

Bjelke-søyle-forbindelser påkjent av statisk og dynamisk last

Gjermund Båsen
Torger Nordgård

Bygg- og miljøteknikk

Innlevert: juni 2014

Hovedveileder: Arild Holm Clausen, KT

Medveileder: Arne Aalberg, KT
Erik Løhre Grimsmo, BAT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for konstruksjonsteknikk



MASTEROPPGAVE 2014

FAGOMRÅDE: Beregningsmekanikk	DATO: 10. juni 2014	ANTALL SIDER: 14+128+43
----------------------------------	------------------------	----------------------------

TITTEL:

Bjelke-søyle-forbindelser påkjent av statisk og dynamisk last

(Beam-column connections subjected to static and dynamic loading)

UTFØRT AV:

Torger Nordgård og Gjermund Båsen



SAMMENDRAG:

Denne rapporten undersøker responsen av en tosidig bjelke-søyle-forbindelse utsatt for kvasi-statisk og dynamisk belastning. For kvasi-statisk respons av knutepunkt foreligger det endel tidligere arbeid, men det finnes lite tidligere forskning av dynamisk lastpåkjenning. For den kvasi-statiske lastpåkjenningen ble responsen analysert ut fra eksperimentelle forsøk, numeriske simuleringer og analytisk løsningsmetode. For den dynamiske lastpåkjenningen ble responsen analysert ved eksperimentelle forsøk og numeriske simuleringer. Numeriske simuleringer ble utført ved bruk av elementmetodeprogrammet Abaqus, mens analytisk løsningsmetode ble beregnet etter eurokode, NS-EN 1993-1-8. Kraft-forskyvningskurvene som ble registrert under forsøkene, ble brukt som sammenligningsgrunnlag mot de øvrige analysene.

Det ble gjennomført fire fullskalaforsøk av knutepunktet, to med kvasi-statisk og to med dynamisk belastning. I tillegg til fullskalaforsøkene ble det også gjennomført strekktester av komponentene i knutepunktet. Data fra strekktestene ble brukt til å lage materialmodeller for de ulike komponentene, som videre ble implementert i numeriske simuleringer og analytiske beregninger. De numeriske simuleringene gjenskapte både maksimal kapasitet og deformasjonsmønster fra forsøkene.

Analytisk løsningsmetode viste at det var strekkbrudd i skruene sammenfallende med flyt i endeplate som begrenset kapasiteten til knutepunktet. Dette gjenspeilte hva som ble registrert i forsøk og numerisk simulering. Ved beregning etter eurokoden var derimot kapasiteten til knutepunktet konservativ sammenlignet med de øvrige kapasitetsanalysene. Generelt viste de numeriske simuleringene at elementmetodeprogram kan benyttes for finne kapasiteten av en bjelke-søyle-forbindelse for både dynamisk og kvasi-statisk lastpåkjenning.

Ved sammenligning av kvasi-statisk og dynamisk respons av knutepunktet, ble det konkludert med at kapasiteten til knutepunktet vil være større ved dynamisk lastpåkjenning sammenlignet med kvasi-statisk.

For det spesifikke knutepunktet, evaluert i denne rapporten, var skruene dimensjonerende for kapasiteten. På bakgrunn av dette ble det gjennomført en numerisk analyse av knutepunktet med større skruedimensjoner. Ut fra den numerisk analysen var det tydelig at kapasiteten til knutepunktet kunne økes betydelig ved å benytte større skruedimensjoner.

FAGLÆRER: Professor Arild Holm Clausen

VEILEDER(E): Professor Arild Holm Clausen og Phd-stipendiat Erik Lørhe Grimsmo

UTFØRT VED: SIMLab, Institutt for konstruksjonsteknikk, NTNU

MASTEROPPGAVE 2014

Gjermund Båsen og Torger Nordgård

Bjelke-søyle-forbindelser påkjent av statisk og dynamisk last

(Beam-column connections subjected to static and dynamic loading)

Det er viktig å forstå responsen av knutepunkter utsatt for ekstreme laster, e.g. fallende laster og søylekollaps. Knutepunkter er ofte de kritiske komponentene i en bygning, og hvis de mister sin kapasitet vil bygningen kollapse. Knutepunkter med skrudd endeplate er vanlig i kontorbygninger og off-shore plattformer. Det finnes standarder for å beregne kapasiteten til disse forbindelsene, eg. Eurokode NS-EN 1993-1-8. Standarden baserer seg på ulike antagelser og forenklinger. Den viktigste antagelsen er kvasi-statisk lastpåføring. På bakgrunn av dette er det interessant å analysere responsen av søyle-bjelke-forbindelser gjennom eksperimentelle forsøk og numeriske simuleringer samt å sammenligne dette mot beregning etter eurokoden.

I denne oppgaven vil en tosidig bjelke-søyle-forbindelse bli analysert. Bjelken er sveist til en endeplate som igjen er skrudd til en søyle. Oppgaven har tre hovedfokus: (1) finne materialegenskapene til de ulike komponentene i forbindelsen, (2) gjennomføre eksperimentelle forsøk av knutepunktet, og (3) sammenligne de eksperimentelle resultatene med numeriske analyser og eurokodeberegninger.

Noen av stikkordene for oppgaven kan være:

- Litteraturstudium: Oppførsel av knutepunkt med skrudd endeplate (artikler, standarder, bøker).
- Materialtester: Kvasi-statisk og dynamiske strekktester. Identifisering av parametere til de numeriske analysene.
- Eksperimentelle forsøk: Kvasi-statisk og muligens dynamiske forsøk av et knutepunkt med skrudd endeplate. Lastpåkjenningen skal gi strekk på oversiden av bjelkeflensen.
- Numerisk analyse: Elementmetode simuleringer av de eksperimentelle forsøkene.
- Standard: Finne kapasitet og stivhet ved beregning etter Eurokode NS-EN 1993-1-8. Kapasiteten fra de eksperimentelle forsøkene og numeriske simuleringene bør sammenlignes med resultatene fra eurokoden, NS-EN 1993-1-8.

Kandidaten kan bli enig med veileder om å se spesielt på noen av punktene, eller inkludere andre aspekter enn de som allerede er nevnt.

Masteroppgaven skal legges frem som en forskningsrapport, etter beskrivelse gitt av instituttet for konstruksjonsteknikk.

Veiledere: Erik Grimsmo og Arild Holm Clausen

Rapporten skal leveres innen 10. juni 2014.

NTNU, 13 January 2014


Arild Holm Clausen

Forord

Denne rapporten er skrevet som en masteroppgave og vurdering i faget TKT4915 - Beregningsmekanikk. Arbeidet med oppgaven, herunder laboratorieforsøk, har foregått ved institutt for konstruksjonsteknikk ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU) våren 2014. Arbeidet er gjennomført i samarbeid med SIMLab (Structural Impact Laboratory).

Rapporten er skrevet av Torger Nordgård og Gjermund Båsen ved institutt for konstruksjonsteknikk, NTNU.

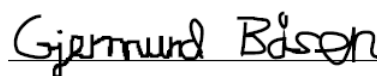
Innholdet i rapporten er basert på laboratorieforsøk, numeriske simuleringer med elementmetode-programmet Abaqus og beregning etter eurokode NS-EN 1993-1-8. En forhåndsdefinert bjelke-søyle-forbindelse ble analysert og hovedformålet var å finne ut om numeriske simuleringer og analytisk løsningsmetode er representative for fysiske forsøk gjennomført i laboratoriet. Det er også sett på sammenligning av kvasi-statisk og dynamisk lastpåkjenning av knutepunktet og hvilke effekter som påvirker kapasiteten til forbindelsen.

Vi vil gjerne takke professor Arild Holm Clausen og Phd-stipendiat Erik Løhre Grimsmo for veiledning under arbeidet med oppgaven. Samtidig vil vi også takke overingeniør Trond Auestad for hjelp til gjennomføring og evaluering av laboratorieforsøk, Egil Fagerholt for hjelp med DIC programvaren, PhD-stipendiat Marius Endre Andersen for hjelp med simuleringsmodell i Abaqus, førsteamanuensis Arne Aalberg for innspill med Eurokodeberegninger, forsker David Morin for implementering av "SimLab Metal Model" som bruddmodell, alle ved SIMLab, institutt for konstruksjonsteknikk, NTNU. Samtidig vil vi takke professor Kjell Magne Mathisen, foreleser i faget TKT 4197-Ikkelineære elementanalyser, for teoretisk bakgrunn innen ikke-lineær analyse av konstruksjoner. Vi vil også takke medstudent Herman Frich for samarbeid med analyser og forsøk.

Trondheim, 09.06.2014



Torger Nordgård



Gjermund Båsen

Sammendrag

Denne rapporten undersøker responsen av en tosidig bjelke-søyle-forbindelse utsatt for kvasi-statisk og dynamisk belastning. For kvasi-statisk respons foreligger det en del tidligere arbeider, men det finnes lite tidligere studier av dynamisk lastpåkjenning.

For den kvasi-statistiske lastpåkjenningen ble responsen analysert ut fra eksperimentelle forsøk, numeriske simuleringer og analytisk løsningsmetode. For den dynamiske lastpåføringen ble responsen analysert ved eksperimentelle forsøk og numeriske simuleringer. Numeriske simuleringer ble utført ved bruk av elementmetodeprogrammet Abaqus, mens analytisk løsningsmetode ble beregnet etter eurokode, NS-EN 1993-1-8. Kraft-forskyvningskurvene som ble registrert under forsøkene, ble brukt som sammenligningsgrunnlag mot de øvrige analysene. En kraft-forskyvningskurve representerer knutepunktets egenskaper som stivhet og kapasitet, og vil derfor egne seg ved sammenligning av den totale responsen.

