



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

MASTEROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering Konstruksjoner og materialer, bygg	Vårsemesteret, 2009 Åpen
Forfatter: Kristoffer Hope Bjørnsen	<hr/> Kristoffer Hope Bjørnsen
Faglig ansvarlig: Ivar Langen, UiS Veileder: Henning Oppedal, Aibel AS	
Tittel på masteroppgaven: Offshorekonstruksjoner utsatt for fallende last Engelsk tittel: Offshore constructions subjected to accidental drop load	
Studiepoeng: 30	
Emneord: Offshore konstruksjoner Fallende laster Elementmetode Energiabsorbent	Sidetall: 49 + vedlegg: CD Stavanger, 15/06/2009

Sammendrag

Denne rapporten kontrollerer effekten ved bruk av ekstruderte aluminiumsprofiler som beskyttelse av offshorekonstruksjoner utsatt for fallende last. Sammensatt utgjør disse fleksible energiabsorberende kassetter som kan sammenstilles etter behov.

Johnson-Cook er en konstitutiv ligning som beskriver spennings-tøyningens relasjoner ved å ta hensyn til temperaturendring, tøyningshastighet og plastisk tøyning. Denne modellen er benyttet i de numeriske simuleringene. En komplett kalibrering av modellen er utført og beskrevet i rapporten. For å kalibrer modellen er det benyttet forsøksserier fra tester tidligere utført ved NTNU Trondheim. Det er vist hvordan modellen stemmer overens med tilfeller fra testene.

I rapporten er det modellert flere forslag for tverrsnitt som kan ekstruderes og benyttes som energiabsorberende kassetter. Det generelle ikke-lineære elementmetode programmet Abaqus er benyttet til å analysere tverrsnittene. Rapporten inneholder to kapitler med numeriske simuleringer. Først er forslagene kontrollert hver for seg ved å klemme sammen tverrsnittet til 2/3 av dens originale høyde. Analysene viste at flere tverrsnitt krevde relativt stor kraft til for å initiere knekning, mens for resten av deformasjonen gjengir resultatet et lavere enn ønsket energiopptak. Fra disse numeriske simuleringene ble det konkludert at tverrsnitt bestående av sirkulære profiler ga det beste energiopptaket. Dette tverrsnittet holder en flat kraft-kurve gjennom deformasjonen, uten store topper, og er derfor gunstig med hensyn på å ta opp energi.

For den andre delen av de numeriske simuleringene ble det valgte tverrsnittet kopiert opp og brukt i tenkt situasjon som beskyttelse for et typisk offshoredekk. Ulykkestilfellet representerte en kontainer som treffer dekket med en hastighet på 12.5 m/s, hvilket tilsvarer et fritt fall på 8 m. Sammenligninger er gjort av fire forskjellige situasjoner hvor kontaineren treffer med forskjellig vinkel og på forskjellig sted på dekket. Analysene uten beskyttelse viser store plastiske deformasjoner i dekket, (bjelker, stivere og plater), etter treff av kontaineren. I ett tilfelle fører lasten til omfattende materiell svikt. Effekten av de energiabsorberende kassetene for de samme ulykkestilfellene er tydelig. I disse analysene viser resultatene langt mindre plastiske tøyninger og ingen materialsvikt opptrer.

Innholdsfortegnelse

1 Innledning	4
2 Materialoppførsel	5
2.1 Sann spenning og tøyning	5
2.2 Spenning ved innsnevring.....	7
3 Kalibrering av materialmodell	9
3.1 Generelt om Johnson-Cook modell	9
3.2 Modell for spenningsutvikling.....	11
3.3 Bruddmodellen.....	13
3.4 Kontroll av modellen	16
4 FE modell	19
4.1 Eksplisitt løser.....	19
4.2 Valg av element	20
4.3 Material	20
4.4 Kontakt.....	20
4.5 Valg av elementstørrelse.....	21
4.6 Formfeil av trykkbelastede staver.....	22
5 Modeller	23
5.1 Referansemodell	23
5.2 Alternative modeller	24
5.3 Honeycomb profil	24
5.4 Modifisert honeycomb profil	25
5.5 Trekkspill profil	26
5.6 Sirkulærprofil.....	26
6 Evaluering av modeller	28
6.1 Oppsett	28
6.2 Referansemodell	28
6.3 Honeycombmodell	31
6.4 Modifisert honeycombmodell.....	33
6.5 Trekkspillmodell	35
6.6 Sirkulærmodell.....	36
6.7 Sammenligning av resultat.....	38
7 Numeriske Simuleringer	39
7.1 Oppsett	39
7.2 Tester.....	44
8 Konklusjon og forslag til videre arbeid	49
8.1 Konklusjon.....	49
8.2 Forslag til videre arbeid	50
Referanser	51

1 Innledning

Norsk offshoreindustri er inne i en periode med omfattende utbygginger på anlegg i drift. Ved modifikasjoner og påbygg av offshoreinstallasjoner blir det utført inn- og utløft av tungt utstyr. Det er tilknyttet store kostnader ved nedstenging av prosessanlegg under slike løft, og ikke minst er det et HMS problem. Kontrollberegning av kapasiteten til dekker og anlegg utsatt for fallende last er en omfattende, kostbar og introduserer mange usikkerhetsfaktorer. Som for eksempel eksisterende materialkvalitet, sveiser, bolteforbindelser o.l.

Formålet med fremgangsmåten som er presentert i denne rapporten er å kunne utforme en energiabsorberende konstruksjon som kan beskytte sensitive områder for spesielle løft, som i utgangspunktet krever nedstenging av prosessanlegget. Ved å benytte seg av en slik konstruksjon kan en kontrollert sikre hvor energien vil bli tatt opp ved eventuelt fall. Nedstegning kan dermed unngås. I tillegg vil sikkerheten ved slike løft økes betraktelig.

Det har vært en relativt stor utvikling av pressverk for bruk til ekstrudering av aluminiumsprofiler, og flere kompliserte tverrsnitt er standardisert og leveres per dags dato. Men det er fortsatt begrensninger til hvor mange celler et tverrsnitt kan ha, og hvor tynnvegget det kan være. Det vil være en utfordring i denne oppgaven å kunne fremstille et tverrsnitt bedre egnet som energiabsorbent enn dagens standardiserte ekstruderte tverrsnitt.

Elementmetoden (FEM) lar en løse kontinuerlige problem ved å benytte konstitutive modeller for å beskrive egenskapene til materialet. En slik modell beskriver relasjonen mellom spenning og tøyning ved å ta hensyn til for eksempel tøyningshastigheter, temperatur, tøyningshistorie og isotrop og anisotrop fastning. En slik modell kan ha tilknyttet en skade og bruddmodell. En mye brukt og velegnet modell for slike numeriske analyser som er presentert i denne rapporten, er Johnson-Cooks konstitutive modell. Den er enkel å kalibrere da den inneholder relativt få parametere.

2 Materialoppførsel

2.1 Sann spenning og tøyning

Følgende kapittel gir en kortfattet utledning av sanne spenninger og tøyninger. Dette avsnittet er inspirert av lærebok i mekanikk.[1]

Ved enaksial strekktest av et prøvestykke kan man trekke ut sammenhengen mellom kraft, F , og den tilhørende forlengelsen, ΔL . Det er flere faktorer som spiller inn under en strekktest, for eksempel tøyningshastighet. Strekktesten antas derfor å utføres så sakte at den kan karakteriseres som kvasistatisk. Det er vanlig å plote nominelle spenninger, S , som funksjon av nominelle tøyninger, e . Ved nominelle spenninger antas tverrsnittsarealet å ikke endre seg ved økende deformasjon. På samme måte antas de nominelle tøyninger å være konstant over prøvestykkets lengde, L . Kraft og deformasjon fra strekktest kan da omformes til nominelle spenninger og tøyninger ved følgende formler

$$S = \frac{F}{A_0} \quad (2.1)$$

$$e = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.2)$$

hvor A_0 er uendret areal av prøvestykket og L_0 er opprinnelig lengde av prøvestykket. Mens det er godt nok å bruke nominelle spenninger og tøyninger ved små deformasjoner, gir det et feilt bilde av den virkelige situasjonen ved spenninger over flytepunktet. Det er da bedre å uttrykke kraft-forskyvning ved sann, eller cauchy, spenning og tøyning. Sann spenning får man ved å uttrykke spenning med det momentane arealet til prøvestykket

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.3)$$

hvor A er det deformerte arealet. Ved å anta at volumet holdes konstant gjennom deformasjonen

$$A_0 \cdot L_0 = A \cdot L \quad (2.4)$$

kan man omskrive formelen for sann spenning

$$\sigma = \frac{F \cdot L}{A_0 \cdot L_0} = S \cdot \left(\frac{L_0 + \Delta L}{L_0} \right) \quad (2.5)$$

eller

$$\sigma = S \cdot (1 + e) \quad (2.6)$$

Ved å se på uendelig små endringer i tøyningene

$$d\varepsilon = \frac{dL}{L} \quad (2.7)$$

og integrere over lengden

$$\varepsilon = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \ln \frac{L}{L_0} \quad (2.8)$$

får man uttrykk for sanne tøyninger

$$\varepsilon = \ln(1 + e) \quad (2.9)$$

Disse uttrykkene for sann spenning og tøyning gjelder kun i området før innsnevring av arealet forekommer. Etter dette kan man ikke benytte seg av de nominelle tøyningene, e , i beregning av sanne tøyninger, da all deformasjon nå vil bli konsentrert i denne innsnevringen. For beregning av sann spenning i dette området må man bruke formel med det momentane arealet, for beregning av sann tøyning kan man bruke forholdet mellom det initiale arealet A_0 og det momentane arealet A

$$\varepsilon = \ln \frac{L}{L_0} = \ln \frac{A}{A_0} \quad (2.10)$$

2.2 Spenning ved innsnevring

Som nevnt kan ikke uttrykkene for sann spenning benyttes etter innsnevring av tverrsnittet er initiert, her er ikke den sanne spenningen σ lik den effektive spenningen σ_e . Dette er på grunn av den triaksiale spenningstilstanden som oppstår ved innsnevringen. Ved å se på spenningene ved det innsnevrede tverrsnittet, kan Von Mises spenningstilstand uttrykkes følgende, med sylindriske koordinater

$$\sigma_e^2 = \sigma_z^2 + \sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_z \sigma_r - \sigma_z \sigma_\theta - \sigma_r \sigma_\theta \quad (2.11)$$

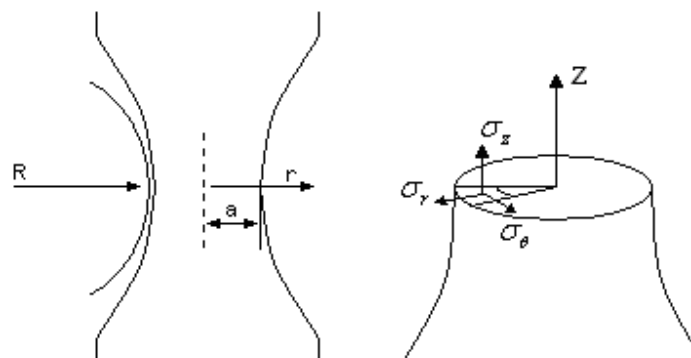
Videre kan det vises at hvor innsnevringen starter, vil $\sigma_r = \sigma_\theta$, og følgelig reduseres uttrykket for den effektive spenningen til

$$\sigma_e = \sigma_z - \sigma_r \quad (2.12)$$

Bridgman har utledet en formel for aksielle spenninger ved innsnevringen som følgende^[1]

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_e} = 1 + \ln \left(\frac{a^2 + 2 \cdot a \cdot R - r^2}{2 \cdot a \cdot r} \right) \quad (2.13)$$

Hvor a er lengden fra senter av prøvestykke til fri ende av prøvestykket ved innsnevringens senter, r , er avstanden fra senter av prøvestykke, og R er radius av innsnevringen. Se figur 2-1.



Figur 2-1: Prøvestykke hvor innsnevring er initiert.

Ved overflaten hvor innsnevringen er, vil σ_z være den eneste spenningen som spiller inn. Her er spenningen enaksial. Ved strekktester vil bruddtøyningen være en avtagende funksjon av triaksiale spenninger i innsnevringen. Spenningstriaksialiteten σ_H er gitt på følgende formel

$$\sigma_H = \frac{1}{3}(\sigma_z + \sigma_\theta + \sigma_r)$$

(2.14)

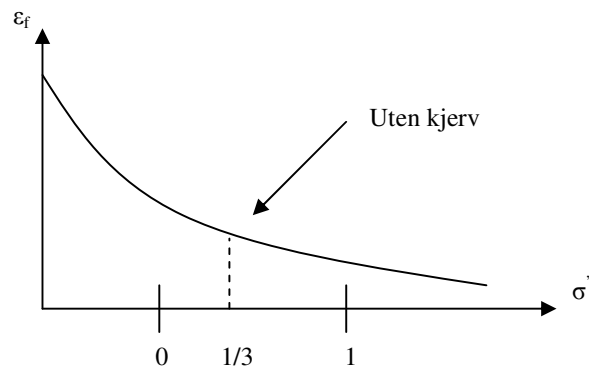
Ved å benytte seg av faktumet at $\sigma_r = \sigma_\theta$, får man ved å sette inn formel (2.12) i formel (2.14)

$$\sigma_H = \sigma_z - \frac{2}{3}\sigma_e \quad (2.15)$$

Den maksimale spenningstriaksialiteten finner man i senter av prøvestykket, hvor $r = 0$. Man kan vise ved å bruke formel (2.13), at spenningsforholdet σ^* , også kalt det triaksiale spenningsforhold, er

$$\sigma^* = \frac{1}{3} + \ln\left(1 + \frac{a}{2 \cdot R}\right) \quad (2.16)$$

Dette viser at ved strekktest av prøvestykker uten kjerv, hvor R vil være uendelig stor, vil det triaksiale spenningsforholdet σ^* være $\frac{1}{3}$. Figur 2-2 viser grafisk hvordan bruddtøyningen minker ved økende triaksialt spenningsforhold.



Figur 2-2: Bruddtøyning målt mot det triaksiale spenningsforholdet.

3 Kalibrering av materialmodell

3.1 Generelt om Johnson-Cook modell

Johnson-Cook er en konstitutiv modell som analytisk beskriver utviklingen av von Mises spenningstilstand ved å ta hensyn til plastisk tøyning, tøyningshastighet og temperatur [4]. Denne materialemodellen er relativt enkel å bruke da den inneholder få parametere som må kalibreres. Johnson-Cook modellen er gitt på formen

$$\bar{\sigma} = \left[A + B(\bar{\epsilon}^{pl})^n \right] \cdot \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] (1 - \hat{T}^m) \quad (3.1)$$

Denne modellen har fem materialkonstanter som bestemmes ved forsøk, A, B, C, n og m. $\dot{\epsilon}_0$ er referanse tøyningshastigheten brukeren selv bestemmer, denne settes lik den laveste benyttede tøyningshastighet under kalibreringen av materialparameterne. Det homologe temperaturforholdet, \hat{T} , er definert ved $\hat{T} = (T - T_r)/(T_m - T_r)$ hvor T er den aktuelle temperaturen, mens indeksene r og m står for henholdsvis romtemperatur og smeltetemperatur. Ved temperatur under romtemperatur, settes uttrykket for \hat{T} lik 0, mens ved temperaturer over smeltetemperatur settes uttrykket lik 1. Materialkonstantene i ligning (3.1) kalibreres ved at hver parentes ses på hver for seg [2]. Materialmodellen er satt sammen slik at første parentes, med konstantene A, B og n, representerer fastningskurven. Disse konstantene bestemmes ved kvasistatiske strekkforsøk ved eller under romtemperatur. Den neste parentesen, med konstanten C, representerer tøyningshastighet bidraget. Denne konstanten beregnes ved forsøk med ulike tøyningshastigheter ved romtemperatur. Den siste parentesen, med m som konstant, representerer temperaturen. Denne konstanten finnes ved forsøk gjort med ulike temperaturer. Ligning (3.1) introduserer et problem ved lave tøyningshastighet ned mot statisk last, her vil den logaritmiske funksjonen gå mot minus uendelig. For å unngå numerisk problem med tøyningshastigheter i det statiske området, kan man bruke en modifisert Johnson-Cook modell

$$\bar{\sigma} = \left[A + B(\bar{\epsilon}^{pl})^n \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right)^C \right] (1 - \hat{T}^m) \quad (3.2)$$

Det er mange brukere og dagens programmer som benytter seg av den modifiserte Johnson-Cook modellen. Da Abaqus kommer med den originale Johnson-Cook modellen ferdig implementert, blir denne også brukt videre i rapporten.

Det finnes en bruddmodell som kan kobles mot Johnson-Cook modellen (3.1), denne er kalt "Johnson-Cook dynamic failure model". [3] Denne bruddmodellen er basert på en skadeparameter

$$D = \sum \left(\frac{\Delta \bar{\epsilon}^{pl}}{\epsilon_f} \right) \quad 9$$

(3.3)

hvor $\Delta\bar{\epsilon}^{pl}$ et inkrement av plastisk tøyning, mens ϵ_f er materialets bruddtøyning. Ligning (3.3) kobles opp mot Johnson-Cook modellen, (ligning 3.1), ved å inkludere faktoren $(1 - D)$ i modellen etter initiering av skade. Elementet antas fullt degradert idet D overstiger 1. Den plastiske tøyningen $\bar{\epsilon}^{pl}$ er gitt ved

$$\bar{\epsilon}^{pl} = \left[d_1 + d_2 \exp\left(d_3 \frac{p}{q}\right) \right] \left[1 + d_4 \ln\left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0}\right) \right] (1 + d_5 \hat{T}) \quad (3.4)$$

hvor $d_1 - d_5$ er materialkonstanter som bestemmes ved forsøk. p/q angir det triaksiale spenningsforholdet, hvor p er den hydrostatiske spenningen og q er von Mises spenningene. Ligningen for plastisk tøyning (3.4) har, som med Johnson-Cook konstitutive modellen, en modifisert versjon hvor det numerisk ustabile leddet med den logaritmske funksjonen er blitt endret

$$\bar{\epsilon}^{pl} = \left[d_1 + d_2 \exp\left(d_3 \frac{p}{q}\right) \right] \left(1 + \frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right)^{d_4} (1 + d_5 \hat{T}) \quad (3.5)$$

Ligning (3.4) vil bli benyttet videre i denne rapporten da det er denne modellen som er implementert i Abaqus.

3.2 Modell for spenningsutvikling

Da den modifiserte Johnson-Cook modellen var tatt i bruk ved kalibrering av materialparameterene[3] måtte disse kalibreres på nytt. Data fra tidligere forsøk som var gjort for kalibrering av Johnson-Cook modellen[5] ble tatt i bruk. Som tidligere nevnt blir hvert ledd i materialmodellen kalibrert hver for seg.

