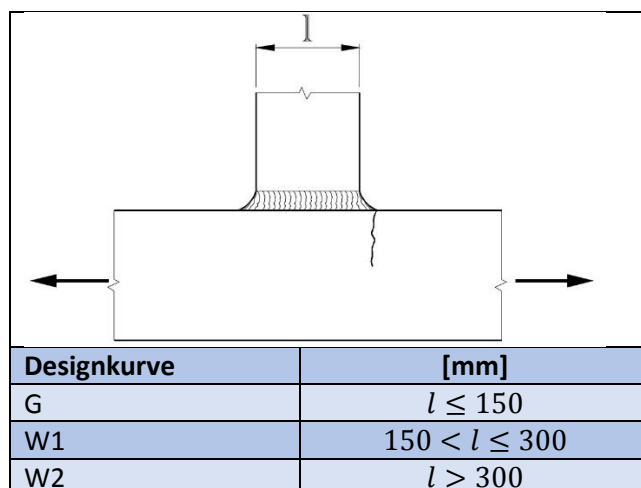
De tilfellene hvor forbindelsens nominelle spenningskurve er F, det vil si når tykkelsen på påsveiset plate i forbindelsen er 30mm så ligger den prosentvise differansen fra 9,1-14,1%. Det betyr at opplagringen får mer å si når forskyvningen av forbindelsens nøytralakse øker.



## 6.6 Case 5

Denne forbindelsen er undersøkt ved å sette inn en friksjonsfri opplagring på undersiden av den strekkpåkjennte grunnplaten som vist i figur 72 under.

Tabell 23: Klassifisering av forbindelsestypen. Sannsynlig sprekkvekst og spenningsretning er påsatt figuren [3].



Figur 72: Forbindelsen er fast innspent i A, har friksjonsfri opplagring i B og er påsatt strekk i C.

### 6.6.1 Nominell spenning

To spenningsvidder vil bli benyttet i beregningene, 100MPa og 200MPa.

**Tverrsnittsklasse G,  $k = 0.25$ :**

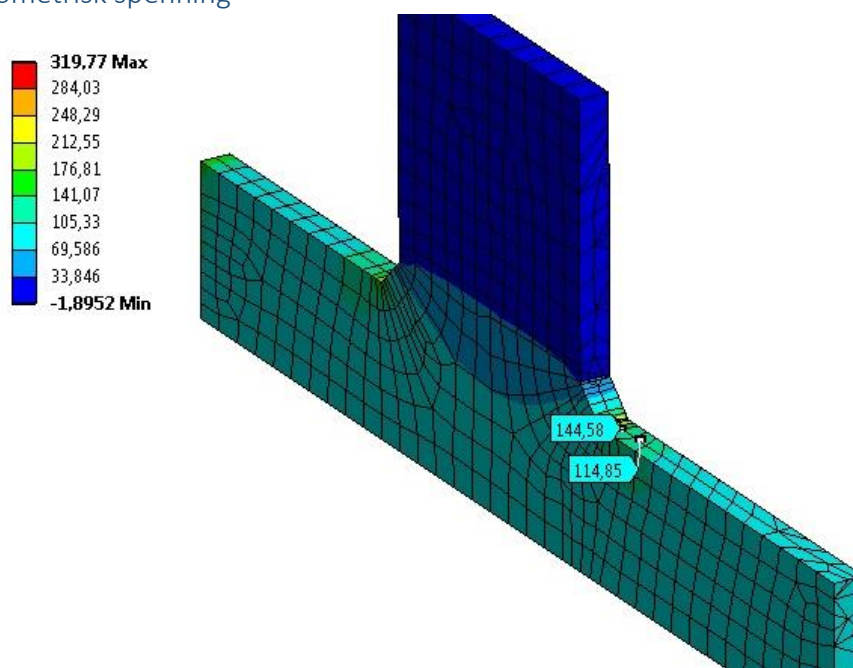
Formel 14 gir utmattingslevetiden:

$$N = 10^{11.398} \cdot 100^{-3} = 250035$$

$$N = 10^{11.398} \cdot 200^{-3} = 31254$$

Beregningsmetoden over er brukt for resten av de nominelle tilfellene under case 5.

### 6.6.2 Geometrisk spenning

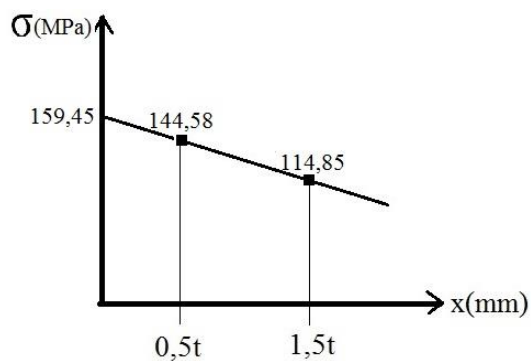


Figur 73: Fra FE-analyse av case 5 tilfelle nummer 1. Nominell kurve G, 100MPa påsatt strekkspenning.

Spenning avlest ved 0,5t: 114,85MPa

Spenning avlest ved 1,5t: 144,58MPa

Lineær ekstrapolasjon:



Figur 74: Ekstrapolasjon av geometrisk spenning for case 5.



Formel for en rett linje:

$$y = ax + b$$

Stigningstall:

$$a = -\frac{114,85\text{MPa} - 144,58\text{MPa}}{10\text{mm}} = -2,973 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}}$$

Når  $x = 5$  så er  $\sigma = 144,58\text{MPa}$

$$144,58\text{MPa} = -2,973 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} + b$$

$$b = 144,58\text{MPa} + 2,973 \frac{\text{MPa}}{\text{mm}} \cdot 5\text{mm} = 159,45\text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{geometrisk}} = 159,45\text{MPa}$$

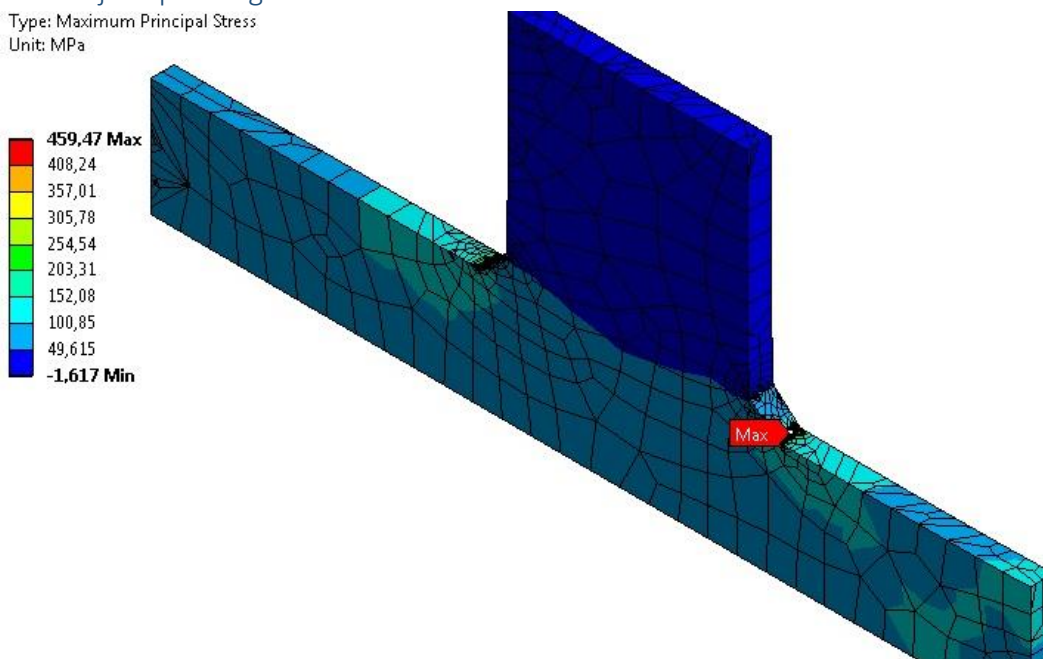
Antall sykler til brudd blir da:

$$N = 10^{12,164} \cdot 159,45^{-3} = 359888$$

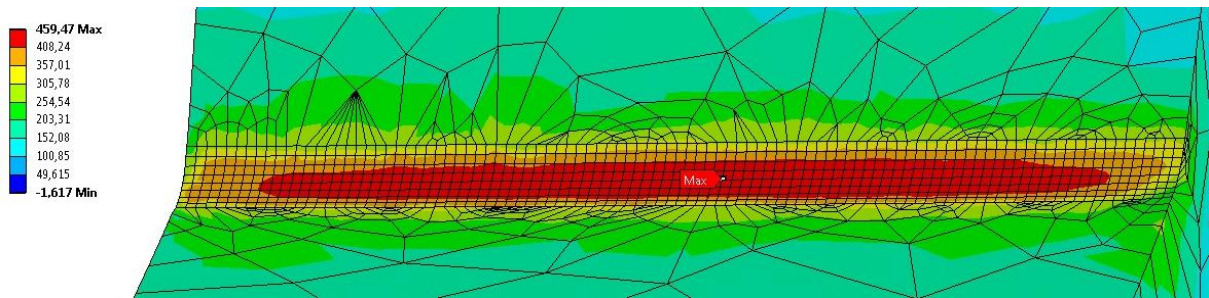
Beregningsmetoden over er brukt for resten av tilfellene under case 5.

### 6.6.3 Kjervspenning

Type: Maximum Principal Stress  
Unit: MPa



Figur 75: Beregning av kjervspenning for tilfelle 1 for case 5.



Figur 76: Nærbilde av elementnett og spenningsfordeling i kjervområdet for tilfellet i figur 75 over.

Utmattingslevetiden med friksjonsfri opplagring under blir som følger:

$$N = 10^{13,358} \cdot 459,47^{-3} = 235087$$

Resten av levetidene for kjervspenningen er funnet på samme måte.

Tabell 24: Beregnede kjervspenninger for case 5.