Det ble gjennomført to fullskalaforsøk av knutepunktet med kvasi-statisk belastning og to med dynamisk belastning. Fullskalaforsøkene viste at skruene var de svakeste komponentene, hvor disse gikk til brudd på grunn av strekk. I tillegg til fullskalaforsøkene ble det også gjennomført strekktester av komponentene i knutepunktet. Data fra strekktestene ble brukt til å lage materialmodeller for de ulike komponentene, som videre ble implementert i numeriske simuleringer og analytiske beregninger.

De numeriske simuleringene av de kvasi-statistiske og dynamiske forsøkene tok utgangspunkt i en basismodell som ble evaluert gjennom et parameterstudium. Parameterstudiet dannet grunnlaget for å komme opp med forbedringer av simuleringmodellene. De numeriske simuleringene gjenskapte både maksimal kapasitet og deformasjonsmønster fra forsøkene.

Analytisk løsningsmetode viste at det var strekkbrudd i skruene sammenfallende med flyt i endeplate som begrenset kapasiteten til knutepunktet. Dette gjenspeilte hva som ble registrert i forsøk og numerisk simulering. Ved beregning etter NS-EN 1993-1-8 var derimot kapasiteten til knutepunktet konservativ sammenlignet med de øvrige kapasitetsanalysene.

Generelt viste de numeriske simuleringene at elementmetodeprogram kan benyttes for å finne kapasiteten av en bjelke-søyleforbindelse for både dynamisk og kvasi-statisk lastpåkjenning.

Ved sammenligning av kvasi-statisk og dynamisk respons av knutepunktet, ble det konkludert med at kapasiteten til knutepunktet vil være større ved dynamisk lastpåføring sammenlignet med kvasi-statisk.

For det spesifikke knutepunktet evaluert i denne rapporten, var skruene dimensjonerende for kapasiteten. På bakgrunn av dette ble det gjennomført en numerisk analyse av knutepunktet med større skruedimensjoner. Ut fra den numerisk analysen var det tydelig at kapasiteten til knutepunktet kunne økes betydelig ved å benytte større skruedimensjoner.

Abstract

This report investigates the response of a duplex beam-column connection subjected to quasi-static and dynamic loading. For the quasi-static response, there exists a number of previous research articles; however very little research has been done on dynamic loading.

The response of the quasi-static loading was analyzed by experimental tests, numerical simulations and analytical calculations. The response of the dynamic loading was analyzed by experimental tests and numerical simulations. Numerical simulations were conducted by use of the finite element program Abaqus, while the analytical calculations were conducted by the guidelines in the design code, NS-EN 1993-1-8. The load-displacement curves which were registered during the experimental tests, were used as foundation for the comparison between tests and the other analyses. A load-displacement curve represents the most important properties of the connection, such as stiffness and capacity. Hence, the load-displacement curve is suitable to compare the different solution methods.

Two component tests were conducted for the cases of quasi-static and dynamic loading. The tests showed that the bolts were the weakest components as a result of fracture from tension. In addition to the component tests, there were also conducted tension tests of the components in the connection. Data from the tensile tests were used to calculate material models for the different component in the connection. These material models were further implemented in the numerical simulations and in the analytical calculations.

The numerical simulations of the quasi-static and dynamic tests were evaluated through a parameter study. This formed the foundation to find the final numerical model. Both the quasi-static and dynamic simulation model gave good results for maximal load and deformation pattern.

Analytical calculations showed that fracture from tension in the bolts, together with yielding in the end plate, restricted the capacity for the connection. This reflected the results in the component tests and in the numerical simulation. Calculations by the design code gave on the other hand conservative results for the capacity.

In general it was showed that simulation with a finite element program can be used to find the capacity of a beam-column connection subjected to static and dynamic loading.

By comparing the quasi-static and dynamic response of the connection, it was concluded that a dynamic loading will increase the capacity of the connection compared with a quasi-static loading.

For the specific connection described in this report, the bolts restricted the total capacity of the whole connection. Based on this it was conducted a numerical simulation of the connection with larger bolt dimensions. From this numerical analysis it was showed that the capacity of the connection can be raised significantly by use of larger bolt dimensions.

Innhold

1	Introduksjon	1
1.1	Problemstilling	1
1.2	Knutepunktets geometri	2
1.3	Relevant litteratur	5
I	Kvasi-statisk	7
2	Kvasi-statistiske materialforsøk	8
2.1	Teori	8
2.1.1	Digital Image Correlation - Analyseverktøy	9
2.1.2	Elastiske og plastiske materialegenskaper	11
2.1.3	Fastning	12
2.1.4	Beregning av fastningskurven fra strekkforsøk	12
2.1.5	Korrigerings av spennings-tøyningskurven	16
2.2	Testoppsett	18
2.3	Geometri	19
2.4	Fastningskurven til de ulike komponentene	20
2.4.1	Skruer	20
2.4.2	Endeplate	23
2.4.3	Søyle	25
2.4.4	Bjelke	27
2.4.5	Sveis og avstiver	28
3	Kvasi-statistiske fullskalaforsøk	29
3.1	Testoppsett	29
3.2	Resultater	31
3.2.1	Forsøk 1	33
3.2.2	Forsøk 2	35
3.2.3	Sammenligning	37
4	Numeriske analyser (kvasi-statisk)	38
4.1	Basismodell	38
4.1.1	Valg av elementtype	38
4.1.2	Elementstørrelse	40
4.1.3	Kontakt	42
4.1.4	Løsningsmetode	43
4.1.5	Rand- og opplagerbetingelser	43
4.1.6	Resultater basismodell	45
4.2	Parameterstudie	46
4.2.1	Elementstørrelse	47
4.2.2	Modellering av sveiste deler	52
4.2.3	Friksjonskoeffisient	55
4.2.4	Opplagerlengde	57

4.2.5	Forspenning	58
4.3	Brudd	61
4.3.1	Eksplisitt modell	61
4.3.2	SIMLab Metal Model (SMM)	63
4.4	Endelig kvasi-statisk modell	67
4.5	Forbedret knutepunkt	71
5	Beregning etter NS-EN 1993-1-8	73
5.1	Klassifisering	73
5.1.1	Klassifisering etter stivhet	73
5.1.2	Klassifisering etter styrke	74
5.2	Moment-rotasjons-relasjon	75
5.3	Overføringsparameter β	77
5.4	Basiskomponenter	78
5.5	Søyleflens og endeplate påkjent av bøyning	79
5.6	Rotasjonsstivhet	81
5.7	Materialparametere	83
5.8	Resultater	84
II	Dynamisk	89
6	Dynamiske materialforsøk	90
6.1	Teori og høyhastighets strekktesting	90
6.1.1	Fastning og tøyingsrate	90
6.1.2	Split-Hopkinson Tension Bar (SHTB)	91
6.2	Gjennomføring av dynamiske strekkforsøk og geometri	92
6.3	Beregning av fastningskurvens avhengighet av tøyingsrate	93
6.3.1	Skrue	93
6.3.2	Endeplate	95
6.3.3	Bjelke og søyle	96
7	Dynamiske fullskalaforsøk	97
7.1	Forsøksoppsett	97
7.2	Individuelle detaljer for forsøkene	99
7.2.1	Forsøk 1	100
7.2.2	Forsøk 2	100
7.3	Resultater	100
8	Numeriske analyser (dynamisk)	108
8.1	Dynamisk basismodell	108
8.1.1	Modellering av dynamisk basismodell	108
8.1.2	Resultater av dynamisk basismodell	110
8.2	Parameterstudie	110
8.2.1	Innfestning av topp-platen	111
8.2.2	Elementstørrelse	112

8.2.3	Implementering av tøyningssensitivitet	113
8.2.4	Materialet i topp-platen	114
8.3	Endelig dynamisk modell	115
III	Oppsummering	121
9	Sammenligning av kvasi-statisk og dynamisk respons	122
10	Konklusjon og forslag til videre arbeid	126
10.1	Konklusjon	126
10.2	Forslag til videre arbeid	127
	Referanser	129
	Tillegg	131
A	Plassering av strekkprøver for søyle (HEB 220) og bjelke (HEB 180)	132
B	B_0, t_0, d_0 for prøvestykker	134
C	Elementstørrelse for bjelke og søyle	137
D	Elementstørrelse for sveis og stiver	138
D.1	Sveis	138
D.2	Stiver	139
E	Elementstørrelse for opplager	140
F	Detaljerte beregninger etter NS-EN 1993-1-8	141

1 Introduksjon

I en rammekonstruksjon er bærende søyler viktige komponenter for en god konstruksjonsstabilitet [1]. Dersom søyler går til brudd og taper sin styrke må kreftene som tidligere gikk gjennom søylene omfordelt for å sikre en god stabilitet av konstruksjonen. Det er viktig at bjelke-søyle-forbindelsen er sterk nok til å omfordelt kreftene slik at ikke bygningen kollapser [2]. Ved kollapsen av World Trade Center ble det observert at flere av knutepunktene hadde mistet sin styrke [3]. Dette viser at kunnskap om bjelke-søyle-forbindelser er svært viktig og at dette kan bidra til å øke sikkerheten ved uforutsette hendelser.