Første ledd i ligningen som representerer fastningskurven

$$\bar{\sigma} = \left[A + B(\bar{\epsilon}^{pl})^n \right] \quad (3.6)$$

er likt for både den originale og den modifiserte Johnson-Cook modellen, og vil derfor ikke trenge ny kalibrering. Forsøk og kalibrering er presentert i Oppedal [5] med verdiene $A = 270\text{MPa}$, $B = 134\text{MPa}$ og $n = 0,52$, og vil brukes videre i denne rapporten.

Det neste leddet i modellen (3.1)

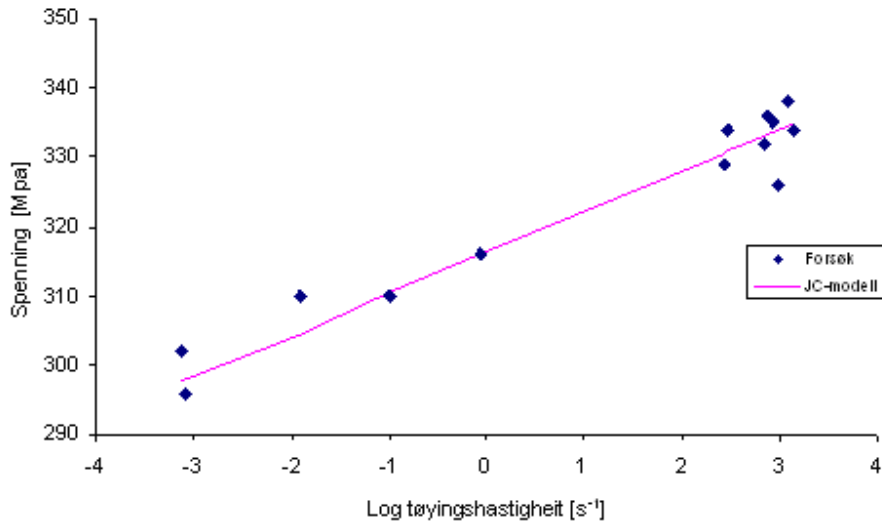
$$\bar{\sigma} = \sigma_5 \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] \quad (3.7)$$

tar for seg bidrag fra tøyningshastigheten. Med materialkonstantene fra det første ledd allerede gitt, brukes disse til å beregne spenning ved 5 prosent plastisk tøyning σ_5 , som ble beregnet til 298,22 MPa. Minste kvadraters metode gav verdien $C = 0,008652$. Figur 3-1 viser hvordan Johnson-Cook modellen, representert ved ligning (3.7), er tilpasset forsøksserien. Forsøkene viser spenninger ved gitte tøyningshastigheter ved 5% plastisk tøyning. Man ser at Johnson-Cook modellen gjengir spenninger ved varierende tøyningshastigheter veldig bra.

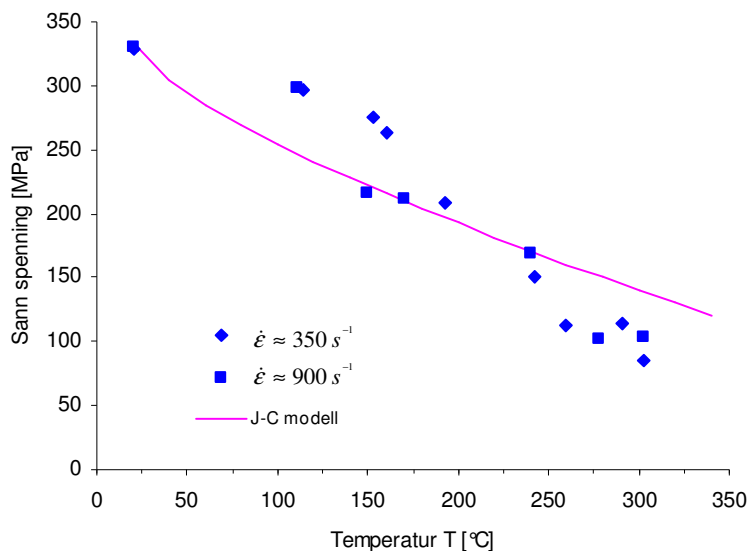
Temperaturkonstanten m , som inngår i siste ledd av Johnson-Cook ligningen (3.1), kalibreres på samme måte som de øvrige materialkonstantene. Forsøksseriene som er gjort for å kalibrere denne konstanten, er gjort med tøyningshastigheter på henholdsvis 350 s^{-1} og 900 s^{-1} , og med temperaturer i området fra romtemperatur til 300° C . Kalibrering av m gjøres ved 5% plastisk tøyning, og leddet med tøyningshastighetkonstanten C tas med, hvor C settes til verdien funnet ved kalibrering av denne materialkonstanten. Følgelig blir uttrykket ved kalibrering

$$\bar{\sigma} = \sigma_5 \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] (1 - \hat{T}^m) \quad (3.8)$$

hvor σ_5 beregnes ved bruk av de tidligere kalibrerte materialkonstantene A , B og n , som gir $\sigma_5 = 298,22$ MPa. Minste kvadraters metode gir verdien $m = 0,72$. Ser man på figur 3-2 ser man hvordan temperaturkoeffisienten m er tilpasset for å gi best mulig samsvar mellom Johnson-Cook modellen og forsøksresultatene. Forsøkene viser til spenninger ved 5% plastisk tøyning ved gitte temperaturer. Man ser her et avvik mellom forsøksresultatene og materialmodellen. Det kan tenkes at Johnson-Cook modellen ikke er best egnet materialmodell for dette materialet ved sterkt varierende temperaturer.



Figur 3-1: Kalibreringen av tøyingshastighetskonstanten C .



Figur 3-2: Kalibrering av temperaturkonstanten m .

3.3 Bruddmodellen

Johnson-Cook bruddmodell (3.4) var neste ligning som måtte kalibreres. Også denne ligningen kalibreres i 3 deler. Den første kalibreringen ble gjort av tøyningshastighetsleddet, med parameter d_4 . Følgende uttrykk ble evaluert under kalibreringen,

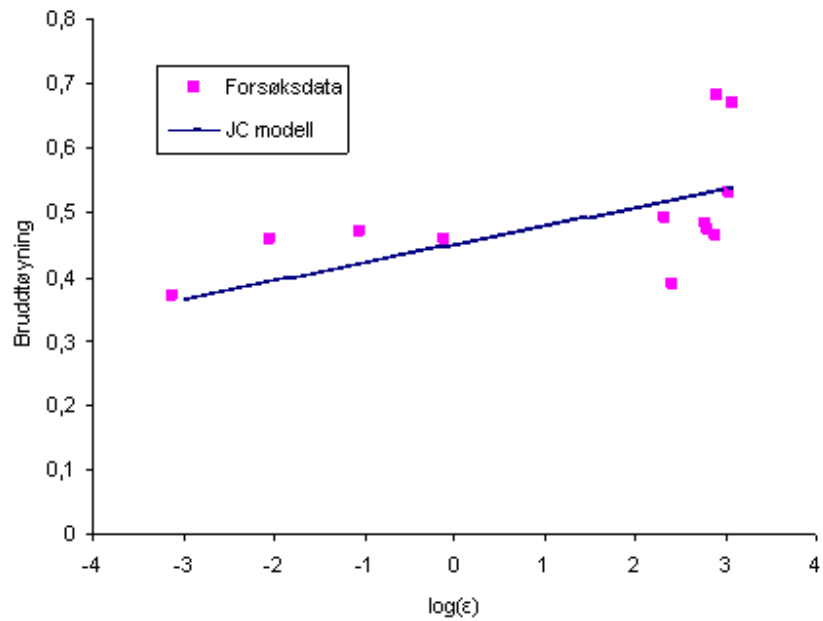
$$\bar{\epsilon}^{pl} = \bar{\epsilon}_0^{pl} \cdot \left[1 + d_4 \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] \quad (3.9)$$

hvor $\bar{\epsilon}_0^{pl}$ representerer bruddtøyning ved kvasistatiske forsøk og romtemperatur. Referanse tøyningshastigheten $\dot{\epsilon}_0$ settes fortsatt lik 10^{-3} . Førsøkseriene gjort for kalibrering av denne materialkonstanten er gjort ved romtemperatur, med varierende tøyningshastigheter i området fra kvasistatiske forsøk til 1200 s^{-1} . Ved å foreta testingen i romtemperatur bidrar ikke det siste leddet i ligning (3.4) med noe. Forsøkene ble plottet i et bruddtøynings-logaritmisk tøyningshastighets diagram. Materialkonstant d_4 ble kalibrert ved minste kvadraters metode. Dette gav verdiene $\bar{\epsilon}_0^{pl} = 0,366$ og $d_4 = 0,0336$. Figur 3-3 viser hvordan ligning (3.9) er plottet opp mot data fra forsøkseriene.

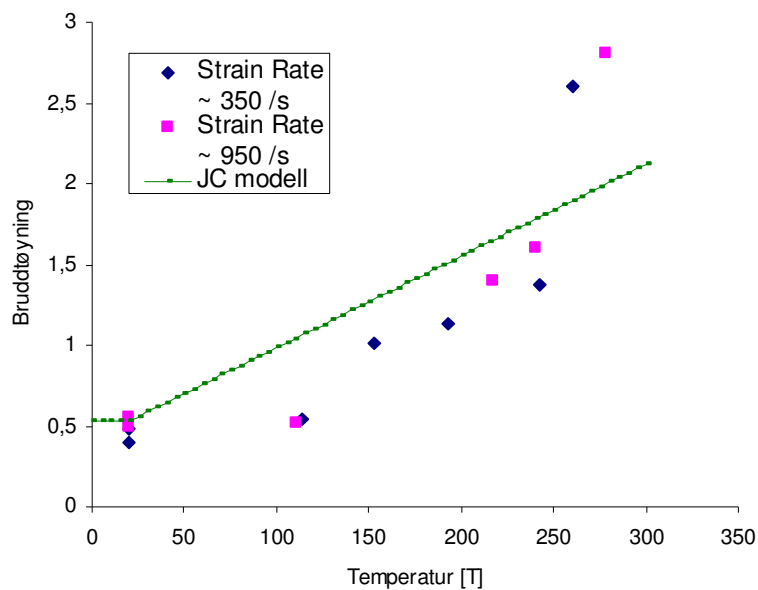
Etter at d_4 og $\bar{\epsilon}_0^{pl}$ var kalibrert, ble dataen brukt til å kalibrer d_5 som er gitt på formen

$$\bar{\epsilon}^{pl} = \bar{\epsilon}_0^{pl} \cdot \left(1 + d_4 \ln \frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) (1 + d_5 \hat{T}) \quad (3.10)$$

På samme måte som som ved kalibrering av d_4 , ble dataen plottet inn i et bruddtøyning-temperatur diagram, sammen med tilhørende forsøksserie. Forsøkene er gjort med to forskjellige tøyningshastigheter, henholdsvis 350 s^{-1} og 950 s^{-1} . Temperaturen varierer fra romtemperatur, hvor leddet med d_5 blir lik 1, til 350° C . Minste kvadraters metode ble brukt til å finne d_5 og gav verdien $d_5 = 6,44$. Figur 3-4 viser tydelig hvordan bruddtøyningen øker ved økende temperaturer, og hvordan Johnson-Cook modellen gjengir dette. Likevel er det noe avvik mellom JC-modellen og forsøkseriene. Mens modellen ligger over prøveresultatene ved lave og middelshøye temperaturer, ligger den under prøveresultatene ved de høyeste temperaturene. Det kan antas at dette er på grunn av at det er gjort få prøver av varierende temperaturer, og resultatet kan forbedres ved å gjennomføre flere prøver. For denne rapporten anses resultatet å være tilfredsstillende.



Figur 3-3: Kalibrering av tøyningshastighetskonstanten d_4 .



Figur 3-4: Kalibrering av temperaturkonstanten d_5 .

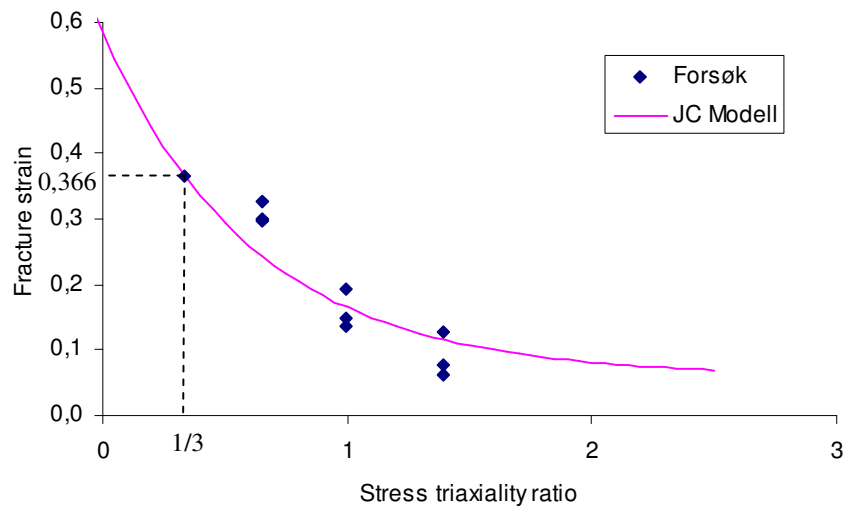
Til slutt ble materialkonstantene i den første delen av ligning (3.4) kalibrert, $d_1 - d_3$, som beskriver det triaksiale delen av $\bar{\epsilon}^{pl}$

$$\bar{\epsilon}^{pl} = \left[d_1 + d_2 \exp\left(d_3 \frac{p}{q}\right) \right] \left(1 + d_4 \ln \frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\bar{\epsilon}}_0} \right) \quad (3.11)$$

Forsøkseriene gjort for kalibreringen av $d_1 - d_3$ er gjort kvasistatisk med kjervradius på henholdsvis 2, 0,8 og 0,4 mm. Det triaksiale spenningsforholdet i ligning (3.4), p/q , hvor p er den hydrostatiske spenningstilstanden og q er Mises spenninger, er gitt på formen

$$\frac{p}{q} = \frac{\frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}} \quad (3.12)$$

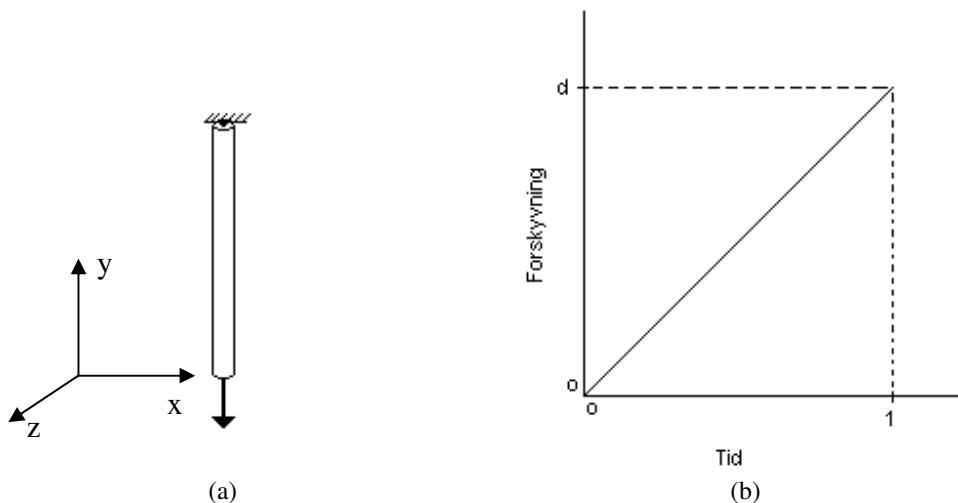
Ved enaksial spenningstilstand reduseres uttrykket til $1/3$, (ref kapittel 2.1) her er bruddtøyningen allerede beregnet til $\bar{\epsilon}^{pl} = 0,366$. Kurven som representerer Johnson-Cook konstitutive modell skal dermed ha denne verdien ved enaksial spenningstilstand. En annen betingelse fikk man ved å se på den minste bruddtøyningen fra forsøkserien. Denne ga grunnlag for bestemmelsen av d_1 som ikke kan representere verdi under den minste bruddtøyningen, dermed ble d_1 satt til 0,06. De neste konstantene, d_2 og d_3 , ble bestemt ved minste kvadraters metode, som ga resultatene $d_2 = 0,524$ og $d_3 = 1,609$. Material konstanten d_3 er satt positiv da Abaqus definerer den hydrostatiske spenningstilstanden med negativt fortegn. Dette er til forandring fra programmet LS-Dyna som er tatt i bruk ved tidligere rapporter basert på samme material modell [2][3], hvor spenningsforholdet er definert positivt og d_3 er innsatt med negativt fortegn. Figur 3-5 viser hvordan bruddtøyningen reduseres ved økende triaksialt spenningsforhold.



Figur 3-5: Kalibrering av konstantene $d_1 - d_3$.

3.4 Kontroll av modellen

For å kontrollere Johnson-Cook modellen, er det utført simuleringer av strekktester i Abaqus. En stav hvor materialmodellen som beskrevet i kap. 3.1 er modellert, med tilhørende materialparametere kalibrert i kap. 3.2 og 3.3. Staven er modellert som et bjelkeelement med to noder. Den er fast innspent i en ende, mens den andre enden er gitt randbetingelser som strekker staven til brudd over en gitt tid. I denne enden er y-retning gitt en forskyvning tilsvarende stavens totale lengde, mens alle andre frihetsgrader er fastholdt. Se figur 3-6a. Under en dynamisk analyse vil denne forskyvningen utføres ved en forskyvningskurve som lineært øker fra starten av analysen, til analysen er over. Figur 3-6b viser hvordan en deformasjonskurve er lineært styrt av tiden.



Figur 3-6: Plott av stav brukt i analysene og deformasjon av stav over tid.

Ved å øke eller minke tiden en last, deformasjon eller en annen definert randbetingelse påføres modellen, kan man endre tøyningshastigheten til systemet.

Tre ulike simuleringer ble utført. To av analysene ble satt opp med romtemperatur og hastighet på henholdsvis 0.01 sek og 100 sek for å simulere to forskjellige tøyningshastigheter. Den siste ble utsatt for temperatur på 200°C og hastighet på 0.01 sek. Kraft-forskyvningsdata ble hentet ut og plottet mot hverandre. Med formler gitt i tidligere kapittel, ble kraft-forskyvning omgjort til sanne spenninger og tøyninger.

Tøyningshastighetene, gitt på formelen

$$\dot{e} = \frac{v}{L_0} \quad (3.13)$$

ble beregnet [6]. I ligning (3.13) er $\dot{\epsilon}$ ingeniør tøyningshastighet, v er hastigheten på lasten som påføres og L_0 er originale lengden av prøvestykket. Samtidig ble sann tøyningshastighet $\dot{\epsilon}$ beregnet, gitt på formelen

$$\dot{\epsilon} = \frac{v}{L} \quad (3.14)$$

hvor L er den momentane lengden av prøvestykket, $L = L_0 + \delta$. Sann tøyningshastighet ble beregnet for hvert inkrement i analysen, deretter ble gjennomsnittet av tøyningshastighet regnet ut. Dette gir tøyningshastigheten for den totale pålastningen.

