



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Masteroppgave 2016 30 stp  
Institutt for matematiske realfag og teknologi.

## **Tilleggsbelastninger i bolter i utmattingspåkjennte T-stykke forbindelser**

Additional charges in bolts susceptible to fatigue  
T-profile connections

Steinar Myrvold Heidenberg  
Maskin, prosess- og produktutvikling



## FORORD

Dette prosjektet er gjennomført som en del for masterprogrammet i Maskin-prosess og produktutvikling ved Institutt for matematiske realfag og teknologi (IMT) ved NMBU. Prosjektet er gjennomført i vårsemesteret 2016 med et omfang på 30 studiepoeng.

Institutt IMT ved NMBU ønsket å øke kompetansen innenfor utmattingspåkjente T-forbindelser og har derfor initiert denne masteroppgaven. Det var ønskelig med et formelverk som kunne nyttes til å estimere tilleggs kreftene boltene får på grunn av hevarmseffekten.

I tillegg skulle det utvikles en veileder som viste hvordan man kunne gjøre en beregning av hevarmseffekten i elementmetodeprogrammet Ansys Workbench (Ansys WB). Jeg er ansatt ved Høyskolen i Østfold og er interessert i både forskning og pedagogisk arbeid og valgte derfor denne oppgaven.

Rapporten inneholder teorien som er nødvendig å kjenne til for å utføre utmattingsberegninger av bolter med og uten hevarmskrefter. Videre er det gjort dataanalyser av resultatene fra Ansys WB for å sammenlikne metoder og formelverk. Rapporten inneholder også tall eksempler for å illustrere bruken av formelverkene. Det er også utarbeidet en veileder i Ansys WB som viser steg for steg hvordan man kan gå frem for å fastlegge hevarmskrefter i T-forbindelser.

Rapporten innleder med å beskrive litt om hevarmsvirkninger i T-forbindelser og selve modellen som blir brukt i Ansys WB blir også presentert. Deretter blir grunnlagsteorien om utmattning av bolter, metoder for å fastlegge hevarmskrefter i T-forbindelser, spesielle innvirkende faktorer og relevante standarder presentert. Videre blir utarbeidelsen av mitt eget formelverk presentert før jeg kommer med et forslag om en total beregningsmodell. Til sist blir veilederen vist med et eksempel før oppgaven avsluttes med en diskusjon, konklusjon og anbefalinger om videre arbeid.

Rapporten kan brukes som et oppslagsverk for ingeniører som har behov for kunnskap om dimensjonering av utmattingspåkjente T-forbindelser. Leseren bør ha grunnleggende kunnskaper på maskiningeniørnivå og grunnleggende kunnskaper om Ansys WB for å få fullt utbytte av rapporten.

Jeg vil takke min hovedveileder Førsteamanuens Geir Terjesen for nyttig og god hjelp under prosjektperioden. Hans kunnskap og erfaring har vært til stor hjelp for meg, samtidig som han stadig har kommet med gode innspill. Jeg vil også takke min kollega Høyskolelektor Egil Berg ved Høyskolen i Østfold for nyttige samtaler under dette prosjektet, det har satt meg på sporet av flere oppdagelser. Til slutt vil jeg også takke Professor Anna-Lena Kjøniksen ved Høyskolen i Østfold, hun har hjulpet meg med gode tips rundt rapportskrivningen.

Ås, 18.mai.2016



## SAMMENDRAG

Denne oppgaven tar for seg metoder for å fastlegge tilleggsbelastninger i bolter i utmattingspåkjente T-stykkeforbindelser. Bakgrunnen for denne oppgaven er at det er ønskelig å øke kunnskapsnivået på dette området. Det står svært lite i lærebøker og standarder om dette temaet.

Målsettingen med oppgaven var å få oversikt over eksisterende formelverk for å beregne hevarmsvirkninger i T-forbindelser utsatt for dynamisk belastning. Resultatene skulle sammenliknes mot analyser i Ansys Workbench. Om mulig skulle det også utarbeides et eget formelverk som skulle verifiseres mot Ansys Workbench. Det skulle også utarbeides en veileder som viste steg for steg hvordan en analyse av tilleggskrefter kan estimeres i Ansys Workbench.

Det har blitt utført litteraturstudier av skruediagram, beregninger av hevarmskrefter og utmattingsstandarder for å få oversikt over hvilke effekter som påvirker skruen. For å teste ut teoriene har det vært satt opp modeller i Ansys. Disse har blitt prøvd opp imot teori både med hevarmseffekter og skruediagram.

Studiene av skruediagrammer har ført til to hovedteorier. I beregning av de sammenklemte delene bruker den ene trykkonus, Shigly[2] og den andre bruker en sylinder, Waløen[1]. Det viser seg at teorien som bruker trykkonus sammenfaller best med Ansys resultatene. Denne er også en del mer komplisert å bruke. Mye tyder på at Ansys analysen er veldig konservativ, altså kan begge metodene falle konservativt ut i praksis. Mye tyder på dette, siden metoden med sylinder er mest brukt i Norge.

Studiene av hevarmseffekter har ført til to formelverk som estimerer hevarmkrefter og den minste flenstykkelse disse formlene gjelder for. Formelverkene er veldig like i sin oppbygning, men det ene er mer konservativt enn det andre. Det er bare det mest konservative formelverket som gir muligheter for utmattingsberegninger. Disse utmattingsberegningene er også lite nyanserte og gir bare resultatet som sier mindre enn 20 000 sykluser, mellom 20 000 og 500 000 og over 500 000 sykluser, skruerguiden[3]. Ut fra disse opplysningene er det konstruert en utmattingskurve for å kunne sammenligne med Ansys analyser. Disse sammenligningene sammenfaller ikke så godt.

Flere faktorer enn hevarmskreftene spiller inn når vi skal se på utmatting. Ved hevarmsvirkninger får vi også en bøyevirkning i skruen. Denne genererer ofte bøyepenninger som gir nærmest like stort utslag på spenningsvidden i mange tilfeller, som hevarmskraften alene.

Av utmattingsstandarder har det blitt sett på DNV-RP-C203 [6] og NS-EN 1993-1-9 [5]. Litteraturen sier ikke hvilken utmattingskurve som egner seg når man har hevarmseffekter. DNV-RP-C203; W2 og NS-EN 1993-1-9; 40 blir brukt i denne rapporten. Disse kurvene er også nærmest identiske. Formlene for hevarmseffekter sier altså ikke noe om spenningsvidde. Det er nettopp spenningsvidden som benyttes i utmattingskurvene.

Det er også laget et formelverk for å beregne levetiden i bolter ved utmattingspåkjente T-stykker som baserer seg på formelverkene som er gjennomgått i rapporten. Dette formelverket gir ut spenningsvidden, slik at den kan brukes sammen med utmattingsstandarder. Resultatet fra sammenligningen med Ansys, gir en kurve på konservativ side. Dette formelverket er veldig omfattende og komplisert, så det er forholdsvis lett å få en regnefeil underveis.

Til slutt er det laget en veileder for å fastlegge spenningsvidden i Ansys. Modellen i denne veilederen er tegnet slik at alle mål kan endres enkelt inne i Ansys. Dette gir muligheter for å beregne modeller med andre mål, enn det modellen har i utgangspunktet.

## ABSTRACT

This paper discusses methods to determine additional loads bolts susceptible to fatigue-T connections. The reason for this exercise is the desire to increase the level of knowledge in this area. There is very little in literature and standards on this subject.

The target of the study was to gain overview of existing formulas to calculate prying forces in T-connections subjected to dynamic loads. The results should be compared against analysis in Ansys Workbench. If possible, it would also be prepared separate formulas that would be verified against Ansys Workbench. It should also draw up a supervisor who showed step by step how an analysis of additional forces could be estimated in Ansys Workbench.

It has been carried out literature studies of screw charts, calculations of prying forces and fatigue standards to get an overview of the effects that affected screw. To test out theories it have been set up models in Ansys. These have been tried up against theory of both prying forces and screw chart.

The studies of the screw charts has led to two main theories. One calculating the compressed parts using pressure cone, Shigly [2] and the other uses a cylinder, Waløen [1]. It turns out that the theory that uses pressure cone coincides best with Ansys results. This is also much more complicated to use. Evidence indicates that Ansys analysis is very conservative, yet both methods fall conservatively into practice. Evidence indicates that, since the method of cylinder is mostly used in Norway.

The studies of prying forces has headed to two equations which predict prying forces and the smallest flange thickness these formulas apply. The formulas are very similar in their structure, but one is more conservative than the other. It's just the most conservative formula that provides opportunities for fatigue analysis. These fatigue analysis is also little nuanced and provides only the result that says less than 20,000 cycles, between 20,000 and 500,000 and over 500,000 cycles, screw guide [3]. From these data, it constructed a fatigue curve to compare with Ansys analyzes. These comparisons do not coincide very well.

More factors than prying forces play a role when we look at fatigue. By prying forces we also get a bending effect in the screw. This often generate bending stresses which give almost equally large changes inn stress range in many cases, as prying forces alone.

Of fatigue standards it has been looked in to DNV-RP-C203 [6] and EN 1993-1-9 [5]. The literature does not say anything about witch fatigue curve that is suitable if you have prying forces. DNV-RP-C203; W2 and EN 1993-1-9; 40 is used in this report. These curves are also almost identical. The formulas for prying forces don't say anything about stress range. It is actually stress range who is used in the fatigue standards.

It's also bean created formulas to calculate the lifetime of bolts by susceptible to fatigue T-pieces based on the formulas that have been examined in the report. This formula publishes stress range, so it can be used with fatigue standards . The result of the comparison with Ansys, gives a curve on the conservative side. This formulas is very extensive and complicated, so it is relatively easy to get a calculation error along the way.

Finally, it has bean produced a guide to determine stress range in Ansys. The model in this guide is design so all dimensions can be changed easily inside Ansys. This makes it possible to calculate models with other dimensions than the model initially.



## INNHALDSFORTEGNELSE

<b>FORORD</b> .....	<b>I</b>
<b>SAMMENDRAG</b> .....	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>III</b>
<b>INNHALDSFORTEGNELSE</b> .....	<b>IV</b>
<b>1. INNLEDNING</b> .....	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn.....	1
1.2 Problemstilling.....	1
1.3 Målsettinger og begrensninger.....	1
1.4 Kvalitetssikring.....	2
1.5 Terminolog og symboler.....	2
1.5.1 Terminologi.....	2
1.5.2 Symboler og enheter.....	2
1.5.3 Formeloversikt.....	3
<b>2. BESKRIVELSER</b> .....	<b>5</b>
2.1 Grunnleggende om hevarmsvirkninger.....	5
2.2 Modellen.....	6
2.3 Fremgangsmåte for Ansys-analyser i T-stykker.....	8
<b>3. GRUNNLAGSTEORI</b> .....	<b>13</b>
3.1 Forspenning av bolter og skruediagrammet.....	13
3.2 Hevarmskrefter i T-forbindelser.....	26
3.2.1 Teori om forspente hevarmsforbindelser.....	26
3.2.2 Formler for beregning av hevarmskrefter.....	30
3.2.3 Formelverk for beregning av hevarmskrefter.....	33
3.3 Bøyeeffekt i bolt ved hevarmsvirkning.....	44
3.4 Korrigering av lengden for T-stykke pr.bolt (w).....	46
3.5 Utmatting av bolter.....	52
<b>4. UTARBEIDING AV EGET FORMELVERK</b> .....	<b>57</b>
4.1 Beregning av hevarmskrefter.....	57
4.2 Beregning av spenningsvidde i bolten.....	57
4.3 Beregning av levetid.....	57
<b>5. PRESENTASJON AV EGET FORMELVERK</b> .....	<b>58</b>
<b>6. VEILEDER I ANSYS</b> .....	<b>65</b>



<b>7. DISKUSJON</b> .....	<b>94</b>
<b>8. KONKLUSJON</b> .....	<b>96</b>
8.1 Anbefalinger .....	96
8.2 Videre arbeid .....	97
<b>9. LITERATURREFERANSER</b> .....	<b>98</b>
<b>10. VEDLEGG</b> .....	<b>99</b>



# 1. Innledning

## 1.1. Bakgrunn

Det finnes mye formelverk som tar for seg hevarmskrefter i statiske konstruksjoner. Når vi kommer til utmattingspåkjente hevarm-effekter er det heller lite å finne. Det er derfor ønskelig å øke kunnskapsnivået på dette området. Derfor er denne oppgaven initiert av IMT ved NMBU.

## 1.2. Problemstilling

Finne en metode for å regne ut hevarmsvirkninger utsatt for dynamisk belastning. Metoden skal sammenfalle best mulig sammenlignet med resultater i Ansys Workbench. Dette skal deretter settes inn i en pedagogisk kontekst slik at studenter og ingeniører kan få glede av det.

## 1.3. Målsettinger og begrensinger

### Hovedmål

Få oversikt over hvilke formelverk som omhandler hevarmsvirkninger utsatt for dynamisk belastning som finnes på markedet, for så å teste dette ut i Ansys Workbench. Deretter prøve å lage et formelverk som ser ut til å gi bedre resultater enn det som allerede er funnet. For til slutt å lage et pedagogisk øvingsverk som studenter kan benytte.

### Delmål:

- Å gjøre et litteraturstudie for å finne godt formelverk over hevarmsvirkninger i et T-stykke utsatt for dynamisk belastning.
- Kontrollere formelverk opp imot Ansys Workbench.
- Utarbeide eget formelverk.
- Utvikle veileder for å beregne hevarmsvirkninger utsatt for dynamisk belastning i Ansys Workbench.

### Begrensinger:

- Kontrollerer formelverk bare opp imot Ansys, det foretas ingen tester på fysiske modeller.
- Oppgaven tar bare for seg T-stykker med en bolterekke.
- Ser bare på T-stykker montert i fast underlag (Base).
- Ser på utmattingskurver som om de bare har en helningsvinkel.



## 1.4. Kvalitetssikring

I denne rapporten er det tilstrebet å hente alle opplysninger fra Europeiske og Amerikanske standarder, samt lærebøker som er laget av anerkjente forfattere. Men siden dette har vært en oppgave som også går på å utvikle et eget formelverk, har jeg vært nødt til å ta avgjørelser hvor jeg bare har hatt Ansys Workbench å støtte meg til.

## 1.5. Terminologi og symboler

### 1.5.1 Terminologi

I rapporten er det to formelverk for hevarmskrefter som blir presentert. Disse blir navngitt «Formelverk 1» og «Formelverk 2»

Jeg har satt sammen et formelverk i rapporten, når jeg henviser til det skriver jeg «Mitt formelverk».

### 1.5.2 Symboler og enheter

Tabell 1.5.1 Symboler og enheter brukt i oppgaven

Symbol	Forklaring	Enhet
$\alpha$	Forholdstallet til momentet skapt av hevarmskraften i «Formelverk 1».	-
$\alpha'$	Midlertidig forholdstall til momentet skapt av hevarmskraften i «Formelverk 2».	-
$\alpha_{act}$	Virkelig forholdstall til momentet skapt av hevarmskraften i «Formelverk 2».	-
$\beta$	Beregnet faktor i «Formelverk 2».	-
$\Delta\sigma$	Spenningsvidde.	MPa
$\Delta\sigma_{maks}$	Maks spenningsvidde.	MPa
$\Delta\sigma_{nom}$	Nominell spenningsvidde.	MPa
$\delta$	Forholdstallet av nettolengden av T-stykke over boltehullet.	-
$\delta_1$	Forlengelse / forskyving.	mm
$\delta_A$	Forskyving av avtagende deler etter nyttelast.	mm
$\delta_{A0}$	Forskyving av avtagende deler før nyttelast.	mm
$\delta_T$	Forskyving av tiltagende deler etter nyttelast.	mm
$\delta_{T0}$	Forskyving av tiltagende deler før nyttelast.	mm
$\rho$	Forholdstall mellom $b'$ og $a'$ .	-
$\sigma_{N,etter}$	Normalspenning i bolt etter nyttelast.	MPa
$\sigma_{N,før}$	Normalspenning i bolt før nyttelast.	MPa
$\sigma_b$	Bøyespenning.	MPa
$\sigma_{ub}$	Strekkfastheten i skruen.	MPa
$\sigma_y$	Flytegrensen i materialet.	MPa
$\sigma_{yb}$	Flytegrensen i bolten.	MPa
$A$	Areal	mm <sup>2</sup>
$A_b$	Tverrsnitts arealet av bolten.	mm <sup>2</sup>
$A_S$	Spenningsarealet i skruen.	mm <sup>2</sup>
$a$	Lengden mellom spissen av flensen og senter bolt.	mm
$a'$	Korrigert lengde mellom spissen av flensen og senter bolt.	mm
$B$	Boltekraft ved T-forbindelser.	N
$\bar{B}$	Dimensjonerende boltekraft ved «Formelverk 1».	N
$B_{all}$	Tillat boltekraft ved «Formelverk 1».	N



b	Lengden mellom steg og senter bolt.	mm
b'	Korrigert lengde mellom steg og senter bolt.	mm
C	Utmattingsfaktor.	-
ϕ Bolt	Senterlinjen for bolten.	-
d	Diameteren på skruen.	mm
d <sub>0</sub>	Diameteren i frihullet for skruen.	mm
d <sub>w</sub>	Ytterdiameteren på kontaktflaten under skruehodet	mm
E	E-modul	MPa
F	Kraft	N
F <sub>0</sub>	Forspenningskraften på bolten.	N
F <sub>A</sub>	Avtagende kraft i underlaget.	N
F <sub>k</sub>	Klemkraften skruen påfører.	N
F <sub>L</sub>	Nyttelasten i skruen.	N
F <sub>S</sub>	Totalkraften i skruen i et skruediagram.	N
F <sub>T</sub>	Tiltagende kraft i skruen.	N
k	Fjærkonstant.	N/mm
k <sub>A</sub>	Fjærkonstant i avtagende deler.	N/mm
k <sub>k</sub>	Fjærkonstant i sammenklemte deler.	N/mm
k <sub>S</sub>	Fjærkonstant i skrue.	N/mm
k <sub>T</sub>	Fjærkonstant i tiltagende deler.	N/mm
L	Lengden av sammenklemt område.	mm
M	Moment	Nmm
m	Negativ invers av helningen til S-N kurven	-
N	Levetid ved utmatting.	Sykl.
Q	Hevarmskraften	N
S	Nøkkelvidden på bolten.	mm
T	Halve nyttelasten ved T-forbindelser.	N
t	Tykkelsen av flensen.	mm
t <sub>1</sub>	Tykkelse av plate med frihull.	mm
t <sub>2</sub>	Tykkelse av plate med gjengehull.	mm
t <sub>c</sub>	Referansetykkelse i flens «Formelverk 2»	mm
t <sub>min</sub>	Minste tykkelse i flens.	mm
w	Lengden av T-stykke pr.bolt.	mm
w <sub>eff</sub>	Effektiv lengden av T-stykke pr.bolt.	mm

### 1.5.3. Formeloversikt

Tabell 1.5.2 Oversikt over formler brukt i oppgaven

Formel nr:	Formel for:
2.3.1	Forspenning.
2.3.2	Spenningsvidde.
3.1.1	Fjærkonstant.
3.1.2	Avtagende kraft i underlaget.
3.1.3	Tiltagende kraft i skruen.

3.1.4	Skruekraft.
3.1.5	Avtagende kraft i underlaget.
3.1.6	Klemkraft.
3.1.7	Fjærkonstant i skrueskaftet.
3.1.8	Fjærkonstant i skruens gjenger.
3.1.9	Resulterende fjærkonstant i skruen.
3.1.10	Fjærkonstant i sammenklemte deler. Waløen
3.1.11	Hooks lov.
3.1.12	Fjærkonstant i sammenklemte deler. Shegley
3.1.13	Betingelser for lengdekorrigering. Shegley
3.1.14	Enkelt estimat.
3.2.1	Første formel for hevarmskraft.
3.2.2	Andre formel for hevarmskraft.
3.2.3	Tredje formel for hevarmskraft. For 8.8 bolt.
3.2.4	Fjerde formel for hevarmskraft. For 10.9 bolt.
3.2.5	Momentlikevekt venstre side av snitt.
3.2.6	Plastiske motstandsmoment.
3.2.7	Momentlikevekt høyere side for snitt.
3.2.8	Totalkraft i bolten ved havarmsforbindelse.
3.2.9	Totalkraft i bolten ved havarmsforbindelse.
3.2.10A	Tykkelsen på flensen ved gitt $\alpha$ .
3.2.10B	$\alpha$ ved gitt tykkelse på flens.
3.2.11	Maksimal tillat kraft i bolten. «Formelverk 1»
3.2.12	Krav til boltekraften B. «Formelverk 1»
3.2.13	Beregning av boltekraften B. «Formelverk 1»
3.2.14A	Tykkelsen på flensen ved gitt $\alpha$ . «Formelverk 1»
3.2.14B	$\alpha$ ved gitt tykkelse på flens. «Formelverk 1»
3.2.15	Dimensjonerende boltekraft. «Formelverk 1»
3.2.16	Betingelse for dimensjonerende boltekraft. «Formelverk 1»
3.2.17	Utmattingskurve. «Formelverk 1»
3.2.18	Beregne $\beta$ . «Formelverk 2»
3.2.19	Beregne $\alpha'$ . «Formelverk 2»
3.2.20	Beregne minimum flenstykkelser. «Formelverk 2»
3.2.21	Beregne faktoren $t_c$ . «Formelverk 2»
3.2.22	Beregne $\alpha_{act}$ . «Formelverk 2»
3.2.23	Beregne hevarmskraften. «Formelverk 2»
3.2.24	Beregne boltekraften. «Formelverk 2»
3.3.1	Beregne bøyespenning i skruer.
3.3.2	Estimere maksspenning i bolt, fra normalspenning ved hevarmsvirkning.
3.3.3	Estimere maksspenning i bolt, fra normalspenning ved hevarmsvirkning.
3.4.1	Korreksjon av lengde pr.bolt.
3.5.1	Spenningsvidde ut fra maks spenning minus min spenning.
3.5.2	Spenningsvidde ved tiltagende kraft delt på areal.
3.5.3	Beregne levetid ved standarden DNV-RP-C203.
3.5.4	Beregne levetid ved standarden NS-EN 1993-1-9.
3.5.5	Valgt utmattingskurve for rapporten.

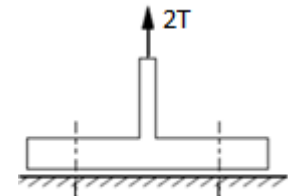
## 2. Beskrivelser

### 2.1. Grunnleggende om hevarmsvirkninger

#### Hevarmskrefter i en T-forbindelse.

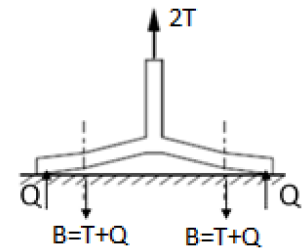
Vi skal se på en T-forbindelse som vist i figur 2.1.

Figuren viser et T-stykke som er belastet med en kraft på  $2T$  i steget. Mot underlaget er den festet med to bolter. I dette eksemplet er flensene så stive at de ikke svikter. Likevekt om vertikal akse fører til at hver av boltene må ta opp kraften  $B = T$ .



Figur 2.1 T-stykke med stiv flens.

I figur 2.2 har vi også en T-forbindelse. Her er flensene mye tynnere og dermed heller ikke så stive. Nå ser vi at flensene svikter. Det som skjer her er at det blir skapt en hevarmseffekt. Dette fører til at ytterkanten på flensen blir presset ned mot underlaget. Vi får dermed en tilleggskraft  $Q$ . Likevekt om vertikal akse fører dermed til at hver av boltene må da ta opp kraften  $B = T + Q$ .



Figur 2.2 T-stykke med sviktende flens.

#### Symboler på T-stykke.

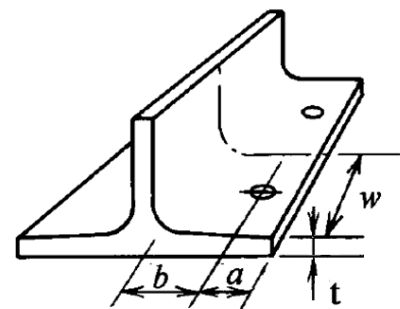
Det finnes mange forskjellige symboler som brukes i forskjellige formler og formelverk når det gjelder hevarmskrefter. Jeg har brukt som hovedkilde i denne oppgaven, boken som heter «Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints»[3]. Av den grunn har jeg også valgt symbolbruken fra denne boken. Figur 2.3 viser de viktigste symbolene på T-stykket.

$a$  = Lengden mellom spissen av flensen og senter bolt.

$b$  = Lengden mellom steg og senter bolt.

$w$  = Lengden av T-stykke pr.bolt.

$t$  = Tykkelsen av flensen.

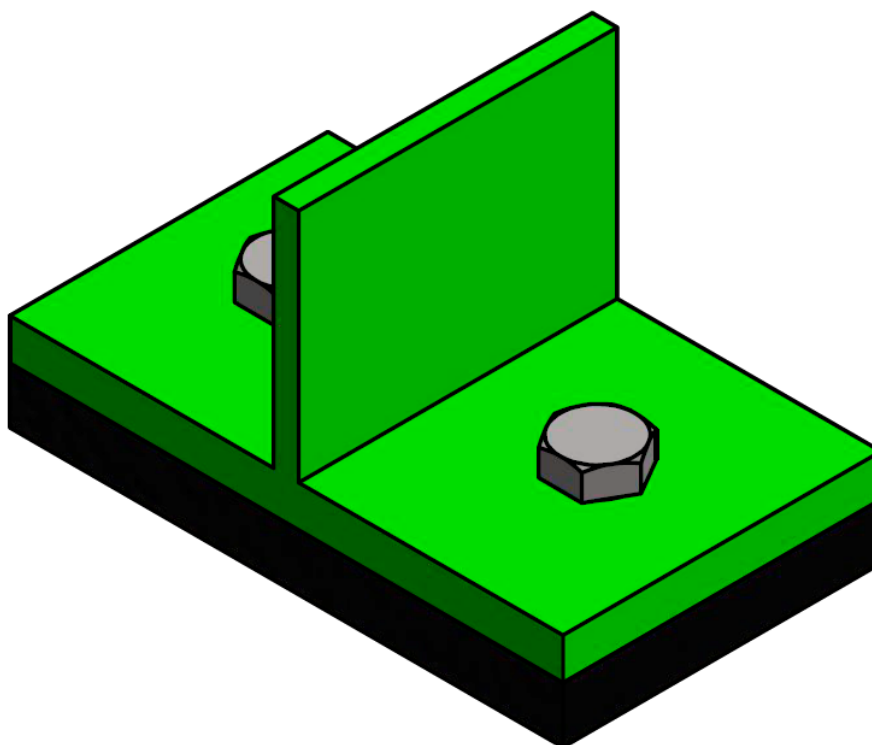


Figur 2.3 T-stykke med symboler.

## 2.2. Modellen

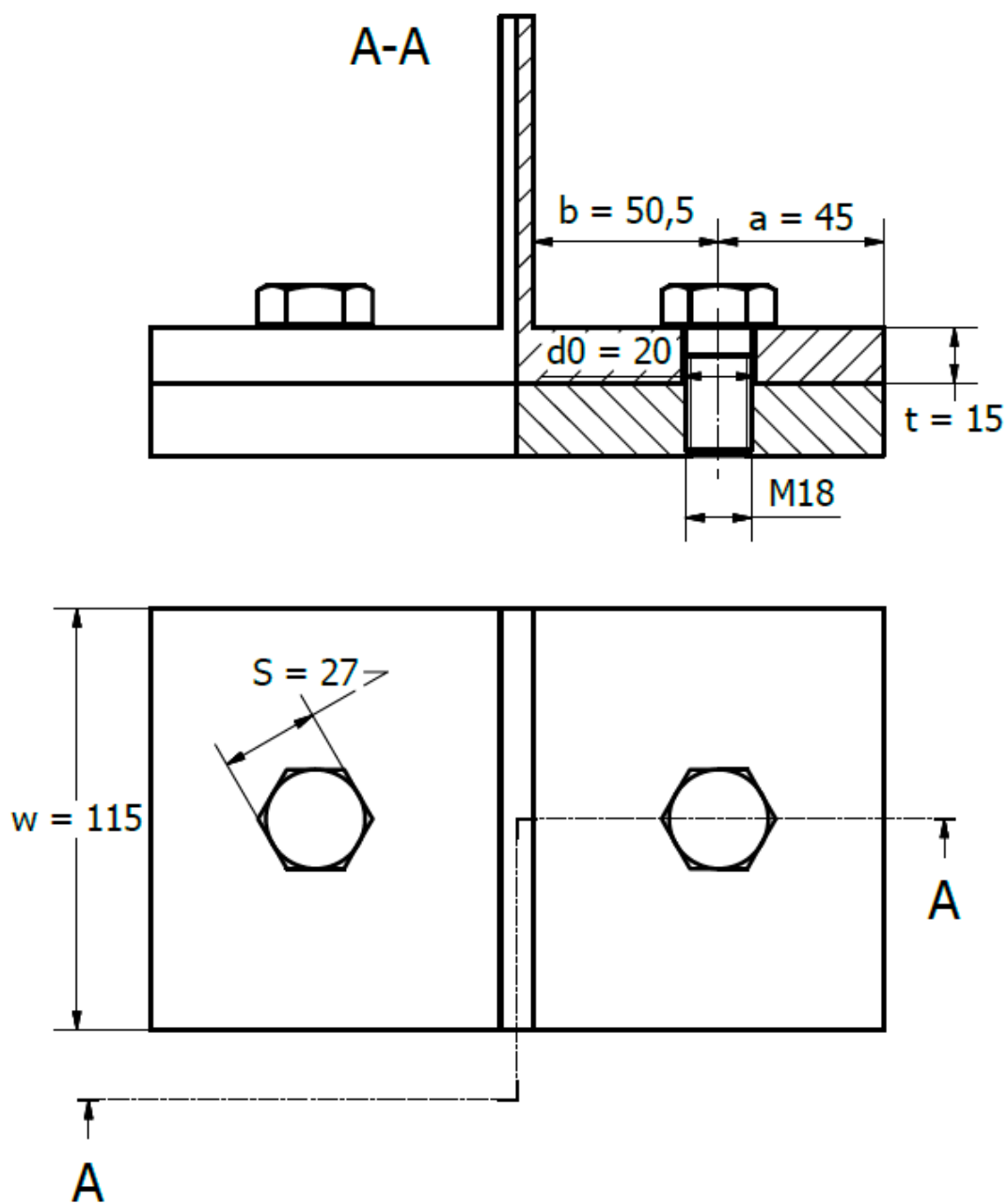
Den modellen som er brukt mest i denne oppgaven er en HE 200-B bjelke, som er splittet i steget. På denne måten får vi et T-stykke. T-stykket er montert på en base med bolter av dimensjon M18 x 35. I basen er det gjenget hull. T-stykket og basen er av materiale S-355 og skruene av av 8.8 kvalitet.

Jeg bruker også noen andre modeller, hvor målene er noe endret. Men komponentene er satt sammen på samme måte hele veien. T-stykke med base og to bolter. Det er foretatt en forenkling i modellen, radiusen mellom flensen og steget er fjernet. Dette er gjort for at de formlene som ses på i denne oppgaven heller ikke tar høyde for dette. Nå er det slik at det finnes metoder for hvordan dette skal implementeres i Eurokode standarden og andre formelverk. Jeg vil tro et dette skal kunne brukes direkte i disse formlene som blir belyst i denne oppgaven.



Figur 2.4 3D-modell

Målene på Modellen.



Figur 2.5 Projisert modell, mål i mm.

## 2.3. Fremgangsmåte for Ansys-analyser i T-stykker

Jeg bruker analyser i Ansys flere steder for å sammenligne disse resultatene med forskjellige formler og teorier. For å slippe å beskrive fremgangsmåten for analysen av T-stykke forskjellige steder, så lager jeg en generell beskrivelse som sier hvordan jeg går frem når jeg utfører analysen.

Det har vist seg nødvendig å lage analyse av modellen både med og uten forspenning. Grunnen til at jeg kjører analyser av modellen uten forspenning er å måle hevarmskreftene i analysen. Når jeg har forspent bolten, får jeg ikke målt hevarmskreftene alene, på grunn av at det allerede er klemkrefter mellom T-stykket og underlaget. De kreftene som jeg måler i bolten er den resulterende skrukraften.

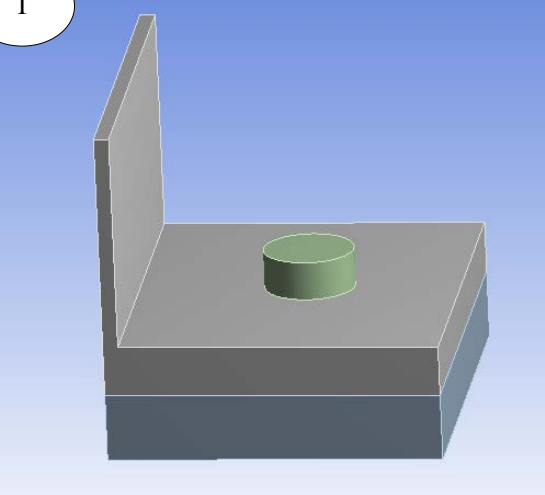
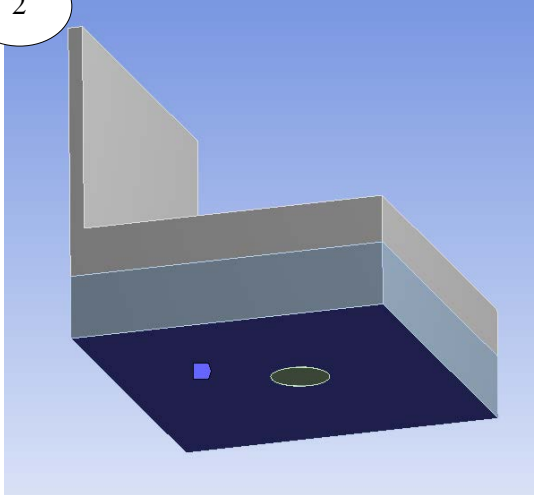
Når jeg måler hevarmskraft uten forspenning, blir nok hevarmskraften noe overestimert. Dette på grunn av at flensen antagelig vil virke noe stivere når skruen er forspent.

For å måle resultatet med forspenning, har jeg gått i en litt annen retning. Siden det er spenningsvidden som er interessant når man skal dimensjonere noe mot utmatting, har jeg laget et system som måler spenningsvidden i bolten. Dermed har jeg mulighet til å sette spenningsvidden inn i utmattingsstandardene og finne levetiden direkte.