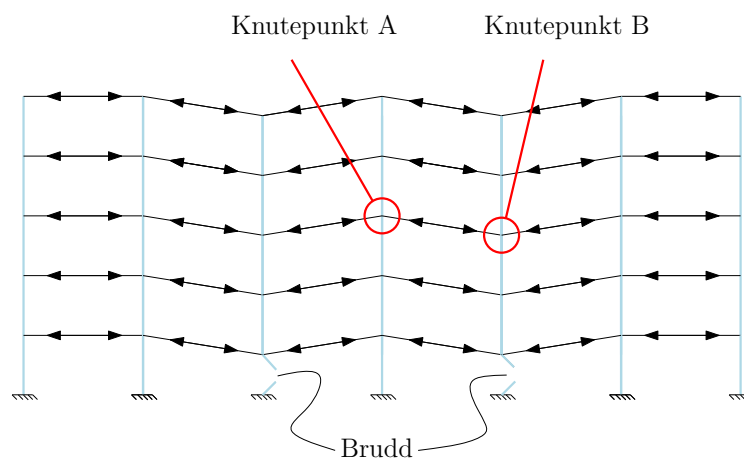
1.1 Problemstilling

Ved søylekollaps i en rammekonstruksjon er det to effekter som bidrar til å stabilisere den nye lastfordelingen:

Stivhet: Stivhet i knutepunktet gjør at det kan overføre moment.

Membran-effekten: Med membran-effekten blir det strekk i bjelkene inn mot den sviktende søylen (figur 1.1). Dette vil videre gi trykk i nabosøylene. Membran-effekten kan overføre krefter også etter at stivheten er borte og knutepunktet har gått til brudd [2].

I denne rapporten blir ikke membran-effekten evaluert. Kun stivheten og evnen til å overføre moment og skjærkraft i bjelke-søyle-forbindelsen vil bli tatt hensyn til. Oppgaven er en del av ett større studium hvor forbindelsen blir testet i to retninger. I denne rapporten evalueres forbindelsen som er utsatt for strekk i overkant, se knutepunkt A på figur 1.1. I et parallelt studium evalueres det motsatte belastningsmønsteret [4], se knutepunkt B. I tillegg til søylekollaps er også fallende laster relevant for knutepunkt A, hvor lastpåkjenningen da vil være dynamisk.



Figur 1.1: Omdistribuering av krefter ved søylekollaps

Både kvasi-statisk og dynamisk respons av bjelke-søyle-forbindelsen skal analyseres. For den kvasi-statistiske lastpåkjenningen skal responsen analyseres ved hjelp av eksperimentelle forsøk, numeriske simuleringer og analytisk løsningsmetode. Den dynamiske lastpåkjenningen skal analyseres ved hjelp av eksperimentelle forsøk og numeriske simuleringer. Numeriske simuleringer blir analysert med elementmetodeprogrammet Abaqus, mens analytisk løsningsmetode blir beregnet etter eurokode, NS-EN 1993-1-8. De ulike kapasitetsanalysene skal videre sammenlignes for å finne ut om de gir den samme responsen av knutepunktet.

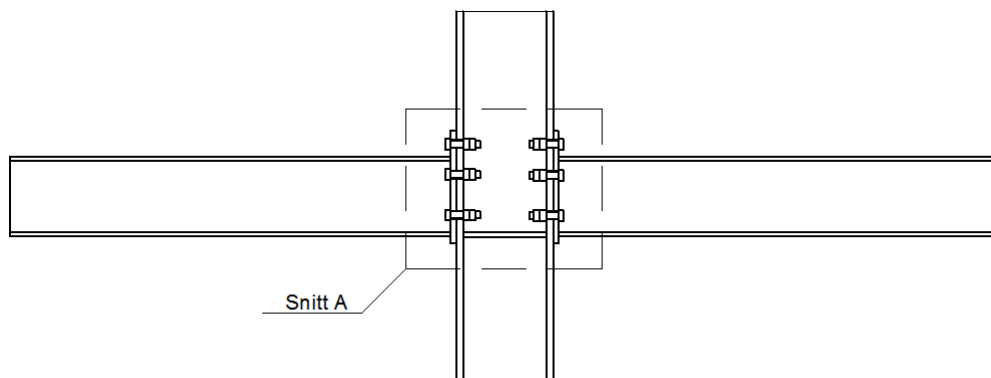
Egenskapene til en bjelke-søyle-forbindelse består av stivhet, styrke og rotasjonskapasitet. Sammenhengen mellom disse egenskapene kan bli beskrevet av en moment-rotasjon-relasjon [5]. For å forenkle sammenligningen mellom analytisk løsningsmetode, forsøk og numerisk simulering vil sammenligningsgrunnlaget i denne rapporten være kraft-forskyvningskurver hvor både kurvens form og størrelse er viktig. En kraft-forskyvningskurve vil representere de samme egenskapene som en moment-rotasjon-relasjon.

Ved dimensjonering av en bjelke-søyle-forbindelse i Europa, blir forbindelsen beregnet etter NS-EN 1993-1-8. NS-EN 1993-1-8 tar ikke hensyn til dynamisk lastpåkjenning. Det er derfor interessant å finne ut hvordan responsen av knutepunktet vil være ved dynamisk lastpåkjenning samt hvordan dette stemmer overens med de øvrige kapasitetsanalysene. Så vidt vi vet blir denne rapporten den første som sammenligner numerisk simulering og dynamiske forsøk med høy belastningshastighet (se kapittel 1.3). Den kvasi-statistiske og dynamiske lastpåkjenningen skal videre bli sammenlignet for å undersøke om responsen til knutepunktet vil være lik for de to belastningsmønstrene.

Det aktuelle knutepunktet blir presentert i neste avsnitt, og kapittel 1.3 gir en oversikt over tidligere arbeid. Rapporten består deretter av tre deler. Del I tar for seg kvasi-statisk lastpåkjenning av bjelke-søyle-forbindelsen. Det blir gjennomført materialforsøk, fullskalaforsøk, numeriske simuleringer og beregning etter NS-EN 1993-1-8. Del II tar for seg dynamisk lastpåkjenning på bjelke-søyle-forbindelsen. Sentralt i denne delen er dynamiske forsøk, numeriske simuleringer og fastningskurvenes avhengighet av tøyingsrate. I Del III blir resultatene fra Del I og II sammenlignet og oppsummert i en endelig konklusjon.

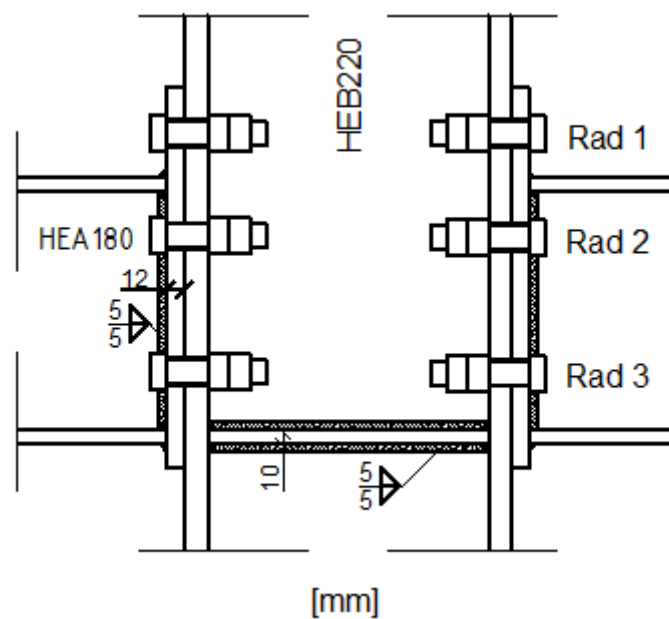
1.2 Knutepunktets geometri

Figur 1.2 viser en illustrasjon av knutepunktet slik det blir testet i de eksperimentelle forsøkene. Det består av to bjelker (HEA 180) som er festet til en søyle (HEB 220) ved hjelp av en endeplateforbindelse og 6 bolter. Skruene har dimensjonen M16 og fasthetsklasse 8.8. Søylesteget er avstivet i trykksonen.



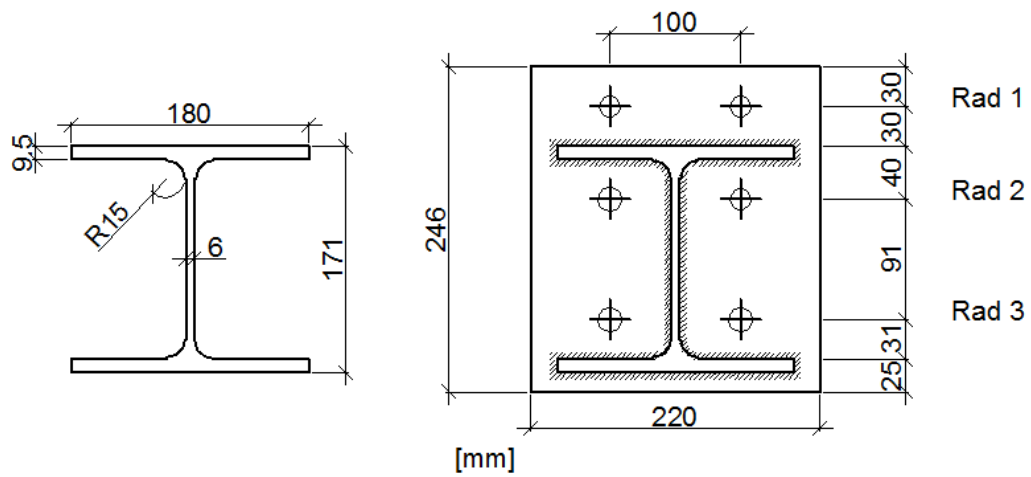
Figur 1.2: Betraktet knutepunkt

Figur 1.3 viser en mer detaljert oversikt av Snitt A fra figur 1.2. Figuren viser tykkelsen til endeplate og avstiver på søylen samt dimensjoner til sveisene. Skrueradene er spesifisert og det vil bli henvist til disse videre i rapporten.