Videre ble dataen fra spennings tøyningdiagrammet brukt til å regne ut plastisk tøyning, som er gitt på formelen

$$\epsilon_p = \epsilon_{el} - \frac{\sigma}{E} \quad (3.15)$$

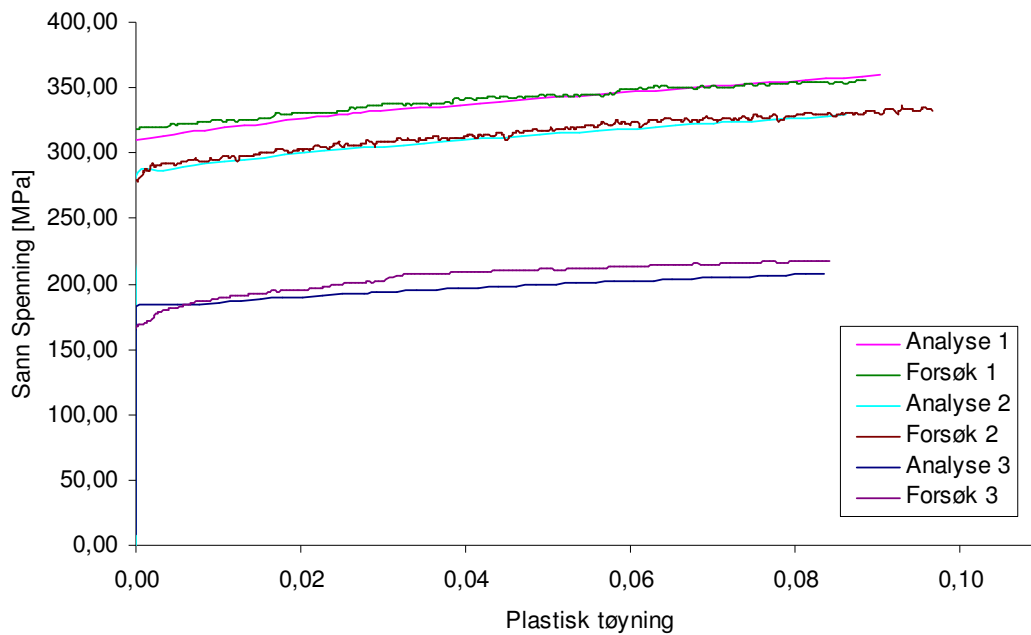
hvor ϵ er den totale tøyningen, σ er sann spenning, og E er elastisitetsmodulen til materialet, for aluminium 70 000 MPa.

Resultat fra simuleringene ble sammenlignet med forsøk av materialet utført tidligere [5]. Det ble plukket ut relevante laboratoriumforsøk utført ved mest mulig lignende tøyningshastigheter og temperaturer som simuleringene. Dette er listet i tabell 3-1.

Tabell 3-1: Tøyningshastighet fra forsøksriene gitt i figur 3-7

	Forsøk			Analyse		
	1	2	3	1	2	3
$\dot{\epsilon}$ [s ⁻¹]	335	0,9	388	380	0,04	212
T [°C]	20	20	193	20	20	200

I figur 3-7 er det vist hvordan data fra Abaqus omgjort til sann spenning og plastisk tøyning er sammenlignet med målte data fra laboratorium forsøk.



Figur 3-7: Plott av strekktest i Abaqus mot forsøksreier.

Man ser i figur 3-7 at den implementerte og kalibrerte modellen i Abaqus er i samsvar med faktiske materialforsøk. Om en sammenligner analyse 1 og 2 med forsøk 1 og 2 ser en tydelig at modellen gjengir både flytespenning og fastningskurve bra. Samtidig ser en at effekten av redusert flytespenning med økende temperatur er ivaretatt. Noe avvik vil det være, da tøyningshastighetene fra de numeriske simuleringene ikke er helt sammenfallende med tøyningshastigheter fra forsøkene. Fastningskurven fra analyse 3 ligger seg marginalt under fastningskurve fra forsøk 3. Dette er å vente da forsøk 3 har noe høyere tøyningshastighet enn analyse 3.

4 FE modell

4.1 Eksplisitt løser

Elementmetoden er en metode for numerisk løsning av kontinuerlige problem. Matematisk kan et kontinuerlig problem beskrives ved differensialligninger eller integraler. Begge metodene kan brukes til å formulere elementløsninger. Elementmetoden kan brukes til å løse flere forskjellige problemer, bl.a varmetransport, spenningsanalyser, magnetfelt osv. Det er ingen geometriske restriksjoner på problemet. Alle randbetingelser og lasttyper kan benyttes. Man kan enkelt forbedre nøyaktigheten til løsningen ved å benytte seg av tettere elementnett.

Løsningen av et problem med elementmetoden gjøres stegvis. Først identifiseres problemet. Man må kartlegge de fysiske fenomen man står over, om det er tidsavhengig eller –uavhengig, hvilket resultat man er ute etter og hvilken nøyaktighet problemet krever. Resultatet av dette bestemmer hvor nøyaktig analysen vil bli!

For de vanligste problemene kan en benytte seg av lineær teori. Det vil si at belastningen ikke blir større enn at deformasjonen returnerer til utgangspunktet etter avlastning. Går en bort ifra dette og introduserer ikke-lineære problem, må man ty til mer kompliserte formuleringer for å løse problemet. Innen konstruksjonsmekanikk deler en ikke-linearitet inn i følgende effekter !10!:

- Ikke-lineære material effekter: Materialegenskaper som funksjon av spenning og tøyning.
- Ikke-lineær kontakt: Hvor kontakt mellom flater kan åpne og lukke seg, eller en har glidende kontakt med friksjonskrefter.
- Ikke lineær geometri: Hvor deformasjonen er stor nok til at likevektsligninger må beskrives med hensyn til den deformerte geometrien. Laster kan også endre retning idet de øker.

I ikke-lineære problemer står man ovenfor to valg av integrasjonsregler, eksplisitt og implisitt. Den implisitte metoden krever veldig mye datakraft og er tidkrevende for å beregne hvert tidssteg, men kan benytte seg av store inkrement i analysen. Implisitt løsningsmetode egner seg best til å løse problemer uten store ikke-linearitet effekter, som kvasistatiske og dynamiske problem med lav frekvens.

Den eksplisitte løsningsmetoden krever liten regnekraft per inkrement, men til gjengjeld er kritisk tidsinkrement liten for å få numerisk stabilitet. Holder en seg til små nok tidsinkrement får man en stabil og nøyaktig analyse. Denne løsningsmetoden egner seg godt til problemer med store ikke-lineære effekter.

Da problemene i denne rapporten resulterer i store plastiske tøyninger, vil den eksplisitte løseren gi best resultater, og er derfor brukt videre.

4.2 Valg av element

I denne rapporten er det brukt firenoders skallelementer med en gitt tykkelse. Noe av grunnene til dette valget er størrelsen på modellene, og bruken av eksplisitt løser i analysene. Alternativt kunne det vært brukt volumelement, men tidskravet for både modelleringen og analysene ville vært overveldende. Elementene er modellert med redusert integrasjon. Dette gjør elementene noe mykere enn hva det ville vært med full integrasjon, noe som innfører et annet problem kjent som "spurious mode" [6]. Dette problemet overkommes ved å bruke timeglasskontroll med elementene [4].

4.3 Material

Valget av legering for de ekstruderte aluminiumsprofilene landet på legeringen AA6005-T6, hvor T6 betyr at legeringen er varmebehandlet for å forbedre dets mekaniske egenskaper. Denne aluminiumslegeringen har hovedlegeringselementer av magnesium og silisium og har betegnelsen AlMgSi. Legeringen har høy fasthet og har god ekstruderingsvevne [7]. Disse egenskapene gjør at denne legeringen er ofte brukt i forbindelse med ekstruderte profiler, bl.a i Oppedal [2] hvor forsøkene som denne rapporten refererer til er gjort.

4.4 Kontakt

En av problemstillingene ved analyser som er utført i denne rapporten, er dens kompliserte kontakter når tverrsnittet klemmes sammen. Avhengig av profilets tverrsnitt, vil kontakten i tverrsnittet gi store utslag for de numeriske analysene under sammentrykning. Videre vil kontakten i tverrsnittet bidra til store utslag i kraft-forskyvnings kurve ved sammentrykning.

Ved numerisk simulering av dropptesting er det viktig å modellere inn effekten av kontakt ved støt, og såkalte "sliding-surfaces". Støtanalyser innebærer store tøyninger og deformasjoner, og man må ta hensyn til at overflater vil kunne komme i kontakt med hverandre, såkalt "self-contact".

Ved ikke-lineære eksplisitte elementberegninger har Abaqus implementert to algoritmer ved analyser med kontakt mellom flater, generell kontakt og kontaktpar [4]. Generell kontakt, som er brukt i analysene i denne rapporten, lar brukeren enkelt definere kontakt mellom flater for hele modellen. Generell kontakt krever at brukeren har definert en friksjonskoeffisient som styrer skjærkraften mellom flater ved kontakt. Parameteren Φ bestemmer kontaktsforholdet mellom to flater, gitt på formen

$$\Phi = |F_t| - \mu F_n \quad (4.1)$$

hvor μ er friksjonskoeffisienten, F_n er kontaktkraften, og F_t er skjærkraften en flate kan bære. To flater i kontakt holdes sammen dersom $\Phi < 0$, mens ”sliding” inntreffer dersom $\Phi = 0$, hvor friksjonskraften da vil være μF_n . For denne rapporten er friksjonskoeffisienten μ satt lik 0.1 [12].

4.5 Valg av elementstørrelse

For å bestemme elementstørrelse til modellene, ble det utført et studie av problemet. Analyser med ulike elementtetthet av modellen ble gjennomført og sammenlignet i kraft-tid plott. Det ble etablert et referanseprofil, denne modellen er nærmere beskrevet i avsnitt 5.1. Modellen ble kopiert opp i fire eksemplarer, og et unikt elementnett ble lagd for hver kopi. Størrelsen på elementene styres av lengden til hver plate i tverrsnittet. Ved å bruke kommandoen ”Seed Edge: By Number”, lar Abaqus brukeren styre hvor mange element en side av en del skal inndeles i. Tre ulike analyser er utført med modeller hvor hver plate er inndelt i henholdsvis 6, 8 og 12 elementer.

Et problem viste seg å oppstå da det ble innført en tettere elementinndeling på modellen. Ved bruk av generell kontakt i eksplisitt løseren, setter Abaqus følgende krav på forholdet mellom elementstørrelse og platetykkelse

$$\frac{t}{d_{ele}} \leq 0.6 \quad (4.2)$$

hvor t er platetykkelse på skallelementet, og d_{ele} er lengden på elementet [4]. Dersom dette kravet ikke oppfylles, skalerer Abaqus automatisk tykkelsen ned på elementer med en faktor. Denne automatiske skaleringen av tykkelsen til skallelementene som ikke oppfyller kravet, skulle vise seg å gi et problem for de numeriske analysene. Foruten det opplagte problemet at tykkelsen nå er mindre enn den skal være, vil den reduserte tykkelse føre til at platen som skal trykke sammen tverrsnittet ikke starter i kontakt med tverrsnittets flens. Dette medfører at sammentrykningen starter med en akselerasjon som er ulik de andre modellene, og en kraft-deformasjonskurve som ikke kan sammenlignes.

Det var tenkt å utføre en fjerde analyse av profilet hvor elementnettet var satt til 20 element per plate. Ved dette elementnettet ble ikke kravet om forholdet mellom tykkelse og elementlengde overholdt, (se formel 4.2) og tykkelsen ble automatisk justert ned. Dette medførte problemer som nevnt over, og følgelig ble dette elementnettet forkastet. En mulig løsning hadde vært å benytte seg av den andre kontakt algoritmen som Abaqus har implementert, kontaktpar. Da dette ville vært en langt mer tidkrevende prosess er ikke dette gjort her.

Det er gitt at et tettere elementnett i FEM modeller forbedrer analysene og konvergere mot det korrekte resultatet. Da det krever mye datakraft å utføre analyser av system med tett elementnett, vil det være gunstig å kontrollere elementnett for å konkludere med en

gitt elementstørrelse som gir forsvarlig resultat. Slik kan man være sikker på at analyser er utført med korrekte antagelser av elementnett. Alle resultater av analysene med ulike elementstørrelser er presentert i kapittel 6.2.

4.6 Formfeil av trykkbelastede plater

Et potensielt problem ved numeriske analyseringer er plater i tverrsnitt som modelleres som perfekt rette flater. Da dette sjeldent vil være tilfellet i den virkelige verden vil resultatet vise en for stor kraft for å knekke ut stavene. For å overkomme denne problemstillingen gir Abaqus brukeren mulighet til å implementere imperfeksjoner i tverrsnittet. Dette kan gjøres ved først å kjøre en knekningsanalyse. I en slik analyse sjekker Abaqus alle mulige utknekningsformer avhengig av antall frihetsgrader, og rangerer modene etter sannsynlig utfall. Brukeren selv angir hvor mange moder som er ønskelig å oppnå. Modene blir normalisert og lagret i utdatafilen, som brukeren senere kan hente ut og implementere i en dynamisk analyse av problemet. Til denne oppgaven var knekningsanalysen satt til å gi de fem mest sannsynlige knekningsmodene. Da dette er et enkelt tverrsnitt, var det lett å forutsi sannsynlig utknekking og denne moden ble brukt som initiell formfeil i den dynamiske analysen av problemet.

Å manuelt legge på trykk på staver i tverrsnittet er en annen måte å introdusere imperfeksjoner på. For å bruke denne metoden må sannsynlig utknekking av tverrsnittet være kjent. En enhetslast legges deretter på som trykk for å gjenskape aktuell utknekking. Det har ingen hensikt å legge på en kraft av noen spesifikk størrelse, da deformasjonen vil bli skalert opp i ettertid. En statistisk analyse av problemet utføres, og all data blir lagret i en utdata fil. Denne informasjonen kan senere hentes ut og benyttes som initialbetingelser i en dynamisk analyse av problemet.

Norsk Standard angir initiale avvik til trykkbelastede konstruksjonsdeler [8] med en utbøyning lik

$$e_0 = k_r \frac{L}{500} \quad (4.3)$$

hvor L er avstivningssystemets spennvidde. k_r er gitt på formen

$$k_r = \sqrt{0,2 + \frac{1}{n_r}} \quad (4.4)$$

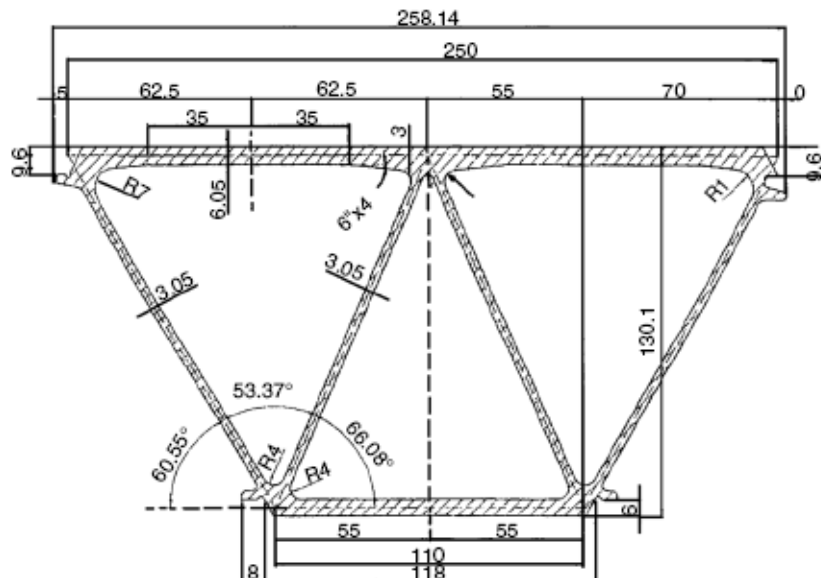
hvor n_r er antall komponenter som skal avstives, og $k_r \leq 1,0$. Til tross for at det er flere plater som er under trykk, settes k_r lik 1 i denne rapporten. Dette vil være til sikker side da det vil gi størst formfeil, og på den måten gir det størst mulig utslag ved sammenligning av effektene. For tilfellet med referansemodellen betydde dette en deformasjon på 0,3 mm. Alle formfeilmodene som hentes ut på disse måtene, både fra knekningsanalyse og statistisk analyse med trykk, for bruk i dynamisk analyse, kan tillegges en skaleringsfaktor som skalerer opp eller ned formfeilen. Slik kan man imøtekomme krav til formfeil fra

standardverket. Resultater og konklusjon fra formfeilberegninger er presentert i kapittel 6.2.

5 Modeller

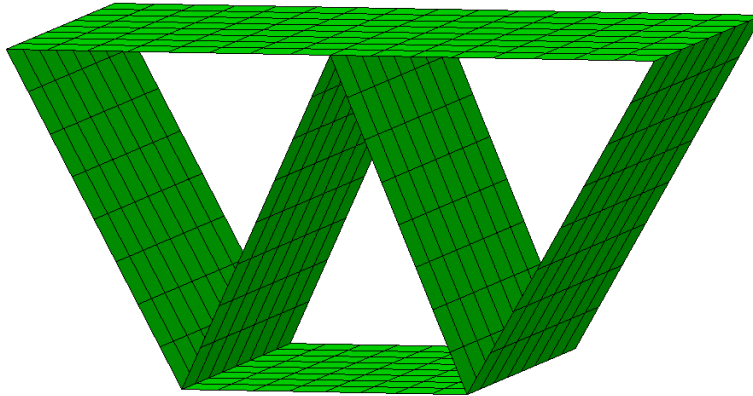
5.1 Referanse modell

For å ha et grunnlag til valg av profiler i denne oppgaven, er det gjort en modellering av et profil som skal brukes som referansemodell. Dette profilet (se fig. 5-1) er hyppigt brukt blant annet i offshore industrien og som dekke til broer. Tverrsnittet har et mål som gjør det velegnet til ekstrudering, og er brukt som modell for tidligere rapporter av lignende tema [3]. Grunnet dens utbredte bruk og tilgjengelighet, utgjorde profilet et naturlig valg som referansemodell til denne oppgaven.



Figur 5-1: Profilet som vil brukes som referansemodell

Profilet er modellert inn med to flenser med kontinuerlig tykkelse på 6 mm, og fire skråstilte steg med kontinuerlig tykkelse på 3 mm som utgjør tre celler. Den totale høyden på profilet er 130 mm, og dens bredde 250 mm, det veier omtrent 11.5 kg/m. Profilet kan settes sammen enten ved å vende annenhver kassett for å danne en kontinuerlig flate på både overside og underside, eller ved å beholde langsiden til profilet på samme topp og på den måten spare vekt. Komplette analysefil, "Referansemodell.inp", finnes elektronisk i vedlagt CD.