Nummer	Kjervspenning [MPa]
1	459,47
2	525,06
3	538,15
4	918,94
5	1050,1
6	1076,3



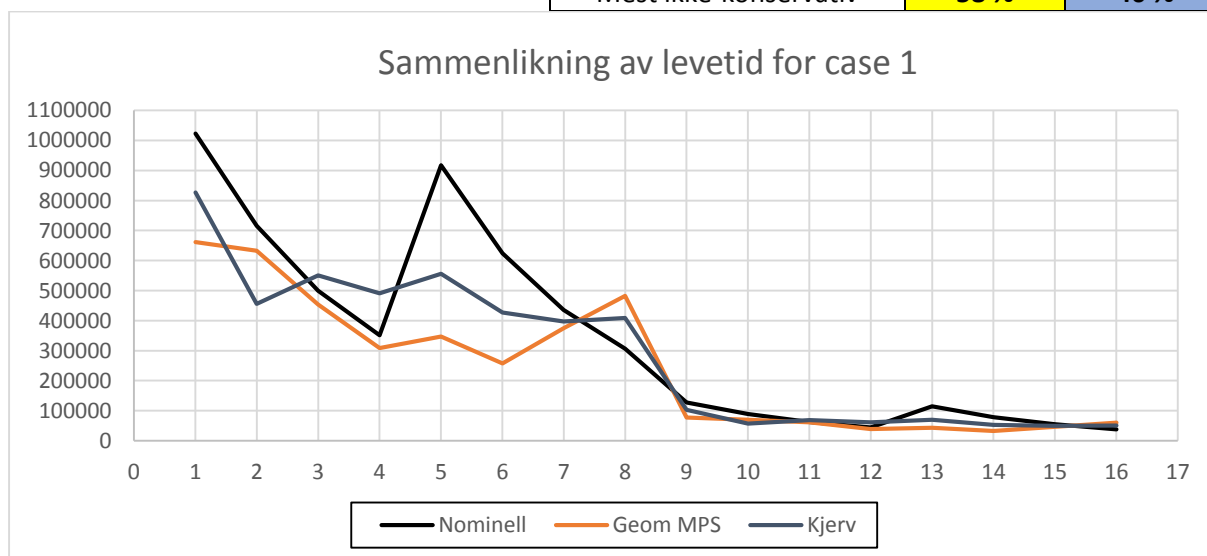
## 7. Resultater

Her vil resultatene fra alle beregningene bli presenter. Beregningene fra FE-analysen kan ses i CD-vedlegg. Alle positive prosentverdier i tabellene i dette kapittelet viser hvor ikke-konservative levetiden er, mens negativ prosentverdi viser hvor konservativ den er.

### 7.1 Case 1

Tabell 25: En samlet oversikt over resultatene fra case 1.

$\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nr.	$l$ [mm] og klasse	Beregnet antall sykler til brudd			% -vis forskjell fra nominell levetid	
				Nominell	Geometrisk	Kjerv	Geom	Kjerv
100	10	1	50, E	1023293	662015	826916	-35 %	-19 %
		2	100, F	716143	632334	456266	-12 %	-36 %
		3	150, F1	500035	453809	550327	-9 %	10 %
		4	320, F3	351560	308542	491454	-12 %	40 %
	30	5	50, E	917622	346872	556335	-62 %	-39 %
		6	100, F	623965	257728	426592	-59 %	-32 %
		7	150, F1	435672	374634	397298	-14 %	-9 %
		8	320, F3	306309	482624	409017	58 %	34 %
200	10	9	50, E	127912	76888	103359	-40 %	-19 %
		10	100, F	89518	69511	57033	-22 %	-36 %
		11	150, F1	62504	61765	68794	-1 %	10 %
		12	320, F3	43945	38923	61432	-11 %	40 %
	30	13	50, E	114703	43330	69542	-62 %	-39 %
		14	100, F	78107	32155	53322	-59 %	-32 %
		15	150, F1	54537	46538	49662	-15 %	-9 %
		16	320, F3	38344	60341	51127	57 %	33 %
Mest konservativ							<b>-62 %</b>	<b>-39 %</b>
Mest ikke-konservativ							<b>58 %</b>	<b>40 %</b>



Figur 77: Sammenlikning av levetidene for de forskjellige metodene for case 1.

### Kommentarer til case 1.

Som en kan se av figur 77 og tabell 25 så ligger den levetiden ved bruk av den geometriske spenningen og kjervspenningen ofte på konservativ side i forhold til den nominelle levetiden. Det er unntak hvor forskjellen er relativt stor og de forekommer der den nominelle S-N kurven går mot sitt laveste for denne forbindelsestypen, altså F1 og F3. Tabell 25 viser hvordan levetidene ligger i prosentvis forhold til den nominelle levetiden, og en kan se at spennet er ganske stort.

Resultatene over tyder på at de lokale faktorene ikke klarer å påvirke spenningene tilstrekkelig til å følge fallet i nominell levetid som kommer av nedgradering av S-N kurven.

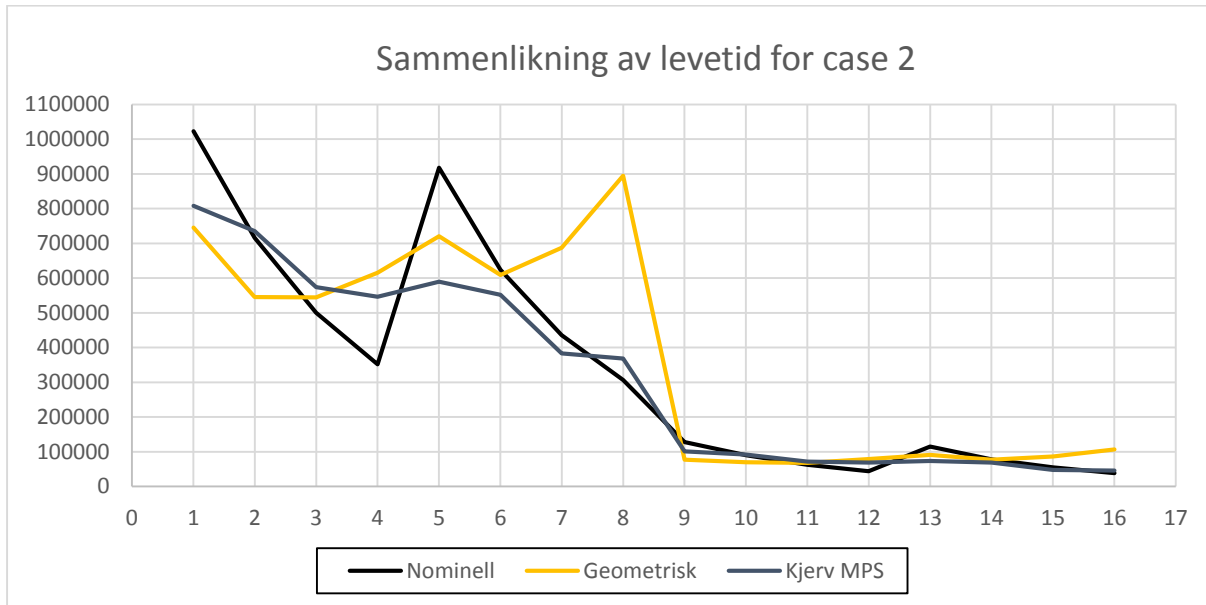
Selv om den levetiden for den geometriske spenningen ligger på konservativ side for de fleste tilfellene, så er det en tydelig svakhet at den gir en økning i levetid fra tilfelle 6-8 og 15-16.

Kjervspenningen ligger prosentvis nærmere den nominelle spenningen, men også her så kan man se økning i levetid i tilfeller den en forventer en nedgang.

## 7.2 Case 2

Tabell 26: En samlet oversikt over resultatene fra case 2

$\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nr.	$l$ [mm] og klasse	Beregnet antall sykler til brudd			% -vis forskjell fra nominell levetid	
				Nominell	Geometrisk	Kjerv	Geom	Kjerv
100	10	1	50, E	1023293	744945	807996	-27 %	-21 %
		2	100, F	716143	545075	735440	-24 %	3 %
		3	150, F1	500035	544016	574333	9 %	15 %
		4	320, F3	351560	615622	546434	75 %	55 %
	30	5	50, E	917622	720574	589808	-21 %	-36 %
		6	100, F	623965	608924	551809	-2 %	-12 %
		7	150, F1	435672	687770	383358	58 %	-12 %
		8	320, F3	306309	894939	368074	192 %	20 %
200	10	9	50, E	127912	76625	101000	-40 %	-21 %
		10	100, F	89518	69205	91934	-23 %	3 %
		11	150, F1	62504	67582	71792	8 %	15 %
		12	320, F3	43945	79199	68307	80 %	55 %
	30	13	50, E	114703	90656	73726	-21 %	-36 %
		14	100, F	78107	77229	68976	-1 %	-12 %
		15	150, F1	54537	86050	47922	58 %	-12 %
		16	320, F3	38344	106237	46009	177 %	20 %
Mest konservativ							<b>-40 %</b>	<b>-36 %</b>
Mest ikke-konservativ							<b>192 %</b>	<b>55 %</b>



Figur 78: Sammenlikning av levetidene for de forskjellige metodene for case 2.

**Kommentarer til case 2.**

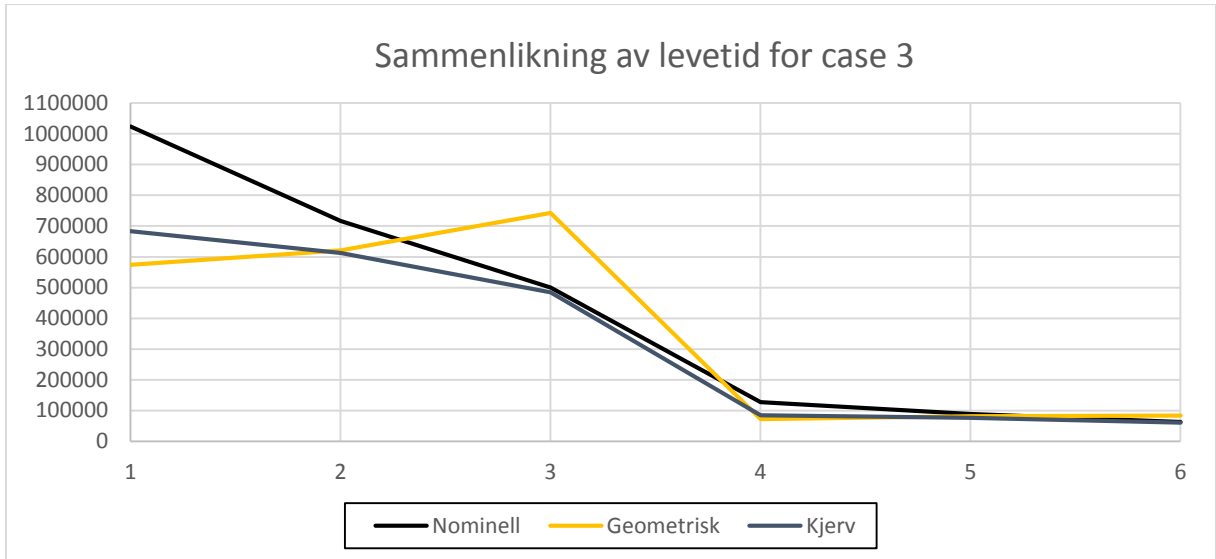
Her kan vi se samme tendens som fremkommer i case 1. Beregnet levetid fra kjervspenningen følger den nominelle ganske godt, men som i case 1 så klarer ikke spenningskonsentrasjonene i kjerven å følge fallet i nominell S-N kurve tilstrekkelig. Dette gjør at også her så blir levetiden ikke-konservativ ved tilfeller hvor den nominelle S-N kurven er lav.