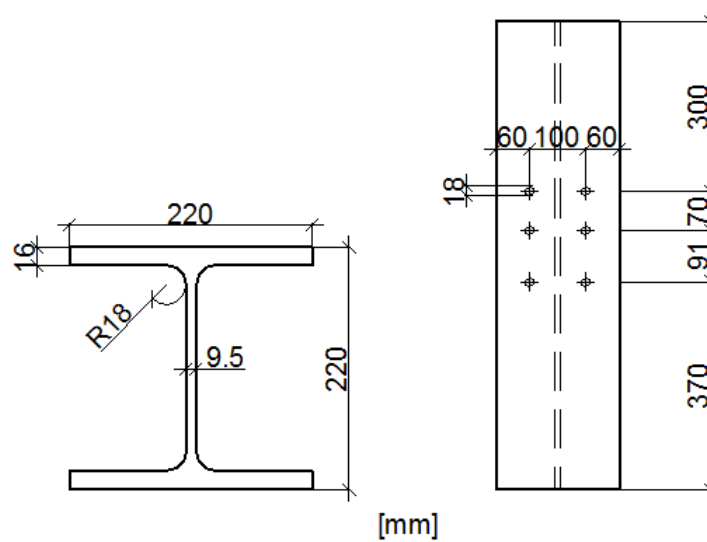
Figur 1.3: Detaljert oversikt av Snitt A fra figur 1.2

Figur 1.4 viser dimensjonene til bjelken [6], samt dens plassering relevant til endeplaten. Som anvist er bjelken sveist på endeplaten med en kontinuerlig sveis rundt hele tverrsnittet. Tykkelsen til endeplaten er 12 mm, mens lengden på bjelken er 850 mm.



Figur 1.4: Tverrsnitt av bjelke (HEA 180) og geometri av endeplate

Figur 1.5 viser tverrsnitt og høyde av søylen [6].



Figur 1.5: Tverrsnitt (HEB 220) og høyde av søyle

1.3 Relevant litteratur

Det betraktede knutepunktet er som beskrevet i kapittel 1.2 en tosidig bjelke-søyleforbindelse med skrudd endeplate. Av tidligere artikler om knutepunkter, fokuserer de fleste på redusert kapasitet av knutepunktet i forbindelse med brann. Eksempler på dette er artiklene skrevet av Prinz et al. [1] og Chen et al. [7]. Rapporter som fokuserer på kvasi-statisk lastpåkjenning av bjelke-søyleforbindelser er skrevet av blant annet Yang et al. [2], Prinz et al. [8] samt Lemonis et al. [9]. Få analyser har imidlertid blitt gjennomført på knutepunkter med skrudde endeplater, men blant annet Yang et al. [2], Bahaari et al. [10], Osman et al. [11] og Maggia et al. [12] har evaluert problemet. Bjelke-søyleforbindelser med skrudd endeplate er mye brukt i Europa og det er derfor viktig og ha god kunnskap om dette emnet. Tidligere rapporter som sammenligner kapasitetsanalyse ved beregning etter NS-EN 1993-1-8, forsøk og numerisk simulering for skrudd endeplate, er artiklene skrevet av Maggia et al. [12] og Chen et al. [7]. Disse artiklene omhandler imidlertid en ensidig forbindelse og ikke en tosidig forbindelse som blir analysert i denne rapporten. Tosidig forbindelse med endeplate har imidlertid blitt evaluert av blant annet Bahaari et al. [10], men da uten analytisk løsningsmetode etter NS-EN 1993-1-8. Knutepunktet i denne rapporten innehar en stiver i trykksonen og ikke i strekksonen, noe som er forskjellig fra de fleste analyserte forbindelsene. I tillegg er dimensjoner og hvilke komponenter i knutepunktet som begrenser kapasiteten forskjellig fra de nevnte studiene.

I tillegg til kvasi-statisk lastpåkjenning skal det også gjennomføres dynamiske forsøk og dynamiske numeriske simuleringer av bjelke-søyleforbindelsen. Knutepunktets egenskaper til å motstå dynamiske krefter og forhindre kollaps er ikke godt kjent. Det finnes lite tidligere arbeid på dette området. Derimot har Garcia et al. [13] gjennomført numeriske analyser av dynamisk lastpåføring på et knutepunkt med skrudde endeplater. Det ble gjennomført et parameterstudium av den numeriske simuleringmodellen. Artikkelen konkluderte med at for å være sikker på den dynamiske responsen av knutepunkt, er det nødvendig å verifisere dette ved og gjennomføre forsøk av relevante knutepunkt. Denne rapporten blir derfor en av de første som sammenligner numeriske simuleringer mot dynamiske forsøk.

Del I

Kvasi-statisk

I denne delen blir kvasi-statisk respons av bjelke-søyle-forbindelsen analysert. Sentrale temaer er gjennomføring av strekktester for å finne fastningskurvene til de ulike komponentene i knutepunktet, eksperimentelle fullskalaforsøk, numeriske simuleringer og beregning etter NS-EN 1993-1-8. Hovedkapitlene i Del I er:

Kapittel 2: Kvasi-statistiske materialforsøk

Kapittel 3: Kvasi-statistiske fullskalaforsøk

Kapittel 4. Numeriske analyser (kvasi-statisk)

Kapittel 5: Beregning etter NS-EN 1993-1-8

2 Kvasi-statiske materialforsøk

Materialforsøk ble gjennomført for å finne fastningskurvene til de ulike komponentene i knutepunktet. De beregnede fastningskurvene vil bli inkludert i den numeriske analysen og i de analytiske beregningene. Dette er nødvendig for å få et godt sammenligningsgrunnlag mellom forsøk, numeriske simuleringer og analytisk løsningsmetode. Selv om materialegenskapene til et materiale er oppgitt kan de ofte ha store avvik fra produsentens verdier.

På bakgrunn av gjennomførte fullskalaforsøk, se kapittel 3, er skruene og endeplaten de mest kritiske komponentene i knutepunktet. Skruene gikk til brudd på grunn av strekk og endeplaten fikk vesentlige plastiske deformasjoner. For å simulere oppførselen til knutepunktet på en god måte er det derfor spesielt viktig å komme frem til en korrekt fastningskurve for disse komponentene.

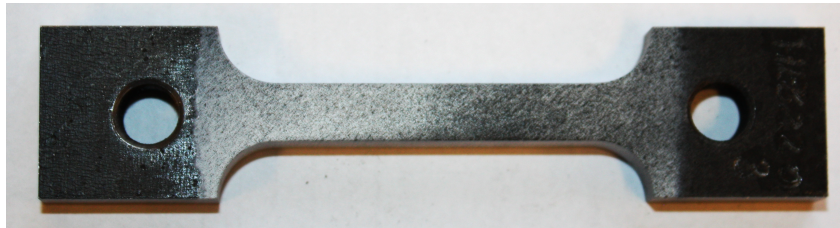
Kapittel 2.1 gjennomgår teorien for beregning av fastningskurvene ut fra strekkforsøk. Kapitlene 2.2-2.4 beskriver forsøksoppsett, fremgangsmåte og resultater av fastningskurven til de enkelte komponentene i knutepunktet.

2.1 Teori

Dette kapitlet beskriver analyseverktøyet "Digital Image Correlation" (DIC), som blir benyttet for å hente ut resultater fra strekkforsøkene. Det blir beskrevet hva fastning er og hvordan fastningskurven kan beregnes ut fra strekkforsøk av et materiale. I tillegg inneholder teoridelen ligninger, korreksjoner og nødvendige antagelser for å forbedre de beregnede resultatene samt valg av elastiske materialegenskaper.

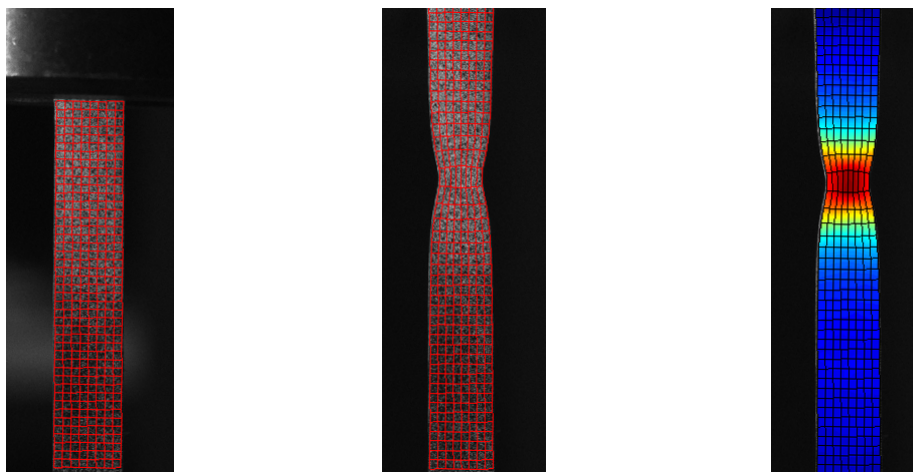
2.1.1 Digital Image Correlation - Analyseverktøy

”Digital Image Correlation” (DIC) er et analyseverktøy som vil bli benyttet for å analysere fullskalaforsøk og materialforsøk. Programmet registrerer tøyninger og forskyvninger ved hjelp av bilder. Det er nødvendig å ha gode lysforhold, tilstrekkelig god oppløsning på kameraet og nok bilder for å registrere tøyningene korrekt. Det er vanlig å benytte 100-1000 bilder for å analysere et forsøksforløp. Siden bildene kommer tett, vil man kunne følge tøynings- og forskyvningsforløpet gjennom hele forsøket. For å benytte DIC må materialet bli sprayet slik at det får en uregelmessig overflate med forskjellige gråskalaverdier, se figur 2.1.