Figur 5-2: Referanse tverrsnitt – med vist elementnett

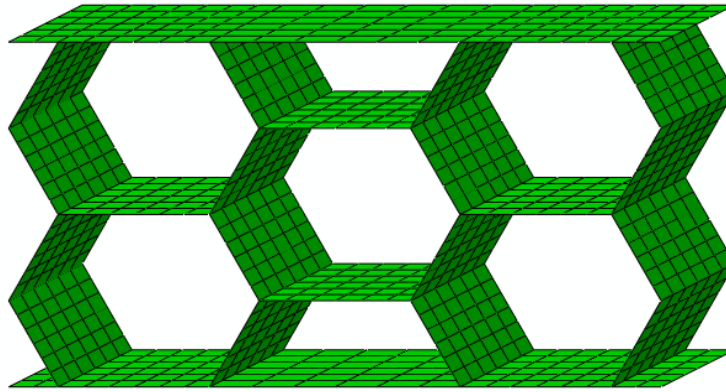
5.2 Alternative modeller

Referansemodellen ga et grunnlag for videre utforming av profiler, den satt en standard for mål og vekt på alternative tverrsnitt. Dette er ikke noe ideellt tverrsnitt å bruke som energiabsorbent, platene i tverrsnittet er for rette og vil overføre stor kraft før de kan flyte og ta opp energi. Målet med de kommende forslagene er å finne et profil som gir et flatere kraft-deformasjonsplott, hvor egenskapen til å absorbere energi er bedre. Antagelser tidligere gjort med formfeil og elementnett benyttes, og ingen flere studier på disse problemstillingene gjøres under testing av modellene.

En av utfordringene med de alternative modellene var å komme opp med profil som hadde samme vekt som referansemodellen. Flere forslag ble forkastet på dette grunnlaget. For å få vekten ned på nivå med referansemodellen, ble først og fremst flenstykkelsen redusert. Der flenstykkelsen var 6 mm for referansemodellen, ble den redusert til samme tykkelse som profilets steg. Dette gav en redusert vekt til profielt uten å ha noen stor innvirkning på dets evne til å oppta energi under deformasjon, noe som tillot mer kompliserte tverrsnitt.

5.3 Honeycomb modell

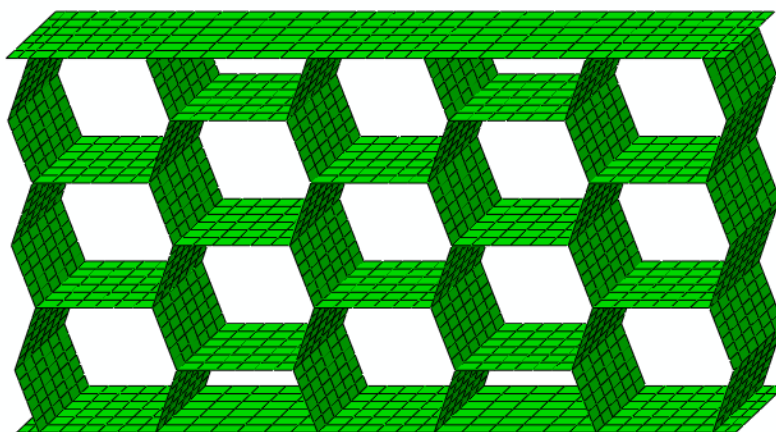
Det første profilet som ble prøvd ut hadde et såkalt "honeycomb" tverrsnitt. Honeycomb er et velkjent uttrykk som gjenspeiler cellenes heksagonale form som et bikubemønster. Dette var i tråd med tidligere tanker om hvordan et effektivt tverrsnitt ville se ut, med mange celler og ingen rette plater. Det ideelle ved bruk av et slikt tverrsnitt er om cellene kollpaser etter hverandre, slik at energien blir tatt opp kontinuerlig gjennom deformasjonen uten store hopp i kraft-deformasjons plottet. Første utkast av modellen ble lagd med 5 hele celler, og 2 halve celler (se figur 5-3). Tverrsnittet har en konstant tykkelse på 3 mm, og veier 11,5 kg/m. Komplette analysefil, "Honeycomb1.inp", finnes elektronisk i vedlagt CD.



Figur 5-3: Honeycomb tverrsnitt – med vist elementnett

5.4 Modifisert honeycomb modell

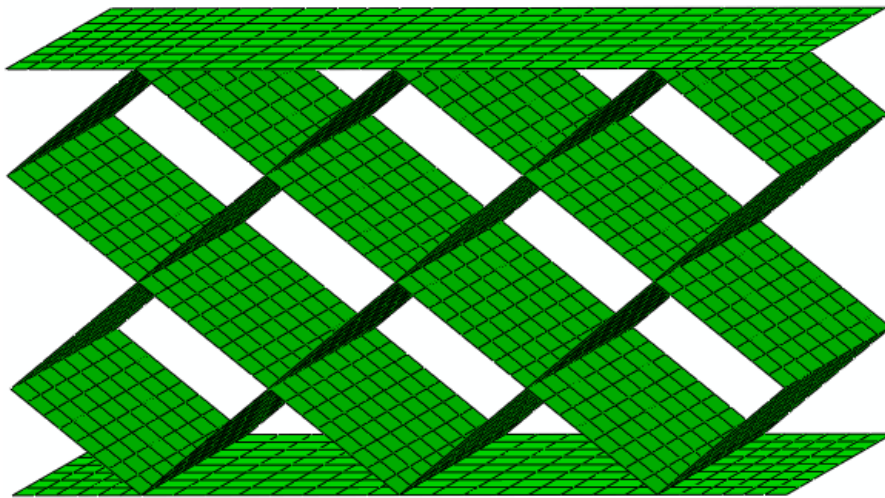
Dette honeycomb profilet ble modellert inn med flere, mindre celler. Cellenes dimensjoner ble bestemt slik at profilets totale dimensjon fortsatt var innenfor det referanseprofilet hadde. Tanken bak det nye tverrsnittet er at det skal ha den samme formen på kraft-deformasjons utdataen, men samtidig forlenge plataet hvor kraften ikke blir uønskelig stor. Dette vil forhåpentligvis oppnås ved at flere celler kontinuerlig initierer flytepunkt og tar opp energi gjennom hele deformasjonen. Tverrsnittet ble modellert inn med 13 hele celler, og 4 halve celler (se figur 5-4). Så mange celler i tverrsnittet fører til at egenvekten på profilet øker betraktelig i forhold til det første honeycomb profilet, noe som førte til at den gjennomgående tykkelsen til profilet ble redusert fra 3 mm, til 2 mm. Med denne tykkelsen veier profilet 11 kg/m, noe som gir et resultat som vil være sammenlignbart med de andre gjennomgåtte profilene. Komplette analysefil, "Honeycomb2.inp", finnes elektronisk i vedlagt CD.



Figur 5-4: Honeycomb tverrsnitt med 13 celler

5.5 Trekkspill modell

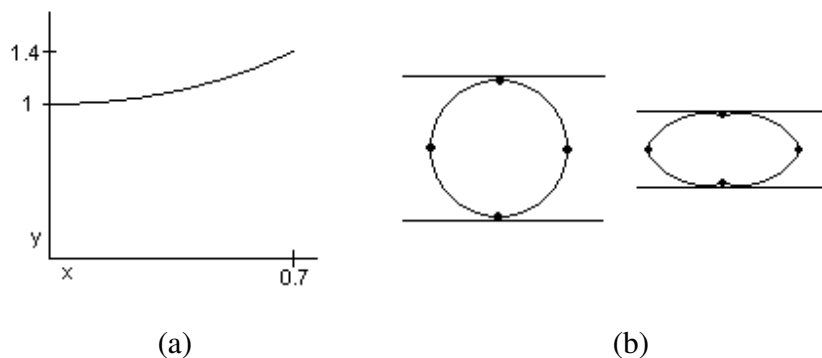
Neste profilet som ble modellert hadde tverrsnitt som et trekkspill, åtte hele celler og fire halve celler utgjorde profilet. Tverrsnittet har dimensjoner nokså likt referanseprofilets dimensjoner. Det er 240 cm bredt og 130 cm høyt, og veier omtrent 10.2 kg/m. Figur 5-5 viser profilets tverrsnitt. Analysen gjennomføres som vanlig, og kraft-deformasjon plott tegnes. Komplette analysefil, "Trekkspill.inp", finnes elektronisk i vedlagt CD.



Figur 5-5: Trekkspill tverrsnittet

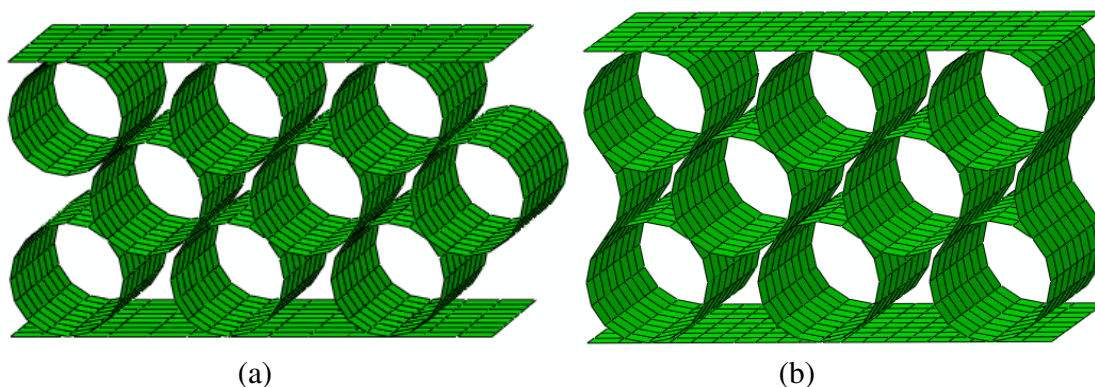
5.6 Sirkulær modell

Når et sirkelprofil trykkes sammen vil det ideelt sett oppstå 4 flyteledd som deler sirkelen inn i 4 like deler, figur 5-6b. Ifølge teori om sammentrykning av sirkulære tverrsnitt øker kraften jevnt etter at flyteledd er initiert til profilet er klempt sammen [9]. Figur 5-6a viser hvordan kraften øker ettersom tverrsnittet av en sirkel blir presset sammen. Ved 70% deformasjon, krever tverrsnittet 40% større kraft enn flytespenning for å deformeres videre [9]. I figur 5-6a representerer akse x andel av tverrsnittet som er presset sammen, mens y representerer forholdet mellom kraften som skal til for videre å klemme sammen profilet og kraften som skal til for å initiere flyteledd. Uten de store endringene i en slik sammenklemming vil sirkler ideelt sett passe veldig bra som energiabsorbenter.



Figur 5-6: Plott av sirkeldeformasjon og dens tilhørende kraft

Sirklene ble plassert i 45° vinkel i forhold til hverandre, slik at de har rom til å folde ut idet tverrsnittet trykkes sammen. Videre ble tverrsnittets steg modellert inn med mindre bredde enn referanseprofilen. På denne måten kunne flensene ha større bredde som vil gi sirkelene i steget rom til å folde ut under deformasjon. De ytterste sirkelene i tverrsnittet vil da kunne folde sammen uten å komme i kontakt med sirkler i nærliggende tverrsnitt når kassetten monteres sammen. Det sirkulære profilet ble først modellert inn med 9 hele sirkler per kassett. Alle platene i tverrsnittet ble modellert inn med 2 mm tykkelse. Det var tenkt at kassetten skulle plasseres tett i tett, og at det dermed ble et tverrsnitt med kontinuerlige lag sirkler, se figur 5-7a. Dette viste seg å gi problemer ved numeriske simuleringer, da sirkelene i den frie enden ikke tok opp noe energi, isteden ble de trykket vekk fra de resterende sirkelene, som nå tok opp all energi. Det ble da modellert inn et nytt profil istedet. Her ble det modellert inn 8 sirkler i tverrsnittet, hvor det mellom de ytterste sirkelene i de frie endene ble modellert inn en plate med form som en kvart sirkel. Disse er modellert inn for å fastholde sirkelene ved de frie endene fra å bøye seg ut uten å oppta energi. Det første sirkulære profilet, figur 5-7a, veide 11.6 kg/m, mens det endelige utkastet av profilet, figur 5-7b veide 10.9 kg/m. Komplette analysefil, "Sirkelprofil.inp", finnes elektronisk i vedlagt CD.

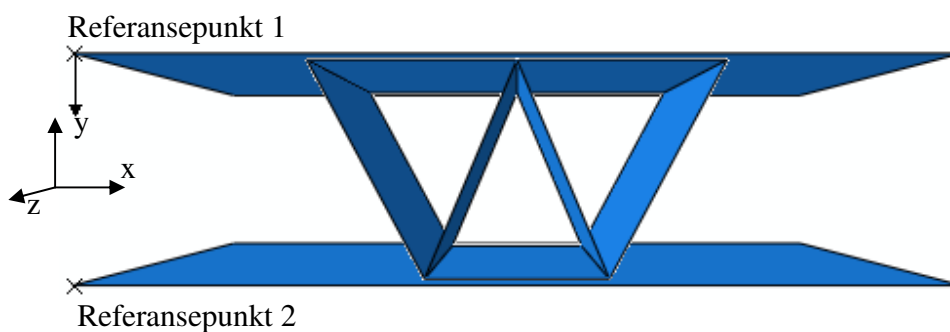


Figur 5-7: (a) Første utkast av det sirkulære profilet (b) Endelig sirkulære profil

6 Evaluering av modeller

6.1 Oppsett

Alle modellene ble analysert på lik linje, med oppsett hvor to stive flater klemte sammen tverrsnittet til $2/3$ av dens opprinnelige høyde. Lastpåføringen foregår over en tidsperiode på 1 sek. To referansepunkt ble definert i modellen, ett til hver av de stive platene. Figur 6-1 viser oppsettet med referanseprofilen som eksempel. Det første referansepunktet, satt til den øvre stive platen, ble brukt til å definere sammentrykningen av tverrsnittet, hvor en forskyvning av punktet i negativ y retning tilsvarende $2/3$ av høyden ble satt. Forskyvninger og rotasjoner i alle andre retninger ble fastholdt. Det neste referansepunktet, satt til den nedre stive platen, ble brukt til å lagre kraft mot tid i utdata filen. For å registrere reaksjonskreftene i systemet, ble et "history output" definert med punktet som referanse. Et "history output" er en kommando i Abaqus som brukes til å lagre utdata fra forhåndsdefinerte variabler. For å få tilstrekkelig nøyaktighet i utdataen, ble "history outputet" satt til å registrere verdier av reaksjonskrefter i 5000 intervaller over lasthistorien. Dataen ble så tatt ut, og kraft ble plottet opp mot tid (deformasjon). Alle figurer av tverrsnittet under karakteristiske deformasjoner er vist med Von Mises spenninger plottet inn.



Figur 6-1: Plott av modell.

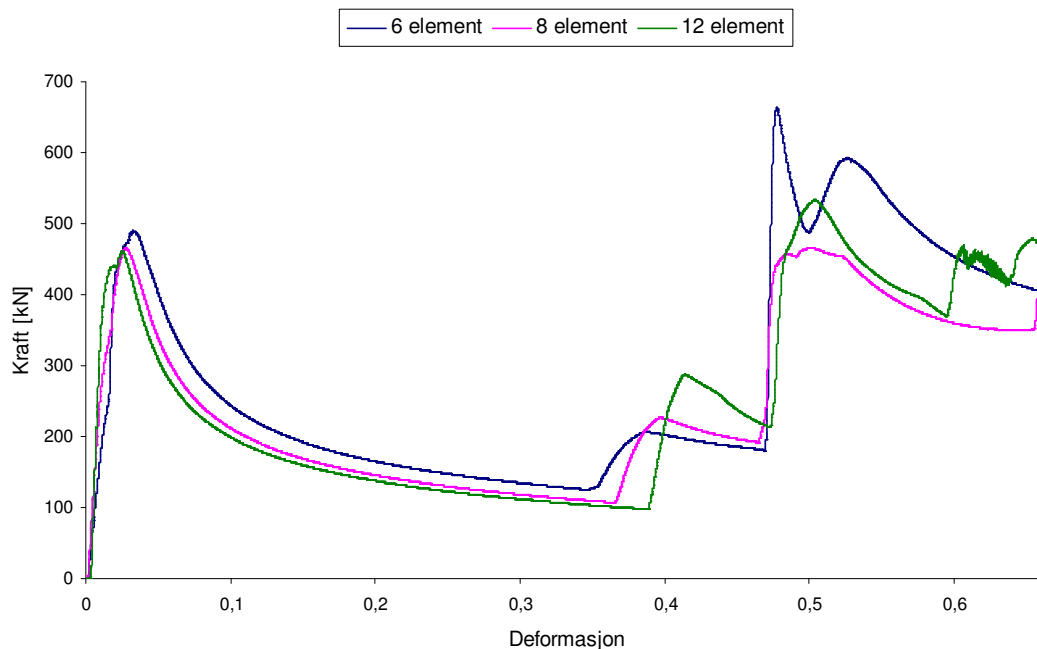
6.2 Referanse modell

Denne modellen ble først og fremst brukt som et sammenligningsgrunnlag for de resterende modellene, men det ble også gjort studie av elementnettbehov og bruk av initial formfeil i tverrsnitt. Se vedlagt CD for modellens inputfil, referansemodell.inp.

En dynamisk eksplisitt analyse ble gjort av modellen med oppsett som beskrevet i kapittel 6.1, og kraft ble plottet opp mot deformasjonen. Disse plottene ble sammenlignet for å studere effekten av forskjellige elementnett. Det var ventet på forhånd at økende elementdensitet ville gi noe mindre energioptak, noe plottet gjengir. Man ser fra fig. 6-2 at kraften konvergerer mot en verdi ved økende elementdensitet. Forskjellen i grafene er ikke så stor at det er nødvendig å bruke det tetteste elementnettet ved vurdering av

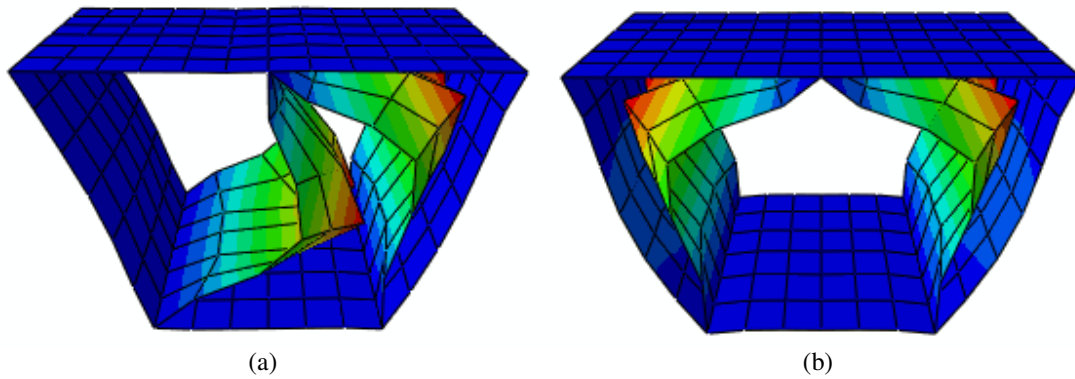
resultater fra de første utkastene av modellene. Man kan trygt benytte seg av det minste elementnettet (6 element per plateside) i starten av analysene.