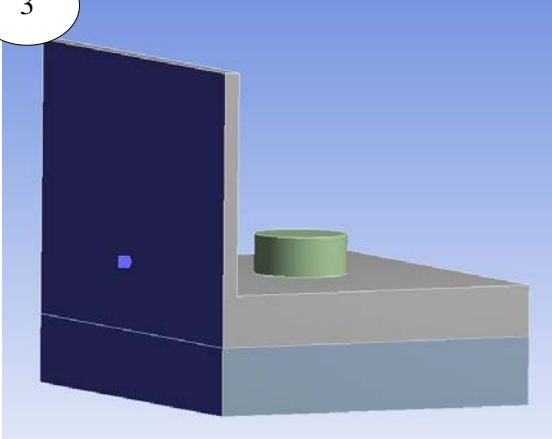
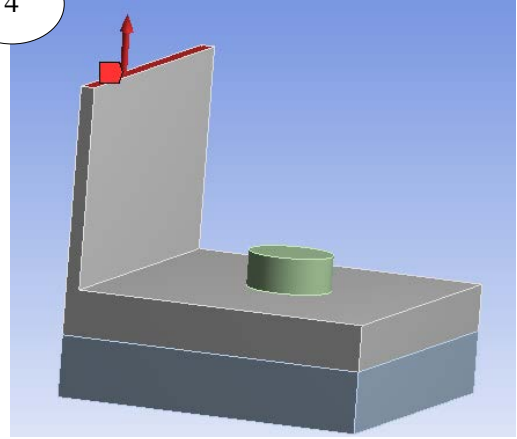
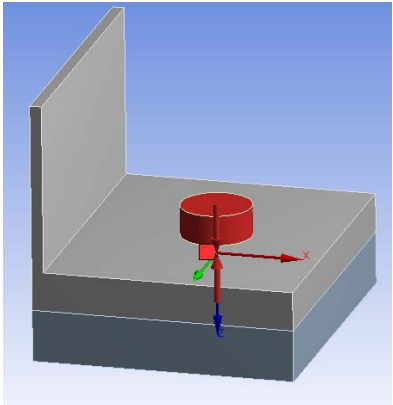

### Generelt oppsett.

Dette oppsettet bruker jeg når jeg kjører analyse på T-stykker.

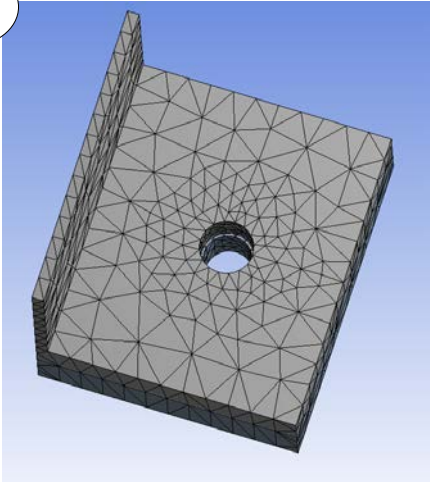
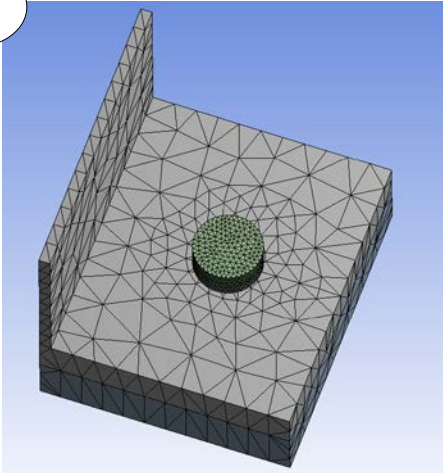
Tabell 2.3.1 Fremgangsmåte i Ansys

<p>1</p> 	<p>2</p> 
<p>Når jeg skal kjøre en analyse av dette T-stykket i Ansys gjør jeg noen forenklinger. Jeg velger å bruke symmetriegenskapen til T-stykket slik at jeg bare ser på den ene siden. Jeg velger også å fjerne sekskanthode på bolten. Jeg lar hode være en sylinder med diameter lik nøkkelvidden på boltehodet.</p>	<p>For å forankre basen har jeg valgt å sette på en fixed support over hele flaten i underkant av basen. Dette gjør så basen blir fast forankret i underlaget.</p>

Tabell 2.3.1 fortsetter. Fremgangsmåte i Ansys

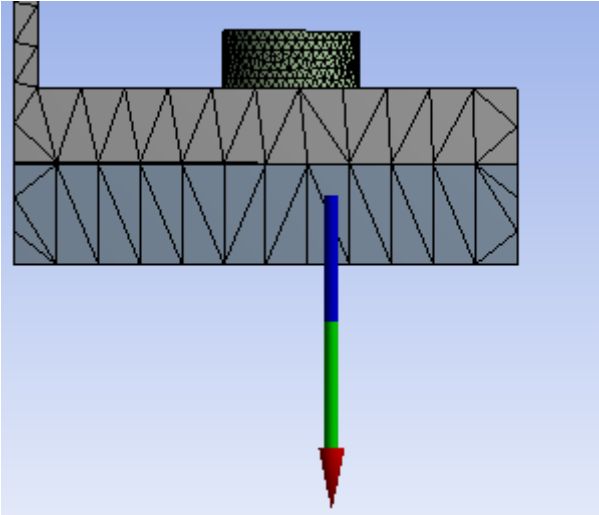
<p>3</p>  <p>Siden jeg har valgt å se på bare halve T-stykket må jeg sette inn en frictionless support i det opprinnelige symmetriplanet, da opprettholder jeg symmetriegenskapene.</p>	<p>4</p>  <p>Jeg setter inn kraften på toppen av steget. Nå deler jeg den opprinnelige kraften på 2, slik at det bare blir den kraften som virker på den ene siden som blir med.</p>
<p>5</p>  <p>I de analysene jeg setter inn forspenning forspenner jeg bolten med:</p> $F_0 = 0,7 \cdot A_b \cdot F_{yb}$ <p>Formel 2.3.1</p>	<p>6</p>  <p>Kontaktene mellom delene settes slik:</p> <p>Mellom hode på skruen og flensen på T-stykket settes det frictionless kontakt.  Mellom flensen på T-stykket og base settes det frictionless kontakt.  Mellom base og skrue (gjenger) settes det bonded kontakt.</p> <p>Frictionless kontakt betyr at kontakten ikke overfører strekk-krefter eller tangensielle krefter, men bare kompresjonskrefter.  Bonded betyr at kontakten overføre strekk, tangensielle og kompresjonskrefter.</p>

Tabell 2.3.2 Setter inn mesh

<p>7</p>  <p>Meshet settes til default mesh for T-stykket og basen, men begge forfines med en refinement innvendig i hullet. Grunnen til at det velges et noe grovt mesh i T-stykke og base er at analysene ikke skal bli alt for tunge å kjøre, siden jeg kjører store serier.</p>	<p>8</p>  <p>Meshet i skruen settes til en elementstørrelse på 2 mm. Siden det er skruen som skal ha fokus i denne analysen ønsker jeg at meshstørrelsen skal være fin slik at jeg får så nøyaktige spenninger i skruen som mulig.</p>
--	--

### Måling av hevarmskraft når boltene ikke er forspente.

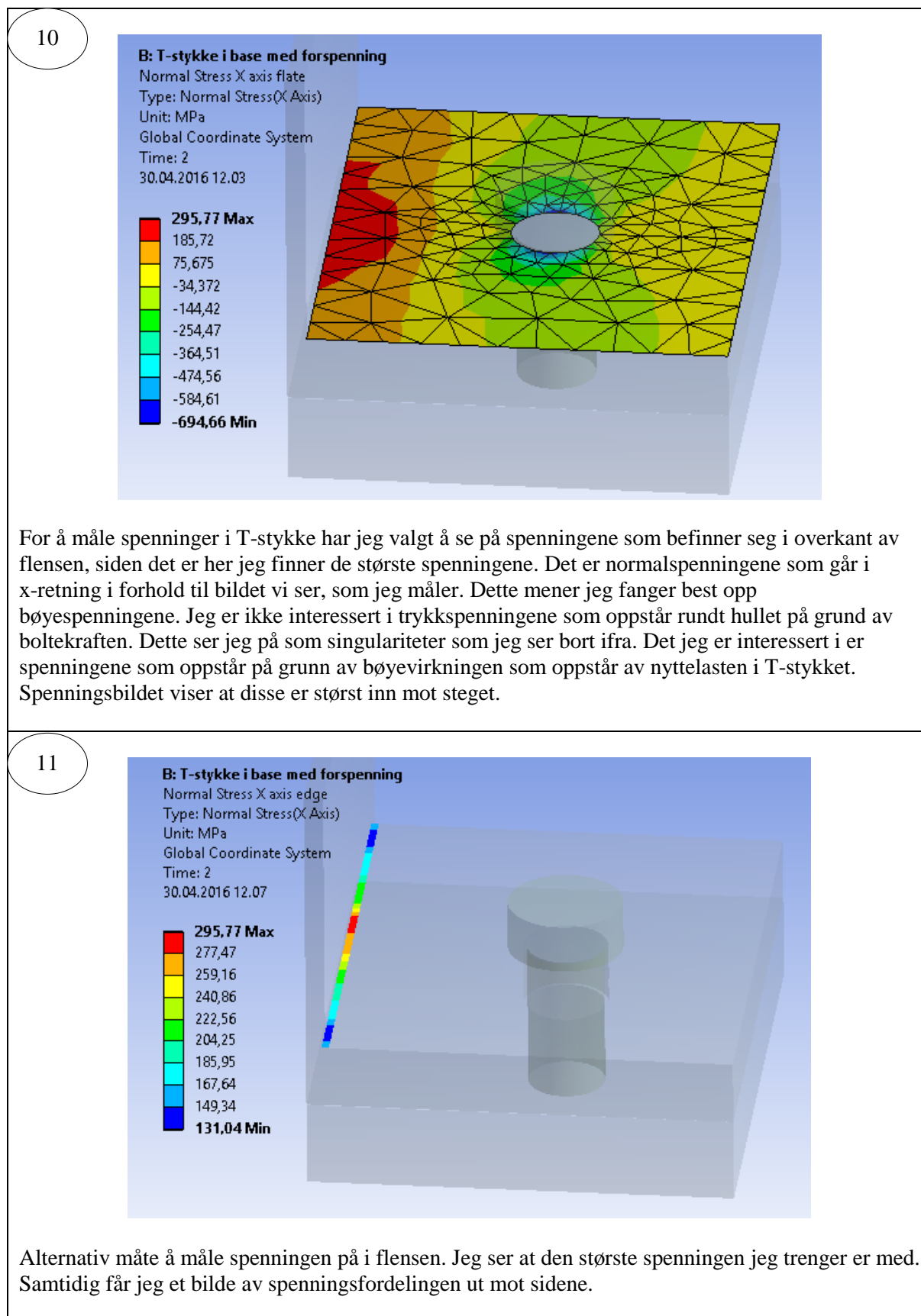
Tabell 2.3.3 Setter inn force reaction

<p>9</p>  <p>For å måle hevarmskreftene uten forspente bolter brukes valget «force reaction» på kontakten mellom base og T-stykke i y-retning.</p>
--



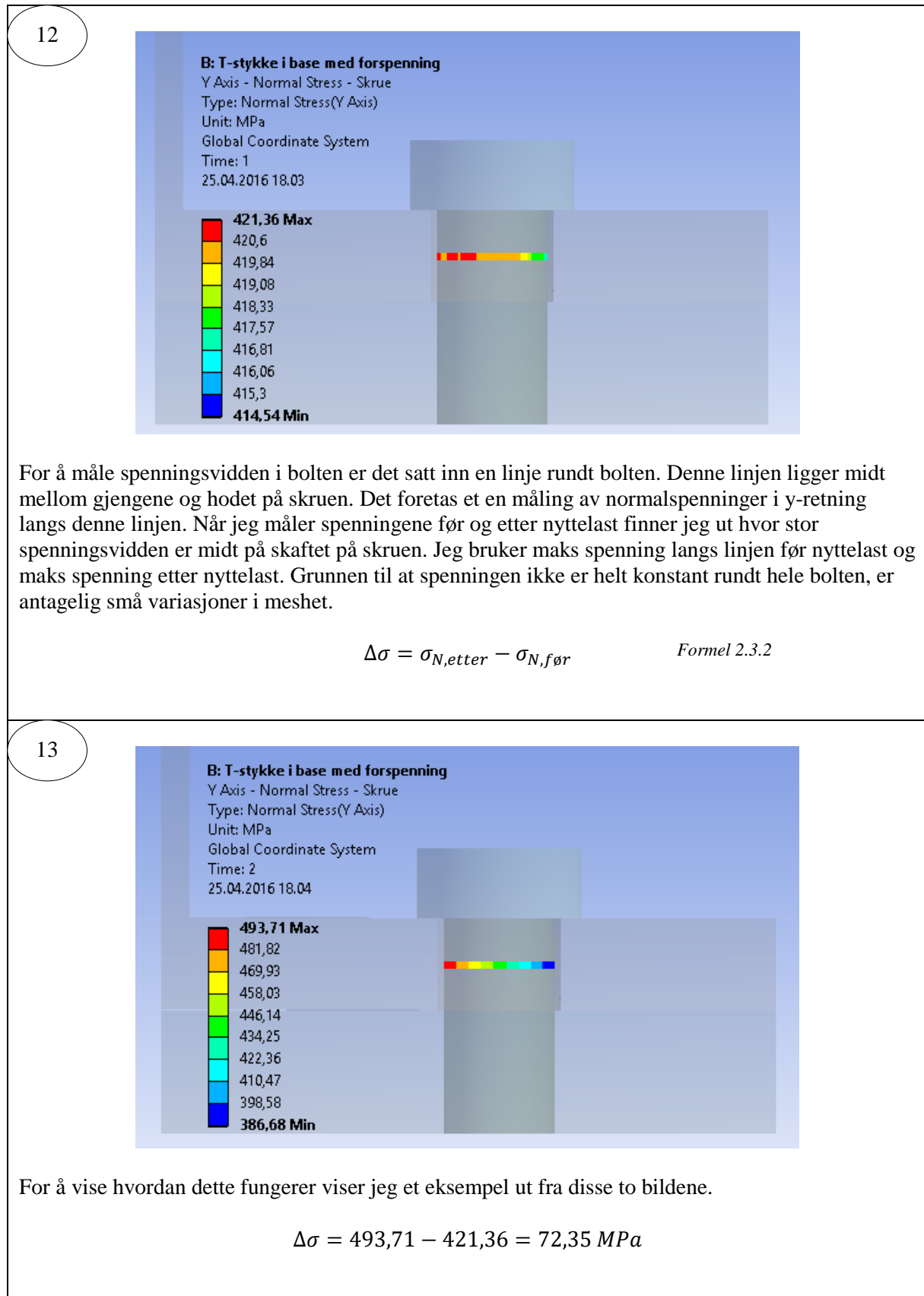
## Måling av spenninger i T-stykke.

Tabell 2.3.4 Setter inn løsninger for å finne bøyespenning



## Måling av spenningsvidden i bolten i Ansys

Tabell 2.3.5 Setter inn løsning for å finne spenningsvidde.



### 3. Grunnlagsteori

#### 3.1. Forspenning av bolter og skruediagram.

I denne oppgaven skal jeg se på utmatting av forspente bolter som blir utsatt for hevarmsvirkninger i et T-stykke. Når vi skal se på utmatting av bolter, er det viktig å forstå hva som skjer med bolter når man forspenner dem. Jeg vil derfor begynne med å se på denne teorien.

#### To teorier.

Når man skal se på teoriene rundt dette med forspenning ser man at det er flere teorier og modeller å velge mellom. Jeg har i denne oppgaven valgt å se på to hovedretninger. Den ene er den modellen som er mest vanlig i Norge og som beskrives av Åge Ø. Waløen[1]. Den andre modellen har jeg funnet i læreboken Shigley's Mechanical Engineering Design[2]. I dette kapitlet beskriver jeg hvordan begge disse modellene fungerer. For å kunne avgjøre noe om hvor riktige disse modellene er prøver jeg dem opp imot Ansys.

#### Forspenning av en skrue.

Når man strammer en skrue skjer det to ting. Det ene er at skruen blir strukket, slik at vi får en forlengelse av skruen. Det andre som skjer er at komponentene som skrues sammen, blir klemt sammen på en slik måte at klemsonen blir elastisk deformert. Vi får dermed to deformasjoner som går hver sin vei. Skruediagrammet er laget slik at nullpunktet for forlengelsene  $\delta_{T0}$  som representerer skruens forlengelse er ved forspenningskraften  $F_0$ . På samme måte er det med deformasjonen  $\delta_{A0}$  som representerer de sammenklemte delene, også har nullpunkt ved forspenningskraften  $F_0$ . Når skrueforbindelsen ikke er belastet med noen andre krefter en forspenningskraften har vi en situasjon der  $F_0 = F_k = F_s$ . Det vil si at forspenningskraften, klemkraften og skrukraften er like store[1].

#### Skruediagrammet.

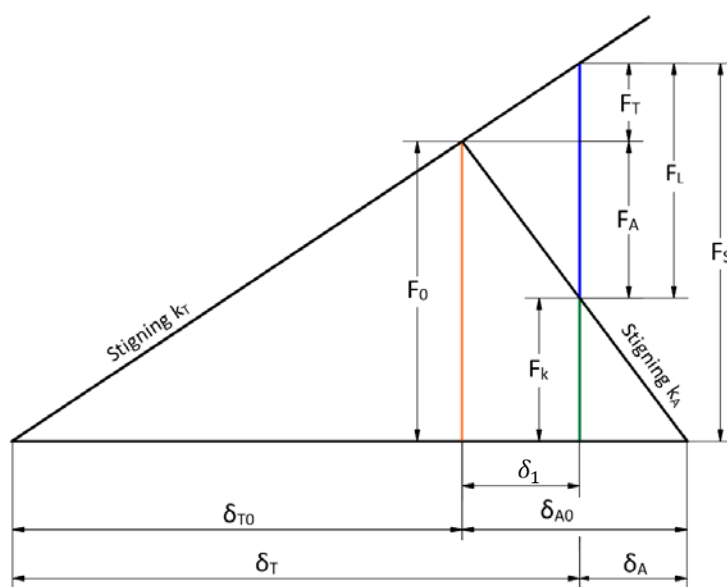
Når vi nå belaster skrueforbindelsen med en nyttelast  $F_L$  vil dette føre til at kraften i skruen  $F_S$  vil bli litt større, mens klemkraften i de sammenklemte delene  $F_k$  vil bli mindre. Vi deler gjerne opp nyttelasten i tiltagende kraft  $F_T$  og avtagende kraft  $F_A$ .

Sammenhengen blir da  $F_L = F_T + F_A$ .

$F_T$  er kraftøkningen i skruen når man setter på nyttelasten, og  $F_A$  er kraftreduksjonen i klemkraften når nyttelasten settes på[1].

Ved Hooks lov får vi formelen for deformasjon og finner fjærkonstanten  $k$ :

$$\delta_1 = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} = \frac{F}{k} \Rightarrow k = \frac{A \cdot E}{L} \quad \text{Formel 3.1.1A}$$



Figur 3.1.1 Skruediagram



Vi kan dermed etter skruediagrammet sette opp disse sammenhengene[1]:

$$\delta_1 = \frac{F_A}{k_A} = \frac{F_T}{k_T} \Rightarrow F_A = F_T \cdot \frac{k_A}{k_T} \quad \text{Formel 3.1.2}$$

$$F = F_T + F_A = F_T + F_T \cdot \frac{k_A}{k_T} = F_T \left( 1 + \frac{k_A}{k_T} \right) \Rightarrow F_T = \frac{F}{1 + \frac{k_A}{k_T}} \quad \text{Formel 3.1.3}$$

Fra skruediagrammet kommer også disse sammenhengene her[1]:

$$F_S = F_0 + F_T \quad \text{Formel 3.1.4}$$

$$F_A = F - F_T \quad \text{Formel 3.1.5}$$

$$F_k = F_0 - F_A \quad \text{Formel 3.1.6}$$

Det som nå er nødvendig er å kunne beregne fjærkonstantene  $k_T$  (tiltagende deler) og  $k_A$  (avtagende deler). For å finne disse går vi veien om å finne  $k_S$  (fjærkonstant for skruer) og  $k_k$  (fjærkonstant for sammenklemte deler).

### Skruens fjærkonstant ( $k_S$ ).

Først ser vi på beregning av fjærkonstanten i skruen. Denne brukes i begge modellene. For å finne fjærstivheten for skruen i området der skruen ikke har gjenger bruker vi formelen[1]:

$$k_S = \frac{A \cdot E}{L} \quad \text{Formel 3.1.7}$$

A = Arealet i tverrsnittet på skrueskaftet.

E = Elastisitetensmodulen.

L = Lengden av den aktuelle skruedelen.

I det området skruen har gjenger bruker vi formelen[1]:

$$k_S = \frac{A_S \cdot E}{L} \quad \text{Formel 3.1.8}$$

$A_S$  = Spenningsarealet på skruen.

For å finne resulterende fjærstivhet i skruen brukes formelen[1]:

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{sn}} \quad \text{Formel 3.1.9}$$

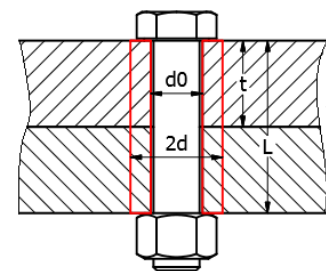
### Fjærkonstanten til sammenklemte deler ( $k_k$ ).

Det er her vi finner den største forskjellen på de to beregningsmodellene.

#### Modell 1

Først ser jeg på modellen til Åge Ø. Waløen.

Han bruker en sylinder som modell. Hvor han bruker frihullet for bolten  $d_0$  som innerdiameter. Ytterdiameter er 2 ganger boltens diameter og lengden avstanden mellom hode på bolten og mutteren[1]. Se figur 3.1.2.



Figur 3.1.2 Waløens sylinder

$$k_k = \frac{A \cdot E}{L} = \frac{((2 \cdot d)^2 - d_0^2) \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot L} \quad \text{Formel 3.1.10}$$

$d$  = skruediameter

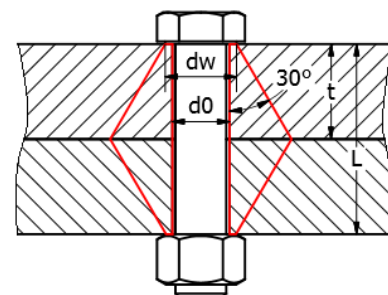
$d_0$  = diameteren på frihullet

$L$  = Lengden av det sammenklemte området

#### Modell 2

Deretter ser vi på modellen til Shigley`s. Han betrakter dette en del annerledes. I stedet for en sylinder bruker han en konus.

Konusen er dobbel, slik at den er minst i toppen og bunnen, mens den blir bredere nærmere midten den kommer. Diameteren  $d_0$  er frihullet til bolten. Diameteren  $d_w$  er oppgitt i tabeller som den ytterste diameteren på mutre og skruehoder som berører underlaget[2]. Se figur 3.1.3.

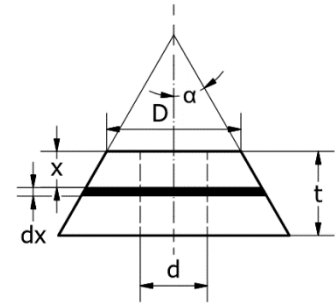


Figur 3.1.3 Shigley`s trykkonus

**Utleddning av fjærkonstant for trykk konus[2].**

Vi starter først med formelen vi får etter Hooks lov.

$$d\delta_1 = \frac{F \cdot dx}{E \cdot A} \quad \text{Formel 3.1.11}$$



Figur 3.1.4 Symboler på mål i trykkonus

Deretter definerer vi et uttrykk for arealet.

$$\begin{aligned} A &= \pi \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right] = \pi \left[ \left( x \cdot \tan \alpha + \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right] \\ &= \pi \left( x \cdot \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \left( x \cdot \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right) \end{aligned}$$

Vi setter uttrykket inn i Hooks lov og ender da opp med et integral.

$$\delta_1 = \frac{F}{\pi \cdot E} \int_0^t \frac{dx}{\left[ x \cdot \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right] \left[ x \cdot \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right]}$$

Deretter løser vi integralet.

$$\delta_1 = \frac{F}{\pi \cdot E \cdot D \cdot \tan \alpha} \ln \frac{(2 \cdot t \cdot \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2 \cdot t \cdot \tan \alpha + D + d)(D - d)}$$

Setter så inn fjærkonstanten.

$$k = \frac{F}{\delta_1} = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan \alpha}{\ln \frac{(2 \cdot t \cdot \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2 \cdot t \cdot \tan \alpha + D + d)(D - d)}}$$

Om vi bruker det samme materialet gjennom hele det sammenklemte området og det er sekskanthode og mutter i endene kan vi skrive:

$$k_k = \frac{F}{\delta_1} = \frac{\pi \cdot E \cdot d_0 \cdot \tan \alpha}{2 \cdot \ln \frac{(L \cdot \tan \alpha + d_w - d_0)(d_w + d_0)}{(L \cdot \tan \alpha + d_w + d_0)(d_w - d_0)}} \quad \text{Formel 3.1.12}$$

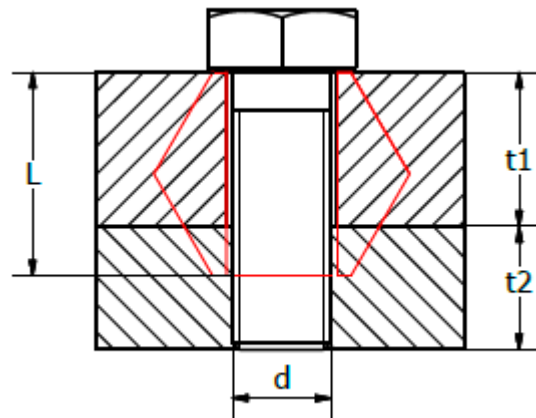
$d_w$  = Ytterdiametere på kontaktflaten under skruehodet

$d_0$  = Diameteren på frihullet

$L$  = Lengden av det sammenklemte området

Når man bruker shigley's modell er det et lite tillegg om skruen skal i et gjenget boss.

Man skal korrigere lengden  $L$  for både trykkonus og skrue, slik som vist på figur. Når vi korrigerer  $L$  er det to alternative måter for å korrigere den, dette bestemmes av tykkelsen i bosset og diameteren på skruen. Formel 3.1.13 viser betingelsene for hva vi velger.



Figur 3.1.5 Figur som viser korreksjonslengden

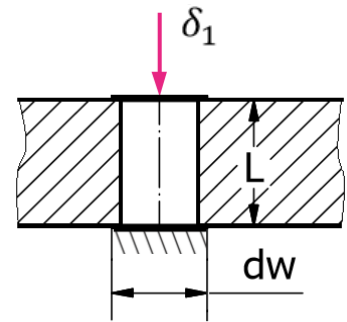
$$L = \begin{cases} t_1 + \frac{t_2}{2}, & t_2 < d \\ t_1 + \frac{d}{2}, & t_2 \geq d \end{cases} \quad \text{Formel 3.1.13}$$

### Sammenligning av metoder i Ansys.

For å prøve hvem av metodene som gir det mest sammenfallende resultatet med to analyser i Ansys Workbench.

#### Analyse av sammen klemming av materialet.

Analysen tar utgangspunkt i en bolt med mutter i M16. Det er laget et hull på 18 mm i en stålplate med E-modul 210 000 MPa. I overkant og underkant er det satt på lokk som er helt stive. Disse lokkene har en ytre diameter  $d_w = 22,5$  mm. Lokket i underkant blir fiksert, mens lokket i overkant skal gis en forskyving nedover på 0,01 mm. Denne analysen blir gjort med mange forskjellige tykkelser (L) mellom 10 – 100 mm. Kraften som skal til for å presse lokket ned blir målt ved hver analyse. Slik finner jeg ut fjærkonstanten ved hver platetykkelse. Jeg bruker dermed formel 3.1.1B.



Figur 3.1.6 Forklaringsfigur til oppgave

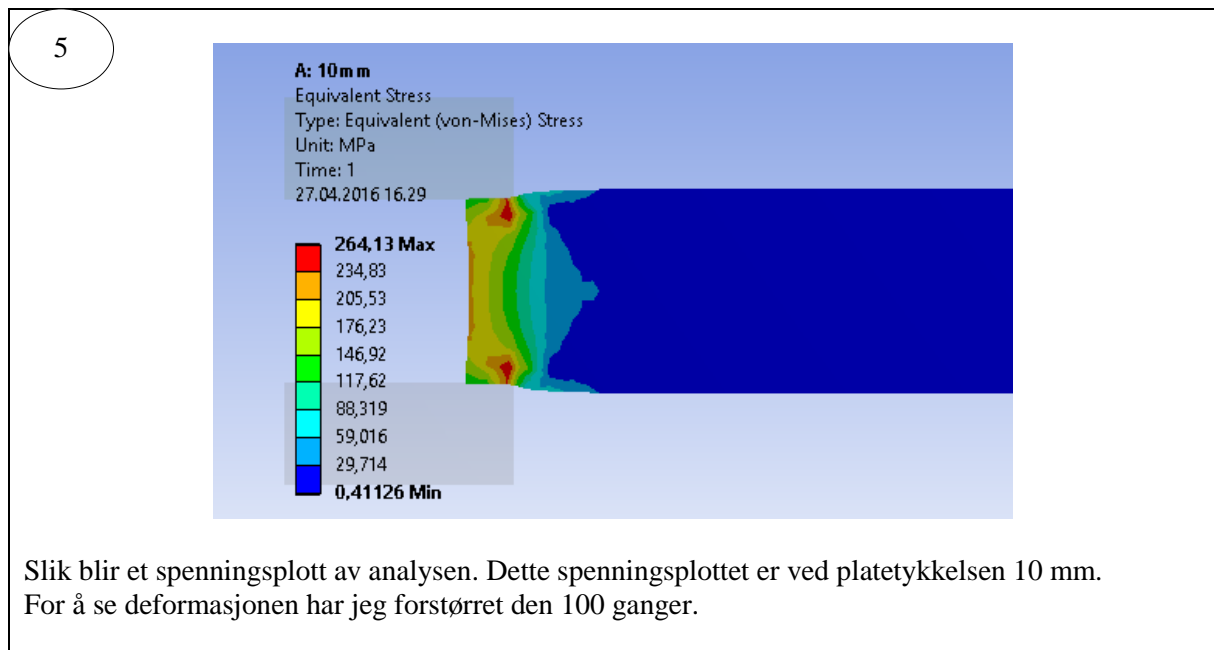
$$k = \frac{F}{\delta_1} \quad \text{Formel 3.1.1B}$$

Tabell 3.1.1 Viser Ansys oppsett

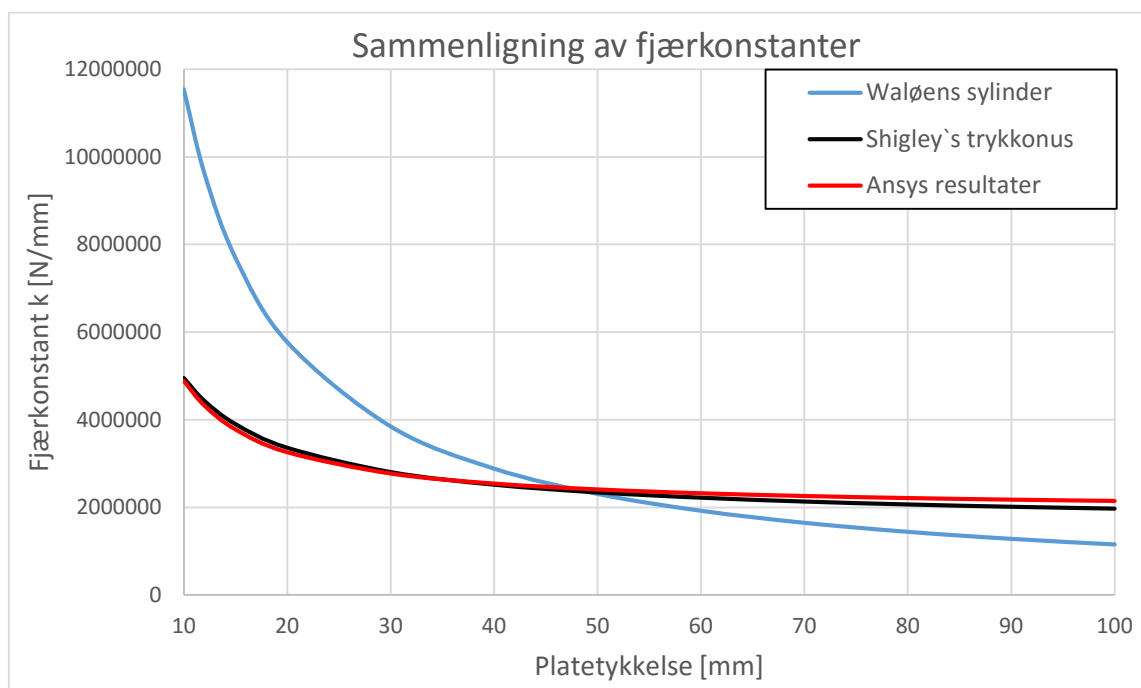
<p>1</p> <p>For å gjøre analysen så raskt som mulig kjører en 2D analyse. Den er aksisymmetrisk om senter av hullet. Mesh størrelsen for platen er 1 mm og meshtypen er Quadrilateral dominant.</p>	<p>2</p> <p>Den underste platen er forankret med en fixed support.</p>
<p>3</p> <p>Den øverste platen blir presset nedover 0,01mm med en displacement.</p>	<p>4</p> <p>Kraften som trengs i hvert tilfelle, måler jeg med force reaction.</p>



Tabell 3.1.2 Viser Ansys resultat.



Jeg har satt formlene for Waløens sylinder og Shigley's trykkonus inn i et regneark, sammen med Ansys resultatene. Diagrammet under viser resultatet av sammenligningen.



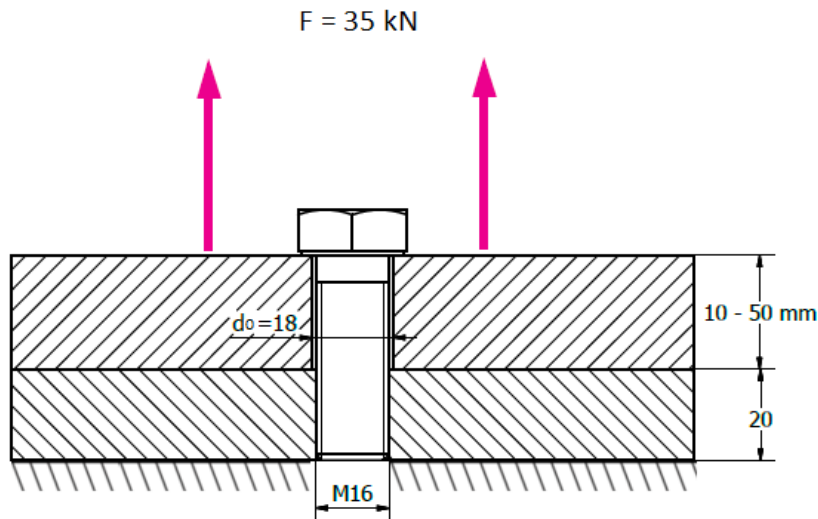
Figur 3.1.7 Diagram som viser fjærkonstanter.

### Kommentar

Det er interessant å se hvor sammenfallende Ansys kurven og Shigley kurven er. Når man ser på Waløens sin kurve er ikke den like imponerende.

### Analyse av forspent skrue i plate, med påsatt nyttelast.

Vi skal nå se på hvordan disse beregningsmodellene fungerer når vi får en komplett skrueforbindelse med påført nyttelast. Det er en skrue i M16 som skrur en plate fast i et boss med gjengehull. Tykkelsen på platen er fra 10 mm til 50 mm. Skruen er valgt forspent med  $F_0 = 0,7 \cdot f_y \cdot A_b$ . For at vi skal kunne sammenligne utregningene med hverandre tenker vi at kraften virker under skruehodet, som er worst case. Jeg viser i eksempelet hvordan jeg beregner modellene med en platetykkelse på 20 mm. For å gjøre det enklest mulig ser jeg bort fra gjengepartiet i alle utregningene, da blir det også likt for alle. Det jeg ønsker å beregne er tilleggskraften  $F_T$  i skruen, slik at jeg kan sette det inn i et diagram.