Figur 2.1: Spraylakkert strekkprøve

De store fordelene med å benytte DIC, ved analyse av forsøk, er registrering av tøyning og vektorendring hvor som helst på den betraktete overflaten. Dette åpner for mange muligheter ved analyse av forsøk. Tøyningene blir registrert ved at det blir lagt på en elementstruktur på bildene, se figur 2.1a. Ved det første bildet som blir tatt er prøvestykket ubelastet. Etterhvert som belastningen øker og tøyningene blir større vil elementstrukturen gjenkjenne det initielle gråskalaområdet og forandre form, figur 2.1b. Lengdetøyningene registrert i DIC blir dermed som i figur 2.1c.



(a) Elementinndeling (b) Elementene forandrer form (c) Tøyningsfordeling

Figur 2.2: DIC-registrering av tøyninger

Vektorendringen blir registrert i piksler, men ved hjelp av kamerakalibrering kan

pikslene konverteres til forskyvning i millimeter. Vektorendringen, v_e , beregnet ved hjelp av DIC, er gitt ved sammenhengen:

$$v_e = \frac{v_t}{v_{t_0}} - 1 \quad (2.1)$$

hvor:

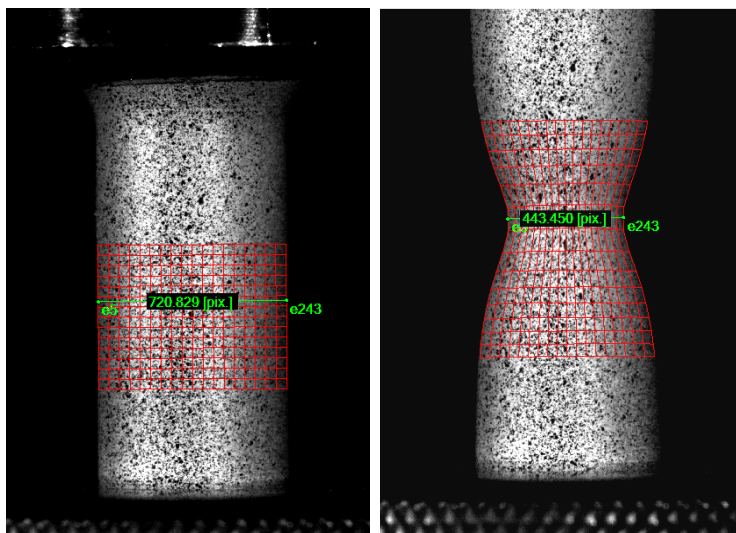
v_{t_0} - er initiallengden på vektoren

v_t - er vektorlengden ved tiden t

Dette medfører at vektorendringen er begrenset av:

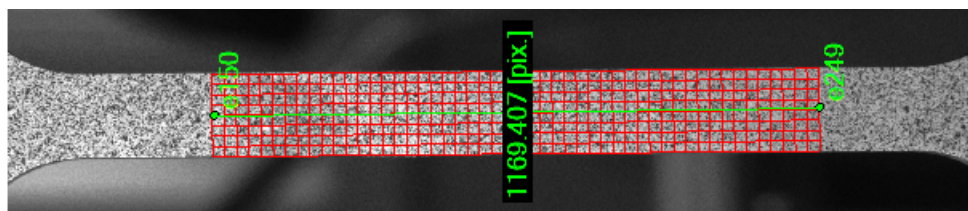
$$-1 \leq v_e \leq 0$$

DIC er avhengig av relativt store tøyninger for å fungere godt. Ved strekkforsøk egner måledataene seg derfor best etter at materialet har begynt å flyte. DIC vil ikke gi gunstige resultater hvor formålet er å finne eller verifisere E-modulen til materialet. Figur 2.3 viser registrering av vektorendringen over innsnevingsområdet gjennom et strekkforsøk. Ut fra denne vektorendringen kan det samme arealet i innsnevringen beregnes. Dette er meget nyttig for å finne den fullstendige fastningskurven helt frem til brudd fra et materialforsøk.



Figur 2.3: Registrering av vektorendring over innsnevringen

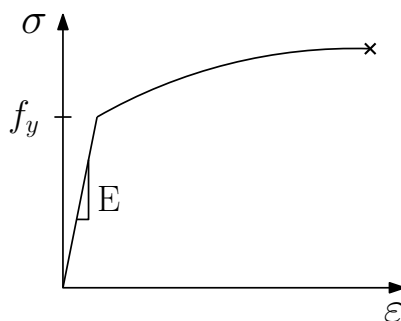
For strekkforsøk kan DIC også benyttes som et vanlig ekstensometer. Dette blir gjennomført ved å definere en lengdevektor langs et forhåndsdefinert område på prøvestykket. DIC vil da registrere lengdeendringen av denne vektoren og ut fra dette kan tøyningene til prøvestykket beregnes. Dette er vist i figur 2.4.



Figur 2.4: DIC benyttet som ekstensometer

2.1.2 Elastiske og plastiske materialegenskaper

Styrken til et materiale er avhengig av spennings-tøyningskurven. En typisk spennings-tøyningskurve for et materiale er vist i figur 2.5.



Figur 2.5: Typisk spennings-tøyningskurve

Frem til flytespenningen, f_y , nås, er det kun elastisk materialoppførsel. Den elastiske materialoppførselen kan defineres ved hjelp av E-modul, som er stigningstallet til kurven i det elastiske området. For stål vil denne være tilnærmet konstant uansett stålqualität. Etter at f_y er nådd, vil det være plastisk materialoppførsel. Stigningstallet til kurven i det plastiske området kan ikke defineres ved hjelp av en konstant og må beregnes ut fra materialforsøk. Dette er nærmere beskrevet i kapitlene 2.1.3 - 2.1.5, som omhandler fastningskurven etter at flyt har inntruffet.

Som beskrevet i kapittel 2.1.1, er det ikke mulig å benytte DIC for å bestemme eller verifisere E-modulen til et materiale. E-modulen for alle komponentene blir derfor satt til standardverdien for stål:

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

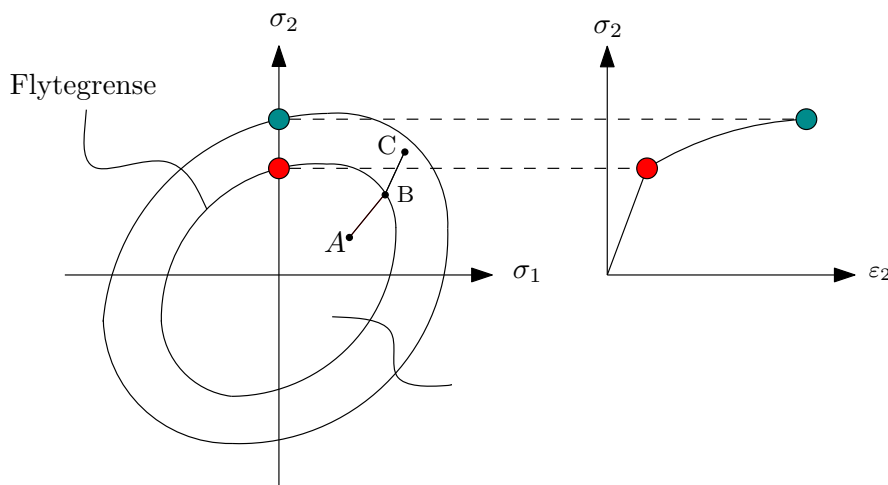
Den elastiske materialoppførselen defineres i tillegg til E-modul, med et tverrkontraksjonstall, ν . For stål gjelder følgende verdi:

$$\nu = 0.3$$

2.1.3 Fastning

Fastning er herding av materialet etter at flytespenningen er nådd. Fastningen skjer ved at materialet blir belastet og deformert. Under deformasjonen vil den opprinnelige strukturen av atomer i materialet bli forandret slik at atomene står tettere og mer strukturert. Dette fører til økt styrke i materialet.

Fastning av stål kan antas å være isotrop. Isotrop fastning vil si at hele størrelsen på flyteflaten utvider seg likt i alle retninger, se figur 2.6. Fra punkt A til punkt B på figuren, er spenningene kun i det elastiske området, det dannes altså ingen varige deformasjoner. Etterhvert som spenningsfeltet blir større vil man komme inn i det plastiske området. Når man passerer flytgrensen og beveger seg fra punkt B til punkt C, vil materialet begynne å flyte. Når materialet flyter vil flyteflaten bli utvidet. Spenningene vil da måtte komme opp på tilsvarende nivå før det igjen vil begynne å flyte. Når materialet flyter vil man etterhvert oppnå en fastningskurve slik som i figur 2.6 [14].