Videre kan man se at analysen blir ustabil når sammentrykningen nærmer seg 50% av tverrsnittshøyden. I området etter dette blir kontaktene under sammentrykningen gjeldene, endringer i elementstørrelsen vil da gi store utslag i analysen. For denne rapporten vil ikke dette ha mye å si for beregningene. Dette da det bare er energiopptaket i området hvor tverrsnittet ikke er for stivt som er interessant å se på. Når kontaktene i tverrsnittet blir utslagsgivende vil det bli overført så stor kraft at det beskyttede dekket står i fare for å deformeres plastisk. Energien vil da bli tatt opp av det beskyttede dekket istedenfor av aluminiumskassetene.



Figur 6-2: Plott ved prøving av elementstørrelse

For neste analyse av dette profilet ble det implementert imperfeksjoner i modellen. Begge metoder for å implementere imperfeksjon på, knekningsanalyse og trykkbelastningsanalyse, ble utført. De to metodene som ble rangert som mest sannsynlig ble valgt for analysen med utknekkning implementert. Figur 6-3a viser knekningsmode 1, mens figur 6-3b viser knekningsmode 2.

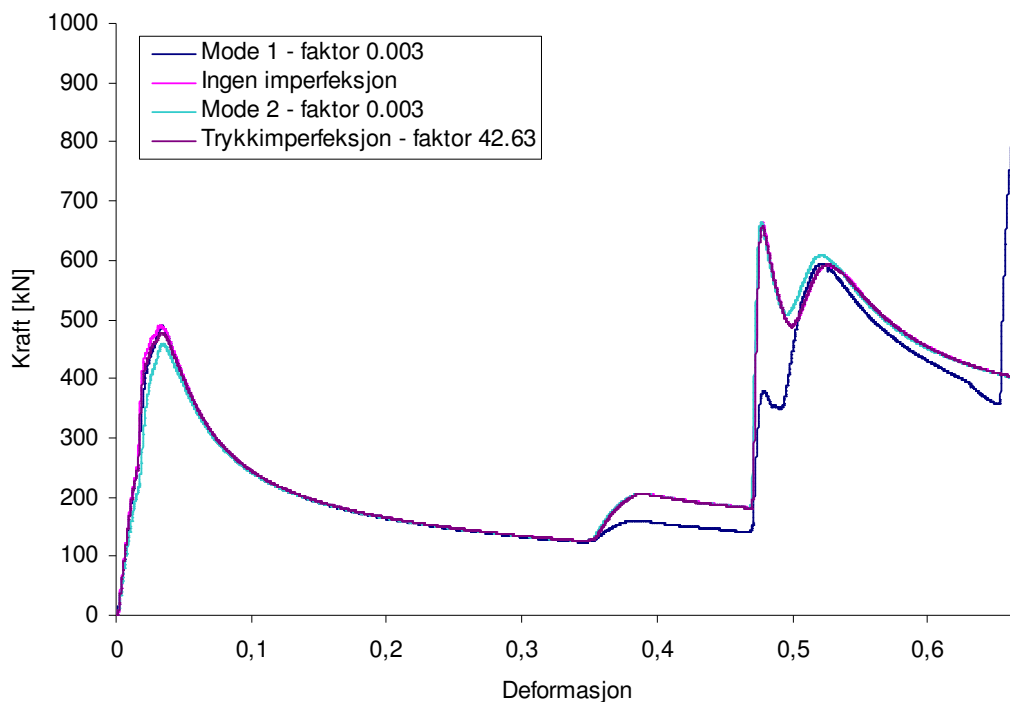


Figur 6-3: Knekkingsmoder valgt

Som vist i kap. 4.6 vil knekningsanalysen normalisere mulige utknekningsmoder. Ved implementering av knekningsmoden tilegnes denne en verdi som representerer utbøyningen. Ligning (4.3) gav i dette tilfellet en største utbøyning på 0,0003 m. Tilsvarende er gjort for tilfellet ved imperfeksjoner initiert av trykkbelastede flater. Her er enhetstrykket skalert opp med en faktor på 42,63 for å gi maksimal utbøyning på 0,0003 m.

Man ser fra figur 6-4 at introduseringen av imperfeksjoner ikke vil ha den store innvirkning på resultatet. Det har en liten betydning ved starten av deformasjon, mens grafene etter denne toppen går sammen og viser likt resultat. Det kan diskuteres hvorvidt det er konservativt å bruke formfeil i slike analyser. Da formfeil vil føre til mindre opptak av energi, som er hensikten med profilet, vil det være konservativt med innføring av formfeil. På den annen side er det en ulempe å ha høye topper i kraft-deformasjonsplottet, da spesielt ved initiering av knekning i tverrsnittet. Da det er nettopp her implementering av formfeil vil ha størst betydning, vil det være konservativt å utelate formfeil og dermed øke denne kraften. Høye topper i kraft-deformasjonsplottet er uønskelig da dette medfører at store krefter går igjennom til underliggende struktur som skal beskyttes.

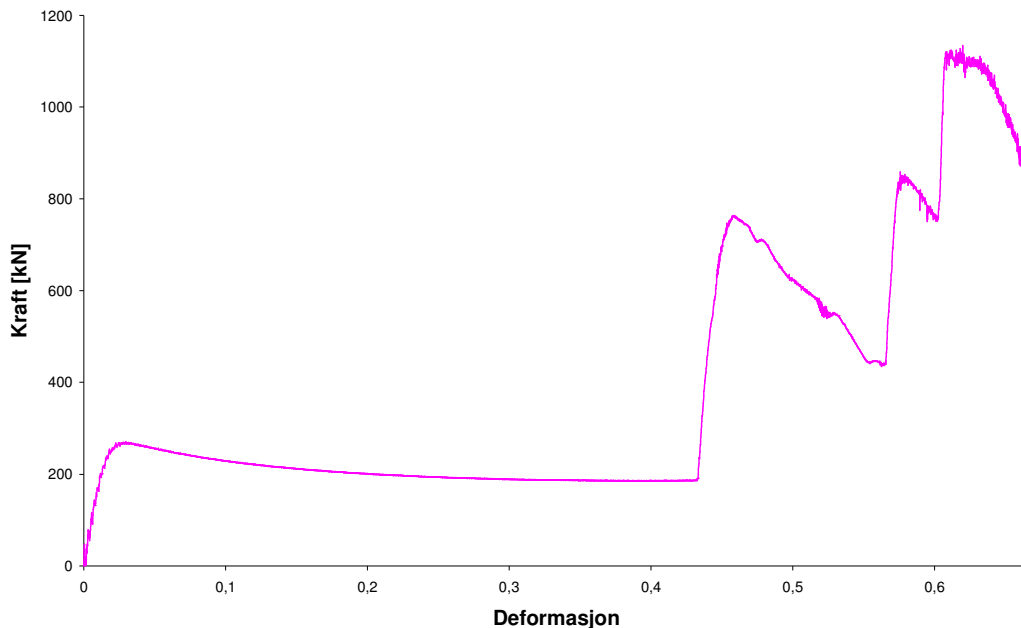
Tar man i betraktning hvor tidkrevende det er å implementere formfeil i tverrsnittet, om det er ved en knekningsanalyse eller ved å påføre trykk, er det ikke hensiktsmessig å implementere formfeil i modellene.



Figur 6-4: Plott ved prøving av imperfeksjoner.

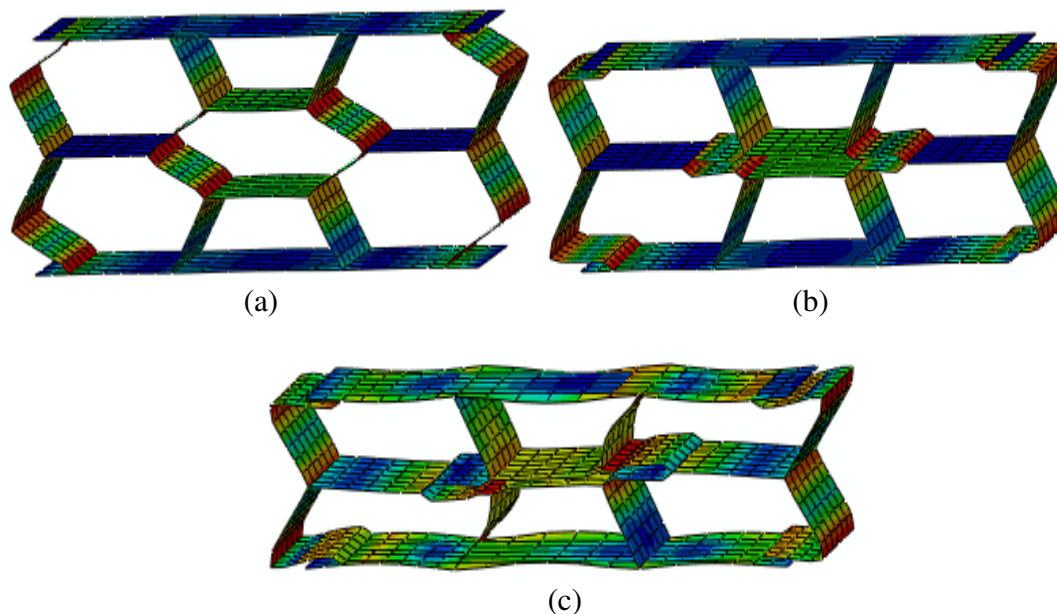
6.3 Honeycombmodell

Analysen ble kjørt og data ble tatt ut for å plote kraft mot deformasjon. Sett opp mot referansemodellen ga dette profilet er kraft-deformasjons plott bedre egnet som energiabsorbenter, som man ser fra figur 6-5. Her ser man at dette profilet unngår den store toppen som fører store krefter til det underliggende dekket. Videre kan man se at profilet bare klarer å holde den flate kurven inntil 45% av tverrsnittet er trykket sammen, etter dette er tverrsnittet trykket så godt sammen at det overfører altfor stor kraft. Dette er lite effektivt, et tverrsnitt som lar seg trykke sammen opp til eller over 60% av tverrsnittet er ønskelig.



Figur 6-5: Plott av kraft-deformasjon for første honeycomb modell.

For å forstå bedre hvorfor grafen viser slike hopp i plottet er det tatt bilde av modellen under karakteristiske deler av deformasjonen, se figur 6-6. Her er det vist bilder av deformasjonen. Figur 6-6a viser bilde av tverrsnittet ved 20% deformasjon, (punkt 0,2 av figur 6-5). Bildet viser hvordan profilet deformeres under den flate delen av kraft-deformasjon plottet, man kan se hvordan flyteleddene er initiert i knutepunktene. Videre tas deformasjonsenergien opp ved å kontinuerlig trykke sammen den midterste cellen, noe som krever forholdsvis lite energi. Denne deformasjonen opprettholdes gjennom ca 44% av sammenklemningen, noe som gjenspeiles ved det flate partiet av kurven i figur 6-5. Det neste punktet av interesse er ved punkt 0,44 av figur 6-5, se figur 6-6b. Her er profilet klemt sammen ca 44% av totale tverrsnittshøyde, etter dette punktet stiger kurven brått. Man ser av figur 6-6b hvordan den midterste cellen nå er klemt totalt sammen, dette gjør hele tverrsnittet mye stivere ettersom alle platene nå er låst for forskyvning horisontalt. Flyteledd må nå initieres slik at de rette platene i tverrsnittet kan bøyes ut som en halv sinuskurve. Dette krever mye energi, som gjenspeiles av figur 6-5. Man kan se hvordan kurven stiger brått når flyteleddene initieres. Figur 6-6c viser hvordan flyteledd initieres etter at midterste celle er kollapset. Etter dette punktet fortsetter tverrsnittet å klappe sammen. Kraft-deformasjon plottet opplever nå flere topper i grafen hvor nye flyteledd initieres. Videre deformasjon krever at platene knekker ut i halve sinuskurver, som er veldig energikrevende.

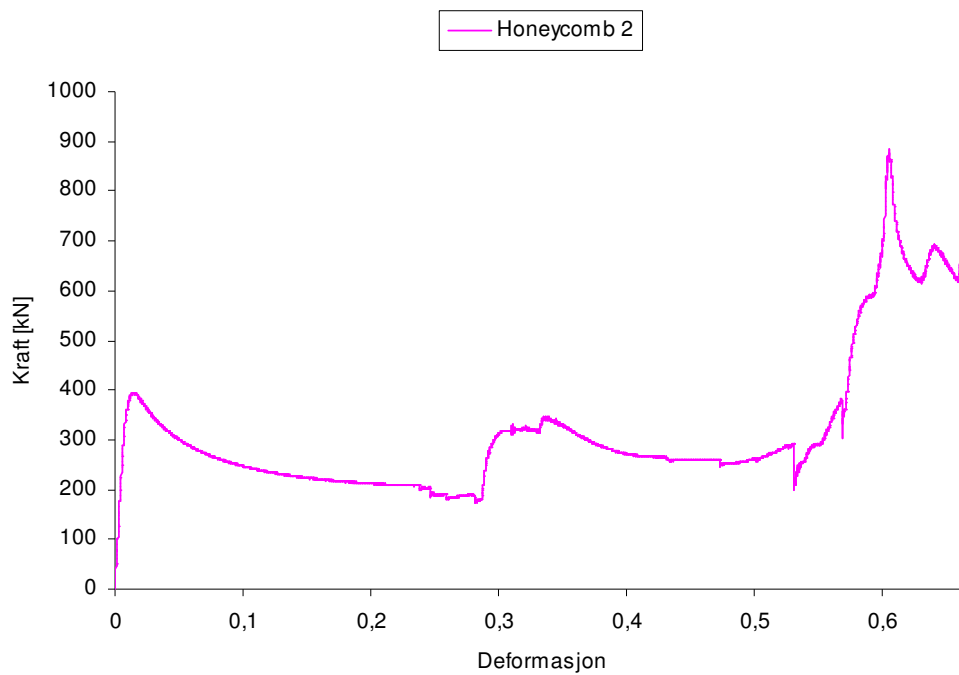


Figur 6-6: Bilder tatt under deformasjon av honeycomb profilet.

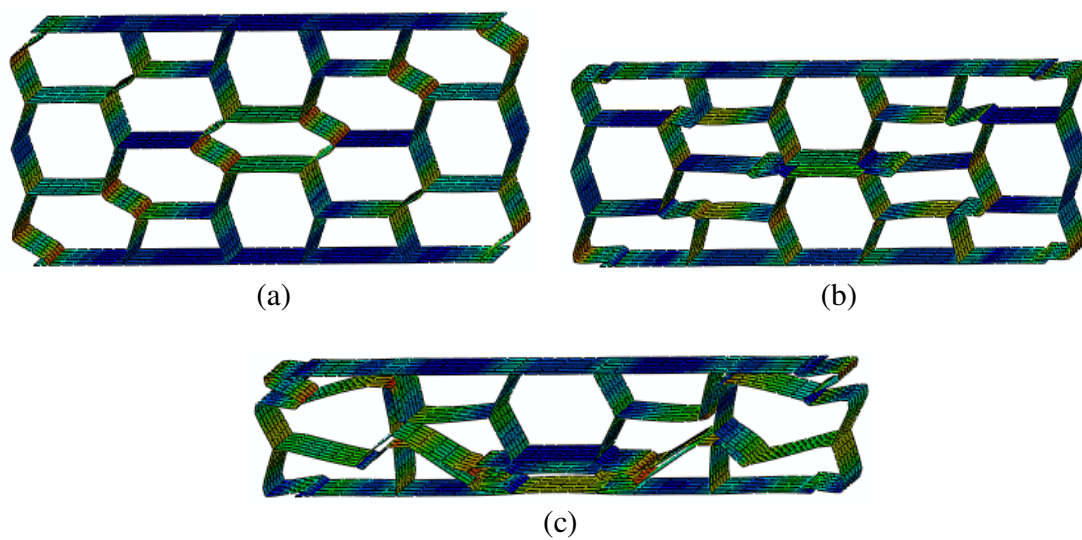
6.4 Modifisert honeycomb modell

Under deformasjon av dette profilet er det mange åpne celler som lar seg klappe sammen etter hverandre, dette gir det lengre plataet i last-deformasjon kurven (se figur 6-7). Men man ser en ny topp etter 30% sammentrykning, da denne toppen ikke overstiger kraften i starten av deformasjonen vil det ikke være noe problem. Videre kan man se fra plottet at tverrsnittet klarer å holde en nokså flat kurve frem til nærmere 60% av tverrsnittet er klemt sammen. Dette er ett av målene for å finne et kvalifisert tverrsnitt som energiabsorbent, men den høye toppen man ser i starten av deformasjonen er ikke helt ideell.

Også for dette profilet er det tatt ut bilder som viser karakteristiske punkt i kraft-deformasjon plottet, se figur 6-8 a-c. Det første bildet er tatt etter 15% deformasjon (figur 6-8a, punkt 0,13 i figur 6-7), hvor kraft-deformasjon plottet gir det ønskelige flate plataet. Man kan se hvordan den midterste cellen i profilet klapper sammen under deformasjon og tar opp energi. Samtidig ser man hvordan flyteledd er initiert i platene gjennom profilet. Ved 30% sammentrykning av profilet (punkt 0,3 i figur 6-7), er denne cellen klappet fullstendig sammen (figur 6-8b). Etter dette starter sammenklappingen av andre celler, hvor flyteledd allerede er initiert. Dette gir den nye toppen i kraft-deformasjon plottet (figur 6-7). Da det nå er flere celler i tverrsnittet som kan klappe sammen, klarer profilet å opprettholde dette nye plataet gjennom en ny deformasjon. Man ser fra kraft-deformasjon plottet av profilet (figur 6-7), at dette plataet opphører ved ca. 60% deformasjon. Figur 6-8c viser bilde av sammenklemmingen ved denne deformasjonen. Tendensen fra dette profilet er klart, flere åpne celler i tverrsnittet som kan klappes sammen på tur, gir flatere kraft-deformasjon plott.



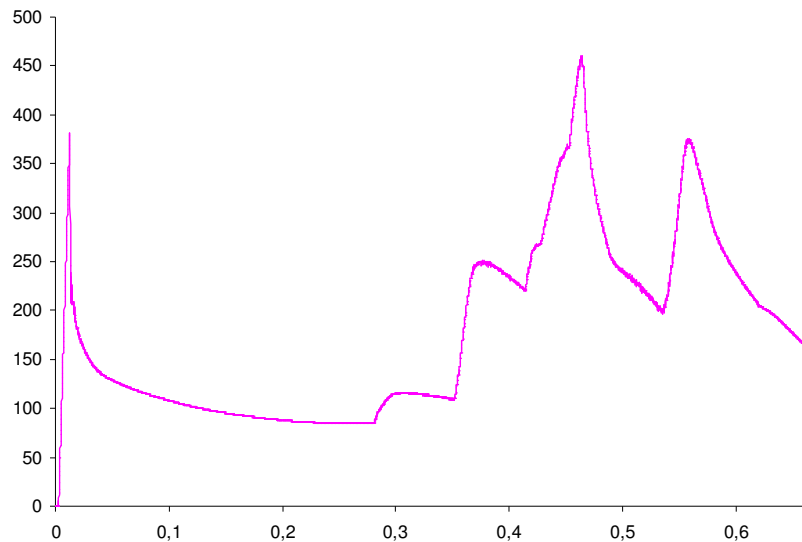
Figur 6-7: Plott av kraft-deformasjon for den modifiserte honeycomb modellen.