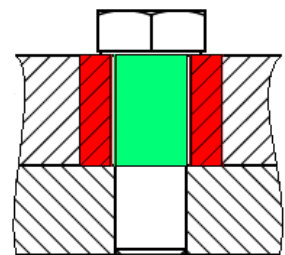
Figur 3.1.8 Forklaringsfigur til oppgave

#### Modell 1

Først prøver vi modellen til Waløen.

Vi beregner først stivheten til skruen.

$$k_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot E = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \cdot 210000 = 2,11 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$



Figur 3.1.9 Viser prinsipp av Waløens modell

Deretter stivheten til det sammenklemte området.

$$k_k = \frac{((2 \cdot d)^2 - d_0^2) \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot L} = \frac{((2 \cdot 16)^2 - 18^2) \cdot \pi \cdot 210000}{4 \cdot 20}$$

$$= 5,77 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

Når vi settet inn kraften under skruehodet blir hele trykksylinderen en  $k_A$  del og skruen blir en  $k_T$  del. Det blir altså slik.

$$k_T = k_s = 2,11 \cdot 10^6 N/mm$$

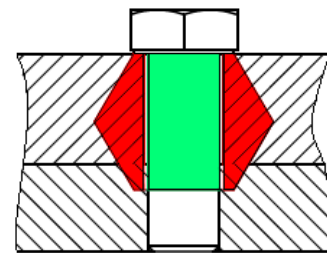
$$k_A = k_k = 5,77 \cdot 10^6 N/mm$$

$$F_T = \frac{F_L}{1 + \frac{k_A}{k_T}} = \frac{35000}{1 + \frac{5,77 \cdot 10^6}{2,11 \cdot 10^6}} = 9372 N$$

### Modell 2

Her er formelen for stivheten til skruen den samme, eneste forskjell er at lengden skal korrigeres på grunn av at det er gjenget hull i boss.

$$k_s = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot E}{L + \frac{d}{2}} = \frac{\frac{\pi \cdot 16^2}{4} \cdot 210000}{20 + \frac{16}{2}} = 1,51 \cdot 10^6 N/mm$$



Figur 3.1.10 Viser prinsipp av Shegleys modell

Deretter stivheten til det sammenklemte området. Denne korrigeres også på grunn av gjenger i boss.

$$k_k = \frac{\pi \cdot E \cdot d_0 \cdot \tan \alpha}{2 \cdot \ln \frac{\left( \left( l + \frac{d}{2} \right) \cdot \tan \alpha + d_w - d_0 \right) (d_w + d_0)}{\left( \left( l + \frac{d}{2} \right) \cdot \tan \alpha + d_w + d_0 \right) (d_w - d_0)}}$$

$$k_k = \frac{\pi \cdot 210000 \cdot 18 \cdot \tan 30}{2 \cdot \ln \frac{(28 \cdot \tan 30 + 22,5 - 18)(22,5 + 18)}{(28 \cdot \tan 30 + 22,5 + 18)(22,5 - 18)}} = 2,88 \cdot 10^6 N/mm$$



Det blir på samme måte her som i med Waløens modell. Når vi settet inn kraften under skruehodet blir hele trykksylinderen en  $k_A$  del og skruen blir en  $k_T$  del.

$$k_T = k_S = 1,51 \cdot 10^6 N/mm$$

$$k_A = k_k = 2,88 \cdot 10^6 N/mm$$

$$F_T = \frac{F_L}{1 + \frac{k_A}{k_T}} = \frac{35000}{1 + \frac{2,88 \cdot 10^6}{1,51 \cdot 10^6}} = 12039 N$$

### Enkelt estimat

Jeg tar med en siste kandidat.

Et vanlig estimat er at tiltagende kraft er 0,2 ganger nyttelasten. Dette er en løsning som ofte blir gjort.

Det er interessant å se hvordan denne enkle modellen klarer seg i denne sammenhengen.

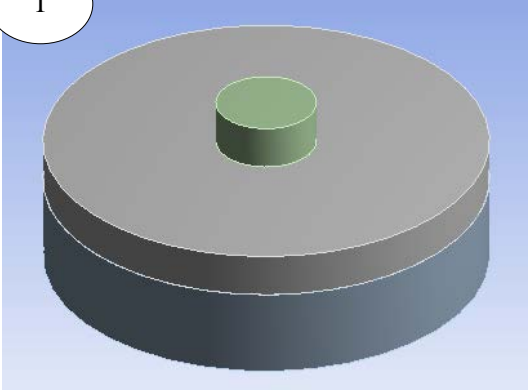
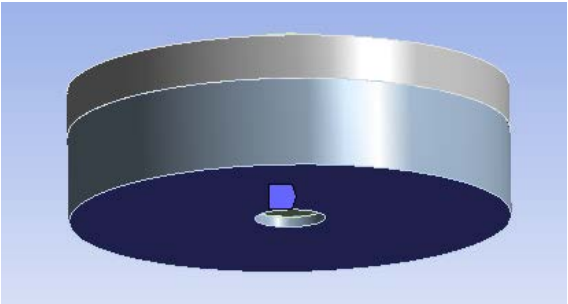
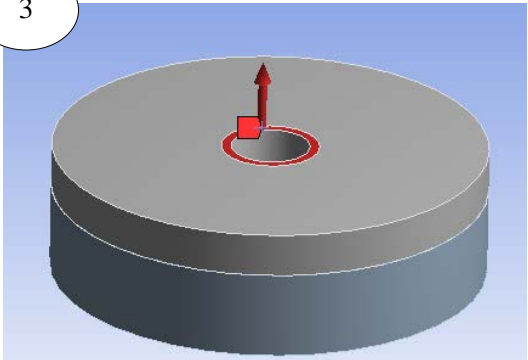
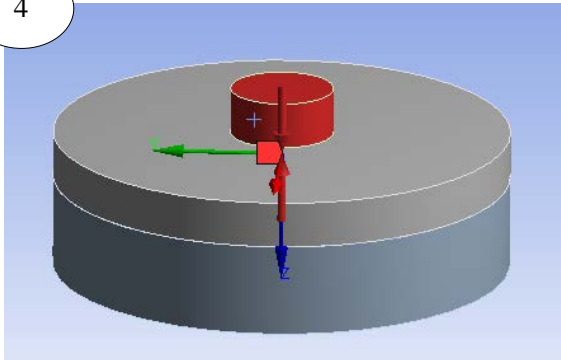
$$F_T = 0,2 \cdot F_L \quad \text{Formel 3.1.14}$$

$$F_T = 0,2 \cdot 35000 = 7000 N$$

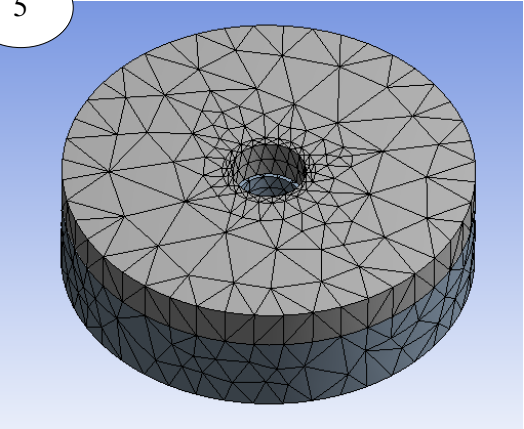
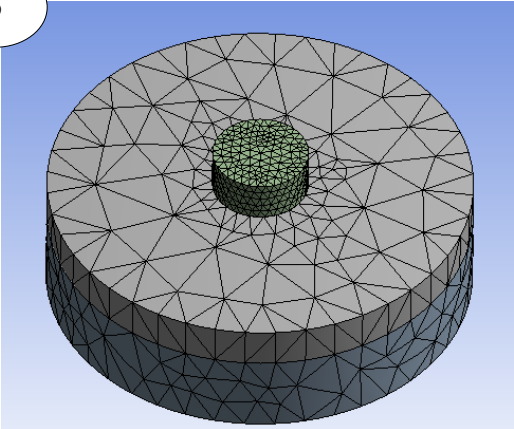
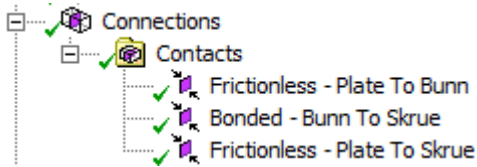
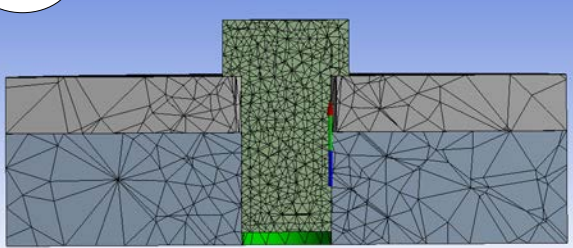
## Ansys modell

Det gjøres en rask beskrivelse av fremgangsmåten i tabell 3.1.3 og tabell 3.1.4.

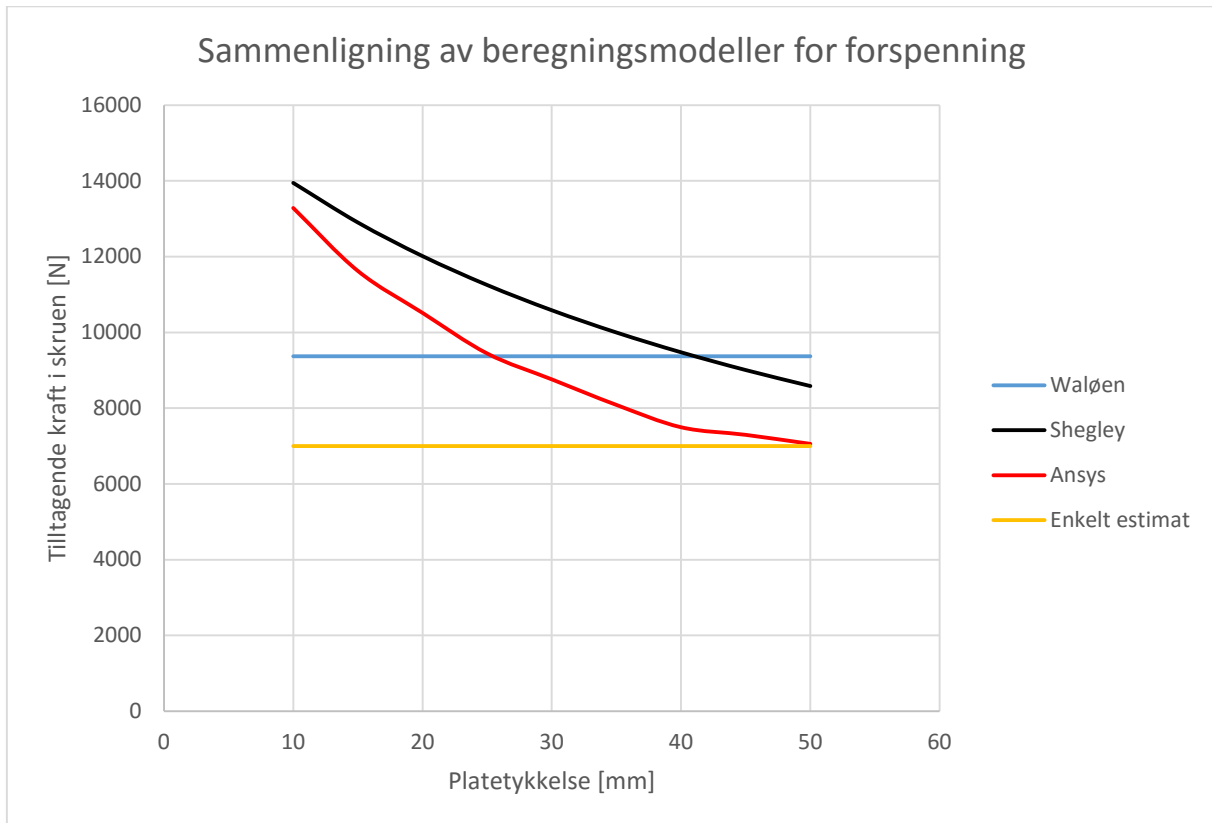
Tabell 3.1.3 Fremgangsmåte i Ansys

<p>1</p>  <p>Modellen jeg bruker for å lage en Ansys analyse er at jeg lager to disker med hull i. Den underste disken er bosset og den øverste disken er platen. Det utføres analyser med platetykkelse fra 10 mm til 100 mm.</p>	<p>2</p>  <p>Bosset forankres med en fixed support til bunnflaten av bosset.</p>
<p>3</p>  <p>Kraften settes på platen i kontaktflaten mellom bolten og platen. Kraften er 35000N.</p>	<p>4</p>  <p>Bolten forspennes med en kraft på 90000N.</p>

Tabell 3.1.4 Fremgangsmåte i Ansys fortsetter.

<p>5</p>  <p>Det brukes et default mesh over basen og platen, men i hullet forfines meshet med en refinement. Dette gjør så vi får et finere mesh i det området som vi ønsker å undersøke nærmere.</p>	<p>6</p>  <p>Skruen får spesifisert en meshstørrelse på 2mm. Meshtypen på alle delene er Tetrahedrons.</p>
<p>7</p>  <p>Kontakten mellom plate og boss, og kontakten mellom plate og skrue settes til frictionless. Dette betyr at de bare kan overføre trykkrefter, og ikke strekk eller tangensielle krefter.</p> <p>Kontakten mellom boss og skrue, som representerer gjengene er satt til bonded kontakt. Dette betyr at den kan overføre strekk, trykk og tangentielle krefter.</p>	<p>8</p>  <p>Skruekraften måles med forcereaction i kontakten i gjengene. For å finne tiltagende kraft i skruen måles skruerkraften etter at nyttelasten er satt på. Differansen mellom nyttelasten og forspenningskraften er da tiltagende kraft.</p>

## Resultat.



Figur 3.1.11 Diagram som viser resultater fra Analyse av forspent skrue i plate, med påsatt nyttelast.

**Kommentar**

Vi ser her hvordan Shegley sin kurve ligger hele veien noe over Ansys resultatene på konservativ side. Den holder en forholdsvis formlikkurve også. Vi ser også at Waløen og enkelt estimat blir vannrette linjer i diagrammet. Det viser seg at Waløens modell er uavhengig av platetykkelsen. Hvis man setter opp formelverket til Waløen og setter  $k_t/k_s$  ser vi at formelverket blir uavhengig av platetykkelsen. Det er kanskje derfor enkelt estimat er blitt en ganske normal måte å finne tiltagende belastning på. Mye mindre arbeid å beregne, og kanskje er den god nok. Ser man på Waløens modell i dette tilfellet gir dette  $0,27 \cdot$  nyttelast.

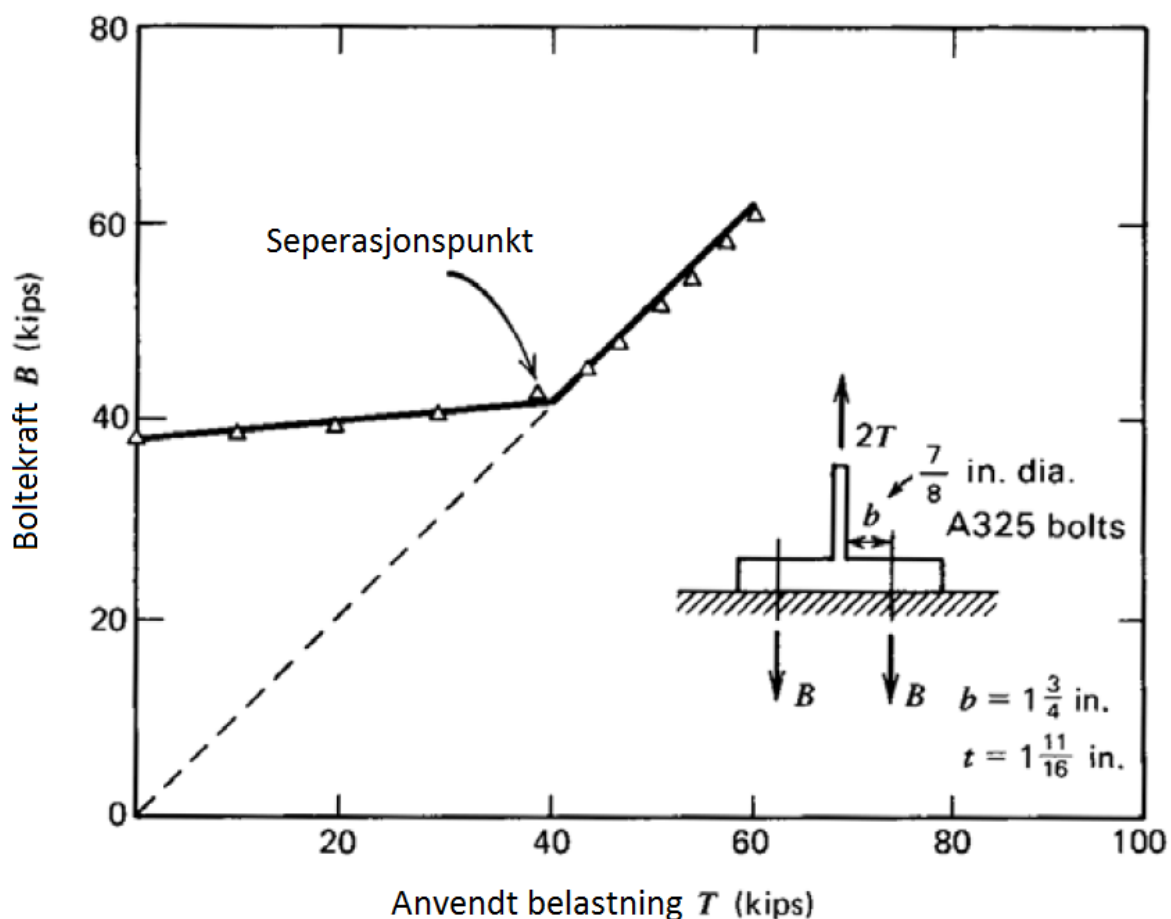
## 3.2. Hevarmskrefter i T-forbindelser

### 3.2.1. Teori om forspente hevarmsforbindelser

Først ønsker vi å se på hva som skjer i en T-forbindelse når boltene er forspente.

#### T-forbindelse med tykke (stive) flenser

Figur 3.2.1 er et diagram som viser forholdet mellom nyttelasten  $T$  og boltekraften  $B$ . I dette diagrammet skal vi se på hvordan boltekraften endrer seg når vi har en T-forbindelse med stive flenser, slik at flensene ikke svikter. Den heltrukne linjen i diagrammet viser boltekraften. Først ser vi at når nyttelasten  $T = 0$ , så er boltekraften litt under 40 kips, dette er forspenningskraften. Når vi nå setter på nyttelast, ser vi at boltekraften endrer seg marginalt i forhold til nyttelasten. Dette kommer av samme effekt som når vi så på skruediagrammet i forrige kapittel, en stor del av nyttelasten går til å redusere klemkraften mellom flensen og underlaget. Den stiplede linjen viser hvordan boltekraften ville vært om boltene ikke var forspente. Når nyttelasten når ca. 40 kips ser vi at det blir et knekkpunkt på grafen. Det som skjer her er at klemkraften mellom underlaget er brukt opp. Forbindelsen vil nå bevege seg bort fra underlaget. Situasjonen er da  $B = T$  [3].

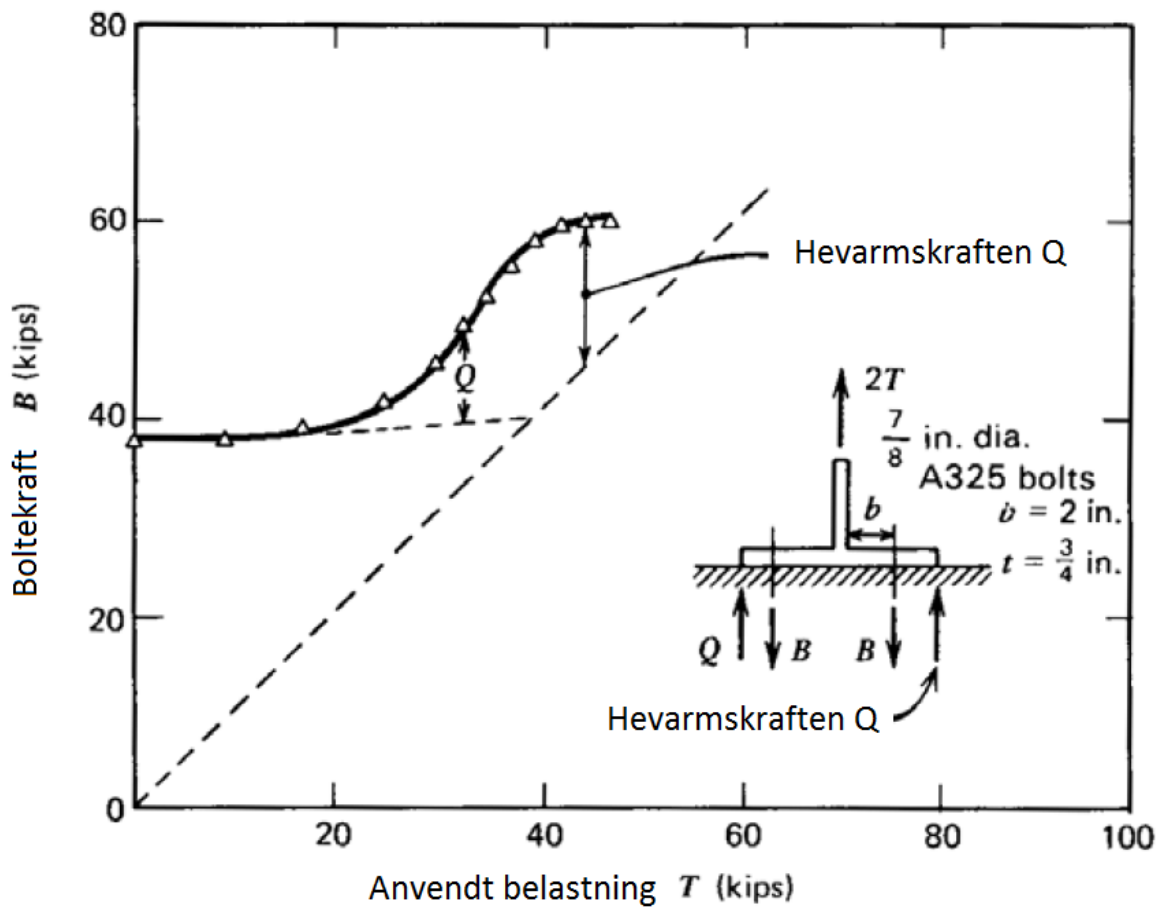


Figur 3.2.1 Nyttelast-Boltekræft diagram uten hevarmsvirkning [3]. (1 kips = 4,45 kN)



### T-forbindelse med tynne flenser

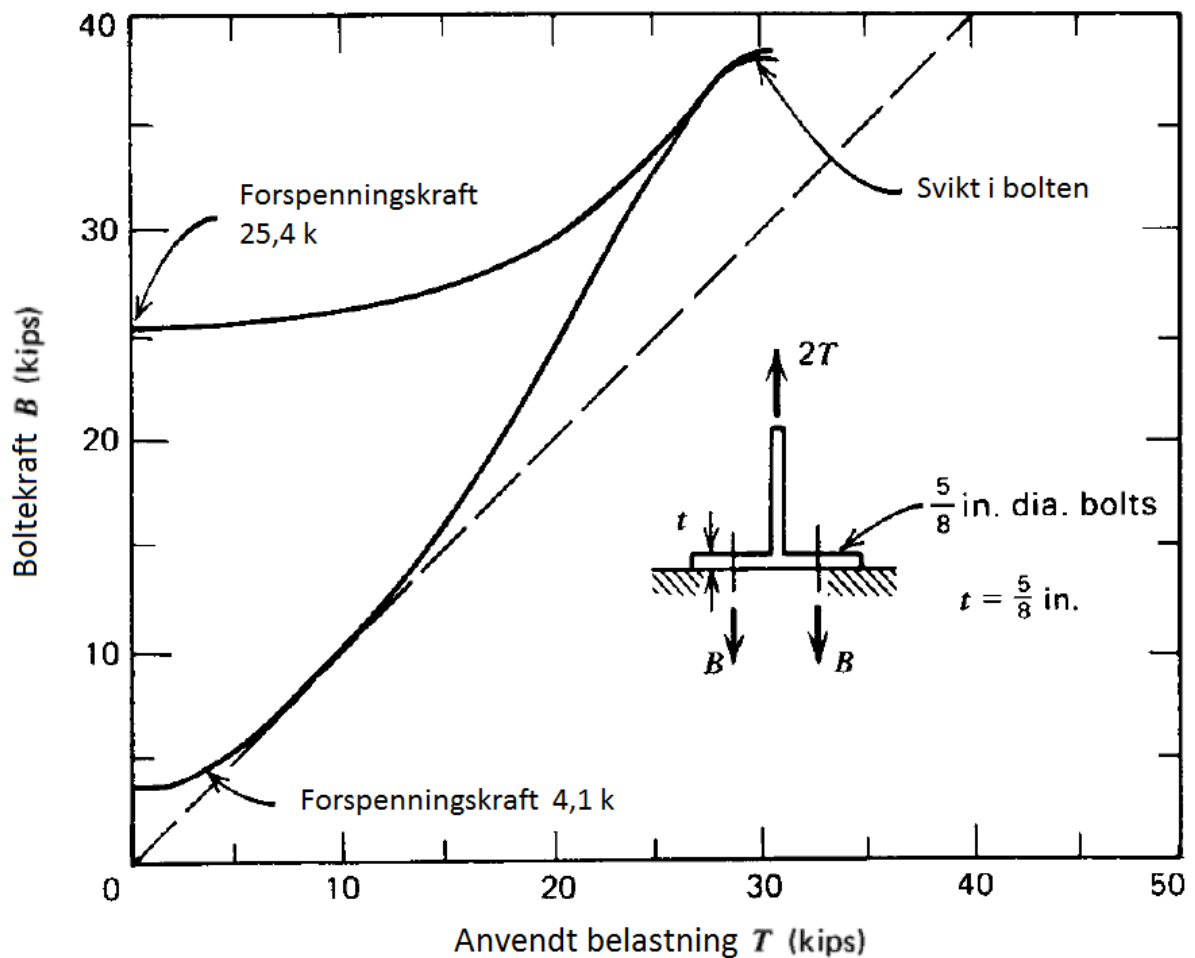
Nå skal vi se hva som skjer når flensene blir for tynne slik at det oppstår hevarmskrefter i forbindelsen. I figur 3.2.2 er boltene også her forspente på litt under 40 kips. Vi ser når man legger på nyttelast så følger ikke den heltrukne linjen den samme retningen som ved forrige eksempel. Nå øker boltekraften mer siden vi har fått tilleggskraften  $Q$  som vi også må ta hensyn til. Hevarmskreftene fører til at boltekraften øker mye raskere, slik at vi ikke får denne lineære tilleggskraften. Når vi krysser det opprinnelige separasjonspunktet vil boltekraften være  $B = T + Q$ . [3]



Figur 3.2.2 Nyttelast-Boltekraft diagram med hevarmsvirkning [3]. (1 kips = 4,45 kN)

### Viktighet av forspenning ved utmattingspåkjetete T-forbindelser

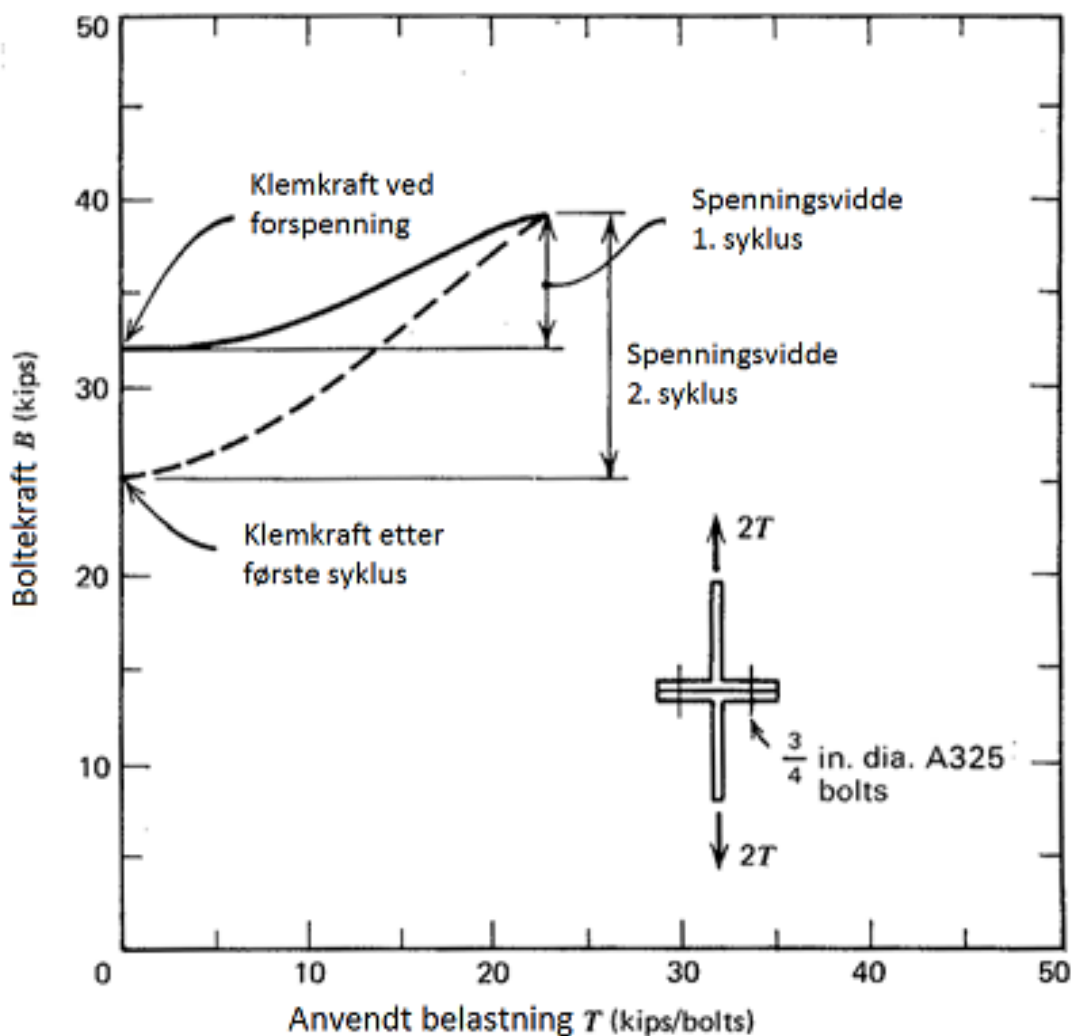
Vi skal se litt på viktigheten av forspenning ved utmattingspåkjetete T-forbindelser. I figur 3.2.3 vises det grafen til to forskjellige bolter. Den ene er forspent med 25.4 kips og den andre er forspent med 4.1 kips. Vi ser at når de belastes, vil begge boltene nå flytegrensen ved samme nyttelast. Det vil si at den boltene som er minst forspent vil ha den største krafts differansen, som igjen vil gi den største spenningsvidden [3].



Figur 3.2.3 Nyttelast-Boltekraft diagram hevarmsvirkning ved to forskjellige forspenninger [3].  
(1 kips = 4,45 kN)

### Faren ved å belaste bolten for mye i en forspent utmattingsforbindelse

Vi skal se nærmere på et viktig fenomen i figur 3.2.4. En ting det er viktig å være klar over når man skal utsette en T-forbindelse for gjentakende belastninger. Hvis skruen er forspent til en viss kraft for eksempel 32 kips slik som vist i figuren. Hvis vi belaster forbindelsen så mye at bolten kommer over flytegrensen og får en varig forlengelse. Da vil det skje når vi avlaster forbindelsen at forspenningen i bolten vil bli mindre en den var før du belastet forbindelsen. Resultatet av dette blir som man ser i diagrammet at spenningsvidden blir mye større en hva man hadde regnet med. Av denne grunn må man ikke bare være opptatt av spenningsvidden. Man må også følge med på at boltene ikke på noe punkt når flytegrensen ved maks belastning. Spesielt når det er snakk om hevarmskrefter kan dette lett skje [3].

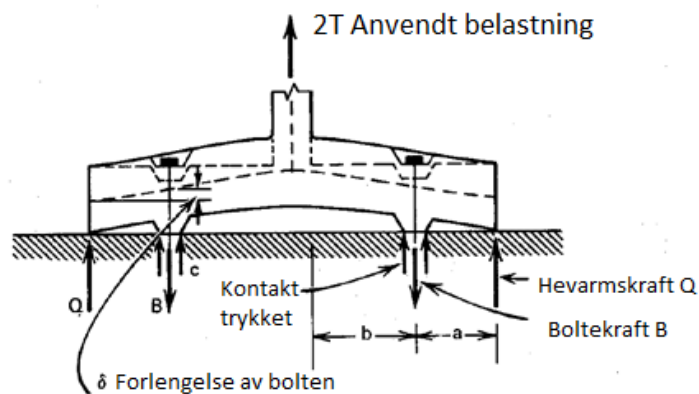


Figur 3.2.4 Nyttelast-Boltekræft diagram når forspenningskraften siger [3]. (1 kips = 4,45 kN)

### 3.2.2. Formler for beregning av hevarmskrefter

For å beregne hevarmskraften  $Q$  er det laget mange formler og formelverk. Vi skal først se på noen enkle formler for å beregne hevarmskraften. Alle disse er fra boken *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*. Forklaringene og kommentarene inne i tabellen er oversatt fra denne boken.

$$\frac{Q}{T} = \left\{ \frac{\frac{1}{2} - \left( \frac{wt^4}{30ab^2A_b} \right)}{\frac{a}{b} \left( \frac{a}{3b} + 1 \right) + \left( \frac{wt^4}{6ab^2A_b} \right)} \right\} \quad \text{Formel 3.2.1}$$



Figur 3.2.5 Forklaringsfigur til Formel 3.2.1 [3].

Denne formelen velger å se på flensen som en enkel bjelke mellom flensetuppene. Totale lengden av bjelken ble da  $2(a+b)$ . Forlengelsen  $\delta$  som er vist på figuren representerer tilleggskraften som går over i bolten. Det er en del svakheter med denne modellen. For at dette skulle være gyldig måtte materialet bare blitt belastet innenfor det elastiske området, noe som er lite sannsynlig at formelen vil gjelde for maksimal belastning og normal arbeidsbelastning. Det at hevarmskraften også virker akkurat i tuppen av flensen stemmer heller ikke med virkeligheten. Dette var en formel som overestimerte hevarmskraften og førte til at beregningene ble for konservative [3].

$$\frac{Q}{T} = \frac{3b}{8a} - \frac{t^3}{20} \quad \text{Formel 3.2.2}$$

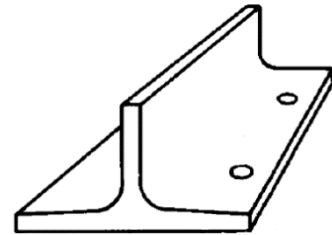
Dette er en semi-empirisk formel som var laget for maksimal belastning. Denne var også veldig lett å bruke. Dette er en formel som overestimerer hevarmskraften. Her må man passe på slik at det blir riktig når man setter inn i formelen. Målene  $a$ ,  $b$  og  $t$  er i tommer, dette fører til at konstanten 20 må justeres om man skal sette inn tallene i millimeter [3].

$$\frac{Q}{T} = \frac{100bd^2 - 18wt^2}{70ad^2 + 21wt^2}$$

Formel 3.2.3

$$\frac{Q}{T} = \frac{100bd^2 - 14wt^2}{62ad^2 + 21wt^2}$$

Formel 3.2.4



Figr 3.2.6 T-stykke

Dette er noen semi-empiriske formler.