Tendensen er enda sterkere for den geometriske spenningen. Den ligger på konservativ side for tilfellene med nominell S-N kurve E og F, men blir som en kan se av figuren over svært ikke-konservativ for tilfellene der den nominelle S-N kurven er lavere. At spenningen øker fra tilfelle 3-4, 6-8, 11-12 og 14-16 betyr at endringene i geometrien klarer å produsere de spenningskonsentrasjonene en burde sett i disse tilfellene.

7.3 Case 3

Tabell 27: En samlet oversikt over resultatene fra case 3.

$\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nr.	$l$ [mm] og klasse	Beregnet antall sykler til brudd			%vis forskjell fra nominell levetid	
				Nominell	Geometrisk	Kjerv	Geom	Kjerv
100	10	1	120, E	1023293	574032	683018	-44 %	-33 %
		2	200, F	716143	620426	612013	-13 %	-15 %
		3	310, F1	500035	742271	484706	48 %	-3 %
200	10	4	120, E	127912	72733	85377	-43 %	-33 %
		5	200, F	89518	81426	76846	-9 %	-14 %
		6	310, F1	62504	84077	60841	35 %	-3 %
Mest konservativ							<b>-44 %</b>	<b>-33 %</b>
Minst konservativ							<b>48 %</b>	<b>-3 %</b>



Figur 79: Sammenlikning av levetidene for de forskjellige metodene for case 3.

**Kommentarer til case 3.**

Levetiden for den geometriske spenningen oppfører seg på samme måte som for case 1 og 2. Levetiden øker ved nedgradering av den nominelle S-N kurven, og oppfører seg på den måten motsatt av den nominelle levetiden.

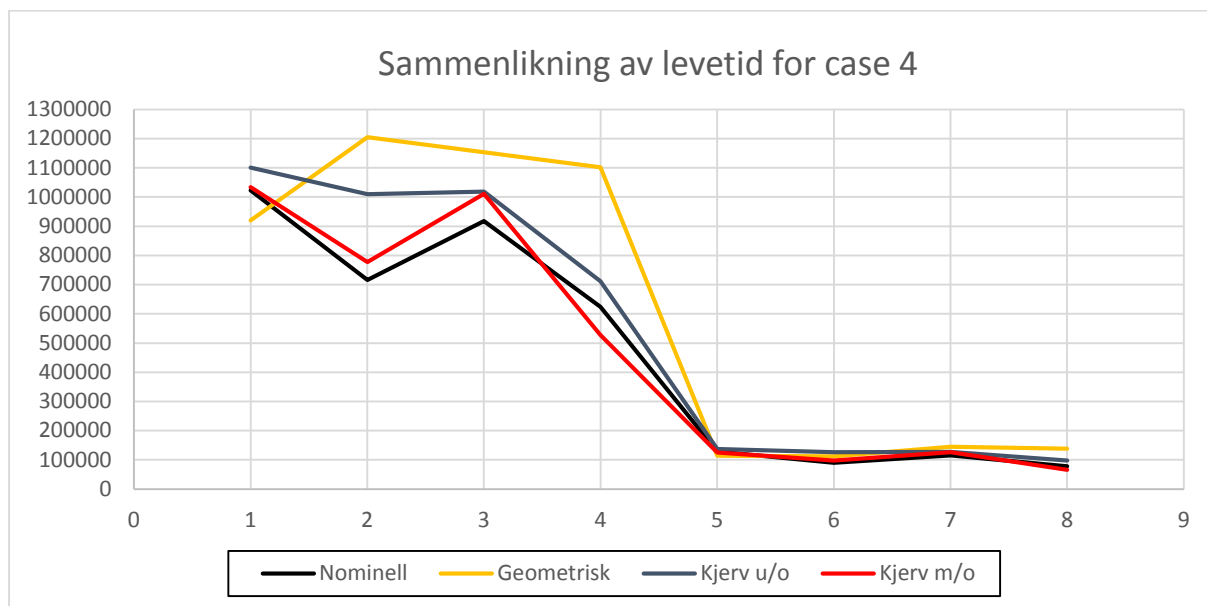
Levetiden gitt av kjervspenningen følger derimot ned nominelle levetiden svært godt, og holder seg på konservativ side hele veien. Det er likevel en godt synlig forskjell i hvordan de to kurvene faller i forhold til hverandre. Forskjellen i levetid for metodene i tilfelle 1 og 4 er stor, mens ved tilfelle 3 og 6 er levetidene nesten identiske. Fallet i levetid for kjervspenningen er heller ikke her stort nok til å følge fallet i levetid for nominell spenning ved nedgradering av kurvene.

7.4 Case 4

Tabell 28: En samlet oversikt over resultatene fra case 4. Resultatene for kjervspenningen er de der den friksjonsfrie opplagringen er inkludert i beregningsmodellen.

$\Delta\sigma$ , [MPa]	Plate-tykkelse, T [mm]	Nr.	t [mm] og klasse	Beregnet antall sykler til brudd			% -vis forskjell fra nominell levetid		
				Nominell	Geometrisk	Kjerv u/o	Geom	Kjerv u/o	Kjerv m/o
100	10	1	10, E	1023293	920484	1100560	-10 %	8 %	1 %
		2	30, F	716143	1204622	1009948	68 %	41 %	9 %
	30	3	10, E	891579	1153322	1018248	26 %	11 %	10 %
		5	30, F	623965	1102427	711935	77 %	14 %	-16 %
200	10	5	10, E	127912	113855	137578	-11 %	8 %	-3 %
		6	30, F	89518	112057	126244	25 %	41 %	9 %
	30	7	10, E	111607	144727	127281	26 %	11 %	10 %
		8	30, F	78107	137823	97957	76 %	25 %	-16 %
Mest konservativ							-11 %	8 %	-16 %
Minst konservativ							77 %	41 %	10 %





Figur 80: Sammenlikning av levetidene for case 4.

#### Kommentarer til case 4.

Denne forbindelsen er av typen DNV kaller en «enkel» T-forbindelse. Det vil si at de anbefaler å bruke den faktiske nominelle S-N kurven sammen med den beregnede geometriske spenningen. Her har den geometriske spenningen blitt benyttet sammen med D-kurven slik den er for de andre casene. Dette er gjort for å verifisere påstanden fra DNV, og for å se hvor stor innvirkning dette har. Dersom utmattingslevetiden med geometrisk spenning hadde blitt beregnet med de nominelle spenningskurvene så ville resultatet vært konservativt sett i forhold til de nominelle verdiene i alle tilfellene. Som en kan se av figuren over så gir ikke D-kurven noe godt estimat i dette tilfellet, og en kan trygt stille seg bak anbefalingen fra DNV.

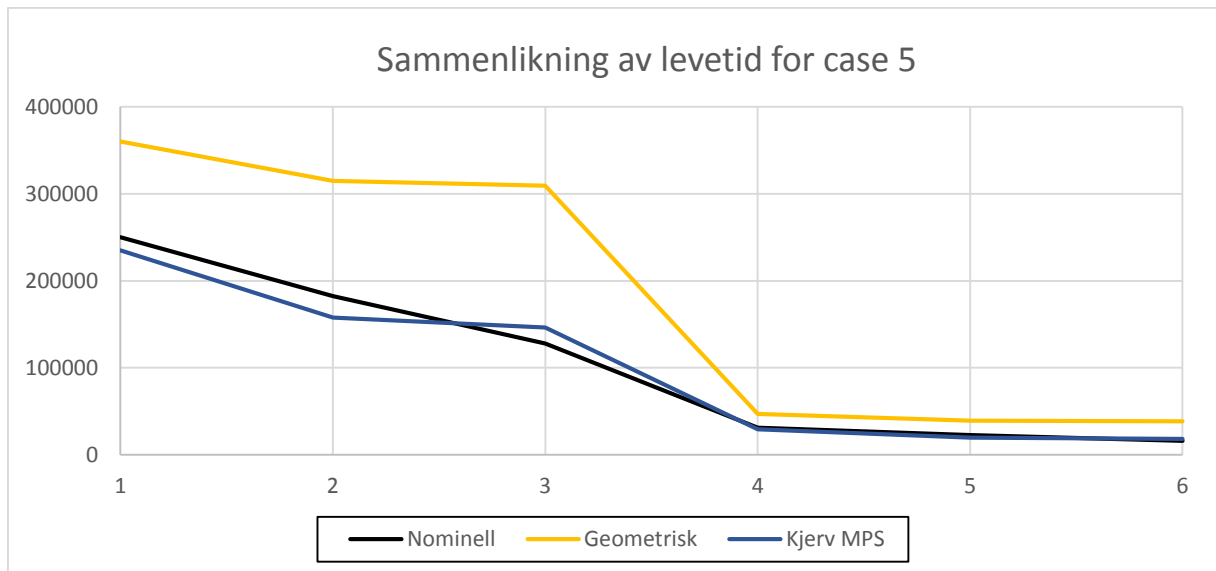
I tabell 28 er kun den prosentvise forskjellen for levetiden for kjervspenningen med opplagring inkludert på grunn av plassmangel. I figur 80 kan man se at denne gir en mye bedre tilnærming til den nominelle levetiden enn resultatene uten opplagringen. Alle beregninger kan ses i elektronisk vedlegg.

Levetiden som er beregnet fra kjervspenningen gir ganske gode tilnærminger til den nominelle levetiden med unntak av tilfelle 2 og 6 hvor den prosentvise forskjellen er ganske stor. Svakheten her er at alle resultatene ligger på ikke-konservativ side.

## 7.5 Case 5

Tabell 29: En samlet oversikt over resultatene fra case 5.

$\Delta\sigma$ , [MPa]	$t$ [mm]	Nr.	$l$ [mm] og klasse	Beregnet antall sykler til brudd			%vis forskjell fra nominell levetid	
				Nominell	Geometrisk	Kjerv	Geom	Kjerv
100	10	1	100, G	250035	359888	235087	44 %	-6 %
		2	200, W1	182390	314603	157534	72 %	-14 %
		3	350, W2	127938	309204	146315	142 %	14 %
200	10	4	100, G	31254	47132	29386	51 %	-6 %
		5	200, W1	22799	39347	19693	73 %	-14 %
		6	350, W2	15992	38509	18289	141 %	14 %
Minste differanse							<b>44 %</b>	<b>-14 %</b>
Største differanse							<b>142 %</b>	<b>14 %</b>



Figur 81: Sammenlikning av levetidene for case 5.

**Kommentarer til case 5.**

Noe usikkert hvorvidt denne casen inngår i det DNV kaller «enkle» forbindelser, men resultatene for den geometriske spenningen tyder på at den burde det. Her ligger levetiden beregnet fra den geometriske spenningen langt over den nominelle levetiden, og en ved slike forbindelser må en vurdering gjøres med tanke på hvilken S-N kurve man kombinerer spenningen med.

Resultatene fra kjervspenningen gir gode tilnærminger til de nominelle resultatene for denne casen, men igjen viser det seg at lavere nominelle S-N kurver gir ikke-konservative resultater for andre metoder i forhold til den nominelle. Differansen mellom levetiden fra den nominelle spenningen og kjervspenningen er likevel veldig like i tilfelle 3 og 6, og med tanke på følsomheten i FE-beregningene så ender fort disse resultatene også på konservativ side.