Figur 6-8: Bilder tatt under deformasjon av det modifiserte honeycomb profilet.

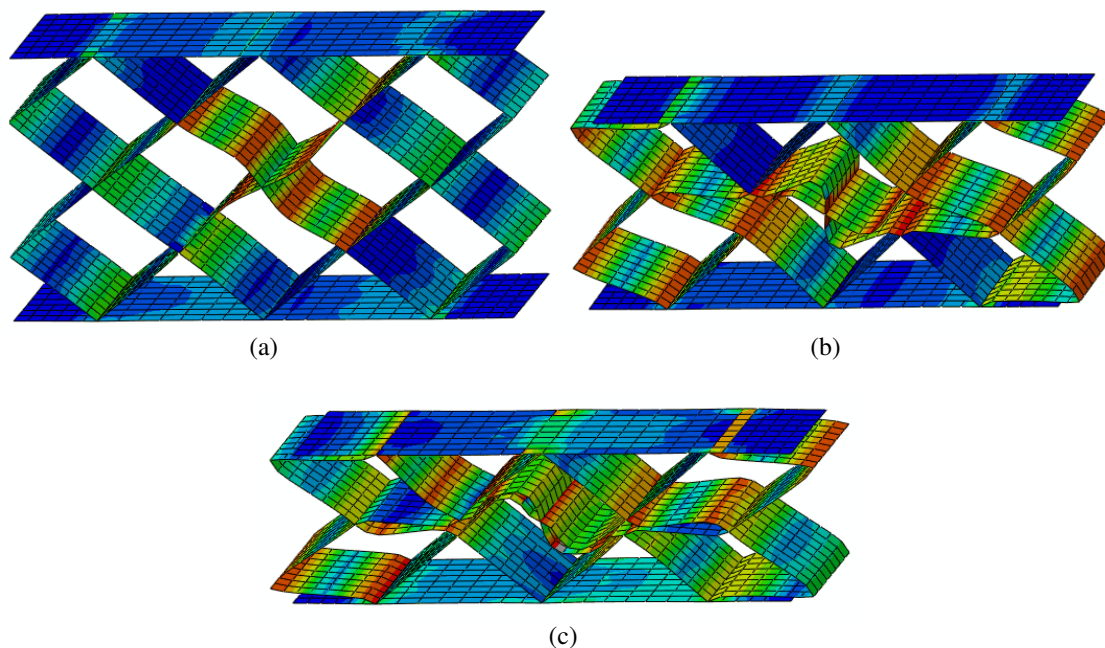
6.5 Trekkspill modell

Dette var profilet som hadde flest likhetstrekk med referanseprofilen. Tverrsnittet er sammensatt av rette plater som gir et kraft-deformasjonsplott med likhetstrekk til referanseprofilen. Kraft-deformasjonskurven er tatt ut og plottet opp, se figur 6-9. Her kommer det klart frem hvordan de mange rette platene i tverrsnittet krever en veldig høy kraft for å knekke ut. Dette profilet er det klart dårligste av de som til nå er testet. Profilet viser til veldig høy kraft i starten av deformasjonen for å initiere utkneking, samtidig som det ikke klarer å holde den flate kraft-deformasjonskurven noe lengre enn til 35% av deformasjonen.



Figur 6-9: Kraft-deformasjonsplott av trekkspillprofilen.

Det var på forhånd forespeilet at tverrsnittet ville klappe sammen noe lignende et trekkspill, hvor hver celle ville trykke sammen i tur og orden. Dette skjedde ikke, det viste seg at tverrsnittet var for stivt til at cellene kunne klappe sammen. I stedet ble det dannet flyteledd i platene som dannet det midterste krysset i profilen, se figur 6-10a. To flyteledd ble dannet i hver plate som sammen knekte ut platene i en andregradsform, noe som er veldig energikrevende og gjenspeiler den høye toppen i starten av deformasjonen. Denne deformasjonen fortsetter ikke lenge før nye flater kommer i kontakt. Ved ca 35% deformatjon stiger kurven voldsomt. Her kommer plater i tverrsnittet i kontakt med hverandre, og rette, udeformerte plater må knekke ut for at profilen skal kunne klemmes videre sammen. Se figur 6-10b. Dette krever mye energi, og grafen fortsetter å stige og lager nye topper etter hvert som deformasjonen fortsetter. Figur 6-10c viser deformasjonen ved 45% sammentrykt tverrsnitt.

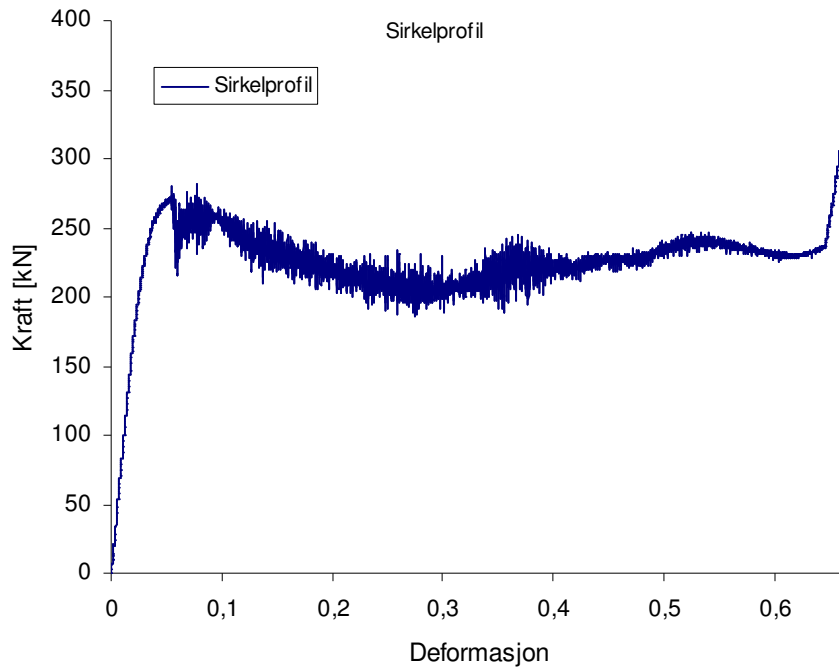


Figur 6-10: Bilder tatt under deformasjon av trekkspill profilet.

6.6 Sirkulær modell

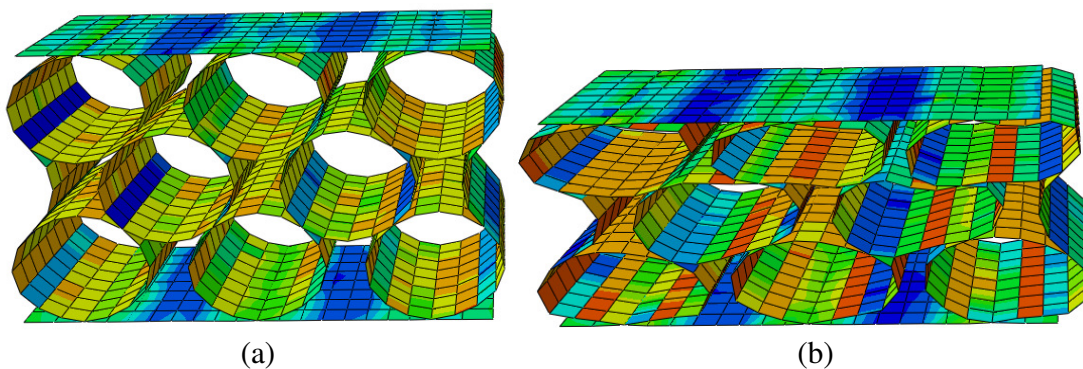
Til nå var det bare gjort analyser av profiler med rette plater i tverrsnittet. Det neste profilet, som også skulle bli det siste profilet evaluert i denne rapporten, er sammensatt av sirkler. Analysene ble gjort av modellen, og rådata tatt ut for å plote kraft mot deformasjon, som for øvrige modeller. Et problem viste seg å oppstå under analyse av denne modellen. Ved bruk av valgte element beskrevet tidligere i rapporten, oppstod det stor dynamikk i resultatet plottet i kraft-deformasjon grafen. Samtidig faller kraften brått etter 6% sammentrykning av tverrsnittet. Se figur 6-11. En mulig forklaring på problemet med dynamikken er akselerasjon nodene får idet noder i det sirkulære steget kommer i kontakt med flensene.

Det ble forsøkt flere modelleringsmetoder for å bedre dette resultatet. Først ble analysen gjort med "enhanced hourglass controll" implementert. Dette er en timeglass funksjon som er kraftigere og mer nøyaktig enn standard timeglass funksjon, den krever mer datakraft som gjør analysen mer tidkrevende. Deretter ble analysen kjørt med full integrasjon. Ingen av disse forsøkene ga noe særlig annerledes resultat, men tok vesentlig lengre tid å gjennomføre. En mulig løsning ville vært å modellere opp modellen med solid elementer. Men dette er en tidkrevende prosess som ikke vil inngå i denne rapporten, og resultatene gitt anses som tilfredsstillende.



Figur 6-11: Kraft-deformasjon plott av første analyse av sirkulærprofilen.

Også for denne modellene er det tatt bilder av tverrsnittet ved karakteristiske deformasjoner. Figur 6-12a viser tverrsnittet ved 6% deformasjon. Bildet viser deformasjonen like etter kraft-deformasjon plottet får en kraftig knekk. Figur 6-12b viser tverrsnittet ved 35% deformasjon, her ser man hvordan sirklene klapper sammen som ventet under deformasjon. Det er denne karakteristiske sammenfoldingen av sirklene som gir det flate kraft-deformasjon plottet gitt i figur 6-11.

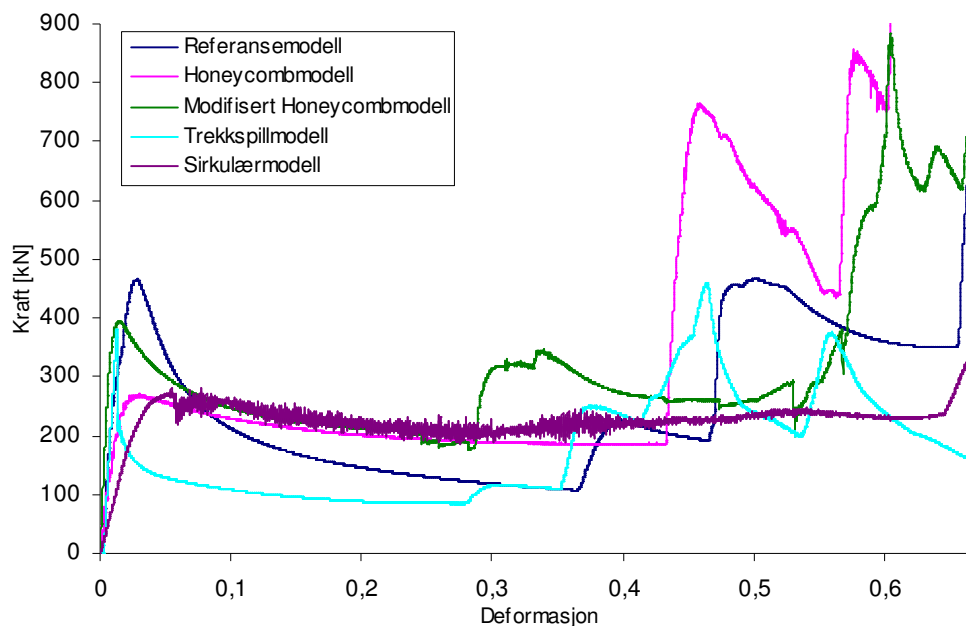


Figur 6-12: Bilder tatt under deformasjon av sirkelprofilen.

6.7 Sammenligning av resultat

Som diskutert tidligere er det to hovedkriterier som bestemmer hvorvidt profilet vil egne seg som energiabsorbent eller ikke. Det må kunne initiere flyteledd uten å kreve for stor kraft, og det må kunne holde en flat kraft-deformasjons kurve gjennom lastforløpet. I figur 6-13 er det plottet inn kraften gjennom deformasjonsforløpet til hver av de testede profilene. Det kommer klart frem hvordan alle de foreslåtte modellene, med unntak av trekkspillprofilet, utgjør et bedre profil til bruk som energiabsorbent. Ingen av disse modellene krever høyere kraft til å initiere knekning enn for tilfellet med referansemodellen, samtidig som de holder en flatere kraft-deformasjons lenger gjennom lastforløpet. Videre kommer det frem av figuren at sirkulærprofilet helt klart er mest egnet som energiabsorbent av de testede profilene. Dette profilet holder kraft-deformasjons kurven flat gjennom nesten hele sammenklemmingen. Samtidig krever ikke profilet noe høy kraft for å initiere flyteledd.

Det sirkulære profilet vil bli benyttet i de numeriske simuleringer av et dekke utsatt for fallende last.

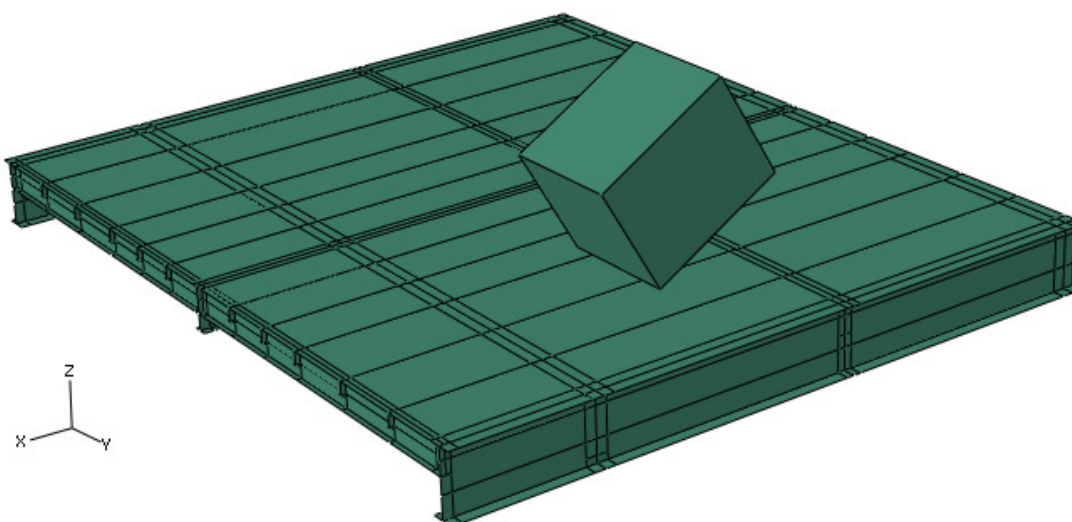


Figur 6-13: Sammenligning av de testede profilene.

7 Numeriske Simuleringer

7.1 Oppsett

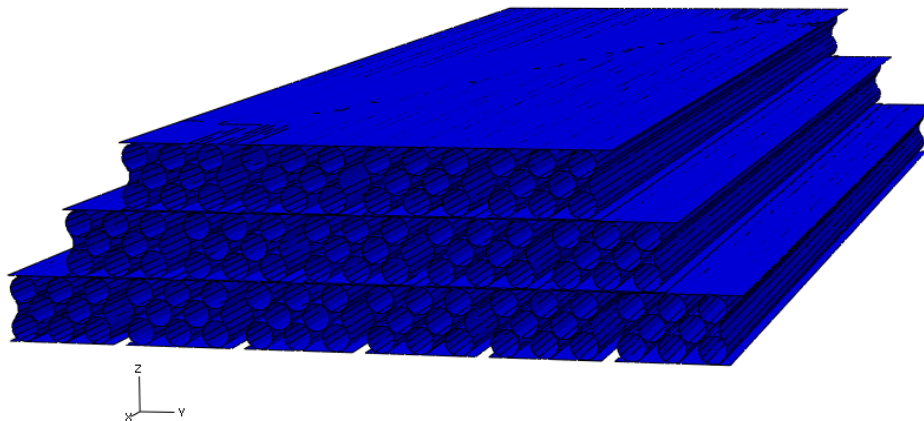
Når tverrsnittene var evaluert alene, og det var konkludert med det mest effektive tverrsnittet, måtte tverrsnittet analyseres i oppsett for tenkt situasjon. En modell som tidligere er modellert i Abaqus er hentet frem og brukt videre i denne rapporten [13]. Denne består av to deler, ett dekke og en konteiner. Modellen representerer et typisk offshoredekke. Dekket består av tre langsgående hoveddragere, langs x-retning, med flere mindre langsgående stivere. På tverrs, langs y-retning, er dekket opplagret med fire bjelker. Se figur 7.1.



Figur 7-1: Bilde av dekket brukt i modellen.

I figur 7-1 er konteineren brukt i analysen også vist. Koneaineren har geometrien $2.44 \times 2.44 \times 3.05 \text{ m}^3$, og en uniform vekt på 7 tonn. Vekten er implementert ved å skalere egenvekten til materialet som er tildelt konteineren. Konteineren er modellert inn som et stivt legeme med solid element. Dekket, plater og bjelker er modellert inn med tilhørende materialdata og bruddmodell gitt i tabell 7-1. Hoveddragerne i dekket er modellert inn med S420 materiale, mens de mindre bjelkene og stiverne er modellert inn med S355 materiale. Dekket er modellert med S420 materiale.

For hvert tilfelle som er undersøkt, er det plassert i alt 15 kassetter i mønster vist i figur 7-2. Hver kassett er 3 m lang, for elementnett av kassettenes refereres det til kapittel 4.2. De sirkulære profilene diskutert i kapittel 6.6 er benyttet som energiabsorbenter.



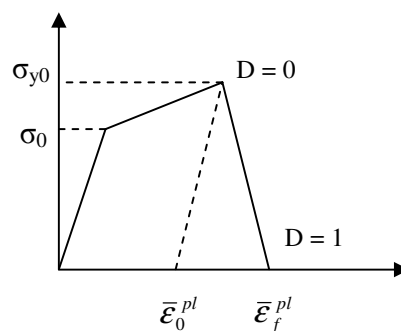
Figur 7-2: Kassettenes oppsett.