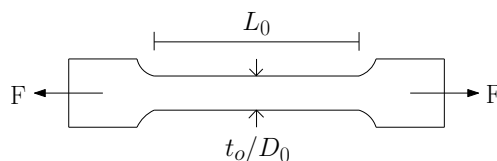


Figur 2.6: Isotropisk fastning (venstre) og tilhørende fastningskurve (høyre)

Ulike materialer har ulike fastningskurver, det er derfor viktig at fastningskurven for de enkelte materialene blir kartlagt. Fastningskurven til et materiale beskriver stivhet, styrke og duktilitet. Hvordan fastningskurven til et materiale blir funnet, er beskrevet i kapittel 2.1.4

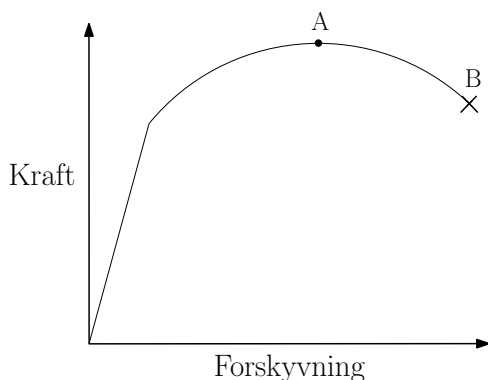
2.1.4 Beregning av fastningskurven fra strekkforsøk

Et typisk prøvestykke som blir benyttet i et strekkforsøk er vist i figur 2.7.

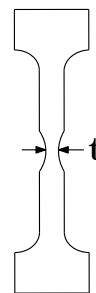


Figur 2.7: Prøvestykke

Resultatet av et strekkforsøk blir tatt ut i form av en kraft-forskyvningskurve, se figur 2.8. Under strekkforsøket vil det etterhvert danne seg en innsnevring av prøvestykket, se figur 2.9. Når denne innsnevringen dannes vil ofte kraften som trengs for å strekke prøvestykket videre, gå ned. Dette er samsvarende med å nå punkt A på figur 2.8. Selv om kraften går ned, vil likevel spenningen i det innsnevrede området på prøvestykket, øke. Dette kommer av at tverrsnittsarealet i det innsnevrede området vil minke og dermed blir kraften fordelt på et mindre område. Spenningen vil fortsette å øke helt frem til brudd oppstår, se punkt B. En typisk spennings-tøyningskurve helt frem til brudd er vist i figur 2.5.



Figur 2.8: Kraft-forskyvningskurve



Figur 2.9: Prøvestykke med innsnevring

Det er hovedsaklig to typer spennings-tøyningsrelasjoner som blir brukt til å analysere strekkforsøk, ingeniør spenning/tøyning og sann spenning/tøyning. De to forskjellige spennings-tøyningsrelasjonene er nærmere beskrevet nedenfor:

Ingeniørspenning og ingeniørtøyning

Ingeniørspenningen og ingeniørtøyningen baserer seg på prøvestykkets originale dimensjoner før strekk. Fra en strekktest kan ingeniørspenningen, σ_e , beregnes fra ligning 2.2. [15]:

$$\sigma_e = \frac{F}{A_0} \quad (2.2)$$

hvor:

F - er kraften som trengs for å strekke prøvestykket, se figur 2.7.

A_0 - er tverrsnittsarealet til prøvestykket før strekktesting

Ingeniør tøyning, ε_e , er beskrevet av ligning 2.3:

$$\varepsilon_e = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.3)$$

hvor:

L_0 - er initial lengden fra figur 2.7

L - er strukket lengde

Ved stor belastning tar ikke ingeniør spennings-tøyningskurven høyde for at arealet til prøvestykket blir mindre etterhvert som prøvestykket strekkes. For å få med denne effekten er det nødvendig å benytte seg av relasjonen, sann spenning og sann tøyning.

Ingeniørtøyningen tilfredsstillter heller ikke alle betingelsene for en tøyningskurve som skal benyttes ved store tøyninger [16]:

1. $\varepsilon = 0$ ved vilkårlig stivlegemebevegelse
2. $\varepsilon \rightarrow -\infty$ ved uendelig trykk
3. $\varepsilon \rightarrow \infty$ ved uendelig strekk

Ingeniørtøyning tilfredsstillter betingelse 1 og 3, men ikke betingelse 2. Ingeniørtøyning og ingeniørspenning egner seg derfor ikke som en spennings-tøyningsrelasjon for simuleringer hvor store tøyninger kan oppstå. Sann tøyning oppfyller derimot alle betingelsene og vil derfor bli benyttet for å beregne fastningskurvene til de ulike komponentene i knutepunktet.

Sann spenning og sann tøyning

Sann spenning, σ_t , og sann tøyning, ε_t , baserer seg i motsetning til ingeniør spenning/tøyning, på de sanne dimensjonene av prøvestykket. Dimensjonene til prøvestykket i figur 2.7 vil forandre seg under strekkforsøket når plastiske deformasjoner inntreffer. Med sanne dimensjoner menes de eksakte verdiene til enhver tid.

Sann spenning, σ_t , er gitt av sammenhengen i ligning 2.4:

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$

hvor:

A - er det sanne tverrsnittsarealet til prøvestykket

Ved å anta plastisk inkompressibilitet (ligning 2.5) kan den sanne spenningen uttrykkes ved hjelp av de initiale dimensjonene til prøvestykket, se ligning 2.6:

$$A_0 L_0 = AL \Rightarrow A = \frac{A_0 L_0}{L} \quad (2.5)$$

$$\sigma_t = \frac{FL}{A_0 L_0} \quad (2.6)$$

Sann tøyning, ε_t , er gitt av sammenhengen i ligning 2.7:

$$\varepsilon_t = \ln\left(\frac{L}{L_0}\right) \quad (2.7)$$

Ved å anta plastisk inkompressibilitet kan, ε_t , uttrykkes ved hjelp av følgende relasjon:

$$\varepsilon_t = \ln\left(\frac{A_0}{A}\right) \quad (2.8)$$

Ligning 2.6 og 2.7 benyttes for å finne spennings-tøyningskurven frem til innsnevring skjer i materialforsøket. For å finne den fullstendige spennings-tøyningskurven helt frem til brudd må derimot ligning 2.4 og 2.8 benyttes. For å bruke de to sistnevnte ligningene, må det sanne arealet i midten av innsnevringen registreres.

I denne oppgaven blir DIC benyttet for å finne det sanne arealet, A , over innsnevringen. Dette blir gjennomført ved å registrere vektorendringen over innsnevringssområdet, se figur 2.3 og kapittel 2.1.1. Vektorendringen, v_e , er gitt av ligning 2.1.

For rektangulære prøvestykker gjelder:

$$A = b_0 t_0 (1 + v_e) \quad (2.9)$$

hvor:

b_0 - er initialbredden til prøvestykket

t_0 - er initialtykkelsen til prøvestykket

For sirkulære prøvestykker gjelder:

$$A = \left(\frac{\pi \cdot (D_0(1 + v_e))^2}{4} \right) \quad (2.10)$$

hvor:

D_0 - er initialdiametere til prøvestykket

Ved hjelp av det sanne arealet, A , blir videre den sanne spenningen, σ_t , beregnet ut fra ligning 2.4.

Plastisk tøyning

For å finne fastningskurven til et materiale etter flyt, må spenningen være en funksjon av den plastiske tøyningen. Den sanne plastiske tøyningen, ε_t^p , er gitt av sammenhengen i ligning 2.11:

$$\varepsilon_t^p = \varepsilon_t - \frac{\sigma_t}{E} \quad (2.11)$$

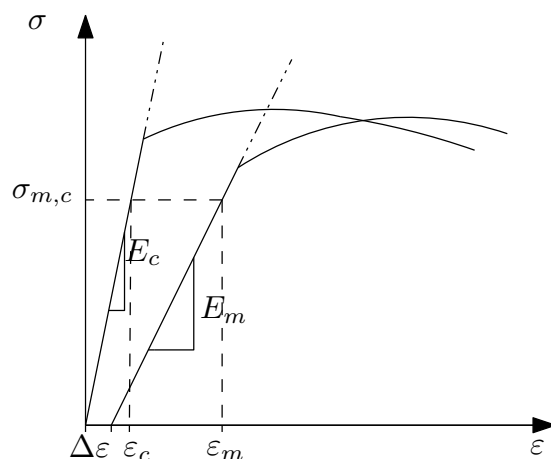
Den beregnede fastningskurven er dermed sann spenning, σ_t , plottet mot sann plastisk tøyning, ε_t^p , fra ligning 2.11.

2.1.5 Korrigering av spennings-tøyningskurven

Etter beregning av spennings-tøyningskurven fra kapittel 2.1.4, kan det være nødvendig å korrigere denne spennings-tøyningskurven. To korreksjoner blir benyttet, korreksjon av tøyning og korreksjon av spenning.

Korreksjon av tøyning

Bruk av DIC kan gi noe unøyaktige resultater ved små tøyninger eller ved strekkforsøk i høye hastigheter. Figur 2.10 viser hvordan tøyningen i en spennings-tøyningskurve kan korrigeres [15].