## 8. Diskusjon

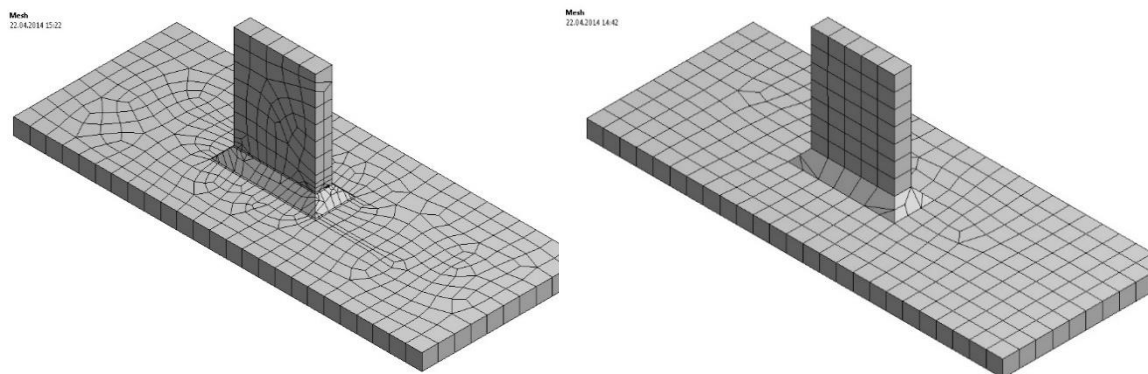
Uten at det tydelig presiseres i DNVs anbefalte praksis å ønskes det trolig at levetidsberegningene etter metodene med geometrisk spenning og kjervspenning havner på konservativ side i forhold til den nominelle spenningen. Resultatene viser at i de forbindelsestypene som er undersøkt i casene i kapittel 6, så følger utmattingslevetidene for de tre metodene hverandre godt i mange tilfeller. De tilfellene som skiller seg spesielt ut er de der forbindelsens nominelle S-N kurve er lavest i forhold til kurvene som benyttes for de andre metodene. Resultatene antyder at der de alternative metodene skal få økt spenning som følge av endringer i geometrien, så er effekten av denne endringen ikke stor nok til å følge fallet i levetid som kommer av nedgradering av S-N kurvene for den nominelle spenningen. Spesielt usikker viser levetiden beregnet med den geometriske spenningen seg å være, og på det meste er levetiden hele 192% høyere enn den nominelle. I flere av de undersøkte forbindelsene så øker den der den nominelle spenningskurven nedgraderes, så det er helt tydelig at den nødvendige spenningskonsentrasjonene ikke opptrer slik de burde.

Det er også verdt å merke seg at i de tilfellene hvor nominell S-N kurve «E» er gjeldende, så blir levetiden fra den geometriske spenningen ofte veldig konservativ.

Dette kapittelet vil belyse flere mulige årsaker som **kan** ha påvirket spenningene nok til å gi disse ugunstige resultatene.

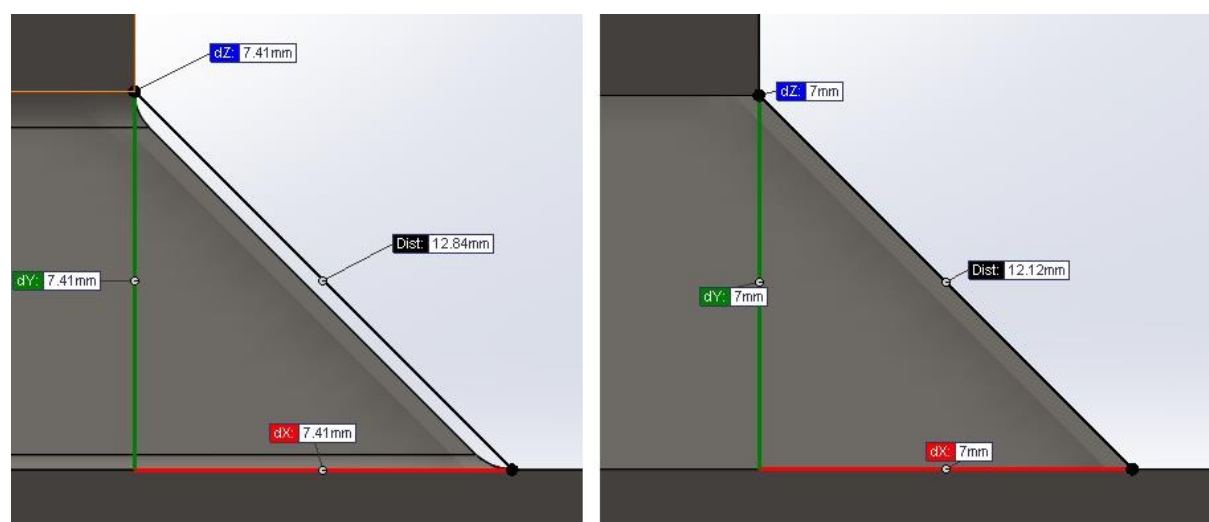
### Avrunding av sveisetå

Utgangspunktet for beregningene var at de tre metodene som er presentert i denne oppgaven skulle kunne benyttes på samme modell. Dette førte til at kjervspenningens krav om en avrundet sveisetå ble inkludert i alle FE-modellene. Etter at beregningene var gjort for alle casene, ble case 1 undersøkt på nytt uten denne avrundingen for å se hvor store forskjeller dette ga. I tabell 12 ser man at denne forskjellen grovt utgjør  $\approx 10\%$  i spenning, og viser tydelig at den geometriske spenningen blir høyere ved å utelate avrundingen. Figur 82 under viser elementnettet for tilfelle 1 av case 1 med og uten avrundingen av sveisetåen. Det er tydelig at elementnettet for tilfellet uten er bedre og nærmere det DNV anbefaler enn tilfellet med avrundingen. Selv om elementene i figuren til venstre varierer mer i form er ikke elementene spesielt dårlige. De utgjør derfor trolig ikke hele forskjellen på egenhånd.



Figur 82: Viser forskjellene i elementnettet med (t.v.) og uten sveisetåradiusen.

En annen faktor som kan være med på å skape forskjellen i de beregnede spenningen for geometrisk spenning for case 1 kan være at det er en usikkerhet i hvor sveisetåen befinner seg i den avrundede kjerven. Beregningene har tatt utgangspunkt i at det er der kjervavrundings tangent er parallell med den strekkpåkjente grunnplaten. Som en kan se av figur 83 under så er det en liten distanseforskjell på 0,41mm fra sveisetå til påsveisede plate for de to figurene. Det kan derfor diskuteres hvor i den avrundede kjerven utgangspunktet for målingene til avlesningspunktene skal være. Radiusen fører til at avlesningspunktene blir 0,41mm lenger vekk fra den påsveisede platen enn de blir for de forbindelsene som er modellert uten. Dette kan ha medvirket til at den beregnede geometriske spenningen har blitt lavere i tilfellene med avrundingen.



Figur 83: Plassering av sveisetå med og uten avrundingen.

## Opplagring

Opplagringen er en annen faktor som påvirker både kjervspenningen og den geometriske spenningen. I de tilfellene hvor det påsveisede materialet er av en slik størrelse at grunnplatenes nøytralakse forskyves vesentlig oppover, forekommer det vesentlig bøyning av platen. Dette gjør



så strekkspenningene i kjervområdet avlastes og den beregnede utmattingslevetiden blir mindre konservativ. Dette er undersøkt i case 5 og resultatene derfra viser tydelig at i de tilfellene hvor påsveiset plate er tykk (=30mm) så øker spenningen  $\approx 10\%$  med friksjonsfri opplagring under den strekkpåkjennte grunnflaten. Spenningen økte også i de tilfellene hvor påsveiset plate var tynn (=10mm), men ikke i like stor grad. En kan da med større trygghet anta at jo mer nøytralaksen forskyves, jo mer avlastes spenningene i kjerven. En kan da gjøre en vurdering om hvor mye nøytralaksen kan forskyves før det blir hensiktsmessig å sette inn en ekstra opplagring. Opplagerbetingelsene er selvfølgelig styrt av den globale geometrien, og om forbindelsen som undersøkes er en del av en større struktur.

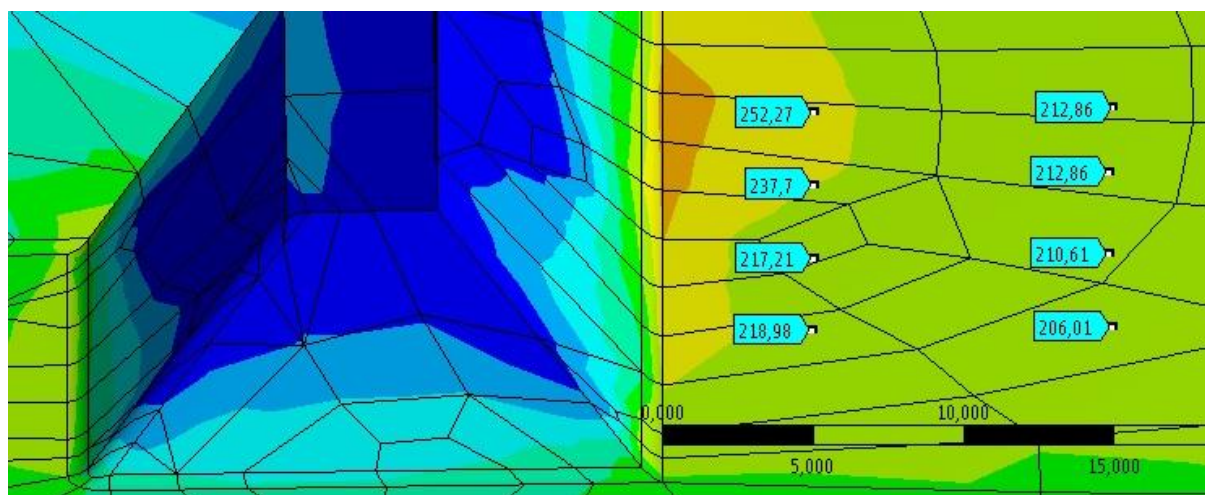
### ANSYS-lisens

Programvarelisensen som har vært tilgjengelig har i noen tilfeller vist seg å være begrensende. Lisensen innehar et maksimum tillatt antall av noder og elementer, dette har i enkelte tilfeller gjort det nødvendig å forenkle modellen mer enn ønskelig. Dette kan ha ført til unøyaktigheter i den beregnede spenningen. Dette gjelder i de fleste tilfellene hvor kjervspenningen skal undersøkes. Fint elementnett i kjerven gir for mange noder ved bruk av kubiske elementer med 20 noder. Derfor ble det nødvendig å benytte elementer med 8 noder i stedet.