Tabell 7-1: Materialdata for stålmodellen brukt til de numeriske simuleringer

Materiale	σ_y [MPa]	σ_u [MPa]	ϵ_p
S355	355	622	0.196
S420	420	595	0.171

Stålets materiale for bruk til dekket er definert som isotropt materiale med von Mises flytekriteriet og assosiert flytelov. I tillegg til den bi-lineære materialmodellen for stålet brukt i modellen, er det definert et skadeinitieringskriteriet. Videre er det definert en lineær skadeutviklingsmodell som degraderer elementet. Se figur 7-3. Skadeinitieringskriteriet og skadeutviklingsloven tar høyde for initiering, utvikling og sammenslåing av porer i materialet [4]. Ved å sette en øvre grense for skadevariabelen, D_{max} , kan man definere når et element er fullt degradert og fjernes fra modellen. Skadeparameteren antar at skaden i materialet er karakterisert av progressiv degradering av materialstivhet, som leder til endelig svikt i materialet [4]. I figur 7-4 er dette vist grafisk. Ved avlasting etter at skade er initiert og før endelig brudd er inntruffet, går de elastiske tøyningen tilbake med en modifisert E-modul

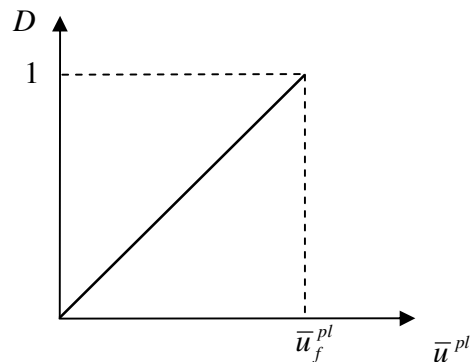
$$E = E_0 \cdot (1 - D) \quad (7.2)$$



Figur 7-3: Bi-lineær materialdata inkludert lineær skadeutvikling.

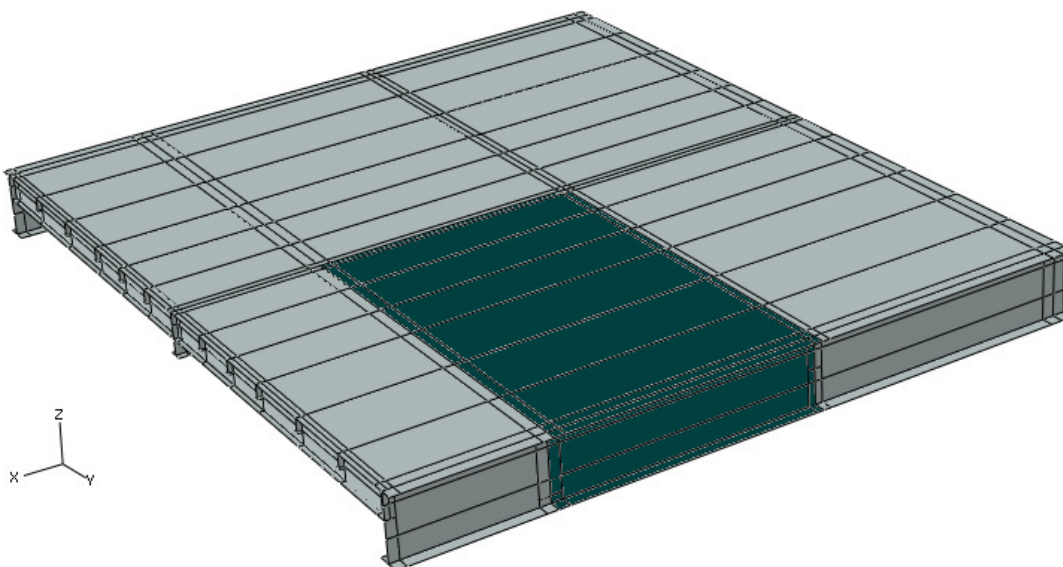
I figur 7-3 er σ_0 flytespenning, σ_{y0} og $\bar{\epsilon}_0^{pl}$ er spenning og plastisk tøyning ved initiering av skade, og $\bar{\epsilon}_f^{pl}$ er plastisk tøyning ved brudd. Da den ekvivalente plastiske tøyningen ved brudd, $\bar{\epsilon}_f^{pl}$, er avhengig av den karakteristiske lengden av elementet, L , kan den ikke benyttes som materialparameter til å bestemme skadeutviklingsloven |4|. I stedet benyttes \bar{u}^{pl} , som er ekvivalent plastisk forskyvning og definert som

$$\bar{u}^{pl} = L \cdot \bar{\epsilon}^{pl} \quad (7.1)$$



Figur 7-4: Lineær skadeutvikling.

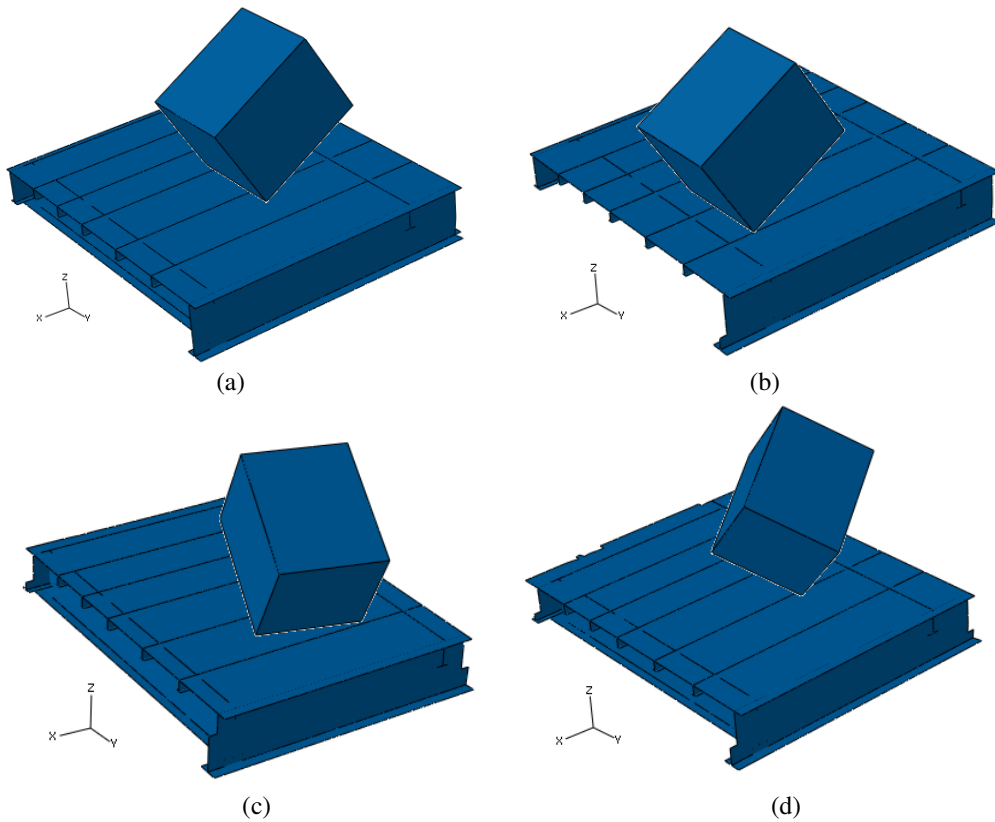
Til dekket er det brukt skallelement som tidligere beskrevet i kapittel 4.2. Samtidig er det brukt en varierende størrelse på elementene. For områder rundt nedslagssonene er det benyttet et finere elementnett enn for resten av dekket. Dette er gjort for å bedre resultatet av analysene, samtidig som analysetiden ikke blir for stor da resten av dekket kan ha en relativt stor elementstørrelse. Figur 7-5 viser hvordan dekket er delt i to soner for å kunne fordele elementnettet inn i fine og grove element. Området i mørk grønn farge er nedslagsone med fint elementnett. Det fine elementnettet har elementstørrelse 60 x 60 mm, mens det grove elementnettet har elementstørrelse 190 x 225 mm. I overgangen mellom det fine og det grove elementnettet er det definert en sone med fri elementkontroll. Dette betyr at programmet selv styrer elementstørrelse og form. På denne måten opprettes elementstørrelse automatisk for å kunne koble det fine mot det grove elementnettet. Et problem kan oppstå ved bruk av denne funksjonen. Ved overgang mellom to områder med forskjellig elementstørrelse, hvor det i overgangssonene er brukt fri elementkontroll, kan element bli fordreid. Det er da viktig å kontrollere at element i denne sonen ikke har dårlig geometri. Det refereres til figur 7-7 for figur av elementnettet til dekket.



Figur 7-5: bilde av dekket hvor sone med finere elementnett er vist.

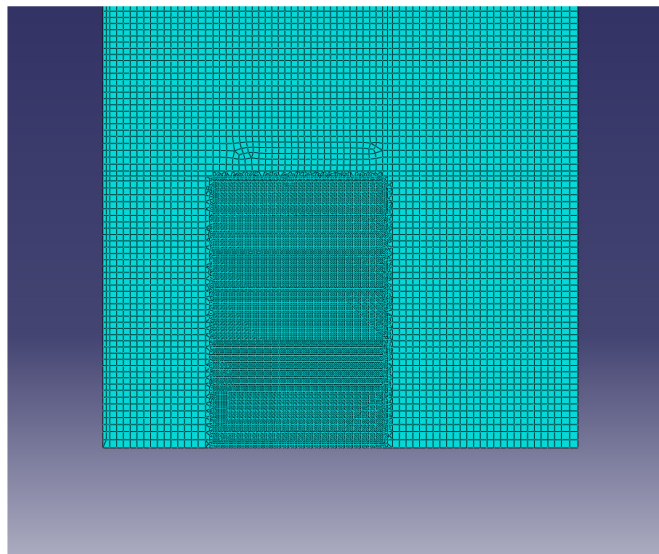
Det er gjort en eksplisitt dynamisk analyse av hvert tilfelle beskrevet i kapittel 7.2. Totaltid i analysen er satt til 0.1 sek. Det er antatt at konteinerens hastighet er bremsset opp innen denne tiden. For å spare beregningstid i en ellers krevende analyse er totaltiden derfor satt til 0.1 sek.

Konteineren, som vist i figur 7-1, er gitt en initiell hastighet på 12.5 m/s i z-retningen, noe som representerer et fritt fall på 8 m. Det er modellert inn fire forskjellige tilfeller hvor konteineren treffer dekket med forskjellig vinkel på forskjellig sted. Dette er for å kontrollere effekten av kassetten når dekket utsettes for forskjellige lasttyper. Alle tilfellene er vist i figur 7-6, her er det bare tatt med område av interesse for dekket. Tilfelle 1, figur 7-6a, representerer et støt midt mellom to hovedbjelker. Konteineren er gitt en rotasjon på 30° om y-aksen. Støtet er ventet å gi plastiske tøyninger midt på stiverne som ligger under konteineren. I tilfelle 2, figur 7-6b, har konteineren lik rotasjon som for tilfelle 1, men her er konteineren plassert nært hoveddrageren. Her er den bærende konstruksjonen betraktelig stivere, og det er ventet at bjelker like under støtet får store plastiske tøyninger, da mye av støtet må tas opp her. For tilfelle 3, vist i figur 7-6c, treffer konteineren midt mellom stiverne. Her er konteineren plassert slik at kortsiden treffer langs med bjelker i dekket. Konteineren er gitt en rotasjon på 30° om x-aksen, og 15° om z-aksen. Det siste tilfellet, tilfelle 4 vist i figur 7-6d, er det verste tilfellet en slik konteiner kan treffe et dekke. Konteineren er gitt en rotasjon på 30° om x- og y-akse, og 45° om z-aksen. Dette gir et konsentrert støt midt mellom hoveddragerne og mellom to underliggende bjelker. Det er ventet at konteineren vil bryte gjennom ståldekket.



Figur 7-6: Viser hvordan oppsettet til analysene er.

Modellene hadde omtrent de samme spesifikasjonene, hver modell hadde 160.000 element, og totalt 900.000 frihetsgrader. Figur 7-7 viser elementnett av dekket. Her er det vist hvordan nedslagsonen er gitt et finere elementnett enn for øvrige deler av dekket.



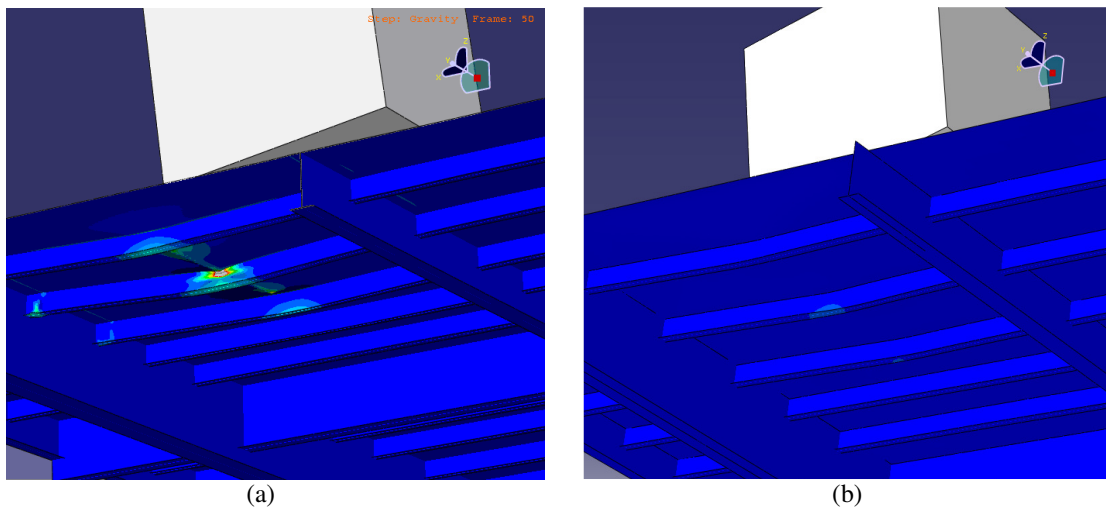
Figur 7-7: Elementnett av dekket.

Analysene ble kjørt på en standard DAK-PC med 3.25 GB minne og Intel Xeon 5120 CPU med to kjerner på 1.86 GHz per kjerne. Analysetidene for de fire modellene tok

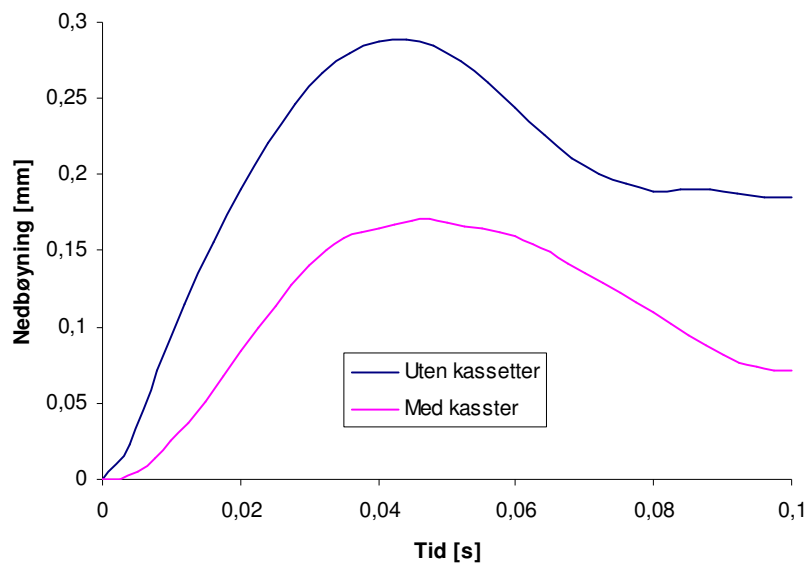
omtrent like lang tid, alle brukte i området 24 timer å gjennomføre. Den eksplisitte løseren hadde da stabile inkrement fra $1.8 \cdot 10^{-6}$ s til $1.0 \cdot 10^{-6}$ s.

7.2 Tester

Figur 7-8 viser sammenligning av dekket med og uten de energiabsorberende kassetene som beskyttelse. Konturen i bildet representerer plastisk deformasjon, og har samme skala i begge plottene. Figur 7-8a viser resultat av støtet uten bruk av kassetene, her ser man klart hvordan det oppstår store plastiske tøyninger i bjelkene og i dekket liker under støtet. Lokal knekning oppstår, men den globale stabiliteten er opprettholdt. Figur 7-8b viser resultat fra tilfellet med kassetene. Her ser man langt mindre plastisk deformasjon i bjelkene, og ingen tegn til plastisk deformasjon i dekket. Videre er største nedbøyning i modellen kartlagt, dette oppstår i bjelken like under nedslaget. Nedbøyningen ble sjekket for både tilfellene med og uten beskyttende kassetter. Figur 7-9 viser hvordan nedbøyning i z-retning er logget og plottet. Største nedbøyning oppnås etter 0,04 s. Her ser man hvordan maksimal nedbøyning for modellen uten kassetene er 0.29. Maksimal nedbøyning for modellen med de beskyttende kassetene er 0.16.

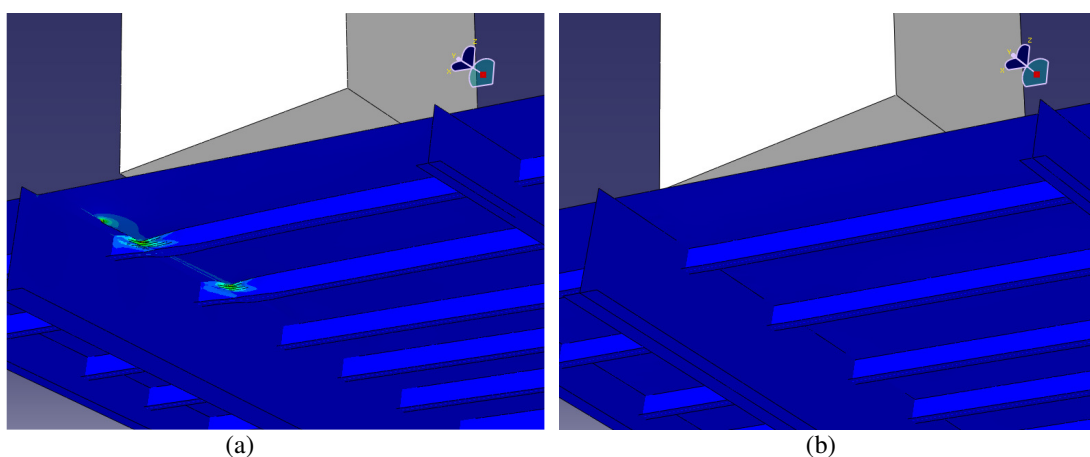


Figur 7-8: Sammenligning av plastiske tøyninger fra oppsett 1.



Figur 7-9: Plott av nedbøyning av bjelke for tilfelle 1 direkte under nedslagszone.