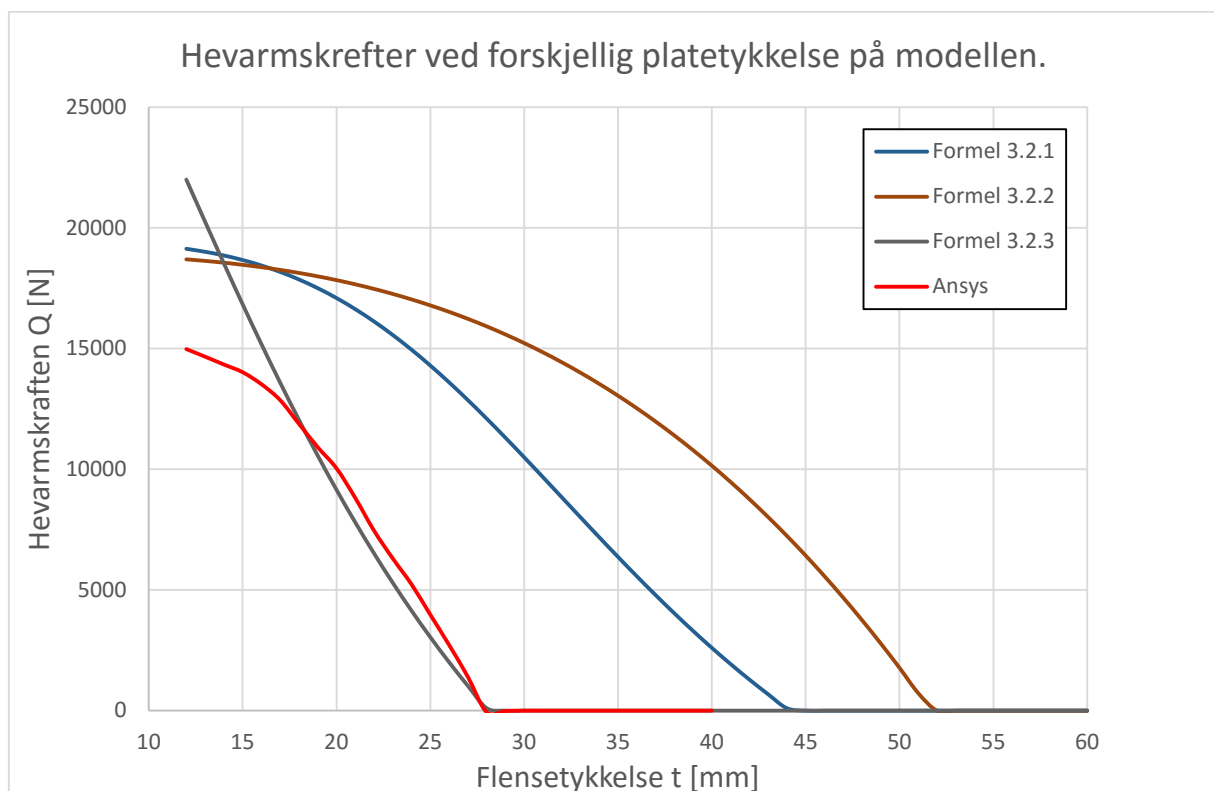
Disse formlene er laget for T-stykker med 2 bolterader slik som vist på figur til høyere.

De skal også brukes for maksimal belastning.

Formel 3.2.3 er laget for 8.8 bolter og formel 3.2.4 for 10.9 bolter [3].

Jeg ønsker å sammenligne disse formlene opp mot Ansys.

For å gjøre dette bruker jeg en analyse i Ansys uten forspenning. Jeg bruker standard modellen og bruker flensstykker mellom 12 – 60 mm.



Figur 3.2.7 Diagram som viser resultat av sammenligning av formler og Ansys

**Kommentar til diagrammet på figur 3.2.7.**

Dette diagrammet viser at formlene 3.2.1 og 3.2.2 overestimerer hevarmkraften ganske mye. Verst blir det når vi kommer på større flensetykkelser. Formel 3.2.3 ser mer lovende ut i denne sammenligningen. Det ser ut til at denne kurven har en god tilnærming til Ansys fra flensstykkelse 17 mm og oppover.

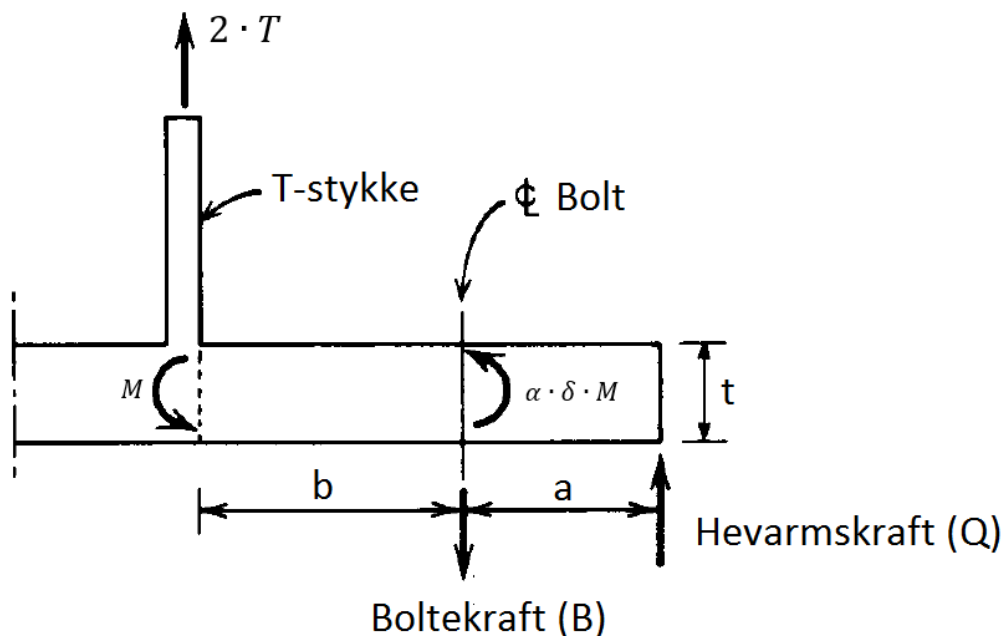
Et problem med disse formlene er at de bare gir hevarmskraften og boltekraften. Den sier ikke noe om spenningene i flensen til T-stykket. Jeg har prøvd litt om jeg kan finne noen enkle beregninger for å finne dimensjon på flensen med de verdiene jeg får fra formlene, men har ikke funnet noe som virker tilfredsstillende.

### 3.2.3. Formelverk for å beregne hevarmskrefter

Vi skal nå se på to formelverk. Jeg har sett på flere formelverk i løpet av dette prosjektet, men velger å presentere de to som jeg opplever som mest interessante.

#### Formelverk fra boken *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*.

Først ser vi på utledningen av formelverket. Når vi tar utgangspunkt i T-stykket som blir belastet, vet vi at det oppstår moment ved steget og moment ved bolten. Momentet ved steget symboliseres med ( $M$ ). Momentet ved bolten får da uttrykket  $\alpha \cdot \delta \cdot M$ . Symbolet  $\delta$  står for forholdet mellom effektivt areal på langs av flensen i senterlinjen av bolten, dividert på arealet på langs av flensen. Vi får dermed uttrykket  $\delta = 1 - (d_0/w)$ . Utrykket  $\alpha \cdot \delta$  representerer forholdet mellom momentet ved senterlinjen av bolten og momentet ved steget. Når  $\alpha = 0$ , er momentet ved senterlinjen også 0, da vil det ikke være hevarmskrefter i forbindelsen [3].



Figur 3.2.8 Illustrasjon til utledning av formelverk [3].

#### Utleddning av formelverk [3].

Om vi snitter i senterlinjen av bolten og tar momentlikevekt til venstre får vi følgende uttrykk:

$$(1 + \delta \cdot \alpha)M = T \cdot b$$

Formel 3.2.5

Utrykket for det plastiske motstandsmomentet skrives:

$$M = \frac{1}{4} \cdot w \cdot t^2 \cdot \sigma_y$$

Formel 3.2.6



Om vi snitter i senterlinjen av bolten og tar momentlikevekt til høyere får vi dette uttrykket:

$$Q \cdot a = M \cdot \delta \cdot \alpha \quad \text{Formel 3.2.7}$$

Vi vet også at uttrykket for total kraft i bolten ved hevarmsforbindelser er:

$$B = T + Q \quad \text{Formel 3.2.8}$$

Nå ønsker vi å lage et uttrykk ut av dette som kan beregne den totale boltekraften. Vi snur litt på formlene over og får disse uttrykkene her:

$$Q = \frac{M \cdot \delta \cdot \alpha}{a} \quad M = \frac{T \cdot b}{1 + \delta \cdot \alpha}$$

Setter vi dette inn i formelen for total boltekraft blir det slik:

$$\begin{aligned} B &= T + Q \\ &\Downarrow \\ B &= T + \frac{\delta \cdot \alpha}{a} \cdot \frac{T \cdot b}{1 + \delta \cdot \alpha} \\ &\Downarrow \\ B &= T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot \alpha}{(1 + \delta \cdot \alpha)} \cdot \frac{b}{a} \right] \quad \text{Formel 3.2.9} \end{aligned}$$

Vi ønsker også et uttrykk som kan gi oss minimumstykkelse på flensen ved den aktuelle boltekraften. Vi snur litt på formlene vi hadde fra utgangspunktet og bruker disse uttrykkene her:

$$Q = \frac{M \cdot \delta \cdot \alpha}{a} \quad T = \frac{M(1 + \delta \cdot \alpha)}{b} \quad M = \frac{1}{4} \cdot w \cdot t^2 \cdot \sigma_y$$

Setter dette inn i formelen for total boltekraft:

$$\begin{aligned} B &= T + Q \\ &\Downarrow \\ B &= \left( \frac{1}{4} \cdot w \cdot t^2 \cdot \sigma_y \cdot \frac{(1 + \delta \cdot \alpha)}{b} \right) + \left( \frac{1}{4} \cdot w \cdot t^2 \cdot \sigma_y \cdot \frac{\delta \cdot \alpha}{a} \right) \end{aligned}$$



Rydder vi opp i dette og snur litt på det får vi en formel for å finne tykkelsen.

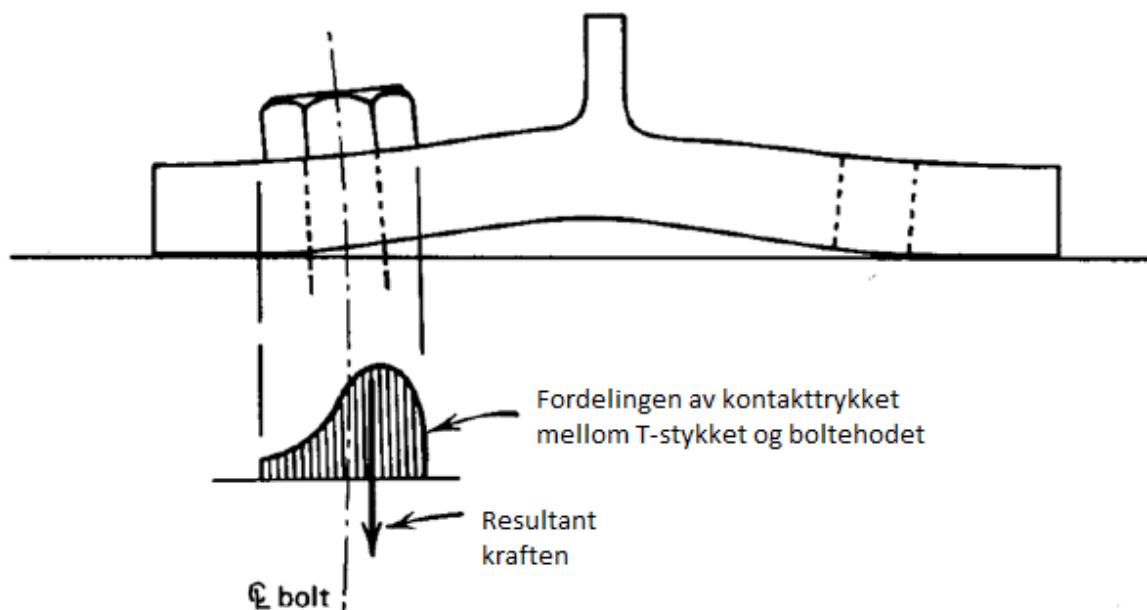
$$t = \sqrt{\frac{4 \cdot B \cdot a \cdot b}{w \cdot \sigma_y [a + \alpha \cdot \delta(a + b)]}} \quad \text{Formel 3.2.10A}$$

Ved å snu på dette igjen får vi et uttrykk for å finne  $\alpha$ .

$$\alpha = \left( \frac{4 \cdot B \cdot a \cdot b}{w \cdot \sigma_y \cdot t^2} - a \right) \frac{1}{\delta(a + b)} \quad \text{Formel 3.2.10B}$$

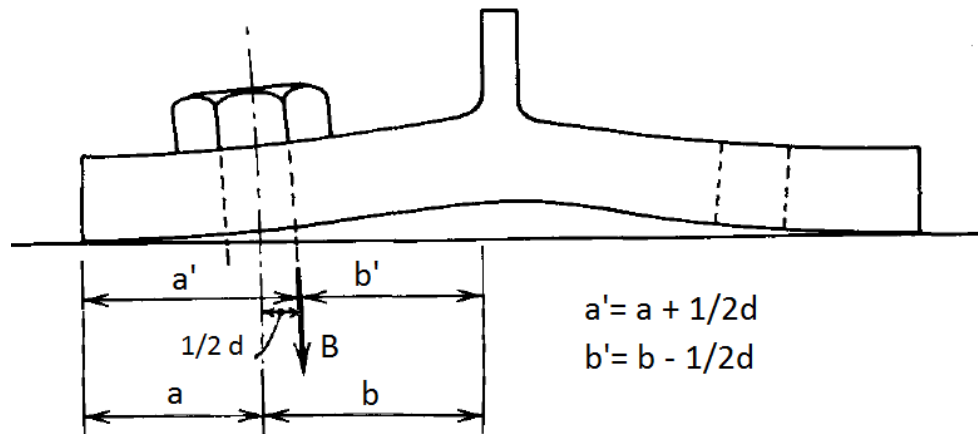
Vi ser at  $\alpha$  og  $t$  er variable som er avhengige av hverandre. Hvis jeg øker  $\alpha$ , øker momentet i senterlinjen av bolten. Dermed må vi øke tykkelsen på flensen.

Nå skal vi se på en spesiell effekt som skjer ved T-forbindelser når vi får hevarmskrefter. På grunn av at flensen er myk, skaper det en bøyning på skruen. Materialet i skruen på siden inn mot steget forlenger seg mye mer en materialet ut mot flensetuppene. Vi får også en spesiell fordeling i kontaktrykket mellom flensen og boltehodet, se figuren. Dette fører til at resultantkraften i skruen endrer seg fra å ligge i senter på skruen, til å ligge langs innsiden av skruen. Siden dette skjer forandrer også armene seg, som vi betegner som  $a$  og  $b$ .



Figur 3.2.9 Kontaktrykket ved hevarmskrefter [3].

Her ser vi hvordan armene a og b endrer seg. Armen a blir korrigert slik at den blir lengere og vi kaller den a', og b blir korrigert slik at den blir kortere og vi kaller den b'.



Figur 3.2.10 Forskyving av resultant [3].

### Presentasjon av formelverk for fast base [3]. «Formelverk 1»

Dette er et formelverk som er beregnet for en statisk belastningssituasjon, men den har med et tillegg som gir muligheter for å se på utmatting.

Design krav:

Tillat kraft i bolt settes til.

$$B_{all} = 0,5 \cdot 0,75 \cdot A_b \cdot \sigma_{ub}$$

Faktoren  $0,75 \cdot \sigma_{ub}$  korrigerer fra bruddgrense til flytegrense. Faktoren 0,5 sier at det er en sikkerhet på 2. Vi får dermed

$$B_{all} = 0,375 \cdot A_b \cdot \sigma_{ub} \quad \text{Formel 3.2.11}$$

Boltekraften skal til sammen, ikke overstige maks tillat kraft i bolt.

$$B_{all} \geq B \quad \text{Formel 3.2.12}$$



Som vist fra tidligere kan vi regne ut boltekraften av denne formelen. Nå har vi bare justert armene a og b.

$$B = T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot \alpha \cdot b'}{(1 + \delta \cdot \alpha) a'} \right] \quad \text{Formel 3.2.13}$$

Vi beregner tykkelsen på flensen med denne formelen. Den minste tykkelsen flensen kan ha er ved  $\alpha = 1$ .

$$t = \sqrt{\frac{4 \cdot \bar{B} \cdot a' \cdot b'}{w \cdot \sigma_y [a' + \alpha \cdot \delta (a' + b')]}} \quad \text{Formel 3.2.14A}$$

Vi finner også  $\alpha$  som svarer til samme tykkelse ved denne formelen.

$$\alpha = \left( \frac{4 \cdot \bar{B} \cdot a' \cdot b'}{w \cdot \sigma_y \cdot t^2} - a' \right) \frac{1}{\delta (a' + b')} \quad \text{Formel 3.2.14B}$$

Vi definerer  $\alpha$  i intervallet:  $0 \leq \alpha \leq 1$

For å finne tykkelsen på flensen trengs det en faktor til. Det er maksimalkraften i bolten som forbindelsen kan skape før overbelastning ( $\bar{B}$ ). Vi setter da inn en  $\alpha$  med maksimal størrelse, det vil si at  $\alpha = 1$ . Dette gir maksimalt moment ved senterlinjen til bolten, derfor gir dette tilfellet også størst hevarmskraft. Hvis vi endrer til  $\alpha = 0$  får vi ingen hevarmskrefter. Det er dermed det minste tallet  $\alpha$  kan ha. Hvis man brukte negativ  $\alpha$  ville hevarmskraften i henhold til formelen være negativ, noe som er umulig.

$$\bar{B} = 2 \cdot T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot b'}{(1 + \delta) a'} \right] \quad \text{Formel 3.2.15}$$

Denne skal ikke overstige dette kravet:

$$\bar{B} = 0,75 \cdot A_b \cdot \sigma_{ub} \quad \text{Formel 3.2.16}$$

Hvis den gjør det må vi gå opp i dimensjon eller kvalitet på bolten.

Maksimal lengde av  $a \leq 1,25 \cdot b$



### Utmattingsberegninger med dette formelverket.

Dette går ut på at vi har beregnet verdien av  $B$  og  $B_{all}$ . Sistnevnte er maksimal kraft boltene har lov til å ha. Hvis ikke boltene er nådd opp til  $B_{all}$  vil de ha igjen en reservekapasitet. Denne reservekapasiteten blir brukt til å estimere en utmattingslevetid for boltene. Vi ser under hvordan dette henger sammen.

Verdien  $B$  skal ikke overstige følgende:

$B_{all}$  for repetisjoner under 20 000 sykluser.

$0,9 \cdot B_{all}$  for repetisjoner mellom 20 000 og 500 000 sykluser.

$0,75 \cdot B_{all}$  for repetisjoner over 500 000 sykluser.

For å kunne differensiere litt mer enn å si at den holder mellom 20 000 og 500 000 sykluser hvis den er mellom  $0,9 \cdot B_{all}$  og  $0,75 \cdot B_{all}$  har jeg laget en utmattingskurve som bruker raten av  $B_{all}$  og  $N$ . Vi antar en rett linje i et dobbel logaritmisk diagram, hvilket er vanlig ved utmatting.

$$\begin{aligned} 20\,000 &= C \cdot 0,9^{-m} \\ 500\,000 &= C \cdot 0,75^{-m} \\ &\Downarrow \\ m &= \frac{\log\left(\frac{500\,000}{20\,000}\right)}{\log\left(\frac{0,9}{0,75}\right)} = 17,655 \\ C &= 20\,000 \cdot 0,9^{17,655} = 3113 \end{aligned}$$

Hvis  $B/B_{all}$  ligger mellom 0,9 og 0,75 vil det være trolig at man kan bruke denne kurven:

$$N = 3113 \cdot \left(\frac{B}{B_{all}}\right)^{-17,655} \quad \text{Formel 3.2.17}$$

### Vi skal nå prøve ut «Formelverk 1» på vår modell.

Regner først ut  $B_{all}$ :

$$B_{all} = 0,375 \cdot A_b \cdot \sigma_{ub} = 0,375 \cdot 254 \cdot 800 = 76\,200N$$

Beregner deretter  $\bar{B}$ :

$$\bar{B} = 2 \cdot T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot b'}{(1 + \delta)a'} \right] = 2 \cdot 45\,000 \left[ 1 + \frac{0,826 \cdot 41,5}{(1 + 0,826)54} \right] = 121\,288N$$



Kontroll på  $\bar{B}$ :

$$\bar{B} = 0,75 \cdot A_b \cdot \sigma_{ub} = 0,75 \cdot 254 \cdot 800 = 152\,400\text{N}$$

OK.

Beregner så  $\alpha$ :

$$\alpha = \left( \frac{4 \cdot \bar{B} \cdot a' \cdot b'}{w \cdot \sigma_y \cdot t^2} - a' \right) \frac{1}{\delta(a' + b')} = \left( \frac{4 \cdot 121288 \cdot 54 \cdot 41,5}{115 \cdot 355 \cdot 15^2} - 54 \right) \frac{1}{0,826(54 + 41,5)} = 0,816$$

Når  $\alpha$  er mellom 0 og 1 er flenstykkelsen ok.

Minste tykkelse i flens:

$$t_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 121288 \cdot 54 \cdot 41,5}{115 \cdot 355[54 + 1 \cdot 0,826(54 + 41,5)]}} = 14,16\text{ mm}$$

Beregner så verdien av B:

$$B = T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot \alpha \cdot b'}{(1 + \delta \cdot \alpha)a'} \right] = 45000 \left[ 1 + \frac{0,826 \cdot 0,816 \cdot 41,5}{(1 + 0,826 \cdot 0,816)54} \right] = 58\,924\text{N}$$

Sammenligner mot  $B_{all}$ :

$$\frac{58924}{76200} \cdot B_{all} = 0,773 \cdot B_{all}$$

Mellom  $0,9 \cdot B_{all}$  og  $0,75 \cdot B_{all}$  gir dermed mellom 20 000 og 500 000 sykluser.

Hvis vi bruker kurven som ble laget tidligere:

$$N = 3113 \cdot \left( \frac{B}{B_{all}} \right)^{-17,655} = 3113 \cdot \left( \frac{58924}{76200} \right)^{-17,655} = 291\,464\text{ sykluser}$$



### Formelverk for hevarmskrefter av William Thornton (Formelverk 2).

Dette formelverket er mye likt formelverk 1. Jeg kommer ikke til å vise utledningene av formelverket. Det blir bare satt opp en oppskrift som man skal følge.

Fremgangsmåten for bruk av William Thorntons formelverk vises i tabell 3.2.1.

Tabell 3.2.1 Fremgangsmåte for bruk av «Formelverk 2» [8]

<p>Formelverket er lagt opp til å følge punkter, så jeg setter opp et slik punkt skjema hvor formlene kommer inn i det punktet du trenger de.</p> <p>For å bruke dette formelverket trenger du følgende data.</p> <p>T = halve nyttelasten i T-stykket.  <math>a' = a + d/2</math>  <math>b' = b - d/2</math>  w = lengden på T-stykket pr. bolt  <math>\sigma_y</math> = flytegrensen til materialet i T-stykket  B = maksimal kapasitet for bolten (<math>A_b \cdot \sigma_{ybolt}</math>)  <math>\rho = b'/a'</math>  <math>\delta = 1 - (d_0/w)</math></p>	
1.	Kontroller om $T \leq B$ . Hvis det ikke er tilfelle, bruk flere eller sterkere bolter.
2.	Beregn faktoren $\beta$
$\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{B}{T} - 1 \right) \quad \text{Formel 3.2.18}$	
3.	Bestem faktoren $\alpha'$
$\alpha' = \begin{cases} 1, & \beta \geq 1 \\ \min \left\{ \frac{1}{\delta} \left( \frac{\beta}{1-\beta} \right), 1 \right\}, & 0 \leq \beta < 1 \end{cases} \quad \text{Formel 3.2.19}$	
4.	Beregn nødvendig flensetykkelse
$t_{min} = \sqrt{\frac{8 \cdot T \cdot b'}{w \cdot \sigma_y (1 + \delta \cdot \alpha')}} \quad \text{Formel 3.2.20}$	



5. Beregn $t_c$	$t_c = \sqrt{\frac{8 \cdot B \cdot b'}{w \cdot \sigma_y}}$ <p style="text-align: right;"><i>Formel 3.2.21</i></p>
6. Beregn $\alpha_{act}$ , dette er den virkelige.	$\alpha_{act} = \frac{1}{\delta} \left[ \frac{T/B}{(t/t_c)^2} - 1 \right]; \text{ hvis } \alpha_{act} < 0, \text{ bruk } \alpha_{act} = 0$ <p style="text-align: right;"><i>Formel 3.2.22</i></p>
7. Beregn hevarmskraften (Q)	$Q = B \cdot \delta \cdot \alpha_{act} \cdot \rho \cdot \left( \frac{t}{t_c} \right)^2$ <p style="text-align: right;"><i>Formel 3.2.23</i></p>
8. Beregn den virkelige boltekraften ( $B_{act}$ )	$B_{act} = T + Q$ <p style="text-align: right;"><i>Formel 3.2.24</i></p>

**Vi skal nå prøve ut «Formelverk 2» på vår modell.**

*Tabell 3.2.2 viser beregninger med «Formelverk 2» på modeellen.*

<p>Vi finner nødvendige data.</p> <p> <math>T = 45\ 000\text{ N}</math>  <math>a' = 45 + 9 = 54\ \text{mm}</math>  <math>b' = 50,5 - 9 = 41,5\ \text{mm}</math>  <math>w = 115\ \text{mm}</math>  <math>\sigma_y = 355\ \text{MPa}</math>  <math>B = 254 \cdot 800 = 203\ 200\ \text{N}</math>  <math>\rho = 41,5/54 = 0,763</math>  <math>\delta = 1 - (20/115) = 0,826</math> </p>
<p>1. Kontroller om <math>T \leq B</math>. Hvis det ikke er tilfelle, bruk flere eller sterkere bolter.</p> <p><math>45\ 000\ \text{N} &lt; 203\ 200\ \text{N}</math></p>

2. Beregn faktoren  $\beta$

$$\beta = \frac{1}{0,763} \left( \frac{203200}{45000} - 1 \right) = 4,61$$

3. Bestem faktoren  $\alpha'$

$$\alpha' = 1$$

4. Beregn nødvendig flensetykkelse

$$t_{min} = \sqrt{\frac{8 \cdot 45000 \cdot 41,5}{115 \cdot 355(1 + 0,826 \cdot 1)}} = 14,16 \text{ mm}$$

5. Beregn  $t_c$

$$t_c = \sqrt{\frac{8 \cdot 203200 \cdot 41,5}{115 \cdot 355}} = 40,65 \text{ mm}$$

6. Beregn  $\alpha_{act}$ , dette er den virkelige.

$$\alpha_{act} = \frac{1}{0,826} \left[ \frac{45000/203200}{(15/40,65)^2} - 1 \right] = 0,758$$

7. Beregn hevarmskraften (Q)

$$Q = 203200 \cdot 0,826 \cdot 0,758 \cdot 0,763 \cdot \left( \frac{15}{40,65} \right)^2 = 13\,218 \text{ N}$$

8. Beregn den virkelige boltekraften ( $B_{act}$ )

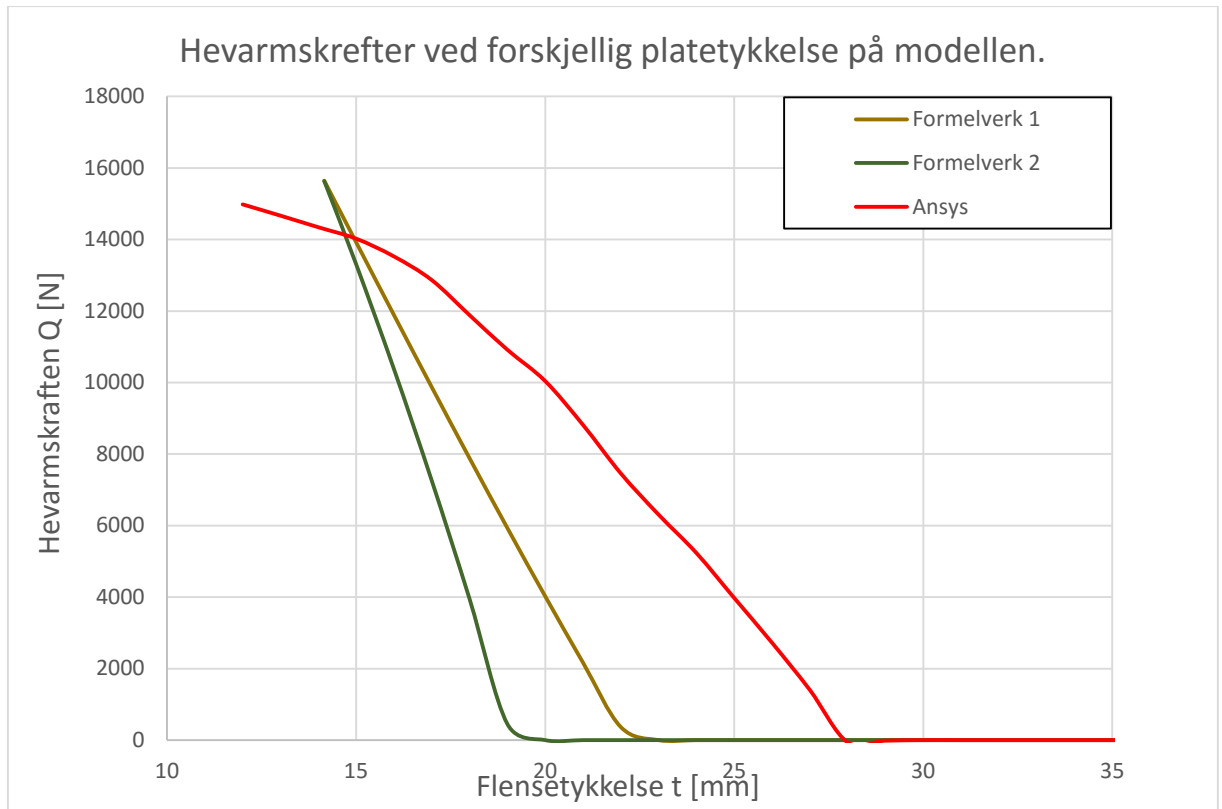
$$B_{act} = 45000 + 13218 = 58\,218 \text{ N}$$



### Sammenligning av formelverk.

Jeg ønsker her også å sammenligne formelverkene opp mot Ansys.

For å gjøre dette bruker jeg en analyse i Ansys uten forspenning. Jeg bruker standard modellen og bruker flensstykkelse mellom 12 – 35 mm.



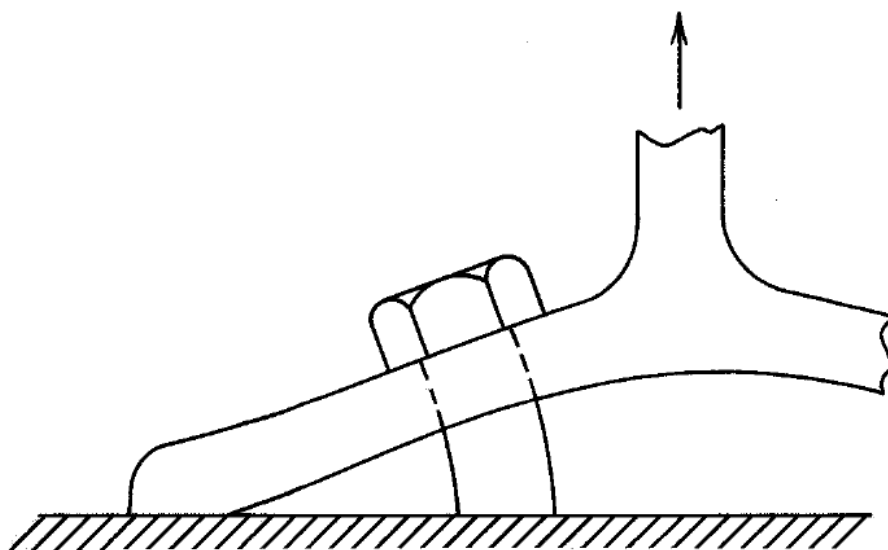
Figur 3.2.11 Diagram som viser resultat av sammenligning av formelverk og Ansys

### Kommentar.

Vi ser her at Ansys analysen vis noe større hevarmskrefter fra flensetykkelse over 18 mm og til ca 28 mm. Vi må huske på at her er ikke boltene forspente. Disse formelverkene er beregnet for hevarmsforbindelser hvor boltene er forspente. Forbindelsen blir noe stivere når boltene blir forspente, og dermed blir nok hevarmsvirkningen i virkeligheten noe mindre enn hva Ansys resultatene viser. Det viser seg at hevarmskraft alene ikke er godt nok, når vi snakker om utmattingspåkjennte hevarmsforbindelser. Dette skal vi se mer på.

### 3.3. Bøyeeffekt i bolt ved hevarmsvirkning

Et ganske kompleks problem når man skal se på utmatting av bolter i T-stykker som blir utsatt for hevarmskrefter, er bøyeveirkingen av boltene. Selv om man har kontroll over hevarmskreftene og kan finne de nominelle spenningene i boltene, så oppstår det problemer med at det oppstår en bøyeveirking i boltene når man setter på nyttelasten. Boken *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints* sier at på grunn av problemet med bøyeveirkingens kompleksitet, finnes det foreløpig ikke noen tilfredsstillende metode for å beregne utmatningslevetid for bolter under slike betingelser. Dette er skrevet i 1987, så det kan selvsagt være at ting har hendt siden den gang. Boken som skriver dette er samme boken som presenterer «formelverk 1». Det eneste formelverket jeg har funnet som har med muligheter for å beregne utmatting av bolter i hevarmsforbindelser. Jeg forstår dette slik at boken sier at dette formelverket heller ikke er fullgodt [3].



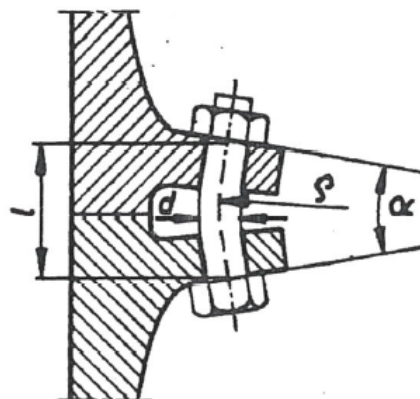
Figur 3.3.1 Viser hvordan flensen lager en bøyeeffekt på boltene [3].

Jeg har sett nærmere på dette med bøying av bolter. I en lærebok som heter *Maskindeler 1* av Johan S. Aspen står det litt om dette.