### Spenning

I DNVs nominelle spenningsberegninger benyttes hovedspenninger som de dimensjonerende spenningsviddene. Det er likevel ikke presisert i beskrivelsen av de to andre metodene hvilke spenninger som bør hentes ut fra FE-analysen. Undertegnede har antatt at hovedspenningen er det som er det mest gunstige alternativet. Det er likevel stor forskjell på det som i ANSYS kalles «averaged max principal stress» og «unaveraged max principal stress». Uten at det har blitt undersøkt nærmere i denne oppgaven, så har undertegnede lagt merke til at forskjellen på disse i mange tilfeller er veldig stor. Det er også alltid slik at «unaveraged» spenning alltid er høyere enn «averaged» spenning. Leseren bes derfor være oppmerksom på dette.

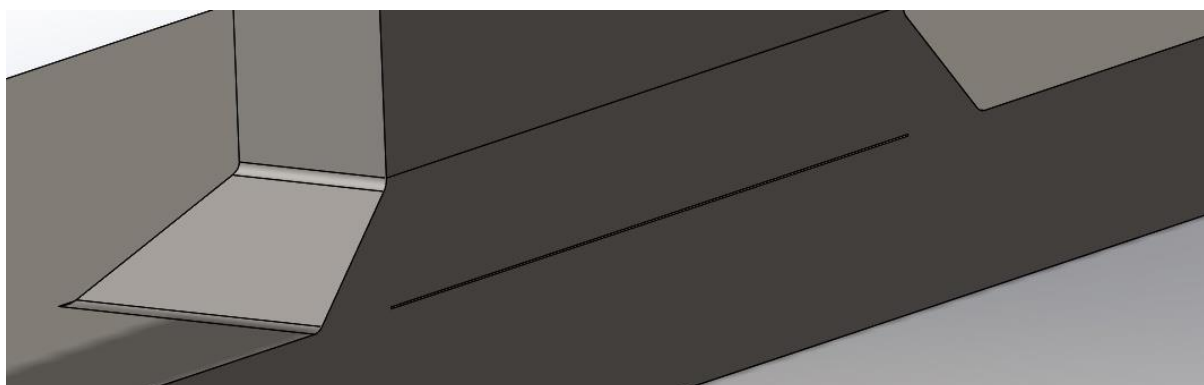
Det er også knyttet usikkerhet til hvordan spenningene i avlesningspunktene hentes ut for å beregne den geometriske spenningen. Stikkprøvefunksjonen fungerer slik at man manuelt trykker på et punkt på elementoverflaten man ønsker å vite spenningen. Det er små forskjeller i spenningen om man beveger seg 0,1mm til eller fra punktet, men som en kan se i figur 84 under så varierer spenningen ganske mye parallelt med sveisetåen. Undertegnede har fulgt anbefalingene fra DNV så godt som mulig og plukket spenningene midt på påsveiset plate som vist i figur 20, men det er likevel verdt å merke seg denne variasjonen. Unøyaktigheter ved uthenting av disse spenningene kan føre til over-, eller undervurdering av spenningen.



Figur 84: Viser et eksempel på hvordan spenningen kan variere parallelt med sveisen.

### Sammensmelting av plater i forbindelsen

Når forbindelsene blir modellert i Solid Works så blir hele forbindelsen sammensmeltet, og ikke kun den modellerte kilsveisen. Dette er ikke undersøkt i beregningene, men det antas at man vil se en forskjell dersom man modellerer forbindelsene slik som vist i figur 85 under.



Figur 85: Utsnitt som viser hvordan forbindelsen kunne sett ut dersom den skulle vært modellert uten sammenheng mellom platene i forbindelsen. Her er kun selve sveisen sammenhengende med grunnmaterialet.

### Usikkerheter knyttet til FE-analyse

Det må merkes at en FE-analyse kun er en tilnærming til den faktiske løsningen på det man måtte undersøke. En kan argumentere for at metoden er såpass gjennomprøvd og at en derfor kan se på denne som ganske sikker. Det presiseres likevel at små endringer i parametere kan gi store spenningsforskjeller. Spenningene som hentes ut fra FE-analysen er plassert i områder med store spenningsgradienter som for eksempel spenningssingulariteter, slik at små endringer i elementers form og størrelse kan ha stor innvirkning på den beregnede spenningen.



Anbefalingen fra DNV sier at elementnettet i og rundt kjerven helst skal bestå av kubiske elementer med 20 noder. Den forteller videre at ved bruk av elementer av lavere kvalitet må elementnettet forfines ytterligere. Kjervspenningen er i som nevnt tidligere beregnet ved bruk av elementer med 8 noder. Det anbefalingen ikke sier noe om er hvor mye finere det må være. Basert på verifikasjonen av kjervspenningsmetoden i kapittel 6, så antas det at elementnettet er tilstrekkelig forfinet i denne oppgaven.

## 9. Konklusjon

I denne oppgaven har utmattingslevetid beregnet ved bruk av nominell spenning, geometrisk spenning og kjervspenning blitt sammenlignet. Metodene som er benyttet er de som er anbefalt i DNV-RP-C203. Flere forskjellige caser har blitt undersøkt, og undertegnede har prøvd å variere disse så godt det lar seg gjøre samtidig som at alle metodene egner seg for de aktuelle forbindelsene.

Generelt kan en si at metodene korrelerer bra, og at utmattingslevetiden med kjervspenningen og den geometriske spenningen gir gode tilnærminger til den nominelle utmattingslevetiden. I de aller fleste tilfellene som er undersøkt så vil den beregnede levetiden ligge i nærheten av den nominelle, men det varierer om resultatene er konservative eller ikke-konservative. Fra resultatene i denne oppgaven kommer det tydelig frem at kjervspenningen er det alternativet som gir den beste tilnærmingen til de nominelle resultatene. Det faktum at levetidene ofte ligger på ikke-konservativ side, og i enkelttilfeller opp til 192% høyere enn den nominelle levetiden, gjør det vanskelig å stole på de levetidene en beregner seg frem til. Det kreves derfor mye erfaring med bruken av disse metodene dersom man ikke har den nominelle levetiden å sammenligne med.

Resultatene er kommentert i kapittel 7, og det som oftest går igjen er at fallet i nominell levetid som følge av nedgradering av S-N kurven, er større enn det fallet de lokale spenningskonsentrasjonene skaper for levetiden til de to andre metodene. Forskjellene i levetiden er størst der forskjellen på S-N kurvene som benyttes for metodene er størst. Samtidig ses det tydelig at de beregnede levetidene fra den geometriske spenningen er de som skiller seg mest fra de nominelle.

I kapittel 8 blir faktorer som har, og kan ha påvirket levetidene diskutert. Disse faktorene inkluderer blant annet avrunding av sveisetå, spenningsvariasjoner fra FE-analysen, opplagerbetingelser og begrensninger i ANSYS-lisensen. Dette er noen av flere usikkerhetsmomenter som bør undersøkes videre.

Variasjoner som kommer fra FE-modellen og det antallet parametere som spiller inn på den beregnede spenningen gjør også at en bør være stødig i bruken av programvare som benytter FEM.

Hovedkonklusjonen for dette arbeidet blir derfor at ved bruk av geometrisk spenning eller kjervspenning man må være kritisk til resultatene, spesielt i tilfeller hvor forbindelsens nominelle S-N kurve er mye lavere enn kurven for den alternative metoden man velger.





Den største fordel med disse metodene er at de tilbyr en alternativ måte å beregne spenningene i tilfeller der den nominelle spenningen er ukjent. En mer detaljert oversikt over fordeler og ulemper blir presentert i tabell 4 i kapittel 4.3.

## 9.1 Anbefalinger

Under følger flere anbefalinger ved bruk av geometrisk spenning og kjervspenning.

- Vær kritisk når geometrisk spenning og kjervspenning benyttes, og spesielt på forbindelser hvor nominell S-N kurve skiller seg veldig fra de andre metodenes S-N kurver.
- Kjervspenningen vil generelt gi resultater som ligger nærmere de nominelle resultatene enn det den geometriske spenningen gjør.
- Ved beregning av den geometriske spenningen blir resultatene mer konservative dersom sveisetåradiusen utelates fra beregningsmodellen.
- Ved beregning av spenninger fra FE-analyser anbefales det å hente ut største hovedspenning fra beregningene.
- I forbindelser hvor den totale nøytralaksen er langt unna nøytralaksen for den strekkpåkjennte grunnplaten anbefales det å inkludere opplagringer som forhindrer spenningsavlastninger på grunn av bøyning i kjervområdet. Dette avhenger av utseendet på den faktiske forbindelsen.

## 9.2 Videre arbeid

Ved videre arbeide anbefales det å undersøke følgende punkter:

- Analysere flere og mer komplekse forbindelser.
- Undersøke forskjellen på bruk av «averaged» og «unaveraged» største hovedspenning.
- Undersøke geometrisk spenning med skall-elementer.
- Se på spenningen i integrasjonspunktene i FE-analysen og bruke disse for å beregne seg frem til den geometriske spenningen.
- Undersøke geometrisk spenning i bøyepåkjennte forbindelser, og forbindelser med betydelige spenningskomponenter langs med sveisen.
- Se nærmere på tilfeller hvor den nominelle S-N kurven er lav, og finne eventuelle faktorer som øker «treffsikkerheten» til den geometriske spenningen og kjervspenningen.
- Kjøre simuleringer med en lisens som tillater større modeller, og undersøk kjervspenning ved bruk av elementer av høyere kvalitet.
- Kjøre beregninger med S-N kurver for andre omgivelser enn luft.
- Undersøke betydningen av plassering av sveisetå ved beregning av geometrisk spenning på modeller med avrundet sveisetå.
- Se på betydningen forskyvning av nøytralaksen har for de beregnede spenningene. Finne en grenseverdi for når det blir hensiktsmessig å innføre en ekstra opplagring av forbindelsen.

## 10. Referanser

### Litteratur

1. Lassen, T., Recho, N, *Fatigue Life Analyses of Welded Structures - Flaws*. 2006: Iste Publishing Company. 406.
2. Terjesen, G., *Sveis og utmatting*. 2013: IMT/UMB. 21.
3. DNV, *DNV-RP-C203*, in *Fatigue Design of Offshore Steel Structures*. 2012. p. 178.
6. Terjesen, G., *Grunnleggende om utmatting i metaller*. 2013, IMT/UMB. 65.
11. Almar-Næss, A., *Fatigue Handbook - offshore steel structures*. 1985: Tapir. 532.
12. Terjesen, G., *Bruk av standarder. Fokus DNV-RP-C203*. 2013: p. 21.
13. Terjesen, G., *Utmattning 2*. 2013, IMT/UMB.
14. Haagensen, P.J., *Fatigue Design of Welded Structures - Norsok and Eurocode 3*. 2011.
16. Lotsberg, I., *Recommended methodology for analysis of structural stress for fatigue assessment of plated structures*. 2004, DNV: Houston, USA. p. 14.