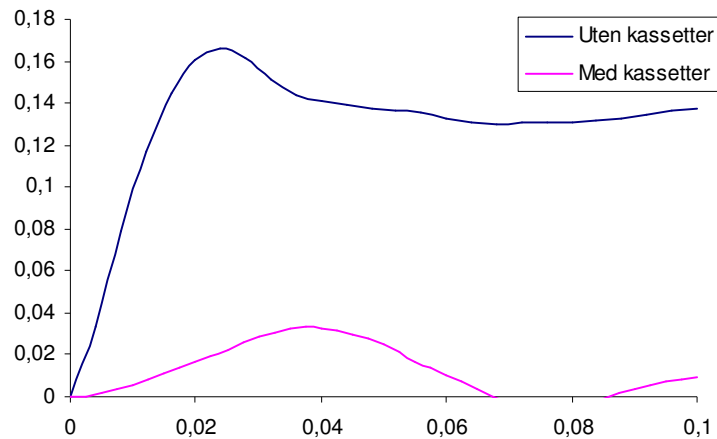
For tilfelle to, vist i figur 7-6b, er forskjellen i plastisk deformasjon med og uten beskyttelse vist i figur 7-10. Konturskalaen brukt er likt i begge figurene. Bjelkene under konteineren i figur 7-10a er utsatt for stor plastisk deformasjon. Her oppstår det lokal knekning i bjelkene, men den globale stabiliteten er opprettholdt. Man ser stor forskjell i plastisk tøyning for konstruksjonen med de beskyttende kassettenes, figur 7-10b. Her er det ingen lokal knekking eller noen form for plastiske tøyninger i dekket eller bjelker.



Figur 7-10: Sammenligning av plastiske tøyninger fra oppsett 2.

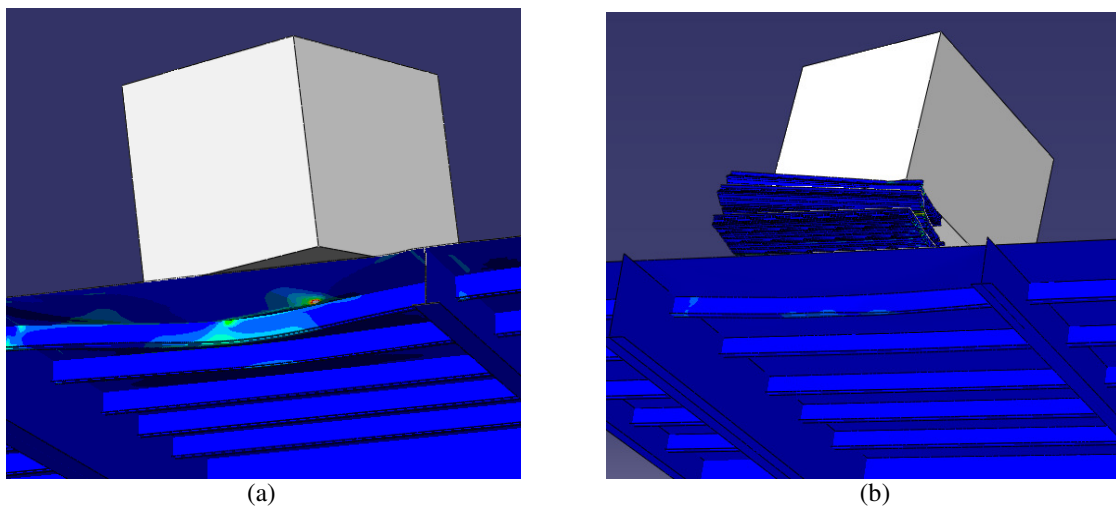
Også her er det logget og plottet største forskyvning av node i bjelke under nedslagszone, se figur 7-11. Her ser man at største nedbøyning for tilfelle uten kassetter er 0.17, mens største nedbøyning for tilfelle med kassetter er 0.03. Man ser tydelig hvordan de

energiabsorberende kassetten tar opp det meste av støtet fra kontaineren, mens dekket og bjelkene forblir nesten uskadet.



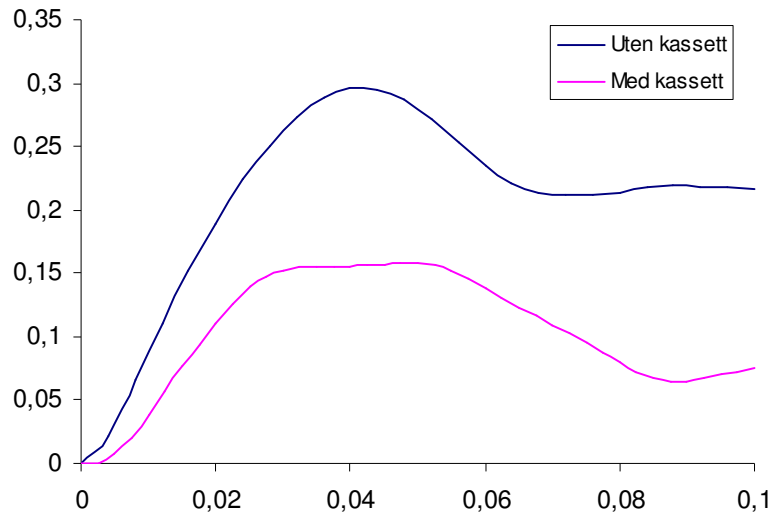
Figur 7-11: Plott av nedbøyning av bjelke for tilfelle 2 direkte under treffpunkt.

Figur 7-12 viser resultatet av støtet for tilfelle 3, vist i figur 7-6c. Man ser fra figur 7-12a de plastiske tøyningene i bjelker og dekke. Noe lokal knekking oppstår, men den globale stabiliteten er opprettholdt. Figur 7-12b viser plastiske tøyninger i bjelker og dekket for tilfellet med de energiabsorberende kassetten. Samme konturskala er benyttet. Bjelken direkte under nedslagssonen viser til noe plastisk tøyning, både på midtspennet og inne ved opplager. Men situasjonen er betraktelig forbedret i forhold til tilfellet uten kassetten.



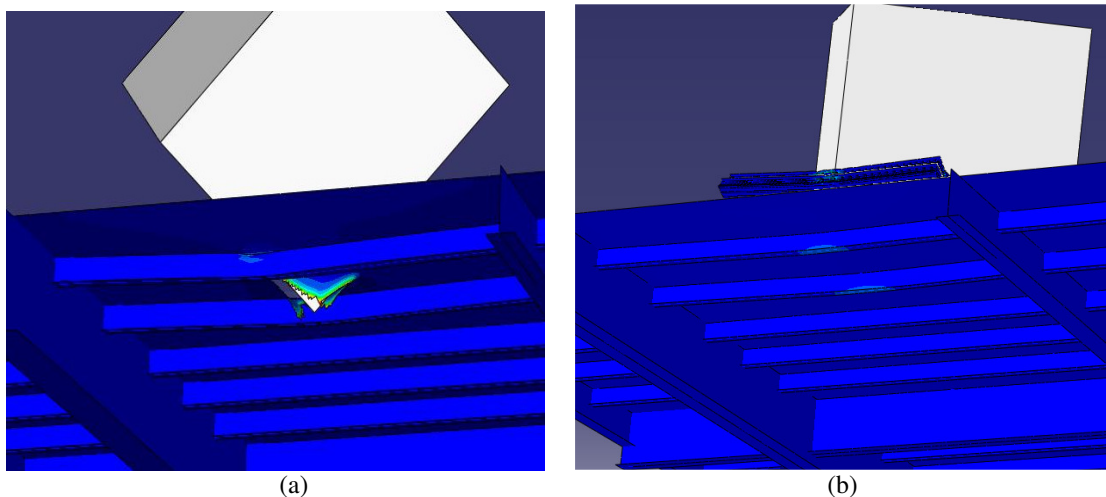
Figur 7-12: Sammenligning av plastiske tøyninger fra oppsett 3.

Maksimal nedbøyning til modellene er logget og plottet, se figur 7-13. Den maksimale nedbøyning av bjelken for tilfellet uten kassetten, er 0.3. Mens den maksimale nedbøyning av bjelken for tilfellet med kassetten er 0.15.



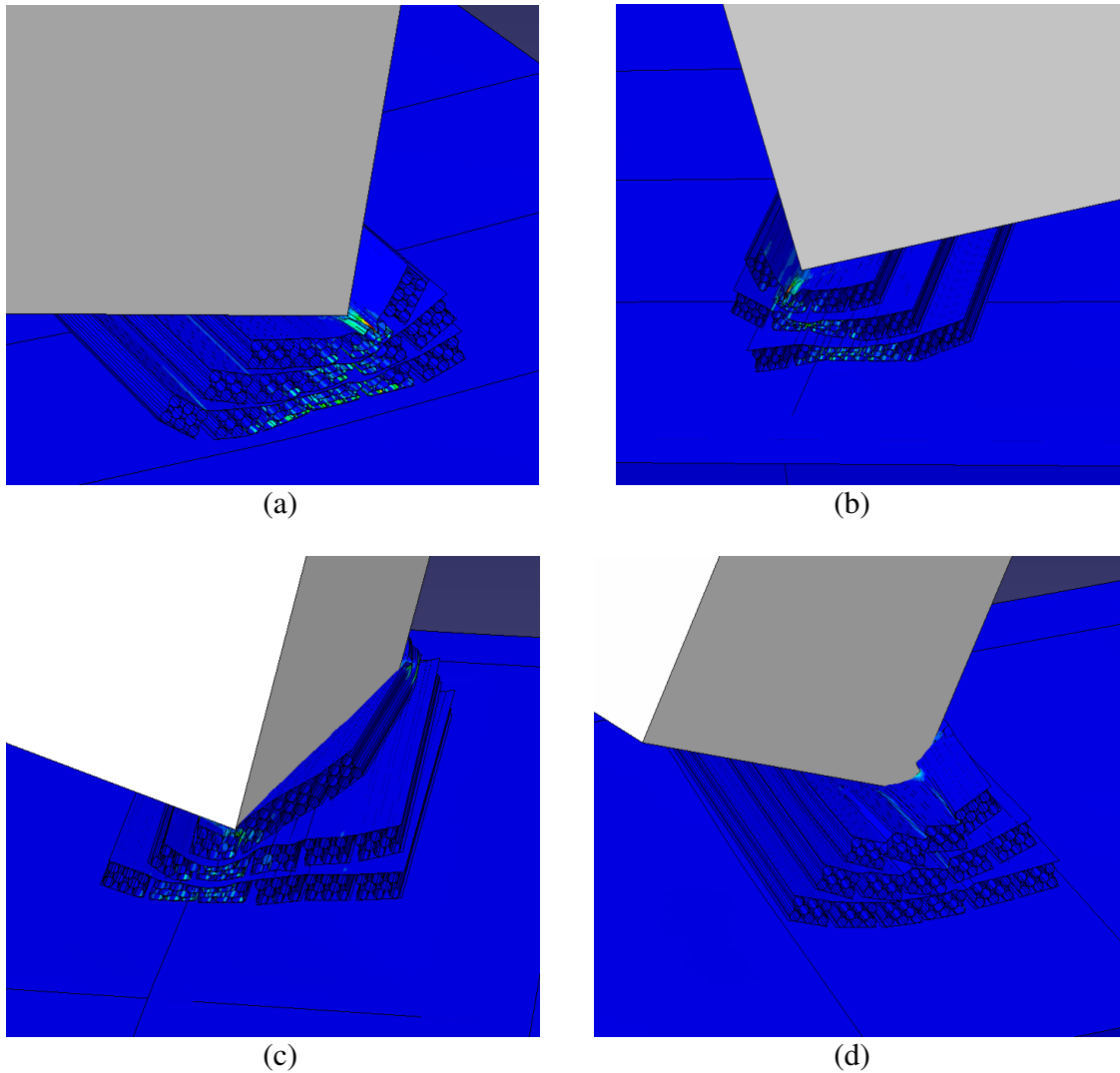
Figur 7-13: Plott av nedbøyning av bjelke for tilfelle 3 direkte under treffpunkt.

Tilfelle 4 var det mest kritiske tilfelle for denne modellen. Konteineren treffer med hjørnet på dekket mellom to bjelker. Figur 7-14a viser hvordan konteineren penetrerer dekket og forårsaker stor materiell skade på dekket. Plastiske tøyninger og noe lokal knekking forekommer også hvor konteineren treffer bjelken som bærer dekket. Man kan tydelig se effekten ved bruk av de energiabsorberende kassetten i dette tilfellet, ref figur 7-14b. Her penetrerer ikke konteineren dekket, noe plastiske tøyninger ser man i bjelkene direkte under nedslagssonene. Situasjonen er her betydelig bedre.



Figur 7-14: Sammenligning av plastiske tøyninger fra oppsett 4.

I figur 7-15 (a-d) er det vist hvordan de energiabsorberende kassetene trykkes sammen under støtet. Alle bildene er tatt etter 0.1 sek av lastforløpet. Konturskalaen viser fortsatt plastiske tøyninger. Figur 7-15a viser nedslaget for tilfelle 1, figur 7-15b viser nedslaget ved tilfelle 2, figur 7-15c viser nedslaget ved tilfelle 3 og figur 7-15d viser nedslaget ved tilfelle 4.



Figur 7-15: Viser bildet fra analysene hvor containeren treffer kassetene.

8 Konklusjon og forslag til videre arbeid

8.1 Konklusjon

Hovedmålet til denne oppgaven er å dokumentere et tverrsnitt som egner seg til bruk som energiabsorberende kassett. Materialet i denne oppgaven er valgt på bakgrunn av dets gode evne til å la seg ekstrudere og evnen til å ta opp energi ved plastisk deformasjon. Flere tester med varierende temperatur og tøyningshastighet er hentet fra rapporter utført ved NTNU Trondheim. Disse er benyttet i denne rapporten til å kalibrere en materialmodell som egner seg til de numeriske simuleringene.

Første del av rapporten tar for seg kalibreringen av materialmodellen brukt i analysene. Johnson-Cook konstitutive ligning er benyttet da den er relativt enkel å kalibrere og benytter få parametere. Det viste seg under kalibreringen av materialmodellen at det temperaturavhengige leddet ga noe avvikende resultat sammenlignet med tester brukt til kalibreringen. Resultatene vist i rapporten tilsier ellers at den kalibrerte Johnson-Cook modellen samsvarer godt med utførte tester. Det ble derfor konkludert med at resultatet er tilfredsstillende for denne oppgaven.

I neste del av rapporten er det beskrevet hvilken modeller som er vurdert i denne rapporten. To hovedpunkt dikterte valg av tverrsnitt. I tenkt situasjon som energiabsorbent, må et tverrsnitt la seg deformere kontinuerlig gjennom hele lastforløpet. Samtidig kan ikke kraften for å initiere sammentrykning av tverrsnittet være for stor, da dette vil medføre en fare for at det beskyttede dekket under vil få plastiske deformasjoner. Utfordringen var da å komme frem til et tverrsnitt med flatest mulig kraft-deformasjons kurve. Tverrsnittene består derfor av ingen vertikalt rette plater for å unngå den høye toppen i kraft-deformasjons kurven. Samtidig består tverrsnittene av mange like celler for å fremtvinge flatest mulig kraft-deformasjons kurve. Dette kan vise seg å innføre et problem ved utføring av ekstruderingsjobben for valgte tverrsnitt. Det er begrenset hva en kan ekstrudere med dagens teknologi, og det største problemet er når tverrsnittet inneholder mange lukkede celler. I denne rapporten er det i utgangspunktet ikke tatt hensyn til begrensninger ved ekstrudering.

Siste del av rapporten omhandler numeriske simuleringer av typiske ulykkestilfeller med fallende last. Modellen av dekket brukt i analysene er hentet fra tidligere utførte analyser ved Aibel, og representerer et typisk offshoredekk. Det er sett på fire forskjellige tilfeller hvor en konteiner treffer dekket med en forhåndsdefinert hastighet på 12.5 m/s. I første omgang er analysene utført uten de beskyttende kassettene. Alle tilfeller fører til store plastiske tøyninger, og enkelte lokale knekninger i bjelker. For ett tilfelle, tilfelle 4, fører det til penetrering av dekket som resulterer i omfattende materiell skade. Det er spesielt i slik situasjon de energiabsorberende kassettene viser sin styrke, da resultatet av et slikt ulykkestilfelle med kassettene er redusert til enkelte plastiske tøyninger i bjelker som støtter dekket. Effekten av kassettene ved de andre tilfellene viser også til stor forbedring. Man ser fra resultatene at de store plastiske tøyningene er betydelig redusert.

8.2 Forslag til videre arbeid

Det er ikke tatt hensyn til om tverrsnittene foreslått i denne rapporten lar seg ekstrudere. Tverrsnittene består av mange små lukkede celler. Valgt tverrsnitt består i tillegg av sirkulære celler, noe som gjør ekstruderingsarbeidet enda vanskeligere. Det ligger da naturlig å kontrollere mulighetene for ekstrudering av dette tverrsnittet. Alternativt kan en utvikle et profil som er bygd på samme filosofi og som er enklere å ekstrudere.

I denne rapporten er det bare kontrollert ett ulykkesobjekt. Ved videre kontroll av kassettenes foreligger det flere undersøkelser av ulike ulykker. Effekten av objekter med forskjellig geometri og vekt som treffer dekket bør kartlegges.

Det kan være fordelaktig å se nærmere på den praktiske sammenstillingen av kassettenes. Her må alternative låser vurderes og modelleres inn med tilhørende betingelser, slik at effekten av dette tas med i de numeriske simuleringene for bedre resultater.

Ved endelig konklusjon av profil og oppsett, kan det utføres fullskalatest av kassettenes. På denne måten kan en verifisere og kontrollere de numeriske modellene.

Referanser

- 11| Boresi, Arthur P., Schmidt Richard J. "Advanced Mechanics of Materials" John Wiley & Sons, INC. 2003: 8 – 9
- 12| Oppedal, H. "Split-Hopkinson – Testing ved høge temperaturar" Hovudoppgåve, NTNU 2003
- 13| Børvik, T. Clausen, AH. Eriksson, M. Berstad, T. Hopperstad, OS. Langseth, M. "Experimental and numerical study on the perforation of AA6005-T6 panels" International Journal of Impact Engineering 32 (2005) 35-64
- 14| Abaqus: Analysis User's Manual. Simulia V.6.8 2008
- 15| Oppedal, H. "Prosjektoppgave" NTNU 2002
- 16| Belytschko, T. Liu, WK. Moran, B. "Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures" John Wiley & Sons Ltd. 2000
- 17| Rørvik, T. "Aluminiumskonstruksjoner. Innføring i material- og konstruksjonslære" Byggforsk, Håndbok 46, 1997
- 18| NS3472 "Prosjektering av stålkonstruksjoner. Beregnings- og konstruksjonsregler" NSF 2001
- 19| Søreide, Tore H., "Ultimate Load Analysis of Marine Structures" TAPIR, 1985
- 110| Cook, Robert D., Malkus, David S., Plesha, Michael E., Witt, Robert J. "Concepts and Applications of Finite Element Analysis." 4th Edition, Wiley.
- 111| Langseth, M., Hanssen, A. "Crashworthiness of aluminium structures" Lecture Notes NTNU 2002
- 112| Björk, K. "Formler och Tabeller för mekanisk Konstruktion" Ågens Tryckeri AB, Ö-vik 1996
- 113| Aibel AS. "Capacity for Dropped Objects of the Top Deck of the M10 Module - D003-XX-N-RD-024" Aibel 2007