Vi ser utledningen av formelen for spenning i boltene ved bøying [4]:

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{M}{I} \cdot \frac{d}{2} = \frac{E}{\rho} \cdot \frac{d}{2} = E \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\alpha}{L} \quad \text{Formel 3.3.1}$$

For å gjøre et forsøk bruker jeg skruen i standardmodellen. Her skal jeg finne bøyespenningen i skruen om underlaget bøyer seg med en vinkel  $\alpha = 0,1^\circ$ . Lengden  $L = 15$  mm som er tykkelsen på flensen. Diameteren på skruen  $d = 18$  mm og E-modulen er 210 000 MPa.



Figur 3.3.2 Illustrasjon til formel 3.3.1 [4].



$$\sigma_b = E \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\alpha}{L} = 210000 \cdot \frac{18}{2} \cdot \frac{\frac{0,1 \cdot \pi}{180}}{15} = 220 \text{ MPa}$$

Jeg får en betydelig bøyespenning. Siden skruen ikke bøyes før man setter på nyttelasten, må bøyespenningene også regnes som spenningsvidde. Vi må altså summere bøyespenningen med den nominelle spenningsvidden, for å få en spenningsvidde som er korrigert for bøyespenning. Dette hadde vært greit, om vi viste helningsvinkelen på flensen, men det ser ikke ut til at det er noen formler som er laget for å beregne denne. Det gjør dermed formelen til Aspen lite nyttig i denne sammenhengen.

Jeg har lest et dokument skrevet av Eugéne Pirapres og Jean-Pirre Jaspart. De nevner samme formel som Aspen presenterer i boken sin. Men de har kommet fram til at om det er hevarmsvirkninger i en forspent bolt, kan de gange nominell spenningsvidde med 2 [9].

$$\Delta\sigma_{maks} = 2 \cdot \Delta\sigma_{nom} \quad \text{Formel 3.3.2}$$

Det virker som en god ide å gange nominell spenningsvidde med en faktor for å finne maksimal spenningsvidde. Men jeg syntes at å gange med 2 uansett om hevarmskraften er liten eller stor, syntes jeg høres litt for enkelt og upresist ut. Det må gå an å lage noe som nyanserer dette litt mer.

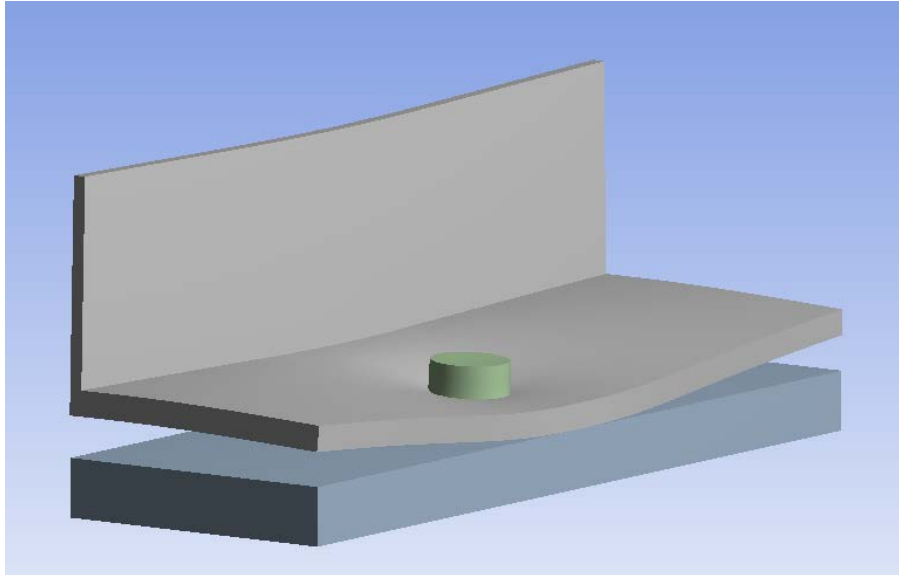
For å finne et forslag som nyanserer dette har jeg laget en formel. Denne er basert på mye prøving og feiling i Ansys. Det som sier noe om helningen til flensen er forholdet mellom hevarmskraften Q og nyttelasten T. Hvis hevarmskraften er 0, må man kunne anta at vinkelen også er 0. Dette vil i henhold til formel 3.3.1 føre til at bøyespenningen også blir 0. Når hevarmskraften øker, vil vinkelen øke, som igjen får bøyespenningene til å øke. Denne tanken har fått meg til å sette opp et Q/T forhold. Hvis Q blir like stor som T, vil dette forholdstallet bli 1. Hvis Q er 0, blir forholdstallet 0. Men bøyespenningene mellom der viser det seg at det ikke går lineært. Den følger mer linjen til en parabel. Jeg har kommet fram til at å kvadrere forholdet mellom disse og gange med 2, gir en kurve som er mer tilnærmet det jeg ønsker. Denne formelen er prøvd ut med en diameter på skruen på 18 mm. Derfor har jeg satt inn uttrykket d/18. Hvis bolten har mindre diameter vil også bøyespenningene bli mindre. Har bolten større diameter vil bøyespenningen bli større. Dette stemmer også med formel 3.3.1.

Uttrykket jeg har kommet fram til ser altså slik ut:

$$\Delta\sigma_{maks} = \Delta\sigma_{nom} \cdot \left( \left( 2 \cdot \left( \frac{Q}{T} \right)^2 \cdot \left( \frac{d}{18} \right) \right) + 1 \right) \quad \text{Formel 3.3.3}$$

### 3.4. Korrigering av lengden for T-stykke pr. bolt. (w)

En annen utfordring som er viktig å ta høyde for når man skal bruke disse formelverkene er hvor langt T-stykket er pr. bolt. I formlene som er vist tidligere er det plastiske motstandsmomentet satt inn. Hvis flensen skulle oppføre seg slik som formlene tilsier, måtte flensen ha like stor nedbøyning hele veien. Dette er ikke tilfelle, når vi får lengere T-stykker oppdager vi at flensen får en mer lokal nedbøyning. Jeg illustrerer dette i figur 3.4.1 som er laget i Ansys. Dette er et bilde av standardmodellen, men med tykkelse på flensen  $t = 8,52$  mm og lengden på T-stykket  $w = 300$  mm. For å få fram effekten er deformasjonene i bildet forstørret 20 ganger.



Figur 3.4.1 Bilde som viser hvordan flensen deformeres.

Jeg ønsker å se litt nærmere på dette tilfellet. Nå vil jeg prøve dette opp imot «Formelverk 1».

Vi har fra tidligere for denne bolten:

$$B_{all} = 0,375 \cdot A_b \cdot \sigma_{ub} = 0,375 \cdot 254 \cdot 800 = 76\,200\text{N}$$

Beregner ny  $\delta$ :

$$\delta = 1 - \frac{20}{300} = 0,933$$

Finner boltekraften B:

$$B = T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot \alpha \cdot b'}{(1 + \delta \cdot \alpha) a'} \right] = 45000 \left[ 1 + \frac{0,933 \cdot 1 \cdot 41,5}{(1 + 0,933 \cdot 1) 54} \right] = 61\,692\text{N}$$



Sammenligner mot  $B_{all}$ :

$$\frac{61692}{76200} \cdot B_{all} = 0,810 \cdot B_{all}$$

Mellom  $0,9 \cdot B_{all}$  og  $0,75 \cdot B_{all}$  gir dermed mellom 20 000 og 500 000 sykluser.

Hvis vi bruker kurven som ble laget tidligere:

$$N = 3113 \cdot \left(\frac{B}{B_{all}}\right)^{-17,655} = 3113 \cdot \left(\frac{61692}{76200}\right)^{-17,655} = 129\,600 \text{ sykluser}$$

Beregner flensetykkelsen dette skjer ved:

$$\bar{B} = 2 \cdot 45\,000 \left[1 + \frac{0,933 \cdot 41,5}{(1 + 0,933)54}\right] = 123\,384N$$

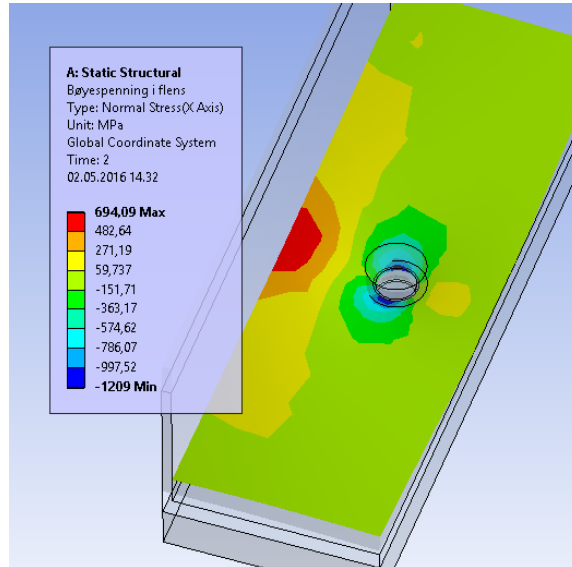
$$t_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 123384 \cdot 54 \cdot 41,5}{300 \cdot 355[54 + 1 \cdot 0,933(54 + 41,5)]}} = 8,52 \text{ mm}$$

Dette betyr at flensen kan være helt ned i 8,52 mm, og at formelverket fortsatt er gyldig.

Dette ser ut til ikke å stemme. Flensen må være tykkere her, med så tynn flens vil vi få større bøyevirkning i skruen enn hva vi bør tillate. Med så stor bøyevirkning mister vi helt kontrollen på spenningsvidden, For å vise det har jeg laget en analyse i Ansys som beviser dette.

### Anslys analyse.

Jeg bruker standard fremgangsmåte som vist tidligere. Jeg setter lengden av T-stykket til å være  $w = 300$  mm og tykkelsen av flensen  $t = 8,52$  mm og oppover til 30 mm. I dette bildet kommer det tydelig fram at flensen får en mye høyere spenning, en tillatt spenning inn mot steget.



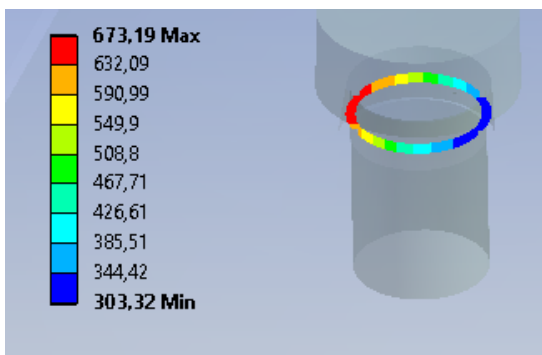
Figur 3.4.2

Vi ser også bildene under. Disse viser spenning i bolten før og etter forspenning. Vi ser her at spenningsvidden blir da:

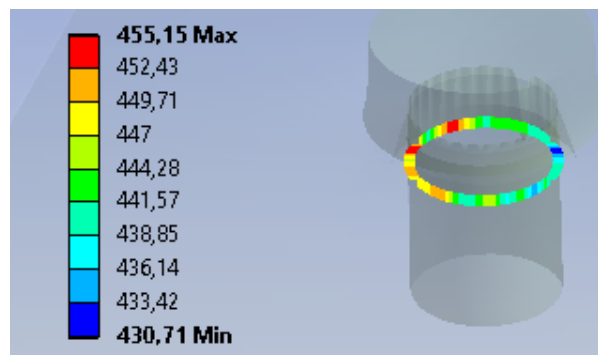
$$\Delta\sigma = 673 - 455 = 218 \text{ MPa.}$$

Senere i rapporten har jeg kommet fram til en utmattingskurve som kan brukes i denne rapporten til å beregne levetid utfra spenningsvidde i bolt.

$$N = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{\Delta\sigma^3} = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{218^3} = 12\,355 \text{ sykluser}$$



Figur 3.4.3 Spenning etter nyttalast

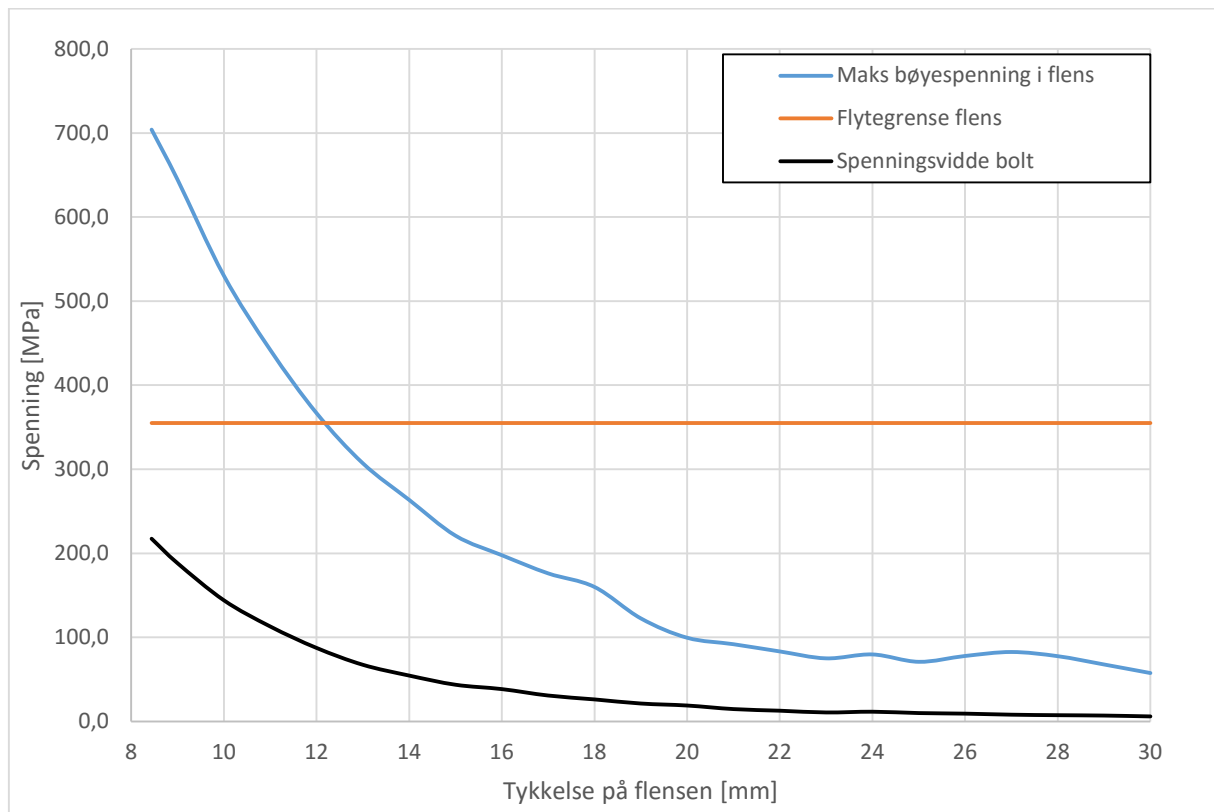


Figur 3.4.4 Spenning før nyttelast

Jeg har laget et diagram som viser maks spenning i overgangen mellom flens og steg ved forskjellige platetykkelser. Her kommer det fram at flensen må være ca. 12,2 mm, for å ligge under flytegrensen. Nå er det ikke noen krise om den lokale sepenningen ligger over flytegrensen, men som nevnt tidligere får vi en veldig høy spenningsvidde når flensen bøyer seg så mye. For meg ser det ut som en god regel at vi holder flensen under flytegrensen ved utmattingsbelastede T-stykker. Vi ser i diagrammet at spenningsvidden til bolten ligger på ca. 85 MPa når flensen krysser flytegrensen. Vi setter den verdien inn i utmattingskurven:

$$N = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{\Delta\sigma^3} = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{85^3} = 296\,356 \text{ sykluser}$$

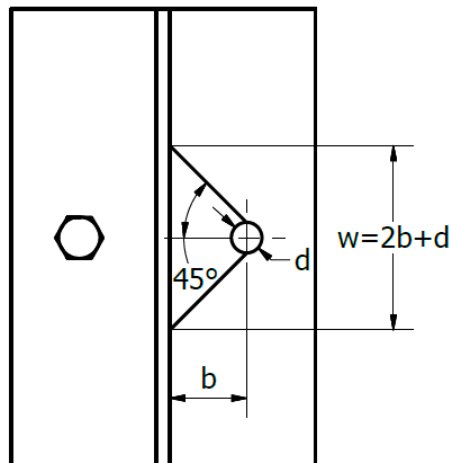
Vi ser at nå



Figur 3.4.5 Diagram som viser spenningsvidde i bolt og maks bøyespenning i flensen

Det jeg har funnet av teori som belyser dette er fra et kompendium fra Dr.ing Cristian O. Sørensen. Det var litt utydelig, men slik det er presentert her, er slik jeg har forstått det. For å finne en effektiv lengde er tanken at man legger to linjer fra ytterkant av hullet, til steget på flensen, disse går i  $45^\circ$ . Vi finner da uttrykket  $w = 2 \cdot b + d$ . Hvis den virkelige  $w$  er mindre enn den effektive  $w$ , er det selvsagt den virkelige  $w$  som gjelder, men om den er større, er det uttrykket  $w = 2 \cdot b + d$  som gjelder [7].

$$w_{eff} = 2 \cdot b + d \quad \text{Formel 3.4.1}$$



Figur 3.4.6 Figur som forklarer teorien i kompendiet til Cristian O. Sørensen.

Vi skal nå prøve ut dette med samme T-stykke som tidligere i kapitlet.

Beregner først  $w_{eff}$ :

$$w_{eff} = 2 \cdot 50,5 + 18 = 119 \text{ mm}$$

Beregner ny  $\delta$ :

$$\delta = 1 - \frac{20}{119} = 0,832$$

Finner boltekraft B:

$$B = T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot \alpha \cdot b'}{(1 + \delta \cdot \alpha) a'} \right] = 45000 \left[ 1 + \frac{0,832 \cdot 1 \cdot 41,5}{(1 + 0,832 \cdot 1) 54} \right] = 60\,706 \text{ N}$$

Hvis vi bruker kurven som ble laget tidligere:

$$N = 3113 \cdot \left( \frac{B}{B_{all}} \right)^{-17,655} = 3113 \cdot \left( \frac{60\,706}{76200} \right)^{-17,655} = 172\,242 \text{ sykluser}$$





Beregner flensetykkelsen dette skjer ved:

$$\bar{B} = 2 \cdot 45\,000 \left[ 1 + \frac{0,832 \cdot 41,5}{(1 + 0,832)54} \right] = 121\,412\,N$$

$$t_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 121\,412 \cdot 54 \cdot 41,5}{119 \cdot 355[54 + 1 \cdot 0,832(54 + 41,5)]}} = 13,89\,mm$$

Sammenligner vi med diagrammet, ser vi at vi kan lese ut spenningsvidde til å være ca. 60 MPa. Setter vi dette inn i utmattingskurven får vi:

$$N = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{\Delta\sigma^3} = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{60^3} = 592\,592\,sykluser$$

Sammenligner vi dette ser vi at det nye tillegget flytter oss langt inn på konservativ side når vi sammenligner med Ansys beregningene. Nå må vi huske på at Ansys beregningene ikke er virkeligheten, men det er det eneste sammenligningsgrunnlaget jeg har å støtte meg til i denne oppgaven. Vi skjønner også at om jeg forlenger T-stykket mye mer, så vil de opprinnelige formlene si at man kan gå ytterligere ned på flensetykkelsen, uten at levetiden endrer seg nevneverdig. Dette tror jeg stemmer dårlig med virkeligheten.

Tillegget til Dr.ing Cristian O. Sørensen, syntes jeg at virker som et fornuftig supplement, som passer på at vi holder oss på konservativ side.

### 3.5. Utmattning av bolter

#### Utmattingsstandarder.

I denne oppgaven har jeg sett på to forskjellige utmattingsstandarder. Det er DNV-RP-C203 (Norske Veritas) og NS-EN 1993-1-9 (Eurokode 3). Dette er gjort for å finne ut hvilken S-N kurve som kan gi meg en god konservativ tilnærming.

Resultatet av denne undersøkelsen vil gi meg en utmattingskurve som jeg skal bruke i for å beregne levetid i Ansys, og som jeg også kan bruke i eget formelverk.

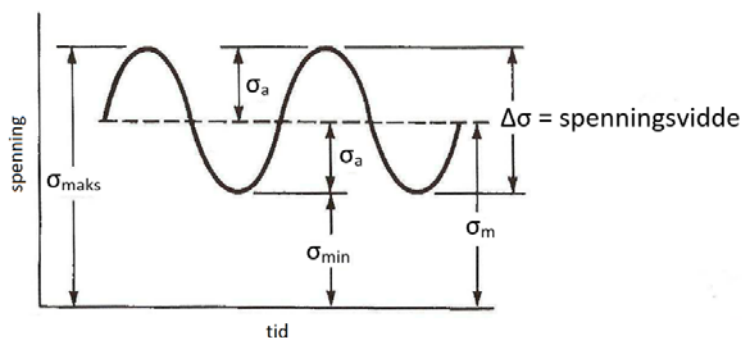
#### Teori for utmattingsberegning.

Vi starter først med å se på noen begreper innen utmattning. Nedenfor har vi en typisk utmattingskurve. Den viser hvordan spenningen svinger over tid.

Vi har her begreper som maks spenning  $\sigma_{maks}$ , minste spenning  $\sigma_{min}$ , middelsspenning  $\sigma_m$ , amplitude spenning  $\sigma_a$  og spenningsvidde  $\Delta\sigma$ . Av alle disse begrepene er det spenningsvidden som er interessant for oss når vi skal beregne skruer etter DNV-RP-C203 og NS-EN 1993-1-9.

Det går fram av diagrammet at spenningsvidden kan beregnes av følgende formel:

$$\Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min} \quad \text{Formel 3.5.1}$$

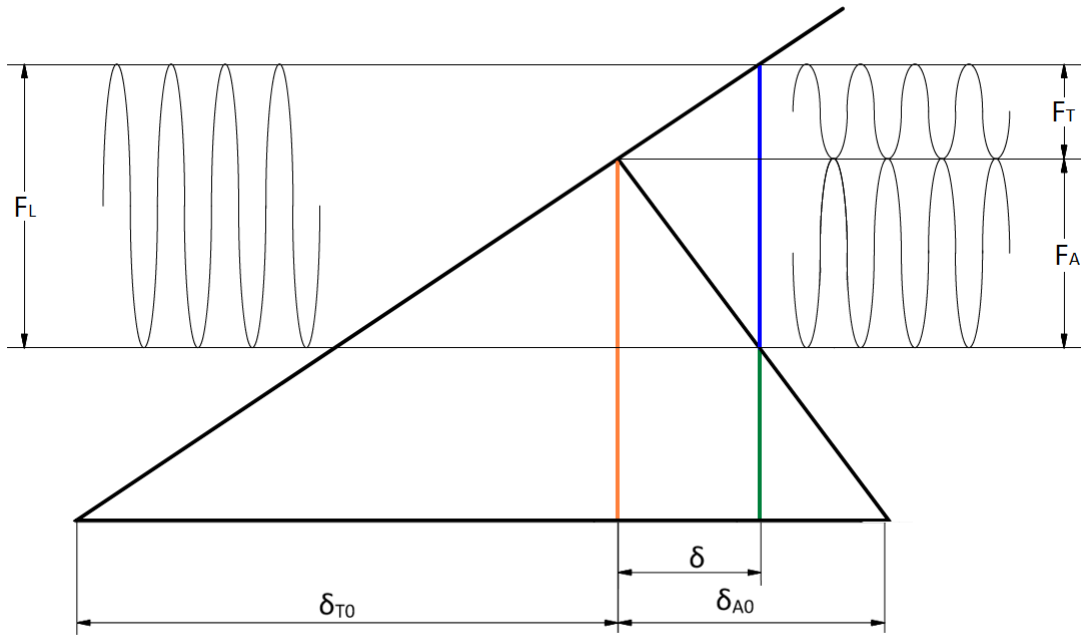


Figur 3.5.1 Typisk utmattingskurve.

Skal man beregne spenningsvidden når man har forspente skruer, så er det viktig å skjønne hva som skjer i skruediagrammet. I figuren under ser du et skruediagram som er likt det som var i kapittel 3.1. Det som nå er lagt til er utmattingskreftene. Vi ser først en varierende nyttelast som veksler mellom maks og min. I skruediagrammet ser vi hvordan den nyttelasten blir fordelt mellom  $F_T$  deler og  $F_A$  deler. Det er slik at det er bare variasjonen i  $F_T$  deler som inngår i spenningsvidden til skruen.

Dette fører oss til denne formelen her:

$$\Delta\sigma = \frac{F_T}{A_S} \quad \text{Formel 3.5.2}$$



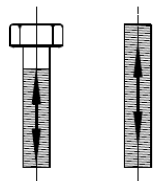
Figur 3.5.2 Skruediagram som viser utmattingskurver.

### DNV-RP-C203

I standardene må vi først finne hvilken S-N kurve vi skal bruke.

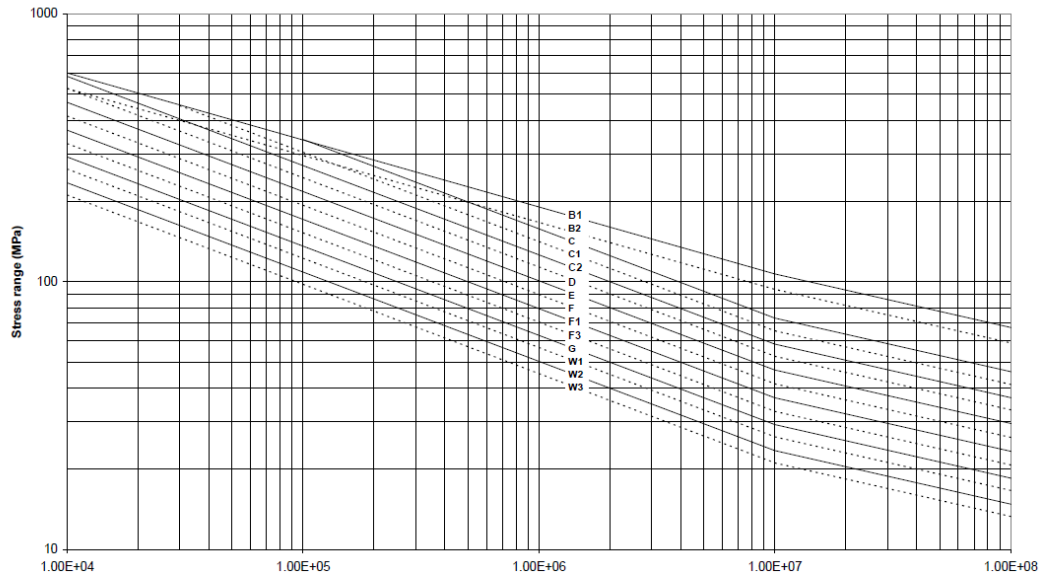
Figuren under viser et utdrag av tabell A-2 som viser strekkpåkjennte skruer.

Her står det at for valsede/smidde gjenger skal man bruke kurve F1, men for skårede gjenger skal man bruke W3. I utgangspunktet så er det valsede gjenger som skal brukes, det vil tyde på en F1 kurve. Nå står det i standarden at det gjelder for strekk, men her er det strekk og bøyning. Vi snakker også om hevarmskrefter. Så det å gå for F1 kurven kan være litt skummelt om man ikke kompenserer for disse effektene [6].

<p>F1</p> <p>W3</p>	<p>3.</p> 	<p>3.</p> <p>Bolts and threaded rods in tension.</p> <p>Cold rolled threads with no following heat treatment like hot galvanising</p> <p>Cut threads</p>	<p>3.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— Tensile stresses to be calculated using the tensile stress area of the bolt.</li> <li>— For preloaded bolts, the stress-range in the bolt depends upon the level of preload and the geometry of the connection, see e.g. "Maskindeler 2", ref. /23/.</li> </ul>
---------------------	---	--	--

Figur 3.5.3. Diagram som viser hvilken S-N kurve man skal bruke i DNV-RP-C203 standarden [6].

Så skal vi se på diagrammet for S-N kurver. Vi bruker diagrammet som er laget for maskindeler som skal stå i luft. Diagrammet viser grafisk fremstilling av kurvene.



Figur 3.5.4. Diagram som viser grafisk S-N kurvene for luft i DNV-RP-C203 standarden [6].

Vi ser også på formelverket for S-N kurvene slik at man kan foreta en analytisk beregning.

$$\log N = \log \bar{a} - m \cdot \log \Delta\sigma \quad \text{Formel 3.5.3}$$

N = antall sykluser før oppbrukt levetid

$\Delta\sigma$  = spenningsvidde

m = negativ invers av helningen til S-N kurven

$\log \bar{a}$  = kryssningslinjen for log N-aksen ved S-N kurven

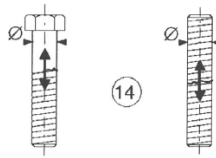
Tabell 3.5.1. Viser verdiene som skal brukes for analytisk løsning for luft i DNV-RP-C203 standarden [6]

Table 2-1 S-N curves in air						
S-N curve	$N \leq 10^7$ cycles		$N > 10^7$ cycles $\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$	Fatigue limit at $10^7$ cycles *)	Thickness exponent k	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), ref. also equation (2.3.2)
	$m_1$	$\log \bar{a}_1$				
B1	4.0	15.117	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.885	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 $\leq$ 10.0 0.30 for SCF $>$ 10.0	1.00

\*) see also section 2.11

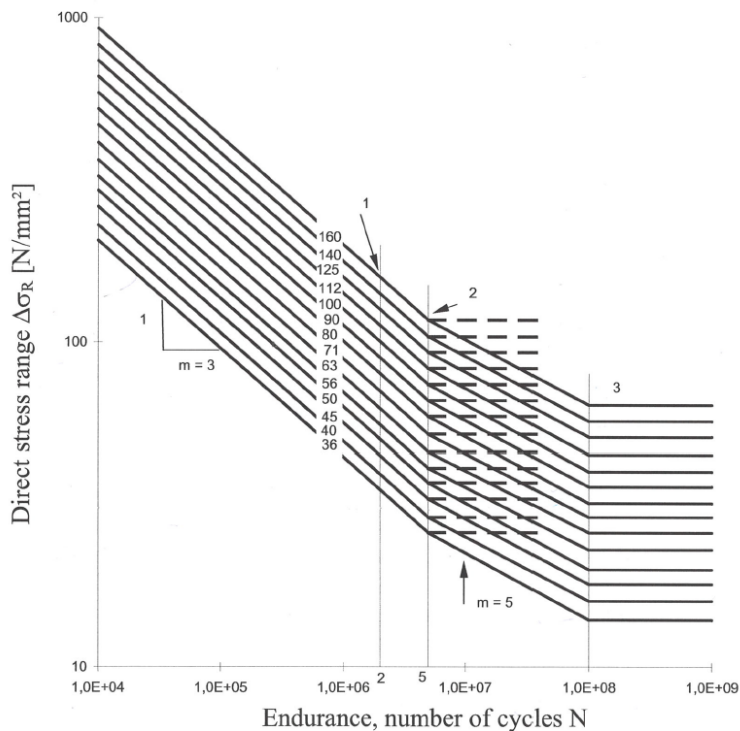
**NS-EN 1993-1-9.**

I Eurokode 3 får jeg bar ett valg når jeg skal velge S-N kurve. Det står at skruen utsatt for strekk er i kategori 50. Det står også at denne ikke er lov å bruke for skruer som blir utsatt for bøyning og hevarmseffekter uten først å ha vært gjennom en korrigering.

50	size effect for $t > 30\text{mm}$ : $k_s = (30/t)^{0,25}$		14) Bolts and rods with rolled or cut threads in tension. For large diameters (anchor bolts) the size effect has to be taken into account with $k_s$ .	14) $\Delta\sigma$ to be calculated using the tensile stress area of the bolt. Bending and tension resulting from prying effects and bending stresses from other sources must be taken into account. For preloaded bolts, the reduction of the stress range may be taken into account.
----	--	---	--	--

Figur 3.5.5 Diagram som viser hvilken S-N kurve man skal bruke i NS-EN 1993-1-9 standarden [5].

Vi ser først på grafisk fremstilling av S-N kurvene.



Figur 3.5.6 Diagram som viser grafisk S-N kurvene i NS-EN 1993-1-9 standarden [5].

Vi ser også på formelverket for S-N kurvene.

$$\Delta\sigma^m \cdot N = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6 \quad \text{Formel 3.5.4}$$

N = antall sykluser før oppbrukt levetid

$\Delta\sigma$  = spenningsvidde

m = negativ invers av helningen til S-N kurven

$\Delta\sigma_C$  = Spenningsnummeret i katigorien

### Valg av utmattingskurve

Jeg har nå tre alternative kurver. To kurver fra DNV-RP-C203 standarden og en kurve fra NS-EN 1993-1-9 standarden. I min søken etter noen andre som har sett på samme tema har jeg funnet et dokument på internett om noen belgiske forskere som har brukt Eurokode 3 standarden. De brukte da S-N kurve klasse 36 [9]. Derfor ønsker jeg å se nærmere på den kurven også. Jeg ønsker også å se på kurvene som er ett trinn mer liberalt, enn de laveste klassene. Det vil si W2 kurven i DNV-RP-C203 standarden og klasse 40 i EN 1993-1-9 standarden.

Nå vil jeg sammenligne de fire kurvene for å se hvordan de stiller seg i forhold til hverandre. For å finne ut av det gjør jeg et forsøk med spenningsvidde  $\Delta\sigma = 100$  MPa. Dette prøver jeg på alle S-N kurvene.

Tabell 3.5.2 Beregningsforsøk på forskjellige utmattingskurver.

Kurve	Antall sykluser
DNV-RP-C203; F1	$N = \frac{10^{11,699}}{100^3} = 500\ 034$
DNV-RP-C203; W2	$N = \frac{10^{11,107}}{100^3} = 127\ 978$
DNV-RP-C203; W3	$N = \frac{10^{10,970}}{100^3} = 93\ 325$
NS-EN 1993-1-9; 50	$N = \frac{50^3 \cdot 2 \cdot 10^6}{100^3} = 250\ 000$
NS-EN 1993-1-9; 40	$N = \frac{40^3 \cdot 2 \cdot 10^6}{100^3} = 128\ 000$
NS-EN 1993-1-9; 36	$N = \frac{36^3 \cdot 2 \cdot 10^6}{100^3} = 93\ 312$

Av denne sammenligningen ser vi at de laveste klassene fra hver standard sammenfaller. Det gjør også de nest laveste kurvene. Mens den øverste kurven i hver klasse spriker. Det er DNV-RP-C203; F1 kurven som gir den mest optimistiske resultatet. Å velge her er egentlig ikke så lett. Slik jeg ser det så er det ikke nødvendig å velge den mest pessimistiske valget her. Det er ikke normalt slik at bøyesspenninger er mer kritisk ovenfor utmatting en strekkspenninger. Jeg vil derfor bruke kurvene DNV-RP-C203; W2 og NS-EN 1993-1-9; 40, som har vist seg å sammenfalle. Dermed kan man velge hvilken standard man skal henviser til. Formelen for å beregne levetid kan dermed skrives:

$$N = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{\Delta\sigma^3} \quad \text{Formel 3.5.5}$$



## 4. Utarbeiding av eget formelverk

Jeg har jobbet litt med å prøve å utlede et helt nytt formelverk. Dette har jeg opplevd som en meget krevende prosess. Jeg har også sett at det ikke er noen formelverk som kan love en at det er fullgodt for å beregne utmatting i boltene med hevarmsvirkning. Jeg har derfor bestemt meg for å bruke deler av forskjellige grunnlagsteorier og sette sammen noe som jeg håper skal fungere bedre.

### 4.1 Beregning av hevarmskrefter

For å beregne hevarmskrefter virket det for meg at «Formelverk 1» ser mest lovende ut. Spesielt siden det var hevarmskreftene varte over litt lengere spenn en «Formelverk 2», når vi endret flenstykkelser. Jeg syntes det så ut som «Formelverk 2» underestimerte hevarmskraften når vi økte tykkelsen i flensen.