Figur 2.10: Korrigering av tøyningen i en spennings-tøyningskurve [15]

Fra figur 2.10 kan den korrigerede tøyningen, ε_c , beregnes fra:

$$\varepsilon_c = (\varepsilon_m - \Delta\varepsilon) - \left(\frac{E_c - E_m}{E_c \cdot E_m} \right) \quad (2.12)$$

hvor:

ε_m - er målt tøyning

ε_c - er korrigert tøyning

E_m - er målt E-modul

E_c - er E-modul fra kapittel 2.1.2

Korreksjon av spenning

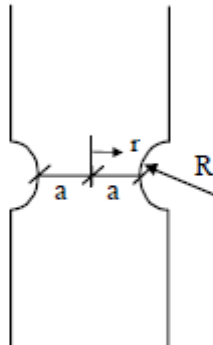
Før innsnevring inntreffer er det en enaksial spenningstilstand. Etter innsnevring er ikke dette lenger tilfellet og spenningene må derfor korrigeres for triaksiale effekter. Den ekvivalente spenningen, σ_{eq} , i innsnevringområdet, som tar hensyn til triaksiale effekter er gitt av Bridgman korreksjonen i ligning 2.13 [15]:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_t}{(1 + 2R/a)\ln(1 + a/2R)} \quad (2.13)$$

hvor:

σ_t - er den sanne spenningen etter ligning 2.4.

a/R - forholdet beskrives av figur 2.11. Siden R er ukjent benyttes Le Roy's empiriske formel, se ligning 2.14.



Figur 2.11: Beskrivelse av forholdet a/R [15]

Le Roy's empiriske formel er gitt av:

$$a/R = 1.1(p - \varepsilon_{lu}^p), p > \varepsilon_{lu}^p \quad (2.14)$$

hvor:

p - er plastisk tøyning

ε_{lu}^p - er plastisk tøyning ved innsnevringstidspunktet

Bridgman korreksjonen forutsetter fire kriterier:

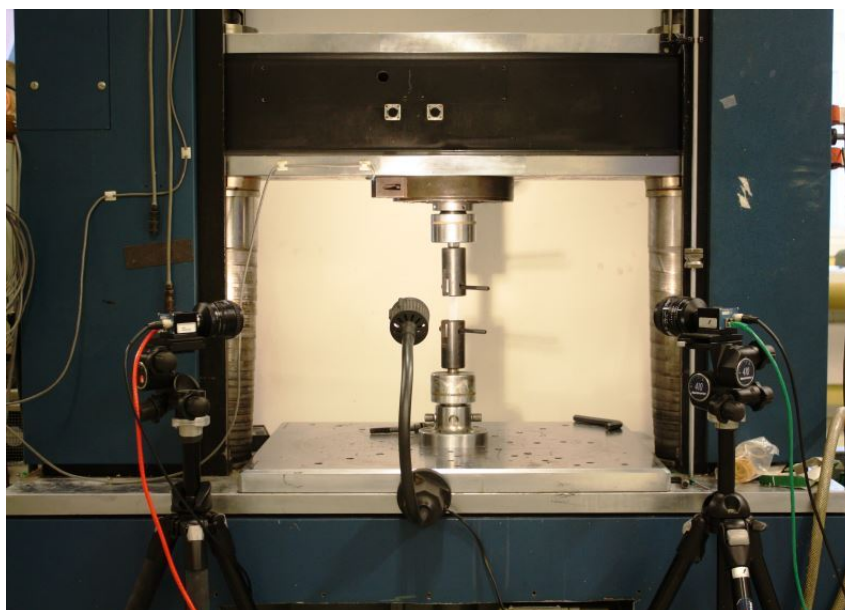
1. Størrelsen på innsnevringen er tatt ut fra størrelsen på sirkelradiusen, R .
2. Tverrsnittsarealet forblir sirkulært gjennom hele forsøket.
3. Von Mises kriteriet gjelder.
4. Tøyningene er konstant over hele tverrsnittet i innsnevringssområdet.

De triaksielle effektene vil ha liten innvirkning på rektangulære prøvestykker og spenningen i innsnevring for rektangulære prøvestykker vil derfor ikke bli korrigert.

2.2 Testoppsett

En strekkmaskin som vist i figur 2.12, ble benyttet for å teste strekkprøvene med en kvasi-statisk lastpåkjenning. Den benyttede tøyningraten for strekkprøvene var 10^{-4} /s.

DIC ble benyttet for å analysere strekkforsøkene, se kapittel 2.1.1. Kameraene for bruk til DIC ble plassert i to forskjellige vinkler inn mot prøvestykket, slik at både endring i tykkelse og bredde kunne registreres. Figur 2.12 viser strekkmaskinen og kameraoppsettet.



Figur 2.12: Materialforsøk - oppsett

Kraften som oppstår som følge av forskyvningen blir registrert av maskinen. Med informasjon om kraft og tøyning er det mulig og komme frem til en spennings-tøyningsskurve. Dette er tidligere beskrevet i kapittel 2.1.4.

2.3 Geometri

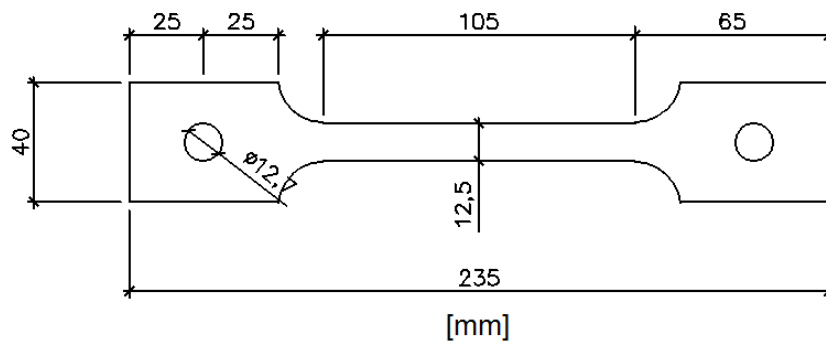
Det ble gjennomført strekkforsøk av følgende komponenter:

- Skruer
- Søyleflens i lengde og tverretning.
- Søylesteg i tverretning.
- Bjelkeflens i lengderetning.
- Endeplate for vinklene 0° og 90° på valseretningen.

Strekkprøvene for de ulike komponentene bestod av det samme materialet som ble benyttet i fullskalaforsøkene. Vedlegg A viser en oversikt over plassering av strekkprøvene som er tatt ut for søyle og bjelke. Det ble tatt strekkprøver i ulike retninger for å kontrollere at materialeegenskapene var like i alle retningene. For hver av de ulike prøvestykkene ble det gjennomført minimum to strekkforsøk for å identifisere eventuelle avvik.

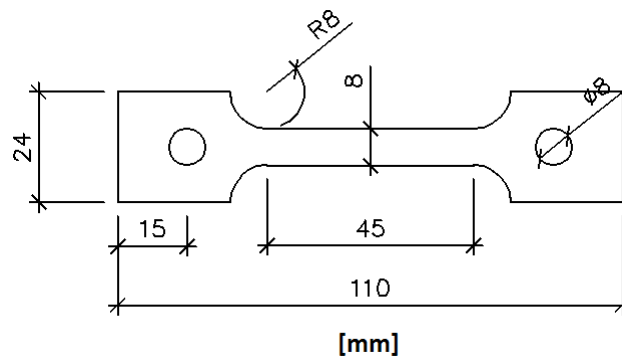
Tverrsnittsdimensjonene ble målt for alle strekkprøvene i tre ulike snitt. Gjennomsnittsverdier for dimensjonene ble benyttet videre for å beregne fastningskurvene. Målepunkter og verdier for dimensjonene til hvert enkelt prøvestykke er lagt med som vedlegg, vedlegg B.

Figur 2.13 viser geometrien til prøvestykkene for søyleflens i lengderetning, bjelkeflens i lengderetning samt endeplate i tverr og lengderetning:



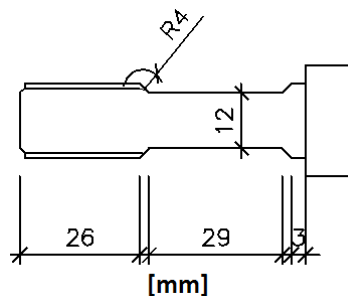
Figur 2.13: Strekkprøve - UT235

Figur 2.14 viser geometrien til prøvestykkene for søyleflens og søylesteg i tverretning.



Figur 2.14: Strekkprøve - UT110

Figur 2.15 viser geometrien til strekkprøvene av skruene.



Figur 2.15: Strekkprøve - Skruer

2.4 Fastningskurven til de ulike komponentene

Ut fra gjennomførte strekkforsøk og beregning etter kapittel 2.1 er det kommet frem til ulike fastningskurver for skruer, endeplate, bjelke og søyle. Siden DIC vil gi noe unøyaktige resultater ved små tøyninger, er tøyningene ved behov korrigert i henhold til ligning 2.12. Ved unøyaktige måledata i det elastiske området, vil ikke flyt skje ved en plastisk tøyning på 0. Hvis dette er tilfelle må tøyningene korrigeres.

I dette kapittelet vil individuelle metoder for å finne fastningskurven til de ulike komponentene bli presentert.