### Internettkilder

4. DNV. *Om DNV*. [cited 2014 28. januar]; Available from: [http://www.dnv.no/mer\\_om\\_dnv/profile/om\\_oss/index.asp](http://www.dnv.no/mer_om_dnv/profile/om_oss/index.asp).
5. wikipedia. *Wilhelm Albert*. 2014 24.02.14]; Available from: [http://en.wikipedia.org/wiki/Wilhelm\\_Albert](http://en.wikipedia.org/wiki/Wilhelm_Albert).
7. wikipedia. *August Wöhler*. 2014 [cited 2014 12.03.2014]; Available from: [http://en.wikipedia.org/wiki/August\\_W%C3%B6hler](http://en.wikipedia.org/wiki/August_W%C3%B6hler).
8. NRK. *30 år siden Kielland-ulykken*. 2009 [cited 2014 31.01.14]; Available from: [http://www.nrk.no/kanal/nrk\\_gull/1.6542545](http://www.nrk.no/kanal/nrk_gull/1.6542545).
9. Sigurdson, B. [Bilde] 2010 24.02.2014]; Available from: <http://www.nettavisen.no/nyheter/article2869739.ece>.
10. Aftenposten. *Materialtretthet årsak til avsporing*. 2000 [cited 2014 24.02.14]; Available from: <http://tux1.aftenposten.no/nyheter/iriks/d146232.htm>.
15. Strang, G. *Finite Element Method*. 2013 03.04.2014]; Available from: <http://serious-science.org/videos/36>.



## 11. Vedlegg

### **Skriftlige vedlegg**

Vedlegg A – Tegninger og målsetting av case 1-5

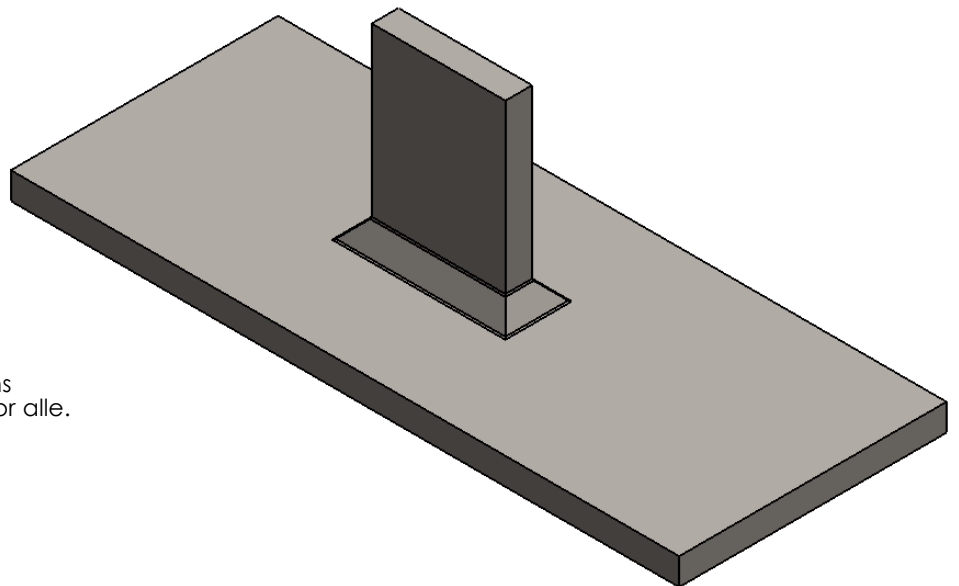
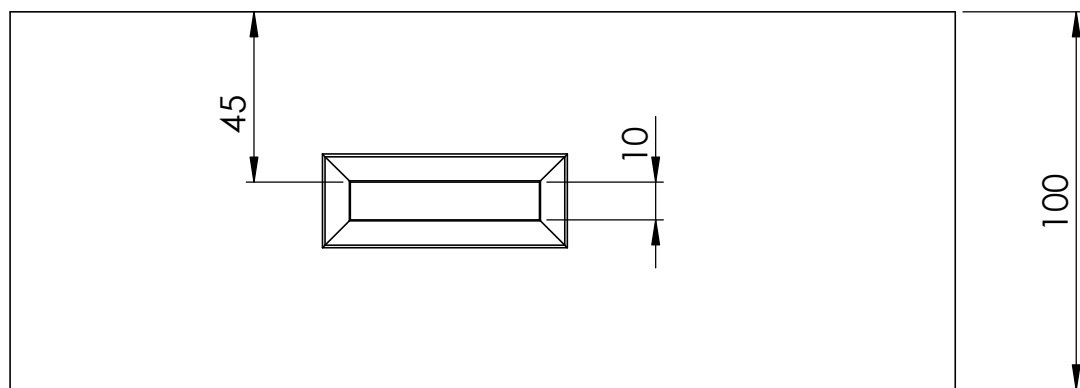
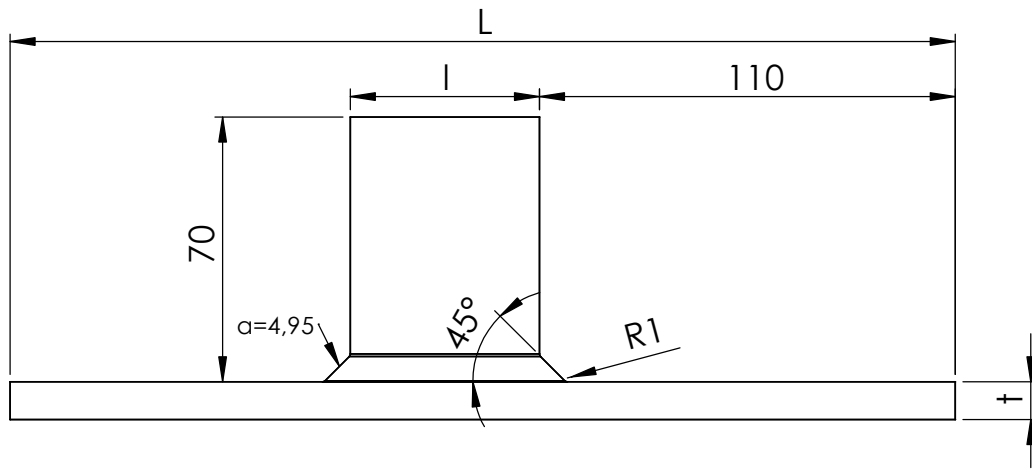
Vedlegg B – Refleksjonsnotat

Vedlegg C – Fremdriftsplan

### **Elektroniske vedlegg**

Vedlegg D – Regneark fra Microsoft Office Excel og ANSYS-filer fra FE-analysene.

## **Vedlegg A – Tegninger og målsetting**



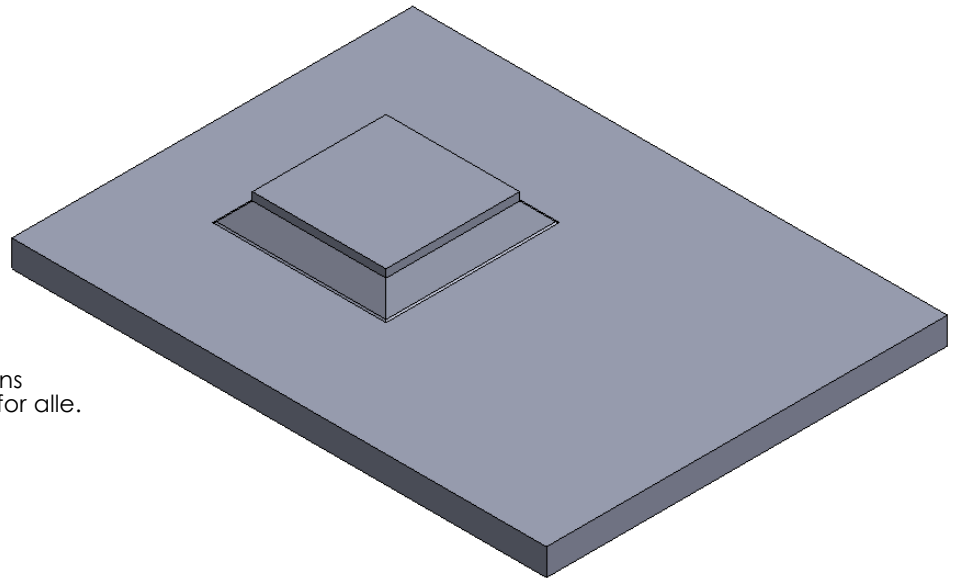
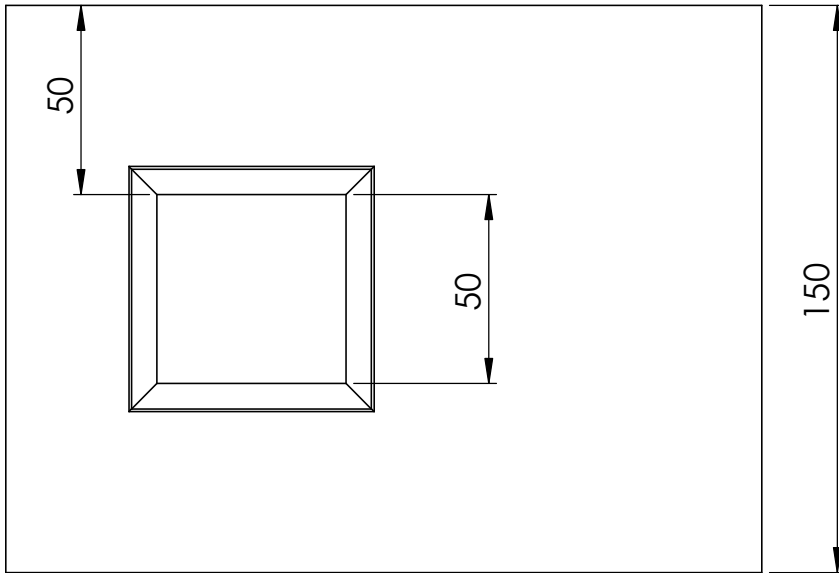
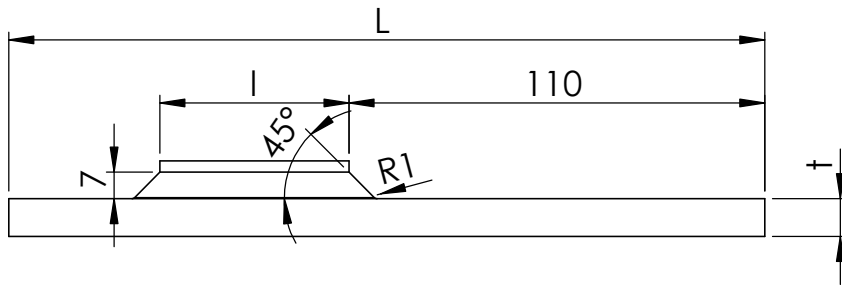
De parameterne som er angitt med symboler varierer for tilfellene, mens de som er angitt med lengder er felles for alle. mål i mm