Når det gjaldt tillat spenning i flensen på T-stykke, viste begge formelverkene samme minimum flensetykkelse. Denne stemte også når lengden på T-stykket «w» var kort. Når lengden var lengere ble dette feil. Av denne grunn ønsker jeg å bruke korreksjonen av lengden på T-stykket «w» i kompendiet til Cristian O. Sørensen.

### 4.2 Beregning av spenningsvidde i bolten

Når jeg skal beregne spenningsvidden i bolten, må jeg først bruke skruediagrammet. Den modellen i skruediagrammet som virker mest riktig, er Shigley's. Dette mener jeg på bakgrunn av de sammenligningene jeg har gjort. Det virker også som den modellen gir de mest konservative resultatene når platetykkelsene er tynnere. Dette passer bra med at det også er ved tynne flenser at man får hevarmsvirkninger. Jeg syntes derfor at denne modellen passer godt inn i det formelverket jeg skal prøve å sette sammen.

Når det gjelder korrigerer av spenningsvidde på grunn av bøyning bruker jeg formelen jeg har laget selv. Her har jeg bare et annet alternativ, og det er å gange spenningsvidden med 2. Det syntes jeg blir noe unyansert.

### 4.3 Beregning av levetid

Som utmattingskurve har jeg brukt DNV-RP-C203; W2 og NS-EN 1993-1-9; 40, i Ansys beregningene, og jeg ønsker også å bruke den kurven i eget formelverk. Jeg ser på denne kurven som et moderat valg.



## 5. Presentasjon av formelverk

Tabell 5.1 Viser presentasjon av «Mitt formelverk»

<p>For å bruke dette formelverket trenger du følgende data.</p> <p>T = halve nyttelasten i T-stykket.  a = Lenden fra enden av flensen til senterlinjen på bolten  b = Lenden fra senterlinjen av bolten og inn til steget.  w = lengden på T-stykket pr. bolterekke  <math>\sigma_y</math> = flytegrensen til materialet i T-stykket  <math>\sigma_{ub}</math> = Bruddgrensen til materialet i bolten  <math>a' = a + d/2</math>  <math>b' = b - d/2</math>  <math>\delta = 1 - (d_0/w)</math></p> <p>Krav for å bruke formelverket er <math>a \leq 1,25 \cdot b</math></p>
<p>Først kontrollerer vi legden av T-stykket pr.bolt. for å finne <math>w_{eff}</math>.</p> $w_{eff} = \begin{cases} w, & w \leq 2 \cdot b + d \\ 2 \cdot b + d, & w > 2 \cdot b + d \end{cases}$
<p>Beregner <math>\bar{B}</math>:</p> $\bar{B} = 2 \cdot T \left[ 1 + \frac{\delta \cdot b'}{(1 + \delta)a'} \right]$ <p>Kontroll av <math>\bar{B}</math>:</p> $\bar{B} \geq 0,75 \cdot A_b \cdot \sigma_{ub}$ <p>Hvis ikke må man øke dimensjonen på skruen eller øke kvaliteten i stålet på bolten.</p>
<p>Beregner så <math>\alpha</math>:</p> $\alpha = \left( \frac{4 \cdot \bar{B} \cdot a' \cdot b'}{w_{eff} \cdot \sigma_y \cdot t^2} - a' \right) \frac{1}{\delta(a' + b')}$ <p>Hvis <math>\alpha \leq 0</math> er det ikke hevarmskrefter i forbindelsen og vi bruker da <math>\alpha = 0</math>.  Hvis <math>0 \leq \alpha \leq 1</math> er det hevarmskrefter i forbindelsen og vi bruker den verdien videre.  Hvis <math>1 \leq \alpha</math> må vi øke tykkelsen på flensen eller finne en bedre kvalitet i stålet på T-stykket</p>



Tabell 5.1 Fortsetter, viser presentasjon av «Mitt formelverk»

<p>Beregner minste tykkelse på flensen hvis vi ønsker denne:</p> $t_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot \bar{B} \cdot a' \cdot b'}{w_{eff} \cdot \sigma_y [a' + \alpha \cdot \delta (a' + b')]}}$ <p>Denne er ikke nødvendig å vite om vi allerede har en dimensjon som vi ønsker å kontrollere. Skal vi derimot se hvor lavt vi kan gå i tykkelse er dette aktuelt.</p>
<p>Beregner hevarmskraften Q:</p> $Q = T \cdot \frac{\delta \cdot \alpha \cdot b'}{(1 + \delta \cdot \alpha) a'}$
<p>Beregner så virkelig boltekraft B:</p> $B = T + Q$
<p>Nå skal resultatet inn i skruediagrammet for å finne spenningsvidde.</p>
<p>Finner først stivheten til skruen <math>k_T</math>:</p> $k_T = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot E}{L + \frac{d}{2}}$
<p>Finner deretter stivheten til de sammenklemte delene <math>k_A</math>:</p> $k_A = \frac{\pi \cdot E \cdot d_0 \cdot \tan \alpha}{2 \cdot \ln \frac{\left( (l + \frac{d}{2}) \cdot \tan \alpha + d_w - d_0 \right) (d_w + d_0)}{\left( (l + \frac{d}{2}) \cdot \tan \alpha + d_w + d_0 \right) (d_w - d_0)}}$
<p>Beregner så spenningsvidden:</p> $\Delta \sigma = \frac{B}{\left( 1 + \frac{k_A}{k_T} \right) A_b}$

Tabell 5.1 Fortsetter, viser presentasjon av «Mitt formelverk»

Korrigerer spenningsvidden på grunn av bøying:
$\Delta\sigma_k = \Delta\sigma \cdot \left( \left( 2 \cdot \left( \frac{Q}{T} \right)^2 \cdot \left( \frac{d}{18} \right) \right) + 1 \right)$
Setter til slutt verdien inn i S-N kurven DNV-RP-C203; W2 eller NS-EN 1993-1-9; 40.
$N = \frac{1,28 \cdot 10^{11}}{\Delta\sigma_k^3}$

### Sammenligning av formelverk mot Ansys

Jeg ønsker nå å teste ut dette formelverket mot Ansys, og mot «Formelverk 1» fra kapittel 3.2.3. For å gjøre dette bruker jeg modellen med forskjellige platetykkelser. Minste platetykkelse beregner jeg av formelen for  $t_{\min}$  som er den samme i «Formelverk 1» og «Mitt formelverk» og prøver forskjellige flenstykkelser opp til 35 mm.

Jeg lager meg tre varianter av modellen. Variantene går ut på at jeg bruker samme flensen, jeg bare flytter hullet. Da ender armene a og b seg.

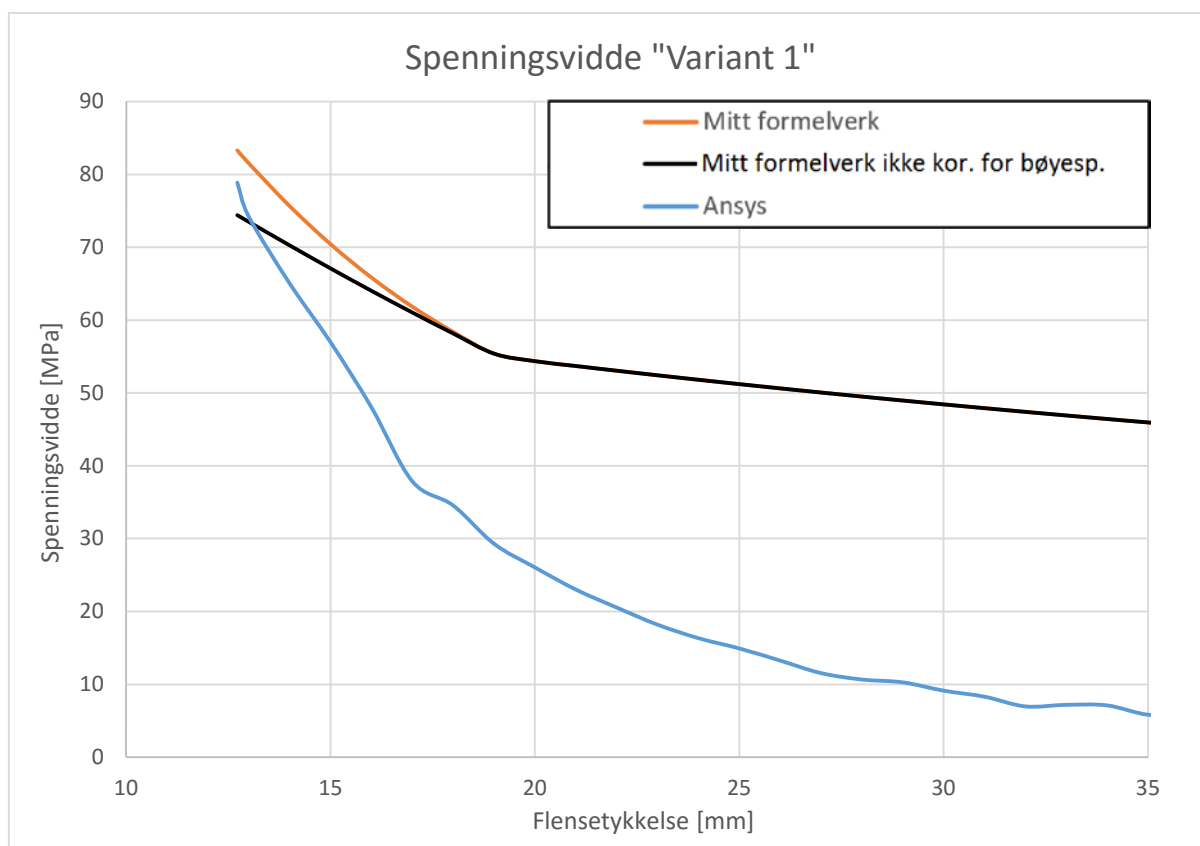
Tabell 5.2. Varianter av modell

Variant 1	a=53, b=42,5
Variant 2	a=45, b=50,5
Variant 3	a=35, b=60,5

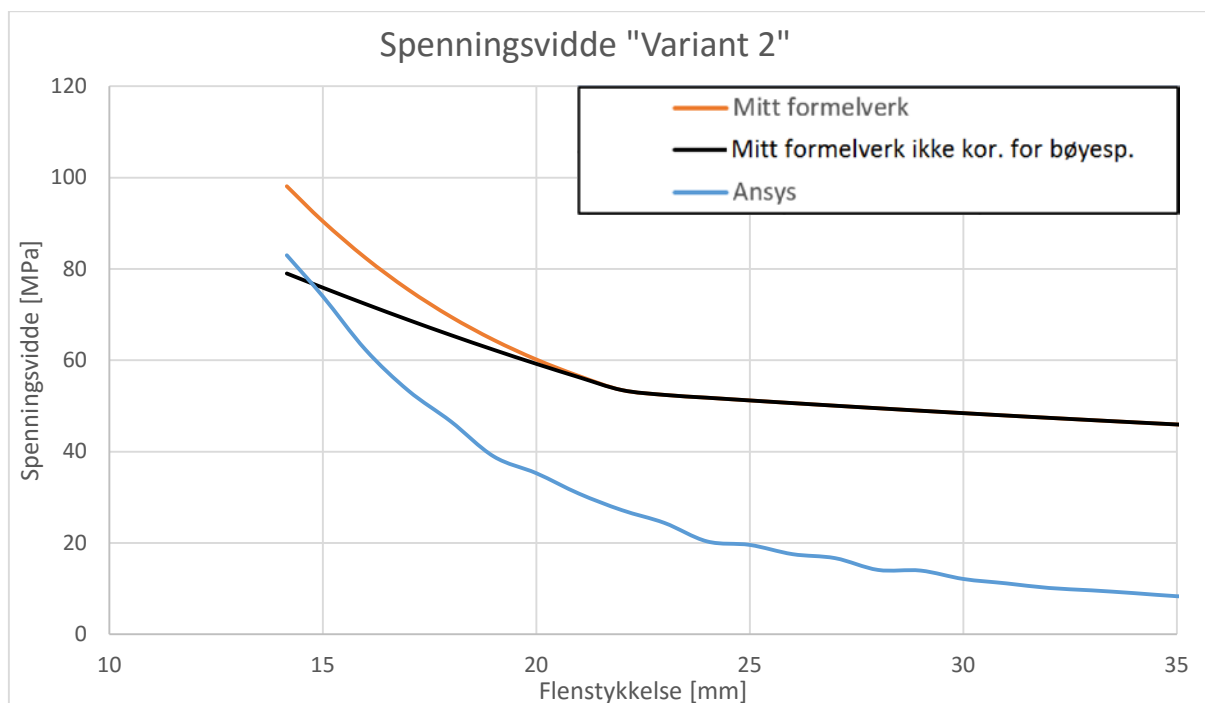
Først ønsker jeg å sammenligne spenningsvidden fra beregningene med Ansys resultatene. Når det gjelder «Mitt formelverk» har jeg satt inn beregninger med og uten korrigering for bøying. Grunnen til dette er for å kunne se viktigheten av denne korreksjonen. Her er det altså 3 kandidater.

Tabell 5.3 Kandidater i bøyespenning.

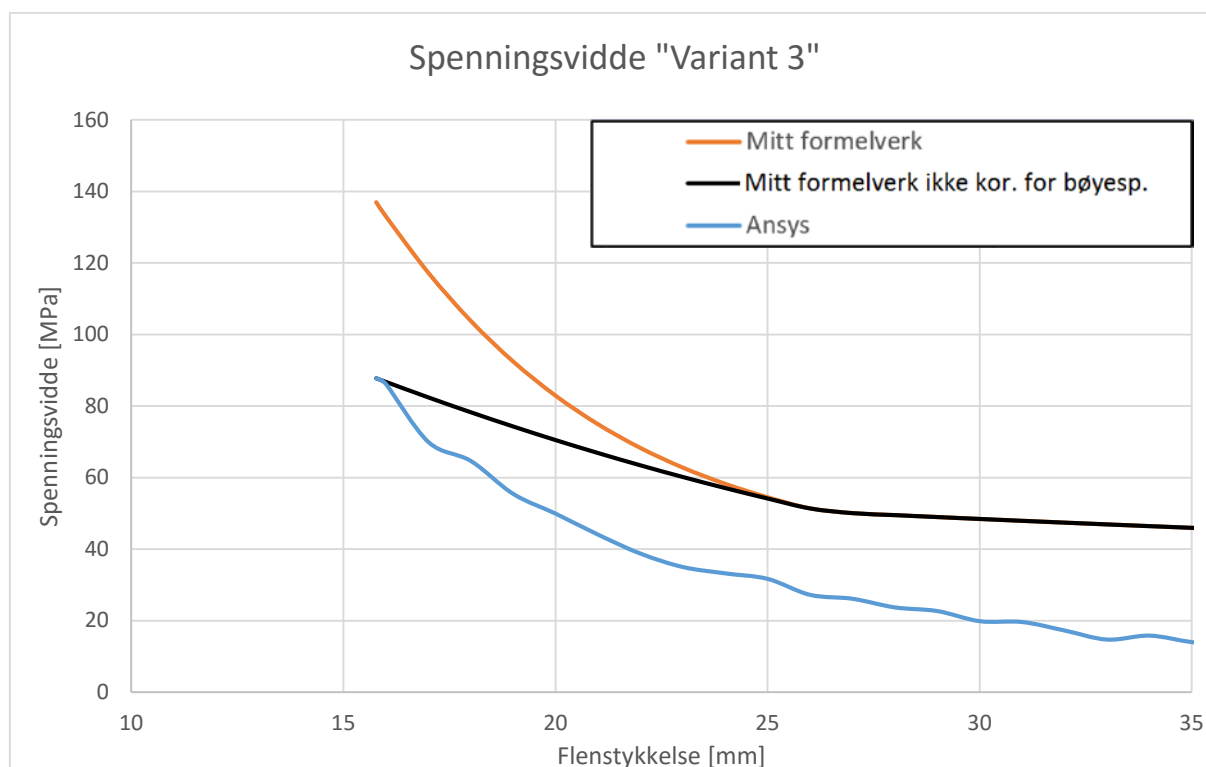
Mitt formelverk
Mitt formelverk ikke kor. for bøyesp.
Ansys



Figur 5.1 Grafen viser spenningsvidde i bolten på modellen «Variant 1»  $a = 53$ ;  $b = 42,5$



Figur 5.2 Grafen viser spenningsvidde i bolten på modellen «Variant 2»  $a = 45$ ;  $b = 50,5$



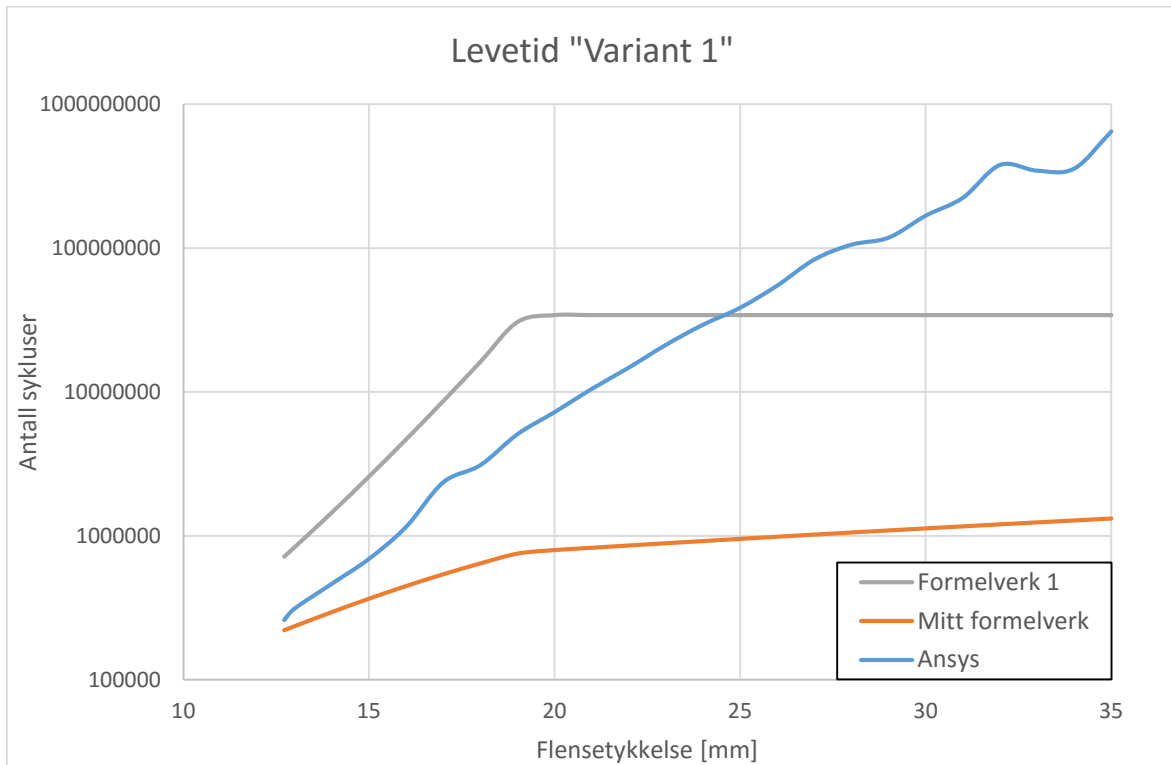
Figur 5.3 Grafen viser spenningsvidde i bolten på modellen «Variant 3»  $a = 35$ ;  $b = 60,5$

### Kommentar

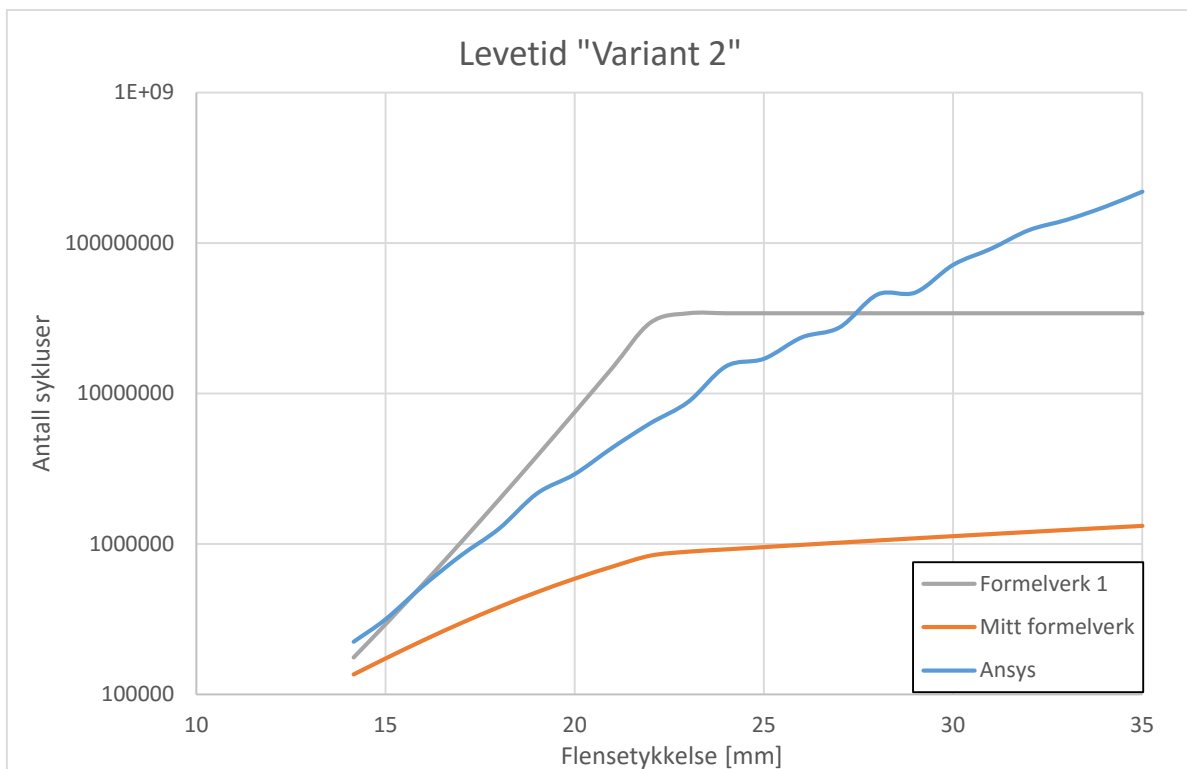
Disse resultatene viser at formelverket er konservativt i forhold til Ansys resultatene. Uten korreksjonen for bøying ser vi at spenningsvidden i bolten, ved tynne flenser kryper under spenningsvidden i Ansys resultatene. Når vi korrigerer for bøyespenning ser vi at kurven samsvarer mye bedre. Den holder da mer jevn avstand fra Ansys kurven.

Vi sammenligner også levetidene.

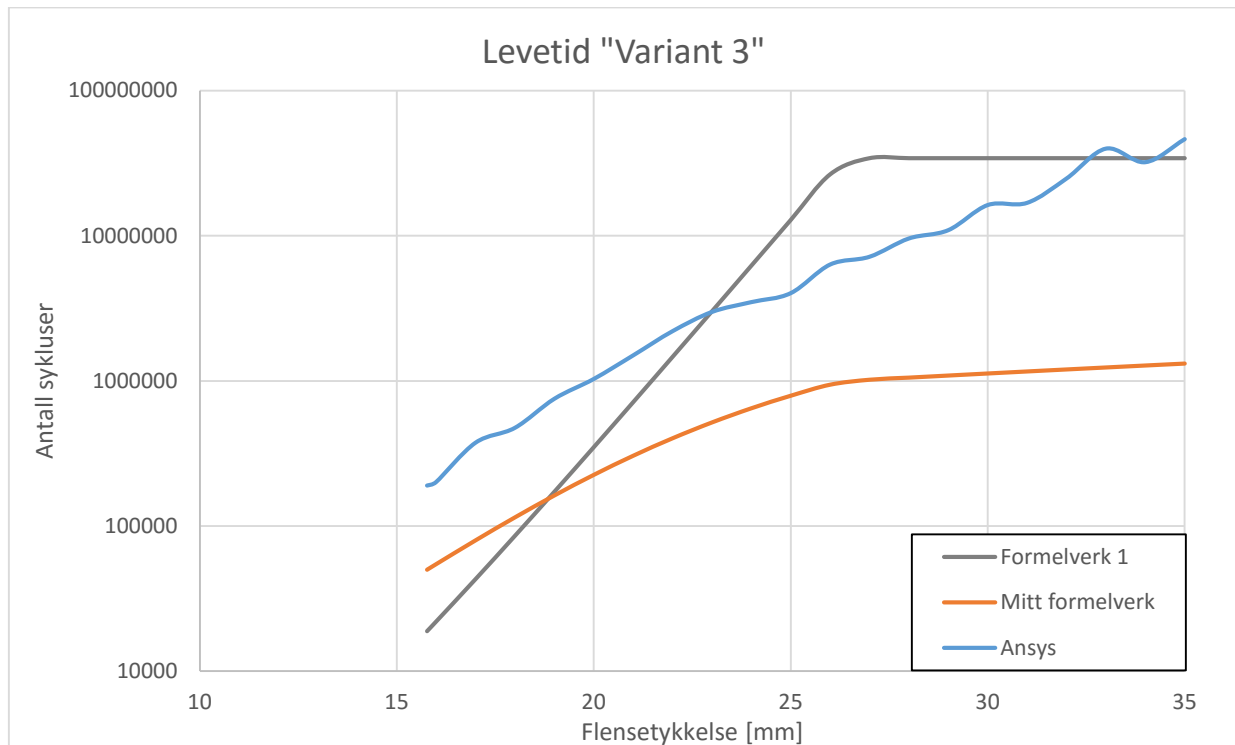
For å kunne lage en levetidskurve for «Formelverk 1» har jeg brukt utmattingskurven jeg lagde i kapittel 3.2.



Figur 5.4 Grafen viser levetid i bolten på modellen «Variant 1»  $a = 53$ ;  $b = 42,5$



Figur 5.4 Grafen viser levetid i bolten på modellen «Variant 2»  $a = 45$ ;  $b = 50,5$



Figur 5.6 Grafen viser levetid i bolten på modellen «Variant 3»  $a = 35$ ;  $b = 60,5$

### Kommentar

I denne sammenligningen er det viktig å huske på at «Formelverk 1» bruker den utmattingskurven som jeg lagde i kapittel 3.2. Det er ikke satt inn noen begrensninger for denne. Denne kan da ikke sies å være etter utmattingsfunksjonen i det formelverket slik som det opprinnelig er laget. Det er allikevel eneste måte å kunne gjøre en slik test på. Når vi ser på hva det formelverket opprinnelig gir av håndfaste data, er det enten under 20 000 sykluser, mellom 20 000 og 500 000 sykluser, eller over 500 000 sykluser.

Når vi studerer kurven til «Formelverk 1», ser vi at den samsvarer ganske bra med de andre to kurvene. I «Variant 1» er den mest liberalistisk ved tynn flens, mens i «Variant 3» er den mest konservativ ved tynn flens.

Sammenligner vi «Formelverk 1» med «Mitt formelverk» ser vi at knekkpunktet på kurvene er på samme plass ved alle 3 variantene. Dette kommer av at «Formelverk 1» er utgangspunktet mitt for å finne hevarmskreftene. Hevarmskreftene er altså like i begge formelverkene.

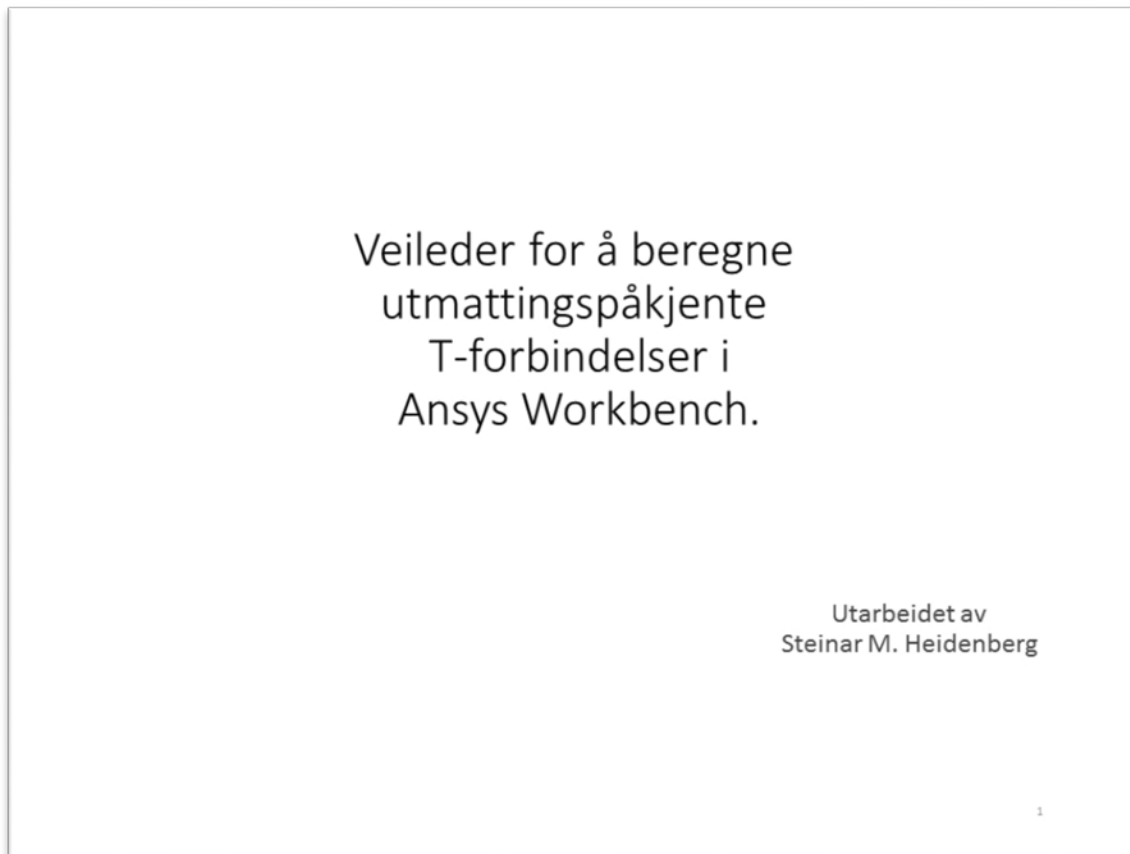
Når vi sammenligner Ansys resultatene og «Mitt formelverk» ser vi at sistnevnte er mye mer konservativ. «Mitt formelverk» krysser ikke Ansys kurven noen steder. Det kan hende at «Mitt formelverk» er litt for konservativt, men det er i så fall mest trygt.



## 6. Veileder i Ansys

Denne veilederen er svar på den pedagogiske delen av oppgaven. For en med lite erfaring med Ansys Workbench vil denne veilederen være nyttig, for den starter på et så grunnleggende nivå at man uten erfaring burde kunne løse oppgaver med hevarmseffekter med denne. Samtidig vil de som har drevet noe med Ansys Workbench også kunne få noe ut av denne veilederen siden den har også noen litt mer avanserte metoder. Denne veilederen skulle det gjøre mulig å beregne alle T-stykker med 1 eller 2 bolterader uten å måtte modellere en ny geometri. Det er slik at alle målene kan endres inne i Ansys, og fremgangsmåten beskrives i veilederen.

Tabell 6 Veileder for å beregne utmattingspåkjente T-forbindelser i Ansys Workbench.



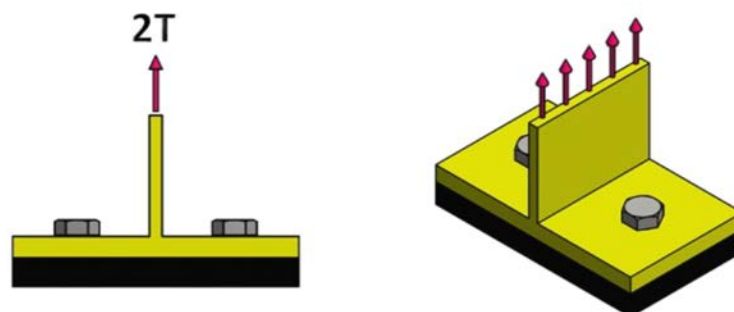
I denne veilederen skal vi se på følgende:

- Beregne hevarmskrefter i en T-forbindelse uten forspenning.
- Beregne spenninger i T-stykket, med og uten forspenning.
- Beregne spenningsvidden i bolten, med og uten forspenning.
- Korrigere modellen, slik at du kan beregne tilsvarende modeller med andre dimensjoner.
- Parameterisere analysen.

2

Vi starter med å se på beregningsmodellen

Modellen er et T-stykke som er skrudd fast med to bolter i en base som er fast forankret. T-stykket blir belastet med en kraft på  $2T$  som angriper i steget. I eksempelet i denne veilederen er kraften  $2T = 90$  kN.

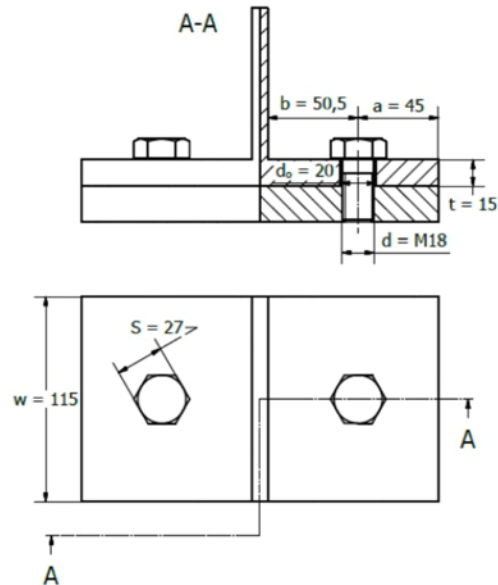


3



## Dimensjonene på modellen

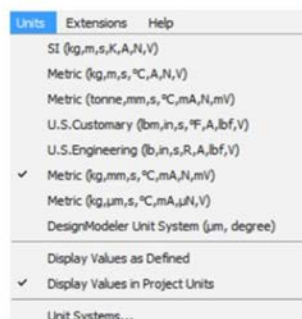
Utgangspunktet for denne modellen er en HE 200-B bjelke med to bolter på M18. Målene er som på figuren til høyre. I denne veilederen er det utelatt radiusen mellom flens og steg.



4

## Start opp og klargjør Ansys workbench

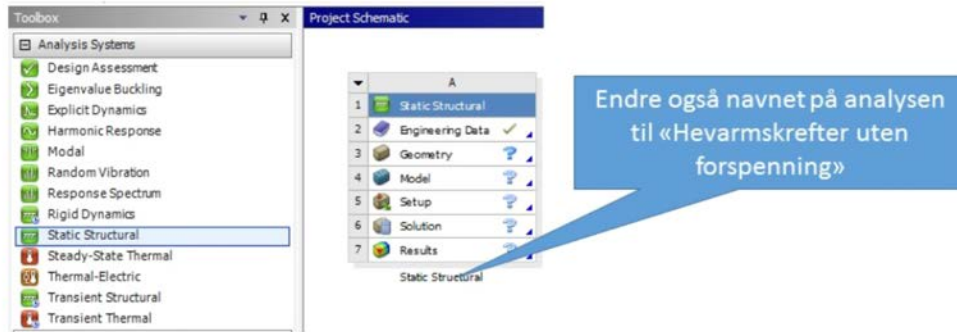
- Start først opp Ansys workbench ved å trykke på Ansys workbench ikonet.
- Husk å lagre med en gang. Kall gjerne analysen «Hevarmskrefter».
- Når vi kommer inn i Ansys må vi sjekke om vi er innstilt på rette units. La det stå merket som vist i tabellen.



5

## Nå starter vi analysen i Ansys

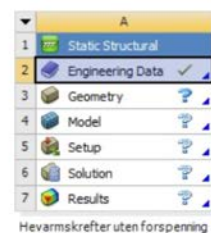
- I vinduet «Toolbox» dobbeltklikk på Static Structural , vi starter dermed et nytt analysesystem i Ansys.



6

## Korrigerer materialdata

- Vi ønsker å endre E-modulen i stålet vi skal bruke. Ansys kjører med en «default» ståltipe som heter struktural steel. Den har en E-modul på 200 000 MPa, mens vårt materiale skal ha E-modul 210 000 MPa.
- Dobbelklikk på «Engineering Data».
- Under «Property», åpner vi mappen «Isotropic Elasticity», her finner vi «young's Modulus» denne endrer vi til 210 000 MPa.



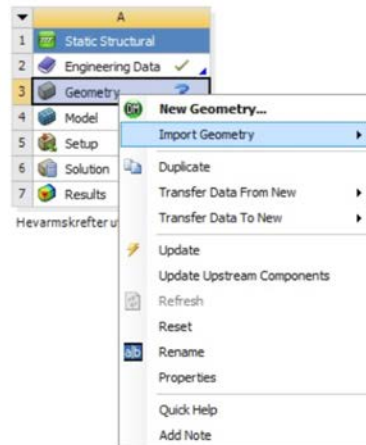
1	Property	Value
2	Density	7,85E-06
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	
6	Isotropic Elasticity	
7	Derive from	Young's Modulus and ...
8	Young's Modulus	210000

Vi går så tilbake til Workbench

7

## Legge inn geometri i Ansys

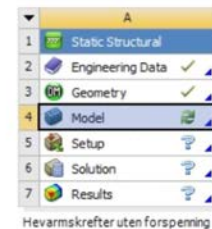
Vi skal nå legge inn geometrien i Ansys.  
Høyreklikk på «Geometry», velg deretter «Import Geometry».  
Browse til du finner filen som hører med til denne veilederen, den heter «T-stykke.agdb»



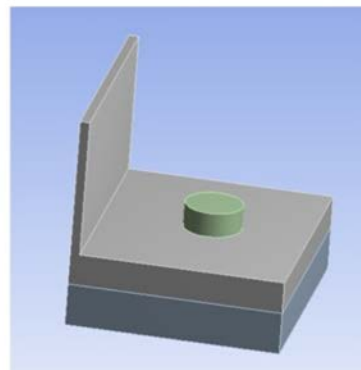
8

## Starter opp Mechanical

- Dobbeltklikk på «Model», dette starter opp Mechanical. Modellen kommer nå frem.
- Legg merke til at det bare er halve modellen som kommer fram, det er fordi vi ønsker å bruke symmetriegenskapene til modellen. Slik sparer vi tid når vi kjører analysen.
- Legg også merke til at hodet på bolten er rundt og ikke sekskantet. Dette er for å gjøre analysen enklere, diameteren på hodet er lik nøkkelvidden på den opprinnelige bolten.



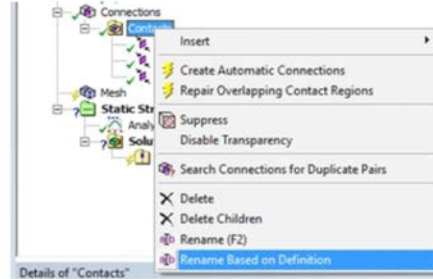
Hevarmskrefter uten forspenning



9

## Setter først opp riktige kontakter

- Åpne opp mappen «Connections» deretter «Contacts», høyreklikk på sistnevnte og velg «Rename Based on Definition».
- Merk så kontaktene som heter «Bjelke To Base» og «Bjelke To Skru» Disse endrer vi til «Frictionless» kontakt. Hold inne Ctrl tasten for å merke to ting samtidig:



Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Definition	
Type	Frictionless
Scope Mode	Bonded
Behavior	No Separation
Trim Contact	Frictionless
Trim Tolerance	Rough
Suppressed	Frictional
	Forced Frictional Sliding
	NO

- Kontakten som heter Skru To Base Skal fortsatt være «Bonded», disse representerer gjenger.

10

## Stille inn mesh-størrelsen

- Vi ønsker finere mesh på noen områder, derfor gjør vi noen justeringer i meshet.
- Merk først «Mesh», høyreklikk velg «Insert» og deretter «Sizing»



- Vi ønsker å endre skruens mesh størrelse til 2 mm. Velg skruen med musepekeren etter å ha trykket på denne knappen . Deretter ved «Geometry» velger vi «Apply»


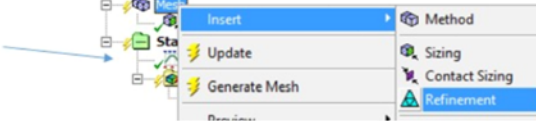


Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	Apply

Nå setter vi inn riktig elementstørrelse ved å sette «Element size» til 2 mm.

Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	2, mm

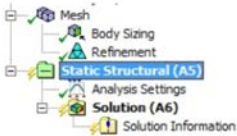
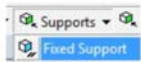

11

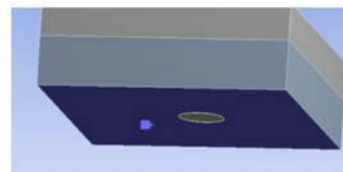
## Stille inn mesh-størrelsen

- Vi ønsker også et forfinet mesh i hullet til bolten. Dette både i frihullet og det hullet som representerer gjenger. Vi bruker nå en litt annen metode. For å gjøre dette er det enkleste å skjule skruen. Dette kan gjøres ved å klikke på skruen etter å ha trykket på denne knappen , deretter høyreklikke og velg «Hide Body»
- Nå merker vi først «Mesh» høyreklikk og velg «Insert», deretter «Refinement»
 
- Velg nå begge sylindriske flatene inne i hullet etter å ha trykket på denne knappen . Deretter trykker vi «Apply»
 
- Etter dette kan vi høyreklikke på modellen og velge «Show All Bodies», da kommer skruen til syne igjen.
- Vi ønsker å se hvordan meshet ble. Merk «Mesh», høyreklikk og velg «Generate Mesh»

12

## Forankre modellen

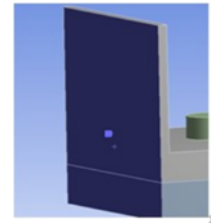
- Modellen forankres med en fast forankring i undersiden av Basen.
- Merk «Static Structural»
 
- Øverst under «Support», klikker vi «Fixed Support»
 
- Vi velger nå undersiden av basen med musepekeren etter å ha trykket på denne knappen her.  Deretter «Apply»




13

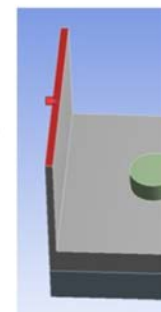
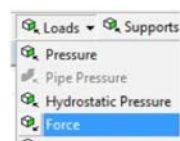
## Ordne symmetribetingelsene

- Vi har valgt å tegne bare halve T-stykket for å spare tid når maskinen kjører analysen. Det holder ikke å bare tegne halve, man er nødt til å lage en symmetribetingelse. Måten dette gjøres på er å legge en «Frictionless Support» i symmetriflatene.
- Merk «Static Structural» som i forrige slide.
- Nå velger vi under «Support», «Frictionless Support»
- Velg så symmetriflatene. Deretter «Apply»



## Sette inn kraften

- Kraften i denne analysen skal være  $2T = 90 \text{ kN}$ . Nå skal vi se på bare den ene siden, da må vi halvere kraften i analysen. Det som nå skal inn blir kraften  $T = 45 \text{ kN}$ .
- Merk igjen «Static Structural»  
Under «Loads» klikker vi på «Force»
- Etter å ha trykket denne knappen.  Merker vi oversiden av steget. Deretter «Apply»
- Sett så inn kraften.



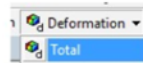
Definition	
Type	Force
Define By	Vector
Magnitude	45000 N (ramped)

## Definerer ønskede løsninger

- Det er veldig greit å kunne få en oversikt over deformasjoner i en analyse. Derfor ønsker vi å kunne måle totaldeformasjon.

- Vi merker «Solution» 

- Under «Deformation» velger vi «Total»



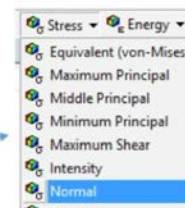
16

## Definerer ønskede løsninger

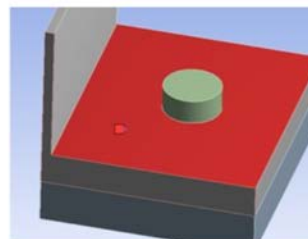
- Vi ønsker også å se normalspenningen i flensen. Det er denne som gir best bilde av bøyespenningene.

- Vi merker «Solution» igjen.

- Under «Stress» velger vi «Normal». Denne gjelder for x-retning og det er det vi ønsker.




- Merk flaten på oversiden av flensen. Ved «Geometry» klikk «Apply»



17


## Definerer ønskede løsninger

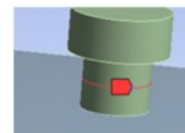
- Vi ønsker også å se normalspenningen aksielt i Skruen. Dette gir best bilde av strekkspenningen og bøyespenningen i skruen.
- Vi merker «Solution» igjen.
- Under «Stress» velger vi «Normal». Nå ønsker vi å endre x-retning til y-retning. Dette gjør vi ved å velge «Orientation» og «y-aksis»
 

Orientation	X Axis
By	X Axis
<input type="checkbox"/> Discreet Time	Y Axis
- Denne skal bare gjelde for Skruen. Dette gjøres ved å merke skruen etter å ha trykket på denne knappen  Ved «Geometry» klikk «Apply».

18

## Definerer ønskede løsninger

- For å finne spenningsvidden i skaftet av skruen setter vi inn en litt spesiell løsning. Vi vil vite maks spenning midt mellom hode og gjenger. Derfor har jeg laget en linje (edge) midt på skaftet som går rundt skruen. Langs denne linjen skal vi måle normalspenningen i y-retning.
- Vi setter inn normalspenning på akkurat samme måte som i forrige slide.
- Deretter høyreklikker vi på bjelken og velger «Hide Body».
- Nå merker vi linjen midt på skaftet av skruen med musepekeren, etter å ha trykket på denne knappen  Ved «Geometry» klikk «Apply»
- Nå kan vi trykke høyreklikker på modellen igjen og velge «Show All Bodies»



19



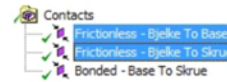
## Definerer ønskede løsninger

- Vi ønsker å måle kraften i Skruen og kraften mellom Base og Bjelke. For å måle dette må vi først gjøre en innstilling.

- Vi går inn i «Analysis Settings» → Deretter åpner vi mappen «Output Controls» Endrer så «Nodal Forces», «Contact Miscellaneous» og «General Miscellaneous». Fra «No» til «Yes».

Output Controls	
Stress	Yes
Strain	Yes
Nodal Forces	Yes
Contact Miscellaneous	Yes
General Miscellaneous	Yes

- Merk så kontaktene «Frictionless – Bjelke to Base» og «Frictionless – Bjelke to Skru», og trekk disse med musen ned til «Solution» Vi får to ekstra løsninger.

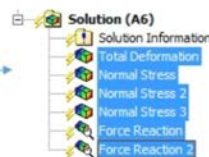


20

## Spesifisere bedre navn på løsninger

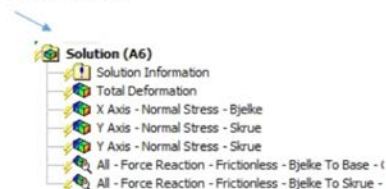
- Bare en liten endring av navnene på løsningene våre, slik at de blir mer spesifikke.

- Merk alle løsningene. →



- Høyreklikk og velg «Rename Based on Definition».

- Så kjører vi en «Solve»

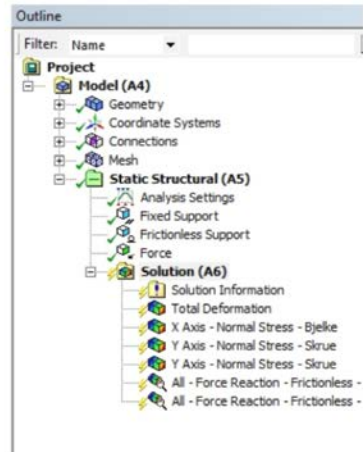


21

## Nå er det klart for å «Solve»

- Da kan vi kontrollere om Outline treet ser slik ut.

- Gjør det det, så kjører vi en «Solve»



22

## Kontroll av resultater

Først ser vi på deformasjonene i forbindelsen.

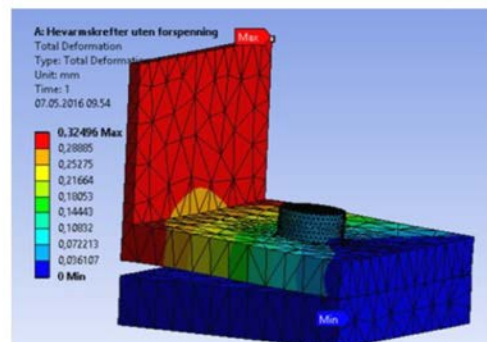
Velg «Total Deformation»

Vi ser nå bilde av deformasjonene.

Mitt bilde skalerer deformasjonene 20 ganger. Om du ønsker det kan du gå øverst til venstre på skjermen.

I feltet til høyre for «Result»

skriver du 20.



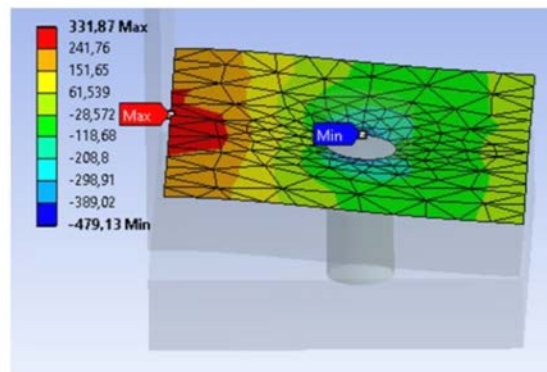
Noe som er litt artig er å kjøre en animasjon. For å gjøre det trykker vi på denne pilen som ligger i det nedre feltet av skjermen.

23

## Kontroll av resultater

Vi ser på spenningene i flensen på bjelken. De største strekkspenningene befinner i overgangen mellom flens og steg, og de ligger på midten. Vi ser at det er noen trykkspenninger langs kanten av hullet. Dette betrakter vi som singulariteter som vi ikke trenger å ta hensyn til. Maksimal spenning i bjelken, i denne analysen er derfor ca. 332 MPa.

Siden flytegrensen i materialet er 355 MPa, ligger dette godt innenfor den grensen. Det er også viktig å merke seg at dette bare er innenfor et lite lokalt område.



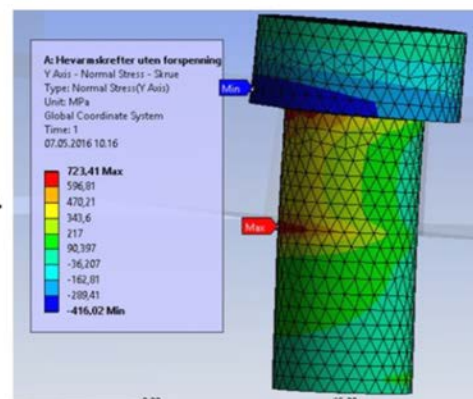
24

## Kontroll av resultater

Vi ser på spenningene i skruen. Man ser at de største spenningene ligger i overgangen mellom gjenger og skaft i skruen.

Vi er egentlig ikke ute etter singularitetene i denne overgangen. Det vi ønsker oss er noe vi kan se på mer som nominelle spenninger.

For å finne disse ønsker vi å finne spenningene midt på skaftet. Derfor har vi laget den alternative løsningen som bare viser spenningene som er langs linjen midt på skaftet.



25

## Kontroll av resultater

Vi fortsetter med spenninger i skruen.  
Nå ser vi på den alternative løsningen.

Her ser vi at på siden inn mot steget er spenningene ca. 452 MPa.

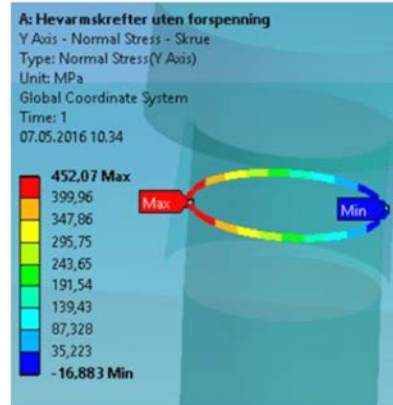
Og på motsatt side er det trykkspenninger på ca. -17 MPa.

Dette kommer av at skruen bøyer seg, vi får dermed kombinert bøyespenning og strekkspenning.

For å finne spenningsvidden tar vi spenningen etter nyttelast og trekker fra spenningene før nyttelast.

Her er dette enkelt, før nyttelast var det ikke spenninger i skruen.

$$\Delta\sigma = 452 - 0 = 452 \text{ MPa}$$



26

## Kontroll av resultater

Vi ønsker også finne skrukraften og hevarmskraften.

Skrukraften finner vi ved å se løsningen  All - Force Reaction - Frictionless - Bjelke To Skruen

«All - Force Reaction – Frictionless – Bjelke To Skruen»

Se på målingene av y-aksen. Vi ser at skrukraften er 59 008 N.

All - Force Reaction - Frictionless - Bjelke To Skruen - 59008

Hevarmskraften finner vi ved å se løsningen  All - Force Reaction - Frictionless - Bjelke To Base

«All - Force Reaction – Frictionless – Bjelke To Base»

Se på målingene av y-aksen. Vi ser at hevarmskraften er 14 008 N.

All - Force Reaction - Frictionless - Bjelke To Base - 14008

Hvis vi tar skrukraften og trekker fra hevarmskraften skal vi få nyttelasten. Dette stemmer bra i vårt tilfelle.

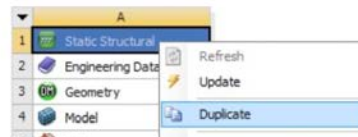
$$T = 59008 - 14008 = 45\ 000 \text{ N}$$

27

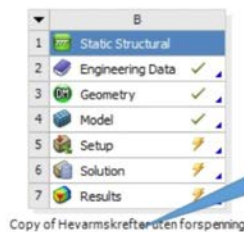
## Vi starter en ny analyse i Ansys

Vi går nå tilbake til Workbench igjen.

Høyereklikk på «Static Structural» i det forrige analysesystemet vi brukte. Velg så «Duplicate».



Vi får nå ett nytt analysesystem som er helt likt det forrige.



Endre navnet på den nye analysen til «Hevarmskrefter med forspenning»

28

## Setter inn forspenning

- Gå inn i «Mechanical» i den nye analysesystemet ved å dobbeltklikke på «Model».



- Når vi skal bruke forspenning i en analyse er det vanlig å bruke flere trinn (stepp). Det er naturlig at forspenningen skal skje før man setter på nyttelasten. Derfor gjør vi om analysen slik at den kjører to «stepp».

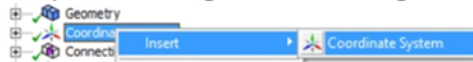
- Merk først «Analysis Settings»
- Gå deretter i vinduet nederst til venstre.
- Sett «Number Of Steps» til 2.



29

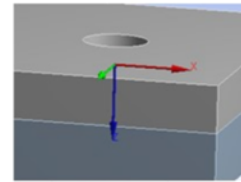
## Setter inn forspenning

- Når vi bruker forspenning, er det mest vanlig å bruke et koordinatsystem for å markere angrepspunktet til forspenningen. Vi setter derfor inn et koordinatsystem.
- For å få satt koordinatsystemet der vi ønsker, starter vi med å skjule (hide) skruen.
- Høyreklikk på «Coordinate Systems» velg så «Insert» og deretter «Coordinate System».



- Velg så flaten i frihullet til skruen etter å ha trykket på denne knappen . Ved «Geometry» klikk «Apply»

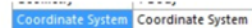
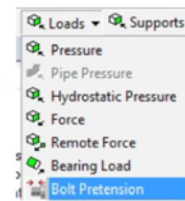
- Siden forspenningskraften alltid går aksielt med z-aksen i koordinatsystemet, må vi rotere dette for å få det til å stemme. Velg knappen «Rotate x» Roter så i 90°.



30

## Setter inn forspenning

- Nå er det klart til å sette inn forspenningen. Merk «Static Structural» Trykk så på «Loads» og velg «Bolt Pretensjon»
- Hvis skruen fortsatt er skjult, gjør du den synelig igjen nå.
- Vi velger skruen etter å ha trykket på denne knappen. Ved «Geomery» klikk «Apply». Under «Coordinate System» velger vi «Coordinate System»
- Så setter vi inn forspenningskraften. I tabellen nederst til høyre setter vi inn i stepp 1 forspenningen på 113 000 N. Stepp 2 settes til «Lock»



Steps	Define By	Preload [N]
1,	Load	1,13e+005
2,	Lock	N/A

31

## Endre betingelsen for kraften

- Klikk på «Force» i outline vinduet.
- Kraften var i forrige analyse i første stepp. Derfor er kraften fortsatt satt til 45 000 N i stepp 1, samtidig som den nå er det i stepp 2 også. Vi endrer slik at den bare er 45 000 N i stepp 2.

Tabular Data			
Steps	Time [s]	Force [N]	
1	0,	0,	<input checked="" type="checkbox"/>
2	1,	0,	
3	2,	45000	

- Nå er analysen ferdig satt opp, og vi kan kjøre en «Solve».

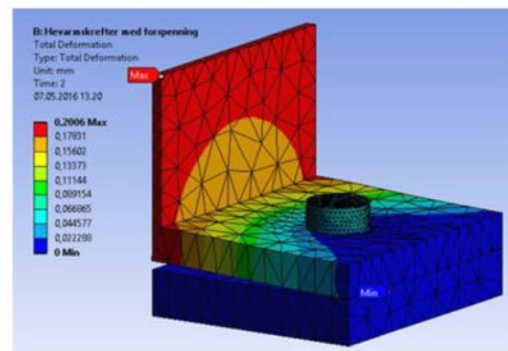


32

## Kontroll av resultater

Vi ser først på løsningen av «Total Deformation»  
Maks deformasjon er noe mindre  
en forrige analyse.  
Forrige var 0,33 mm,  
nå er det 0,20 mm.

Dette betyr at forbindelsen har  
blitt stivere etter at skruen  
er forspent.



33

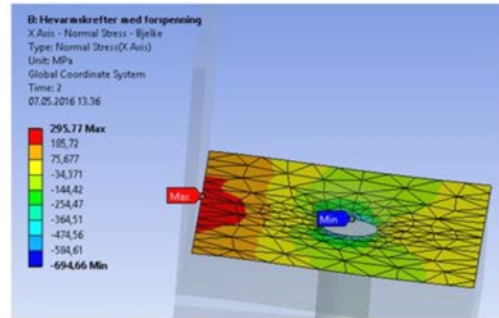
## Kontroll av resultater

Vi sjekker også spenningene i bjelken.

Her er det også tydelig at spenningene blir mindre. Fra forrige analyse var strekkspenningene 332 MPa. Nå er de 296 MPa.

Når vi ser på trykkspenningene rundt hullet ser vi at de har økt litt, fra 479 MPa, til 695 MPa.

Dette er på grunn av ekstra krefter i bolten, på grunn av forspenning.

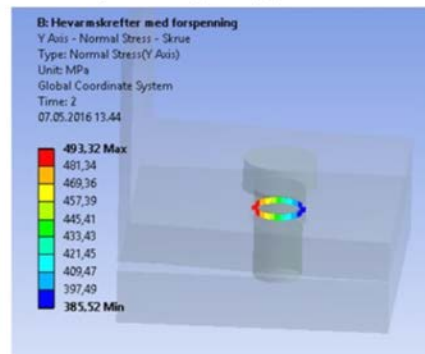


34

## Kontroll av resultater

- Når det gjelder spenningene i skruen ser vi bare på den løsningen som tar for seg sporet på skaftet.
- Vi ser at maks spenning er litt høyere enn ved forrige analyse. Da var maks 452 MPa, mens den nå er 493 MPa.
- Det vi er mest interessert i nå, er spenningsvidden. Da må vi vite maks spenning før og etter nyttelast. Dette finner vi i tabell nede til høyre.

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]
1	414,78	421,69
2	385,52	493,32



- Time 1 er før nyttelast og Time 2 er etter nyttelast. Vi ser at spenningene er 422 MPa før nyttelast.

$$\Delta\sigma = 493 - 422 = 71 \text{ MPa}$$

- Spenningsvidden er altså gått ned betraktelig.

35



## Kontroll av resultater

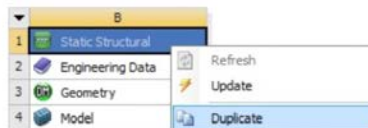
- Vi ønsker også se på skruerkraften og hevarmskraften.
- Skruerkraften finner vi ved å se på løsningen til «All - Force Reaction – Frictionless – Bjelke To Skrue»  
Se på målingene av y-aksen. Vi ser at skruerkraften er 118 740N. Som er mye høyere en ved forrige analyse.
- Med hevarmskraften er det ikke så enkelt. Vi ser på løsningen «All - Force Reaction – Frictionless – Bjelke To Base»  
Målingene av y-aksen der viser 73 740 N. Denne kraften vi måler her er en kombinasjon av klemkraft og hevarmskraft. Vi kan dermed ikke si eksakt hva hevarmskraften er nå.

36

## Ny analyse for å endre mål på modellen

Vi går nå tilbake til Workbench igjen.

Høyereklikk på «Static Structural» i det forrige analysesystemet vi brukte. Velg så «Duplicate».



Vi får igjen ett analysesystem som er likt det forrige.



Endre navnet på den nye analysen til «Endre mål på modell»

37

## Endre mål i DesignModeler

- Dobbelklikk på «Geometry» i det nye analysesystemet for å gå inn i «DesignModeler»

- Denne modellen er opprinnelig tegnet i DesignModeler, dette gjør det enklere å gå inn å endre målene på modellen.

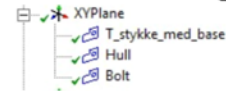
- Øverst til venstre ser vi at det er festet et + tegn til «XYPlane».

Trykk på det + tegnet.



- Når vi trykker på det tegnet ser vi at det kommer fram tre sketcher. I disse tre sketchene kan vi endre nesten alle målene på modellen. Det eneste målet som ikke er tilgjengelig i disse sketchene er lengden på T-stykket som vi symboliserer med «w».

Dette kommer vi tilbake til.



38

## Endre mål i DesignModeler

Merk først sketchen «T\_stykke\_med\_base»

Nederst til venstre ser vi denne listen. Dette er målene til T-stykke og Base.

Dimensions: 6	
<input type="checkbox"/> H17	45 mm
<input type="checkbox"/> H3	4,5 mm
<input type="checkbox"/> L11	50,5 mm
<input type="checkbox"/> L5	80 mm
<input type="checkbox"/> V1	15 mm
<input type="checkbox"/> V7	20 mm

Tabellen under viser hva disse målene er på modellen.

H17	a = Lengden fra senter skrue til tuppen av flens
H3	Halve tykkelse av steg.
L11	b = Lengden fra steg til senter skrue.
L5	Høyde på steg.
V1	t = Tykkelse på flens
V7	Tykkelse på base

39

## Endre mål i DesignModeler

Når vi ser på sketchen «Hull» får vi denne tabellen.  
Forklaringstabell under.

Dimensions: 3	
<input type="checkbox"/> L11	50,5 mm
<input type="checkbox"/> L12	9 mm
<input type="checkbox"/> L13	10 mm

L11	b = Lengden fra steg til skrue (deles med sketchen i forrige slide)
L12	$d/2$ = Halve diameteren på gjengehullet
L13	$d_c/2$ = Halve diameteren på frihullet

Sketchen til «Bolt» gir denne tabellen.  
Forklaringstabell under.

Dimensions: 4	
<input type="checkbox"/> H14	9 mm
<input type="checkbox"/> H16	13,5 mm
<input type="checkbox"/> H17	45 mm
<input type="checkbox"/> V15	11,5 mm

H14	$d/2$ = Halve diameteren på bolten
H16	$S/2$ = Halve nøkkelvidden på skruehodet
H17	a = Lengden av senter skrue til tuppen av flens (deles med sketchen i forrige slide)
V15	Høyden av skruehodet

40

## Endre mål i DesignModeler

Det eneste målet som ikke er gjennomgått nå er lengden på T-stykke ( $w$ ).

For å endre dette målet må vi merke en «Extrude» som heter «w\_Lengde»

I vinduet nederst til venstre ser vi to mål som heter «FD1» og «FD4»

<input type="checkbox"/> FD1, Depth (> 0)	57,5 mm
Extent Type 2	Fixed
<input type="checkbox"/> FD4, Depth 2 (> 0)	57,5 mm

For å gjøre det slik at skruen ikke må sitte i midten er den satt inn med muligheter for å være asymmetrisk. Målet «FD1» er venstre side når man har skruen mot seg i forhold til steget.

Dette gir også muligheter til å utvide analysen til å ha 2 boltrekker. Om man setter inn en «Frictionless support» på den ene enden av T-stykket og basen, vil man oppnå symmetriegenskaper.

41

## Endre mål i DesignModeler

For å teste hvordan dette virker, gjør vi noen endringer.

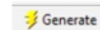
Vi setter inn disse verdiene i modellen:

a = 40 mm

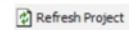
b = 55,5 mm

w = 300 mm

For at modellen skal endre seg må vi kjøre en «Generate» til slutt.



Gå ut av «Designmodeler» og kjør så en «Refresh Project».



Nå kan vi gå over i «Mechanical» å kjøre en «Solve»



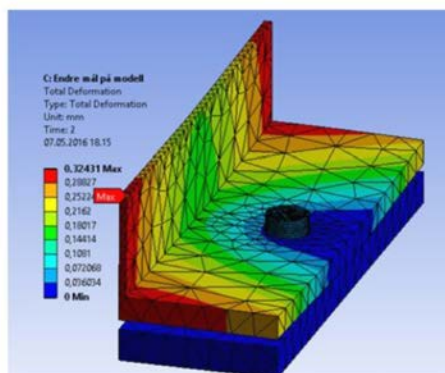
42

## Kontroll av resultater

Vi ser først på løsningen av «Total Deformation»  
Maks deformasjon øker igjen.

Forrige var 0,20 mm,  
nå er det 0,33 mm.

Dette kommer av at T-stykket  
bøyes opp på endene, siden  
den er blitt mye lengere.



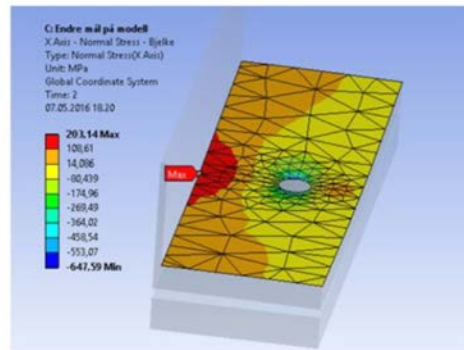
43

## Kontroll av resultater

Vi sjekker også spenningene i bjelken.

Vi ser her at spenningene er 203 MPa.

Hvis vi regner med en flytegrense på 355 MPa, så har vi litt å gå på.



44

## Kontroll av resultater

Vi ser på spenningsvidden i bolten.

Maks spenningen i skaftet etter nyttelast er på 479 MPa.

Vi ser også at før nyttelast er spenningene 423 MPa.

Vi får da:

$$\Delta\sigma = 479 - 423 = 56 \text{ MPa}$$



Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]
1,	411,74	422,83
2,	381,97	479,07

45

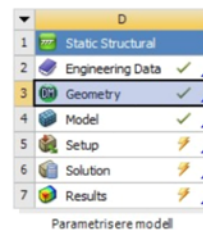
## Parameterisering av modellen

Jeg ønsker nå å finne ut hvor liten flensetykkelse jeg kan ha, før jeg får flyt i materialet. Samtidig vil jeg vite hva spenningsvidden i bolten er ved denne flensetykkelsen. Det som er greit å gjøre for å finne ut dette er å parameterisere modellen.

Vi gjør en «Duplicate» av forrige analysesystem «Endre mål på modellen» i Workbench og kaller det nye analysesystemet «Parametrisere modellen».

Deretter dobbeltklikk på «Geometry» i det nye analysesystemet.

Vi går igjen inn i «Designmodeler»



46

## Parameterisering av modellen

I «Designmodeler» merker vi sketchen «T\_stykke\_med\_base»

I vinduet nede til venstre klikker vi i rute foran målet V1

Det legger seg en blå «D» i ruten

Så klikker vi oss ut av «Designmodeler»

Details of T_stykke_med_base	
Sketch	T_stykke_med_base
Sketch Visibility	Hide Sketch
Show Constraints?	No
Dimensions: 6	
<input type="checkbox"/> H17	40 mm
<input type="checkbox"/> H3	4,5 mm
<input type="checkbox"/> L11	55,5 mm
<input type="checkbox"/> L5	80 mm
<input checked="" type="checkbox"/> D V1	15 mm
<input type="checkbox"/> V7	20 mm
Edoes: 11	

47

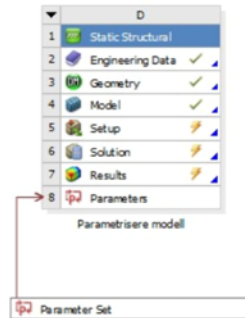
## Parameterisering av modellen

Når vi kommer tilbake i «Workbench» ser vi at det henger på en liten boks på vårt analysesystem.

Vi har satt opp hvilke parameter analysen skal ha som innputt.

Nå skal vi sette opp output.

Dobbelklikk på «Model» for å gå over i «Mechanical»



48

## Parameterisering av modellen

Når vi kommer inn i «Mechanical» kan det være fint å starte med en «Solve», det gjør det lettere å få oversikt over analysen.

Nå ser vi først på spenningene til flensen. Nederst i venstre hjørne klikker vi i ruten foran der det står «Maksimum»

Maximum Value Over Time	
<input type="checkbox"/> Minimum	59,95 MPa
<input checked="" type="checkbox"/> Maximum	203,14 MPa

Vi ser deretter på spenningene i skaftet på bolten. Nederst i venstre hjørne klikker vi rutene foran der det står «Minimum» og «Maksimum»

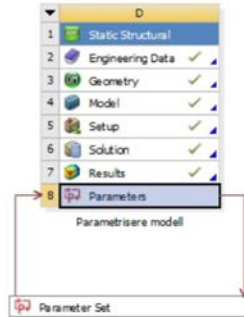
Maximum Value Over Time	
<input checked="" type="checkbox"/> Minimum	422,83 MPa
<input checked="" type="checkbox"/> Maximum	479,07 MPa

Så klikker vi oss ut av «Mechanical»

49

## Parameterisering av modellen

I «Workbench» dobbeltklikker vi på «Parameters» i analysesystemet vårt.



50

## Parameterisering av modellen

Nå kommer det opp mange tabeller. Vi skal først se i den tabellen som heter «Outline of Schematic D8: Parameters». Der endrer vi verdien som står nederst til venstre i tabellen under, fra 15 mm til 8 mm.