Tilfelle nr.	l	L	t
1	50	250	10
2	100	250	10
3	150	300	10
4	320	450	10
5	50	250	30
6	100	250	30
7	150	300	30
8	320	450	30
9	50	250	10
10	100	250	10
11	150	300	10
12	320	450	10
13	50	250	30
14	100	250	30
15	150	300	30
16	320	450	30

Jens Halvor Karstensen

Mål for Case 1

A4



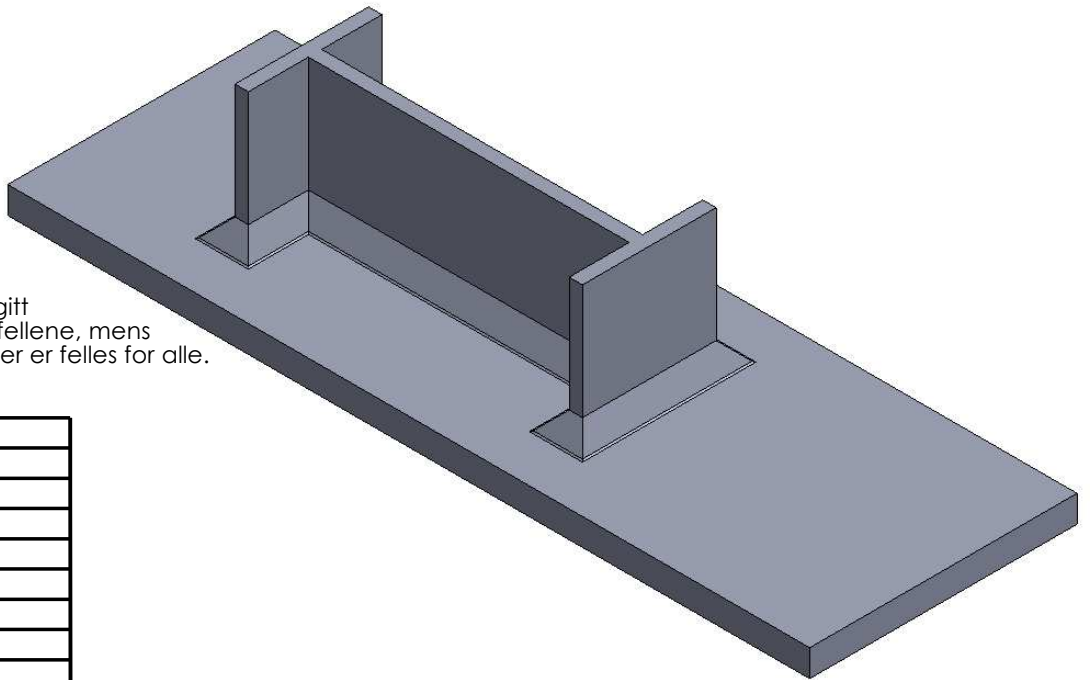
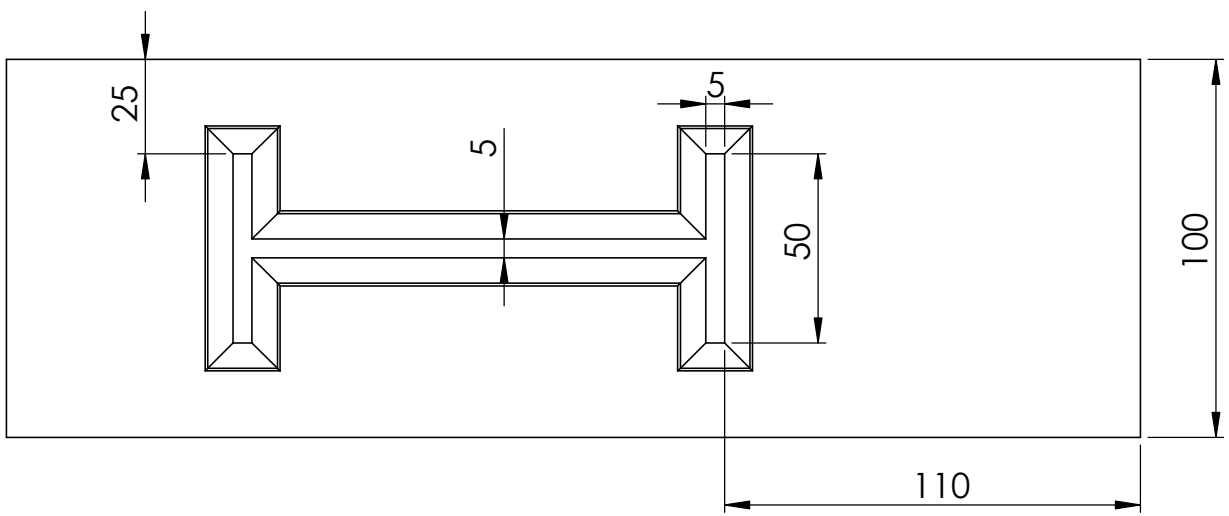
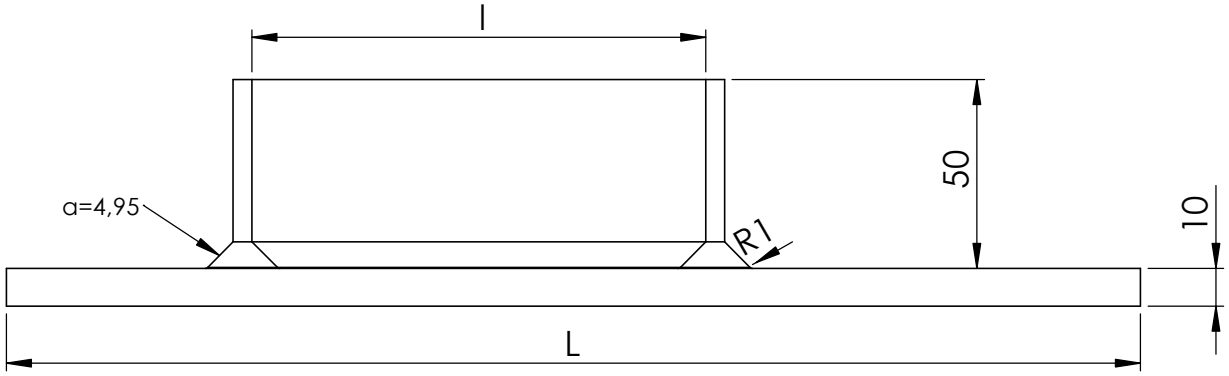
De parameterne som er angitt med symboler varierer for tilfellene, mens de som er angitt med lengder er felles for alle. målt i mm

Tilfelle nr.	l	L	t
1	50	200	10
2	100	250	10
3	150	350	10
4	320	450	10
5	50	200	30
6	100	250	30
7	150	350	30
8	320	450	30
9	50	200	10
10	100	250	10
11	150	350	10
12	320	450	10
13	50	200	30
14	100	250	30
15	150	350	30
16	320	450	30

Jens Halvor Karstensen

Mål for Case 2

A4



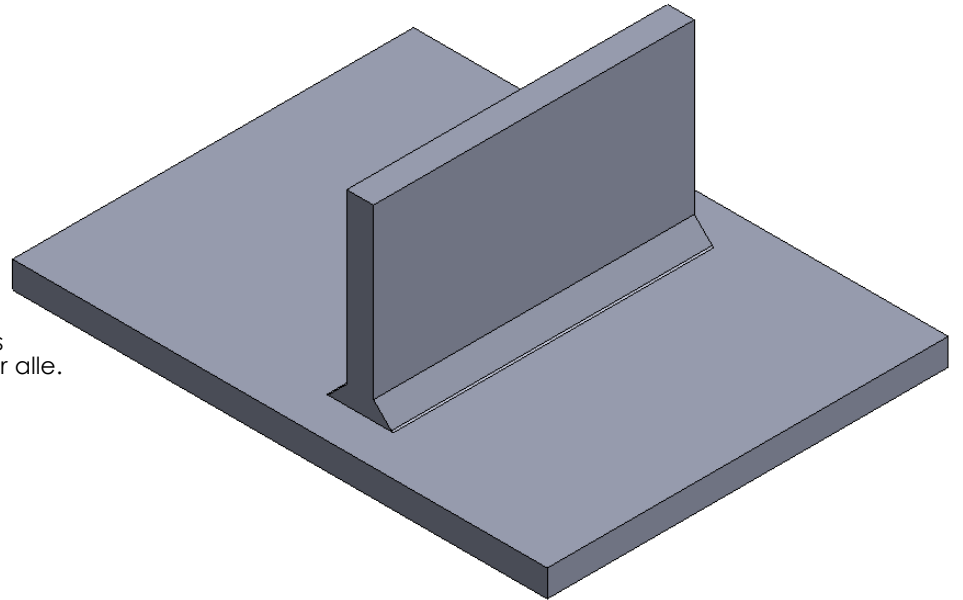
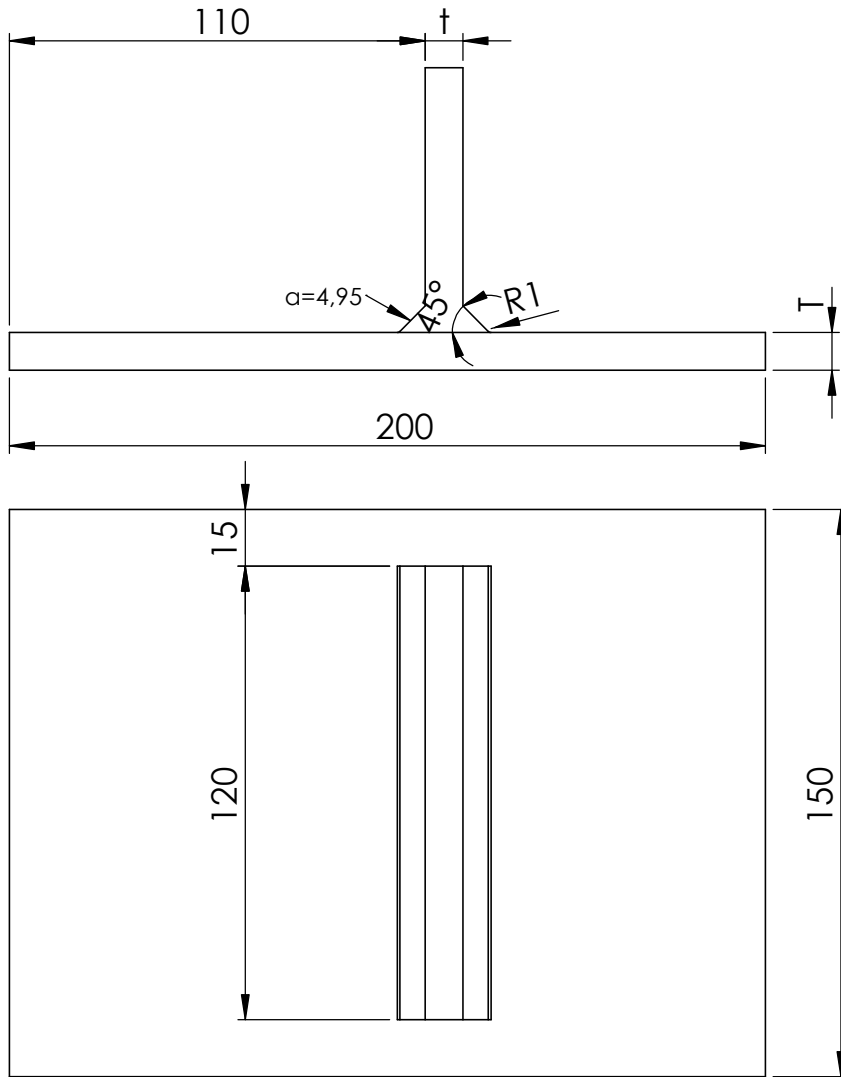
De parametere som er angitt med symboler varierer for tilfellene, mens de som er angitt med lengder er felles for alle.  
mål i mm

Tilfelle nr.	l	L
1	120	300
2	200	350
3	320	450
4	120	300
5	200	350
6	320	450

Jens Halvor Karstensen

# Mål for Case 3

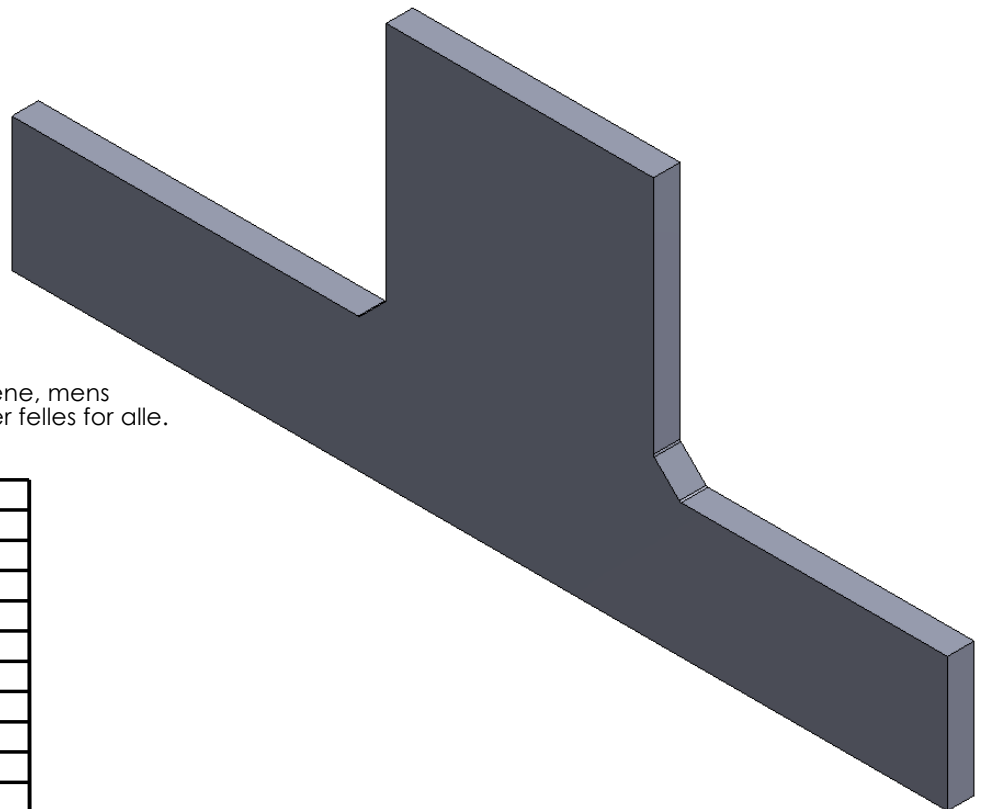
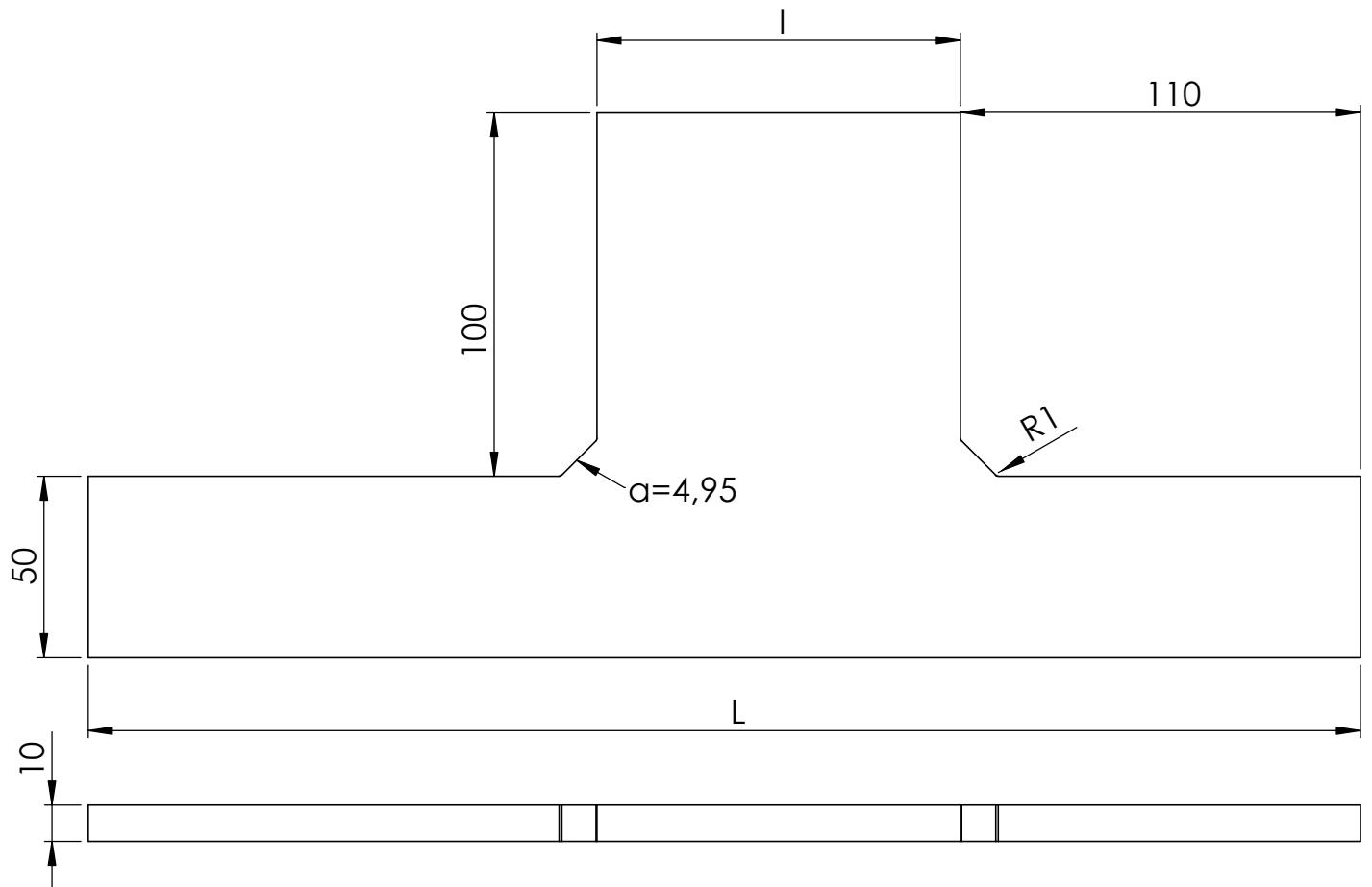
A4



De parameterne som er angitt med symboler varierer for tilfellene, mens de som er angitt med lengder er felles for alle. mål i mm

Tilfelle nr.	T	t
1	10	10
2	10	30
3	30	10
4	30	30
5	10	10
6	10	30
7	30	10
8	30	30





De parameterne som er angitt med symboler varierer for tilfellene, mens de som er angitt med lengder er felles for alle. mål i mm

Tilfelle nr.	l	L
1	100	350
2	200	450
3	350	600
4	100	350
5	200	450
6	350	600

## Vedlegg B - Refleksjonsnotat

I denne oppgaven har jeg satt meg inn i to nye beregningsmetoder for å estimere utmattingslevetid. Mye av arbeidet har bestått i å litteraturstudier, og mangfoldet av meninger om metodene har til tider gjort arbeidet noe uoversiktlig.

Det faktum at jeg har lært mer og mer om metodene underveis i perioden har gjort at det har blitt mye frem og tilbake, og da spesielt i beregningene. Fra før av hadde jeg kun to dager med introkurs i ANSYS WorkBench å støtte meg til. Dette gjorde at det i perioder ble mye ny info på en gang. Å måtte sette seg inn i et «nytt» program samtidig som man jobber med to helt nye metoder var tøft, men samtidig ekstremt lærerikt.

Opgaven er ganske generell, og skrapper kun overflaten på flere områder. Det oppgaven i korte trekk resulterer i er at det identifiseres en rekke punkter som det må jobbe mer med. Derfor vil denne oppgaven fungere best som en intro til metodene. Det er listet mange punkter under «videre arbeid» i oppgaven, og det er fordi arbeidet med å sette seg inn i alle disse ble for omfattende. Jeg håper derfor denne oppgaven kan bidra til en videre undersøkelse av metodene, og at nestemann kan se på de punktene jeg har identifisert.

Alt i alt er jeg godt fornøyd med eget arbeid i denne perioden. Jeg har vært disiplinert nok fra tidlig av i perioden slik at arbeidsmengden var jevn hele tiden. Jeg slapp med andre ord det stresset som andre kanskje har slitt mer med. Jeg tror også at kunnskapen jeg har tilegnet meg i denne perioden er verdifull å ta med seg ut i arbeidslivet da den er ny for de aller fleste der også.

## Vedlegg C - Fremdriftsplan

	Start	Slutt
Start	06.01.2014	
Innhente litteratur og standard	06.01.2014	10.02.2014
Lese lignende masteroppgave	20.01.2014	23.01.2014
Få oversikt over innhold i litteratur	06.01.2014	03.02.2014
Skrive innledning og bakgrunn	27.01.2014	10.02.2014
Generelt om utmatting	27.01.2014	10.02.2014
Litteraturstudie	13.01.2014	01.04.2014
Mål og begrensninger	20.02.2014	26.02.2014
Finne relevante caser	14.02.2014	01.03.2014
Modellere i Ansys	14.02.2014	16.03.2014
Håndberegninger	16.03.2014	16.04.2014
Drøfting av resultater	16.04.2014	30.04.2014
Skriving av rapport	13.01.2014	30.04.2014
Finpuss og redigering	23.04.2014	13.05.2014
Trykking	15.05.2014	
Innlevering	15.05.2014	



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
67 23 00 00  
[www.nmbu.no](http://www.nmbu.no)