Outline of Schematic D8: Parameters			
	A	B	C
1	ID	Parameter Name	Value
2	Input Parameters		
3	Parameterisere modell (D1)		
4	P1	XYPlane.V1	8

Det vil si at vi ønsker å begynne med flensetykkelse 8 mm.

51



## Parameterisering av modellen

I tabellen øverst til høyre «Table of Design Points» setter vi inn de verdiene som du ser i tabellen.

Dette er de flensetykkelsene vi ønsker kjøre analyse på.

Til slutt trykker vi på knappen øverst til venstre. «Update All Design Points»

Men dette kommer til å ta tid.

	A	B
1	Name	P1 - XYPlane.V1
2	Units	mm
3	DP 0 (Current)	8
4	DP 1	10
5	DP 2	12
6	DP 3	14
7	DP 4	16
8	DP 5	18
9	DP 6	20

Update All Design Points

52

## Parameterisering av modellen

Etter at analysen er ferdig «Solvnet» skal vi bruke Excel for å jobbe videre med dataene.

Jeg flytter først alle dataene over til Excel. Dette gjøres ved at jeg merker kolonne B,C,D og E.

Dette gjøres ved at jeg holder inne Ctrl knappen mens jeg merker de. Deretter kopierer jeg de med Ctrl og c. Vanlige Windows funksjoner.

B	C	D	E
P1 - XYPlane .V1	P2 - X Axis - Normal Stress - Bjelke Maximum Maximum Value Over Time	P3 - Y Axis - Normal Stress - Skru Minimum Maximum Value Over Time	P4 - Y Axis - Normal Stress - Skru Maximum Maximum Value Over Time
mm	MPa	MPa	MPa
8	725,59	463,81	745,63
10	485,36	440,9	611,83
12	346,71	427,01	529,87
14	249,47	423,55	492,29
16	189,66	423,74	470,88
18	158,11	425,07	457,33
20	100,77	427,88	453,39

53

## Parameterisering av modellen

Etter å ha kopiert de, limer jeg kolonnene inn i Excel.  
Deretter skriver jeg på bedre betydninger over kolonnene.

t	Flens	Min. skrue	Maks.skrue	Sp.vidde
mm	MPa	MPa	MPa	MPa
8	725,589113	463,811302	745,62793	281,816628
10	485,355027	440,901866	611,825948	170,924082
12	346,710718	427,014984	529,874762	102,859778
14	249,471471	423,545007	492,293132	68,7481246
16	189,663092	423,744404	470,878991	47,1345869
18	158,114351	425,073563	457,334305	32,2607422
20	100,766809	427,88338	453,393475	25,5100957

Jeg ønsker også en siste kolonne, det er med spenningsvidden.  
Dette får jeg ved å ta kolonnen med Maks.skrue og trekke fra kolonnen Min.skrue.

54

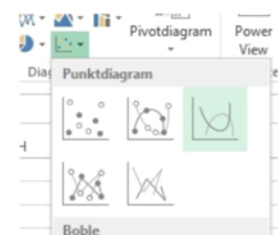
## Parameterisering av modellen

Nå skal vi lage et diagram i Excel.  
Vi bruker den diagramtypen som er merket til høyre.

Den første grafen i diagrammet skal ha som x-verdier flenstykkelser, og y-verdier spenning i flens.

Den andre grafen i diagrammet skal også ha flenstykkelser som x-verdier, men spenningsvidde som y-verdier.

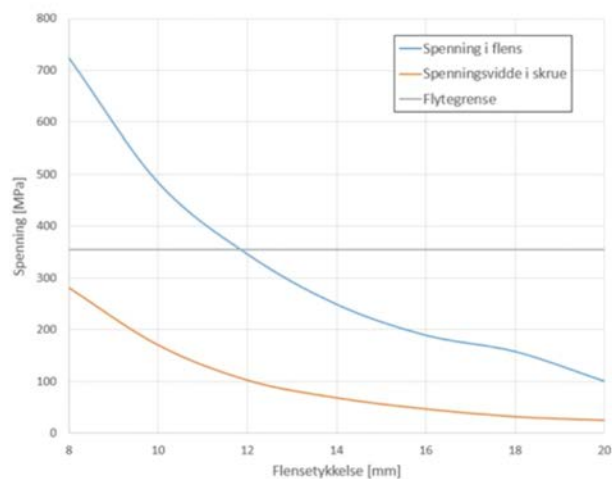
Vi lager en tredje graf. Den bruker flenstykkelser som x-verdier, men som y-verdier skal den stå konstant på 355 MPa.  
Denne skal representere flytegrensen.



55

## Parameterisering av modellen

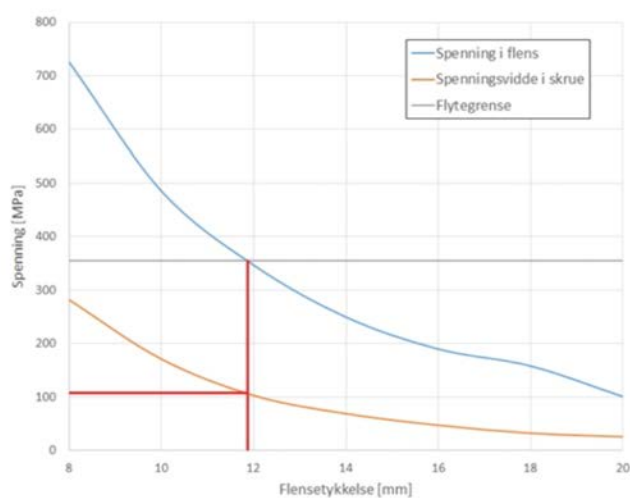
Når vi får satt inn dette riktig får vi dette diagrammet her.



56

## Parameterisering av modellen

Til slutt markerer vi i diagrammet og ser at flensetykkelsen ligger på ca. 11,8 mm og spenningsvidden på 110 Mpa.



57

## 7. Diskusjon

### Skruediagrammet

Vi ser først på skruediagrammet. Der var det to forskjellige modeller som ses på i denne rapporten. Det er interessant å se hvordan «Modell 2» altså Shigley's trykkonus samsvarer med Ansys resultatene. Ser vi på analysen som heter «Sammen klemming av materiale» ser vi at Shigley og Ansys ligger helt sammenfallende. Ser vi på Waløen sin sylinder så samsvarer den mye mindre med Ansys resultatet. I den andre analysen som heter «Forspent skrue i plate, med påsatt nyttelast» ser vi at Shigley's resultat gir en større tiltagende kraft i bolten, enn Ansys resultatet gjennom hele analysen. Den har også tilnærmet lik form som Ansys. Dette gir et veldig godt inntrykk av Shigley's sin modell. Når vi ser på Waløens modell ser vi at denne ligger lavere en Ansys resultatene ved tynne platetykkelser, og ved tykke platetykkelser ligger den over Ansys kurven. Den siste modellen som er kalt «Enkelt estimat» ligger under Ansys kurven hele veien, for så å treffe denne ved 50 mm platetykkelse.

Det som er viktig å huske på her, er at Ansys analysen ikke er virkeligheten. Denne Ansys analysen er antagelig veldig konservativ. Siden vi velger å bruke worst case med angrepspunkt av kraften rett under skruehode, det skjer vel aldri i det virkelige liv. Om jeg hadde satt inn kraften et annet sted ville Ansys kurven blitt annerledes. Da ville vi antagelig sett at alle kurvene ble konservative i forhold til Ansys.

En annen ting som er interessant med den siste sammenligningen er at to av grafene ligger helt vannrette. Dette er da «Waløens modell» og «Enkelt estimat». Denne oppdagelsen er det helt sikkert ikke bare jeg som har gjort. All regningen man gjør i «Waløens modell» kunne altså ganske enkelt vært byttet ut med en faktor. Hvis vi ser i regnestykket ser vi at faktoren er å dele nyttelasten på 2,9. Dette vil si det samme som å gange nyttelasten med 0,34. Nå begynner det å ligne på kandidaten jeg kalte «Enkelt estimat. Der ganger man nyttelasten med 0,2. Jeg tror at det er en erfaringskonstant, så i stedet for mye beregninger med skruediagram og stivheter, gjør man den raske beregningen så er man i mål. Det kunne være interessant å foreta praktiske eksperimenter for å prøve ut dette.

Noe som er litt problematisk ved Shigley's modell er at formelen er kompliser, det er lett for å regne feil. Den kan være litt avskrekkende når man skal beregne tiltagende last i skruen. Om man kan gange nyttelasten med en faktor å komme i mål, vil nok det virke forlokkende for noen og enhver.

### Formler for hevarmskrefter

I kapittel 3.2.2 ser vi på formler for hevarmskrefter. Her foretas det en sammenligning mot en Ansys analyse, hvor bolten ikke er forspent. Når vi studerer denne sammenligningen ser vi at «Formel 3.2.1» og «Formel 3.2.2» ser ut til å overestimere hevarmskraften når flensetykkelsen øker. Det som er interessant her er at «Formel 3.2.3» ser ut til å sammenfalle veldig godt. Denne formelen kunne være interessant å prøve ut mer, siden den er så enkel i bruk. Det som er et problem med disse formlene er at de ikke sier noe om hvilke flensetykkelser de gjelder for. Dette burde være på plass.



### Formelverk for hevarmskrefter

I kapittel 3.2.3 ser vi på to formelverk for hevarmskrefter. De er ganske like i sin oppbygning. Når vi beregner minste flensetykkelse gir de identiske svar. Det samme gjelder hevarmskraften ved den flensetykkelsen. Det som gir en forskjell er ved hvilken flensetykkelse hevarmskraften opphører ved. Da ser vi at «Formelverk 1» opphører ved litt tykkere flens en «Formelverk 2». Sammenligningen med Ansys analysen som ikke er forspent sier at hevarmskraften skal opphøre ved enda tykkere flens. Denne Ansys analysen er da en del mindre troverdig, siden boltene ikke er forspent. Forspenningen vil gi en stivhet i forbindelsen som det da ikke blir tatt høyde for.

### Bøyespenninger i boltene

Et problem når man ser på utmatting av boltene er bøyespenningen som blir summert direkte på spenningsvidden. Når flensene blir tynnere øker fort bøyespenningene. Det er muligens dette problemet som skaper mest problemer med å lage et formelverk som er tilpasset hevarmsvirkninger i utmattingspåkjente T-forbindelser.

### Lange T-forbindelser bør korrigeres.

Om T-forbindelsene er lange, gir «Formelverk 1» og «Formelverk 2» at flensene kan ha mindre tykkelse. Dette ser ut til å stemme dårlig, flensen får en lokal nedbøying som fører til større bøyespenninger i skruen. Dette fører igjen til at spenningsvidden i skruen øker, som gir kortere levetid. Her foreslås det i rapporten i kapittel 3.4 at dette kan løses med en korreksjonsfaktor.

### Utmattingsberegninger

Et problem når man skal beregne utmatting, er at ingen formler for hevarmsvirkninger gir det som utmattingsstandardene spør etter, som er spenningsvidden. «Formelverk 1» har et tillegg som gir muligheter for utmattingsberegninger, som er noe begrenset. Den fastslår om en skrue tåler under 20 000 sykluser, mellom 20 000 og 500 000 sykluser og over 500 000 sykluser. Det kunne vært fint med et litt mer nyansert bilde. Her er det i rapporten laget en utmattingskurve ut fra utmattingsdataene. Hvor gyldig denne kurven er, er veldig usikkert. Men den har vært nødvendig å bruke for å kunne sammenligne data.

### Mitt formelverk

For å få et formelverk som kan komme frem med en spenningsvidde har jeg laget et selv. Dette baserer seg på formler som er sett på i rapporten og virker lovende. Formelverket er testet opp mot Ansys analyser og «Formelverk 1». Sammenlignet med Ansys resultatet var det mer konservativt gjennom alle analysene. Sammenligner vi det med «Formelverk 1» var det også konservativt over nesten hele sammenligningen. Det var bare en plass «Formelverk 1» lå under «Mitt formelverk». Sammenligner vi «Formelverk 1» og Ansys ser vi at de veksler med å være mest optimistiske.

Det som må sies om «Mitt formelverk» er at det ble veldig stort og tungt. Selv om dette skulle vise seg å gi veldig riktige resultater, ville det nok skremme bort mange fra å bruke det.



## 8. Konklusjon

### 8.1 Anbefalinger

I denne rapporten er det gjennomført mange analyser i Ansys Workbench. Dette for å sammenligne hvordan eksisterende formler og formelverk sammenfaller med disse analysene. Det er også foretatt sammenligninger av eget formelverk opp imot Ansys.

#### Litteratur

- Åge Ø. Waløen-Maskindeler 2
- Shigley's Mechanical Engineering Design
- Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints

#### Skruediagram

- Shigley's metode sammenfaller mye bedre med Ansys resultatene en Waløens metode.
- Waløens metode er mye enklere å buke en Shigley's metode og vil dermed ha mindre muligheter for regnefeil.

#### Hevarmseffekter

- Formel 3.2.3 sammenfaller godt med Ansys resultatene i denne rapporten. Denne analysen i Ansys er da uten forspenning.
- «Formelverk 1» sammenfaller bedre med Ansys resultatet en «Formelverk 2». Analyse uten forspenning.
- «Formelverk 1» gir muligheter for utmattingsberegninger, og kan dermed si noe om levetid.

#### Eget formelverk

- Dette formelverket gir spenningsvidde, noe som åpner opp for bruk av utmattings standarder.
- Formelverket er på konservativ side hele veien, sammenlignet med Ansys resultatene.

#### Veileder i Ansys

- En veileder som har lav terskel får for å kunne gjøre mange forskjellige Analyser av hevarmseffekter.
- Veilederen tar for seg helt enke ting, til det mer kompliserte.



## 8.2 Videre arbeid

### Skruediagram

- Gjøre fysiske tester.
- Prøve ut det som er blitt kalt enkelt estimat, holder denne?

### Hevarmseffekter

- Prøve med flere bolterekker.
- Se på modeller som ikke her fast underlag.
- Gjøre fysiske tester.
- Gjøre mer litteratursøk.

### Utmattings standarder

- Samle mer informasjon for valg av utmattings kurve.

### Eget formelverk.

- Prøve det ut mer for å se om det holder.
- Gjøre fysiske tester.
- Se om det går an å gjøres enklere, slik at det ikke blir så mye reinearbeid.
- Prøve om man kan sette inn en mer optimistisk utmattingskurve.
- Lage et script av formelverket i Matlab eller Python, slik at det blir lettere å teste ut, og at det blir lettere å bruke.



## 9. LITTERATURREFERANSER

### Skiftelige kilder:

1. Waløen Å.Ø. *Maskindeler 2, bind 2, 2 utgave og 9. opplag, 2001*, Tapir Akademiske Forlag, 7005 Trondheim, ISBN 82-519-1145-1
2. Budynas R.G. and Nisbett J.K. *Shigley's Mechanical Engineering Design, Ninth Edition*, 2011, McGrawHill, New York, ISBN 978-0-07-352928-8
3. Kulak G.L, Fisher J.W and Struik J.H.A. *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints, Second Edition*, 2001, Research Council on Structural Connections, Chicago, ISBN 1-56424-075-4
4. Aspen S.A. *Maskindeler 1, 1990, Universitetsforlaget, Oslo, ISBN82-00-24466-0*
5. Eurokode 3, *2010 Prosjektering av stålkonstruksjoner. Del 1-9: Utmattingspåkjente konstruksjoner*: Standard Norge.
6. Det Norske Veritas. *2010 DNV-RP-C203 Fatigue Design of Offshore Steel Structures*: DNV.
7. Sørensen C.O, *Stålkonstruksjoner*, 3. utgave, 2003, Kompendium, Ås
8. Thornton, W.A. *Prying Action-A general Treatment*. Vol.22, No. 2, 2<sup>nd</sup> Quarter, pp. 67-75, 1985, AISC Engineering Journal.

### Internettkilder:

9. Piraprez E, Jespart J.P. *Influence of the prying effect on the fatigue resistance of the bolts*: <http://hdl.handle.net/2268/30589> [Nedlastet 5.mars 2016]





## 10. VEDLEGG

Vedlegg 1: Tids og arbeidsplan

Vedlegg 2: Excel tabell med verdier for figur 3.1.7

Vedlegg 3: Excel tabell med verdier for figur 3.1.11

Vedlegg 4: Excel tabell med verdier for figur 3.2.7

Vedlegg 5: Excel tabell med verdier for figur 3.2.11

Vedlegg 6: Excel tabell med verdier for figur 3.4.5

Vedlegg 7: Excel tabell med verdier for figur 5.1

Vedlegg 8: Excel tabell med verdier for figur 5.3

Vedlegg 9: Excel tabell med verdier for figur 5.5

Vedlegg 10: Excel tabell med verdier for figur 5.2

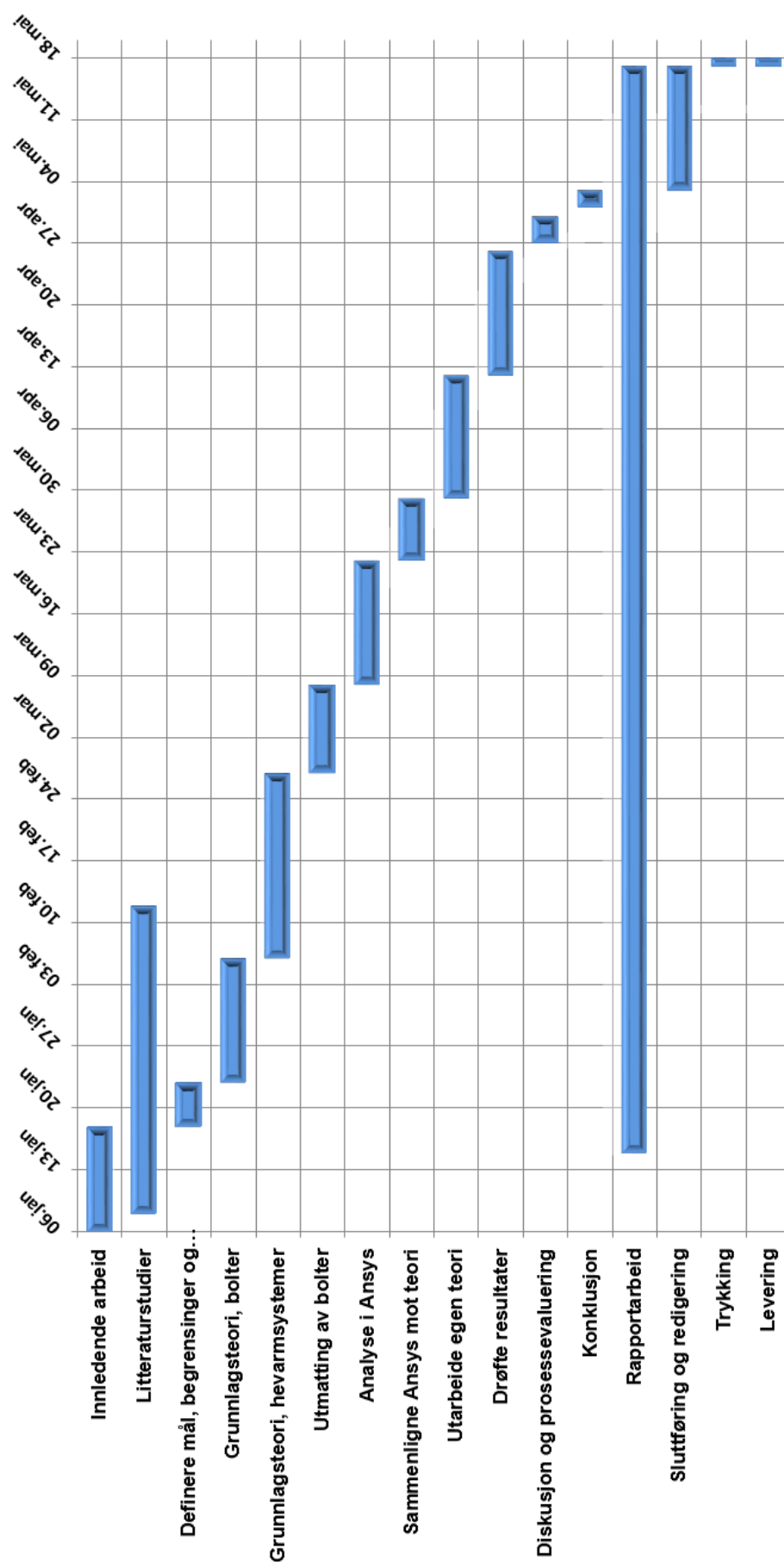
Vedlegg 11: Excel tabell med verdier for figur 5.4

Vedlegg 12: Excel tabell med verdier for figur 5.6

Vedlegg 13: Refleksjonsnotat

## Vedlegg 1

<b>Fremdriftsplan</b>			
<b>Aktivitet</b>	<b>Start Dato</b>	<b>Varighet(dager)</b>	<b>Sluttdato</b>
<b>Innledende arbeid</b>	<b>06.jan</b>	<b>12</b>	<b>18.jan</b>
<b>Litteraturstudier</b>	<b>08.jan</b>	<b>35</b>	<b>12.feb</b>
<b>Definere mål, begrensinger og problemstillinger</b>	<b>18.01.2016</b>	<b>5</b>	<b>23.jan</b>
<b>Grunnlagsteori, bolter</b>	<b>23.01.2016</b>	<b>14</b>	<b>06.feb</b>
<b>Grunnlagsteori, hevarmsystemer</b>	<b>06.02.2016</b>	<b>21</b>	<b>27.feb</b>
<b>Utmatting av bolter</b>	<b>27.feb</b>	<b>10</b>	<b>08.mar</b>
<b>Analyse i Ansys</b>	<b>08.mar</b>	<b>14</b>	<b>22.mar</b>
<b>Sammenligne Ansys mot teori</b>	<b>22.mar</b>	<b>7</b>	<b>29.mar</b>
<b>Utarbeide egen teori</b>	<b>29.mar</b>	<b>14</b>	<b>12.apr</b>
<b>Drøfte resultater</b>	<b>12.04.2016</b>	<b>14</b>	<b>26.apr</b>
<b>Diskusjon og prosessevaluering</b>	<b>27.04.2016</b>	<b>3</b>	<b>30.apr</b>
<b>Konklusjon</b>	<b>01.05.2016</b>	<b>2</b>	<b>03.mai</b>
<b>Rapportarbeid</b>	<b>15.01.2016</b>	<b>123</b>	<b>17.mai</b>
<b>Slutføring og redigering</b>	<b>03.05.2016</b>	<b>14</b>	<b>17.mai</b>
<b>Trykking</b>	<b>17.05.2016</b>	<b>1</b>	<b>18.mai</b>
<b>Levering</b>	<b>17.05.2016</b>	<b>1</b>	<b>18.mai</b>



**Vedlegg 2**

Platetykkelse [mm]	Waløen [N/mm]	Shegley [N/mm]	Ansys [N/mm]
10	11545380	4951972	4888800
12	9621150	4428233	4324400
15	7696920	3898200	3778900
20	5772690	3358640	3259200
30	3848460	2803397	2772400
40	2886345	2516167	2542500
50	2309076	2339156	2408700
60	1924230	2218575	2320300
70	1649340	2130904	2258700
80	1443173	2064165	2211700
90	1282820	2011597	2175000
100	1154538	1969083	2145500

**Vedlegg 3**

Platetykkelse [mm]	Waløen [N]	Shegley [N]	Ansys [N]	Enkelt estimat [N]
10	9370	13947	13284	7000
15	9370	12901	11622	7000
20	9370	12015	10515	7000
25	9370	11251	9444	7000
30	9370	10585	8760	7000
35	9370	9998	8086	7000
40	9370	9475	7497	7000
45	9370	9007	7296	7000
50	9370	8584	7058	7000

## Vedlegg 4

Tabell 2

Flenstykke [mm]	Formel 3.2.1 [N]	Formel 3.2.2 [N]	Formel 3.2.3 [N]	Ansys [N]
12	19136	18700	22003	14981
13	19013	18636	20258	14666
14	18860	18561	18532	14342
15	18672	18474	16839	14023
16	18446	18375	15188	13526
17	18179	18263	13590	12865
18	17866	18137	12049	11885
19	17506	17996	10569	10917
20	17097	17839	9154	10042
21	16637	17666	7803	8815
22	16126	17475	6519	7460
23	15564	17267	5298	6305
24	14955	17039	4141	5233
25	14300	16792	3046	3975
26	13603	16524	2009	2723
27	12869	16235	1029	1403
28	12103	15923	103	0
29	11311	15589	0	0
30	10499	15230	0	0
31	9675	14847	0	0
32	8844	14438	0	0
33	8012	14003	0	0
34	7186	13541	0	0
35	6371	13051	0	0
36	5571	12531	0	0
37	4791	11983	0	0
38	4035	11403	0	0
39	3305	10793	0	0
40	2603	10150	0	0
41	1930	9474	0	0
42	1289	8765	0	0
43	679	8021	0	0
44	100	7241	0	0
45	0	6426	0	0
46	0	5573	0	0
47	0	4682	0	0
48	0	3753	0	0
49	0	2784	0	0
50	0	1775	0	0



51	0	724	0	0
52	0	0	0	0
53	0	0	0	0
54	0	0	0	0
55	0	0	0	0
56	0	0	0	0
57	0	0	0	0
58	0	0	0	0
59	0	0	0	0
60	0	0	0	0

**Vedlegg 5**

Flenstykke [mm]	Formelverk 1 [N]	Formelverk 2 [N]	Ansys [N]
14	15644	15634	14342
15	13924	13309	14023
16	11889	10378	13526
17	9872	7258	12865
18	7883	3949	11885
19	5932	451	10917
20	4025	0	10042
21	2168	0	8815
22	367	0	7460
23	0	0	6305
24	0	0	5233
25	0	0	3975
26	0	0	2723
27	0	0	1403
28	0	0	0
29	0	0	0
30	0	0	0
31	0	0	0
32	0	0	0
33	0	0	0
34	0	0	0
35	0	0	0



## Vedlegg 6

Flenstykkelse [mm]	Bøyespennning i flens [MPa]	Spenninger i bolt			Flytegrense [MPa]
		Etter nyttelast [MPa]	Før nyttelast [MPa]	Spenningsvidde [MPa]	
8,44	704,0	672,4	455,1	217,4	355
9	644,5	636,9	448,7	188,2	355
10	530,3	587,8	443,7	144,1	355
11	442,1	548,4	435,4	113,0	355
12	366,8	515,2	427,7	87,5	355
13	307,1	494,2	426,8	67,4	355
14	263,6	477,5	422,9	54,6	355
15	221,0	465,5	421,9	43,7	355
16	197,8	460,7	422,2	38,5	355
17	176,1	454,2	423,3	30,9	355
18	160,0	450,7	424,5	26,2	355
19	122,6	446,9	425,6	21,3	355
20	99,6	446,6	427,7	19,0	355
21	91,9	443,9	429,2	14,7	355
22	83,3	443,7	430,9	12,8	355
23	75,1	443,1	432,4	10,7	355
24	79,7	444,9	433,3	11,6	355
25	71,0	444,9	434,9	10,0	355
26	77,9	445,2	435,9	9,3	355
27	82,6	445,1	437,0	8,0	355
28	77,6	446,3	438,9	7,4	355
29	67,8	445,6	438,6	7,0	355
30	57,6	447,5	441,5	6,0	355

## Vedlegg 7

Variant 1 Spenningsvidde i bolt			
Flensetykkelse [mm]	Mitt formelverk ikke korrigert for bøyespenning [MPa]	Mitt formelverk [MPa]	Ansys resultater [MPa]
12,7	74,4	83,3	78,9
13,0	73,5	81,5	74,2
14,0	70,3	75,6	65,0
15,0	67,1	70,4	57,0
16,0	64,0	65,8	48,0
17,0	61,0	61,8	37,9
18,0	58,2	58,4	34,6
19,0	55,4	55,4	29,3
20,0	54,4	54,4	26,1
21,0	53,7	53,7	23,0
22,0	53,1	53,1	20,5
23,0	52,4	52,4	18,2
24,0	51,8	51,8	16,3
25,0	51,2	51,2	14,9
26,0	50,6	50,6	13,3
27,0	50,1	50,1	11,5
28,0	49,5	49,5	10,7
29,0	49,0	49,0	10,3
30,0	48,4	48,4	9,1
31,0	47,9	47,9	8,3
32,0	47,4	47,4	7,0
33,0	46,9	46,9	7,2
34,0	46,4	46,4	7,1
35,0	46,0	46,0	5,8

## Vedlegg 8

Variant 1 Levetid			
Flensetykkelse [mm]	Formelverk 1 [Sykluser]	Mitt formelverk [Sykluser]	Ansys [Sykluser]
12,719211	718353	221474	260885
13	835309	236231	313355
14	1451876	295712	465370
15	2580433	366427	692515
16	4677182	448431	1154984
17	8623976	541105	2355952
18	16137146	643182	3102377
19	30575394	752896	5088061
20	34191223	796728	7239302
21	34191223	826612	10499550
22	34191223	857172	14763540
23	34191223	888413	21262948
24	34191223	920345	29337151
25	34191223	952973	38488415
26	34191223	986305	54883123
27	34191223	1020350	83267952
28	34191223	1055113	105562075
29	34191223	1090603	118120368
30	34191223	1126827	167981896
31	34191223	1163793	223406345
32	34191223	1201507	377936143
33	34191223	1239977	344773651
34	34191223	1279210	356582195
35	34191223	1319214	645443403

## Vedlegg 9

Variant 2 Spenningsvidde i bolt			
Flensetykkelse [mm]	Mitt formelverk ikke korrigert for bøyespenning [MPa]	Mitt formelverk [MPa]	Ansys resultater [MPa]
14,16	79,0	98,1	83,0
15	75,9	90,4	74,0
16	72,3	82,4	62,3
17	68,9	75,5	53,4
18	65,5	69,5	46,6
19	62,3	64,5	39,0
20	59,2	60,2	35,3
21	56,3	56,5	30,8
22	53,5	53,5	27,2
23	52,4	52,4	24,4
24	51,8	51,8	20,3
25	51,2	51,2	19,6
26	50,6	50,6	17,6
27	50,1	50,1	16,7
28	49,5	49,5	14,1
29	49,0	49,0	14,0
30	48,4	48,4	12,1
31	47,9	47,9	11,2
32	47,4	47,4	10,2
33	46,9	46,9	9,6
34	46,4	46,4	9,0
35	46,0	46,0	8,3

## Vedlegg 10

Variant 2 Levetid			
Flensetykkelse [mm]	Formelverk 1 [Sykluser]	Mitt formelverk [Sykluser]	Ansys [Sykluser]
14,16	175782	135558	223897
15	292256	173059	315954
16	543711	228677	529081
17	1028781	297690	841803
18	1974840	380802	1264949
19	3836844	477806	2164692
20	7528473	587513	2914843
21	14888935	707863	4379783
22	29624678	836221	6356581
23	34191223	888413	8813164
24	34191223	920345	15197295
25	34191223	952973	17044082
26	34191223	986305	23647936
27	34191223	1020350	27577670
28	34191223	1055113	45570355
29	34191223	1090603	47006428
30	34191223	1126827	71790552
31	34191223	1163793	91808037
32	34191223	1201507	122024154
33	34191223	1239977	142997507
34	34191223	1279210	174059813
35	34191223	1319214	220034156

## Vedlegg 11

Variant 3 Spenningsvidde i bolt			
Flensetykkelse [mm]	Mitt formelverk ikke korrigert for bøyesspenning [MPa]	Mitt formelverk [MPa]	Ansys resultater [MPa]
15,77	87,8	137,0	87,7
16	86,7	133,0	86,1
17	82,4	117,2	69,9
18	78,3	103,8	64,7
19	74,3	92,4	55,4
20	70,5	82,9	49,9
21	66,9	74,9	44,1
22	63,4	68,3	38,8
23	60,2	62,8	35,0
24	57,1	58,2	33,2
25	54,1	54,5	31,7
26	51,4	51,4	27,2
27	50,1	50,1	26,1
28	49,5	49,5	23,7
29	49,0	49,0	22,7
30	48,4	48,4	19,9
31	47,9	47,9	19,7
32	47,4	47,4	17,3
33	46,9	46,9	14,8
34	46,4	46,4	15,9
35	46,0	46,0	14,0

## Vedlegg 12

Variant 3 Levetid			
Flensetykkelse [mm]	Formelverk 1 [Sykluser]	Mitt formelverk [Sykluser]	Ansys [Sykluser]
15,77	18795	49825	189474
16	21889	54421	200298
17	42917	79438	373992
18	85318	114453	473622
19	171541	162096	750785
20	348032	224853	1028211
21	711026	304632	1495346
22	1459971	402307	2196433
23	3007848	517402	2980672
24	6208090	648030	3484375
25	12819211	791143	4017727
26	26451081	943023	6328331
27	34191223	1020350	7158764
28	34191223	1055113	9571197
29	34191223	1090603	10923680
30	34191223	1126827	16272562
31	34191223	1163793	16850991
32	34191223	1201507	24792850
33	34191223	1239977	39849748
34	34191223	1279210	32134453
35	34191223	1319214	46307811



## Vedlegg 13

### Refleksjonsnotat

Når jeg startet prosjektet hadde lite oversikt over hvor omfattende denne problemstillingen kom til å bli. Jeg jobbet i starten med skruediagram og hevarmskrefter. Prøvde å lese meg til forståelse og begynte tidlig å sette opp en Ansys modell.

Det oppstod tidlig et problem med at jeg ikke kunne sammenligne hevarmskrefter i Ansys, hvor boltene var forspente, med teoretiske formler for hevarmskrefter. Et annet problem er at formlene for hevarmsvirkninger ikke gav spenningsvidde. Dette førte til at jeg ikke kunne bruke utmattingsstandardene.

Etter hvert begynte jeg å se oppgavens kompleksitet. Det var mange temaer som måtte løses for å få full kontroll. I henhold til skrueguiden fantes det heller ikke et fullverdig formelverk, av den typen jeg lette etter. Når jeg begynte å få oversikt over de temaene som måtte forstås begynte tiden å renne ut. Jeg opplever det som om jeg har fått god forståelse for de temaene som oppgaven inneholder. Det vil si skruediagrammet, hevarmskrefter, bøyevirkning av skruer og utmatting av skruer.

Hvis jeg ser tilbake og tenker på om jeg skulle gjort noe annerledes, så er det selvsagt det. Jeg burde fått oversikt over kompleksiteten til hevarmsvirkningen på et tidligere tidspunkt. Når jeg leser i blant annet skrueguiden ser jeg at det står beskrevet om bøyevirkningen, som det tok en stund før jeg oppdaget. Men jeg overså det i den første fasen.

Jeg har også gått i flere blindgater, som selvsagt ikke rapporten belyser. Jeg har også laget mange Ansys analyser som ikke er med i rapporten. Dette av to grunner, den ene at jeg ikke har hatt nok tid til å få alt med. Den andre at det ikke var relevant lenger, for rapporten. Men alle analysene jeg har kjørt har nok vært med på å øke min innsikt rundt denne oppgaven. Jeg har også lest en del litteratur som ikke omtales i rapporten, av den grunn at jeg mener at teoriene ikke kom opp til det som allerede er med.

Min egen oppfatning av formelverket som jeg kom fram til, er at jeg tror det burde holde på konservativ side. Problemet er nok heller at det kan bli litt for konservativt og omfattende. Jeg fant heller ingen formelverk som hadde en overgang fra hevarmskrefter til spenningsvidde. Det klarte jeg å oppnå med min løsning.





Norges miljø- og biovitenskapelig universitet  
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet  
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
Norway