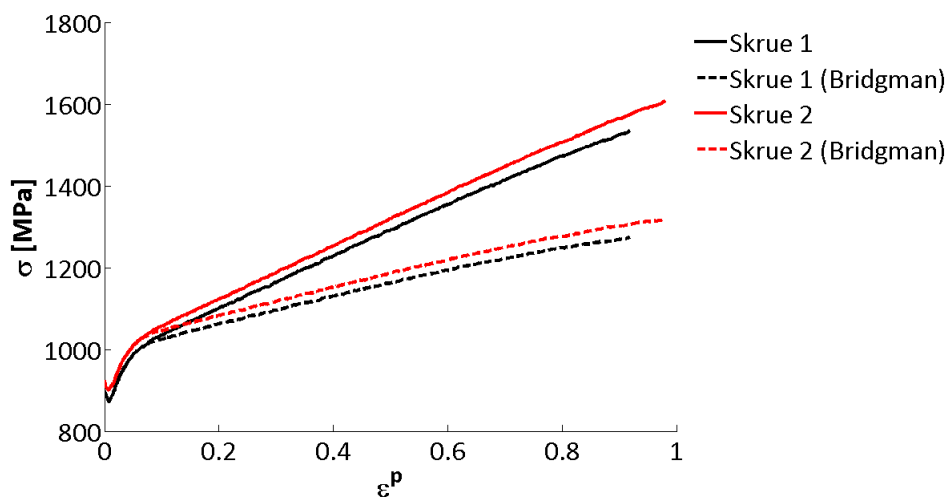
2.4.1 Skruer

Fra de kvasi-statiske forsøkene er skruene de svakeste komponentene i knutepunktet (se kapittel 3.2). For å finne en god numerisk simuleringsmodell til forsøkene er derfor fastningskurven til skruene svært viktig.

To kvasi-statiske strekkforsøk ble gjennomført for å finne fastningskurven. Geometrien til prøvestykkene er beskrevet i kapittel 2.3.

For å finne fastningskurven til skruene blir sann plastisk tøyning beregnet ut fra ligning 2.8 og ligning 2.11. Disse ligningene vil generere en gjennomsnittlig lengdetøyning over tverrsnittet, på bakgrunn av endring i areal over innsnevringen. DIC blir benyttet for å registrere arealendringen, se ligning 2.10. Sann spenning blir beregnet ved hjelp av ligning 2.4.

For det sirkulære prøvestykket vil det etter innsnevring oppstå triaksielle effekter. Den beregnede fastningskurven må derfor korrigeres. Bridgman korreksjonen fra ligning 2.13 blir benyttet for å korrigere for de triaksielle spenningene. Figur 2.16 viser fastningskurven for skruene før og etter Bridgman korreksjonen.



Figur 2.16: Fastningskurve etter Bridgman korreksjon

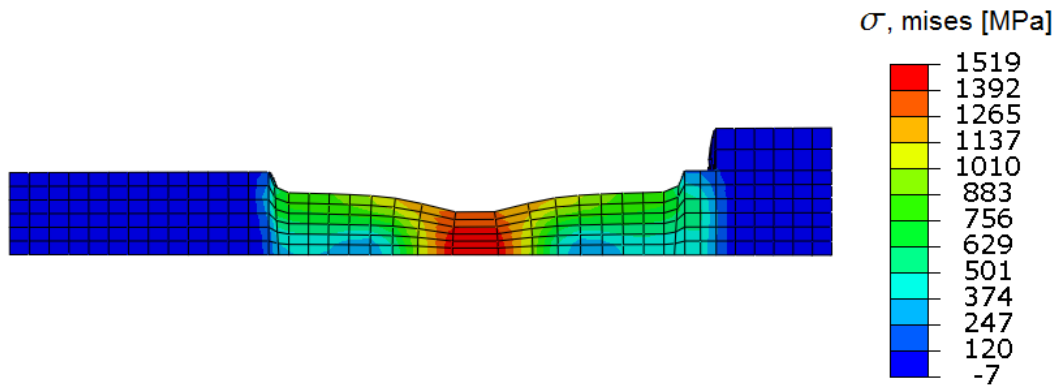
Skruene har fasthetsklasse 8.8, noe som tilsier at materialet skal ha en flytspenning, f_y , på omtrent 640 MPa og en bruddspenning, f_{ub} , på omtrent 800 MPa [17]. Tabell 2.1 beskriver derimot at både flytspenningen og bruddspenningen funnet fra materialforsøkene er langt høyere enn dette for de aktuelle skruene.

Tabell 2.1: Forsøksresultater for skrue

Forsøk	f_y [MPa]	f_{ub} [MPa]
1	908.7	1274.2
2	923.1	1319.8

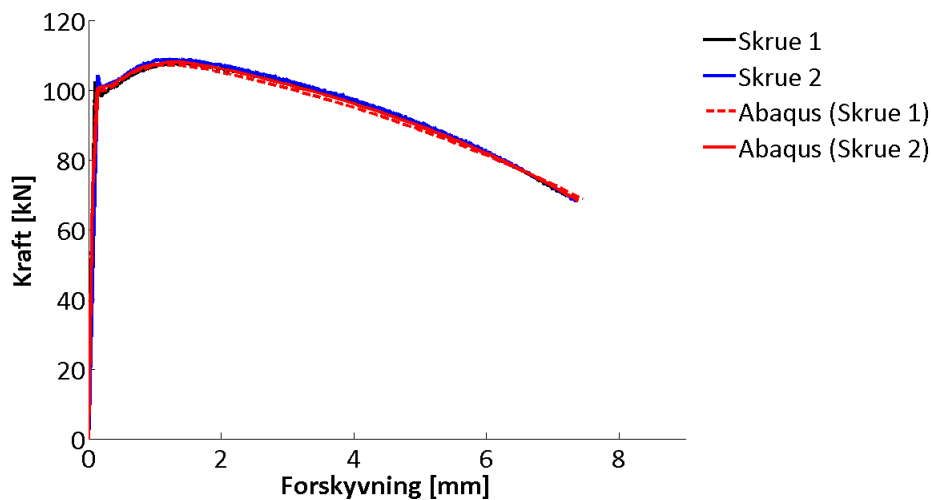
For å verifisere fastningskurven til skruene, blir strekkforsøket rekonstruert i en numerisk simulering. Fastningkurven fra figur 2.16 blir lagt inn i en verifiseringsmodell i elementmetodeprogrammet Abaqus. Kraft-forskyvningskurven fra den numeriske simuleringen skal sammenlignes mot de gjennomførte forsøkene. Dersom kraft-forskyvningskurven er lik, vil korrekt fastningskurve være identifisert. I den numeriske simuleringen blir det benyttet en elementstørrelse på 1 mm og 1/4 symmetri

av prøvestykket, se figur 2.17. Som elementtype er C8DR volumelementer benyttet, dette elementet er nærmere beskrevet i kapittel 4.1.1.



Figur 2.17: Verifisering av fastningskurve i Abaqus, 1/4 symmetri

Figur 2.18 viser sammenligning av kraft-forskyvning for strekkforsøkene og den numeriske simulering i Abaqus.



Figur 2.18: Verifisering av fastningskurve

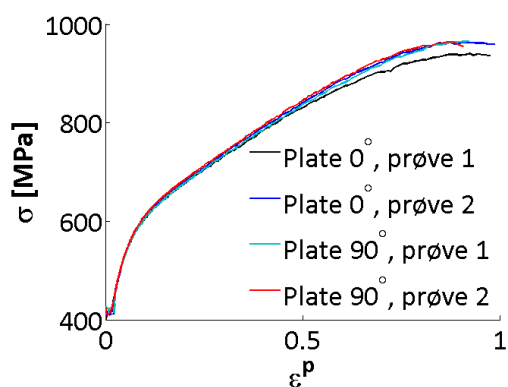
Figur 2.18 viser at kraft-forskyvningskurven fra den numeriske simuleringen samsvarer veldig godt med forsøkene. Selv om det ikke er stor forskjell mellom de to fastningskurvene fra figur 2.16, stemmer simuleringen av Skruer 2 litt bedre med de gjennomførte forsøkene enn simuleringen av Skruer 1. Dette gir en indikasjon av at fastningskurven generert ut fra Skruer 2 er bedre. På bakgrunn av dette vil fastningskurven for Skruer 2 bli benyttet for som materialparameter i den numeriske simuleringen av fullskalaforsøket.

2.4.2 Endeplate

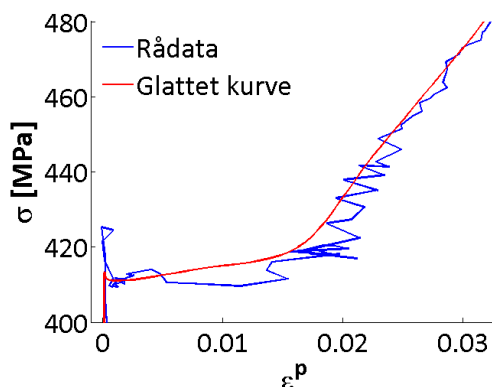
Fra kapittel 3, fullskalaforsøk, er det tydelig at endeplaten får vesentlige plastiske deformasjoner. Det er derfor viktig å finne en god fastningskurve for endeplaten. Det ble gjennomført fire strekkforsøk av prøvestykker fra endeplaten; To strekkforsøk i endeplaten lengderetning og to i endeplaten tverretning.

For å finne fastningskurven for endeplaten blir sann plastisk tøyning beregnet fra ligning 2.8 og ligning 2.11 mens sann spenning blir beregnet ut fra ligning 2.4. DIC ble benyttet for å registrere det sanne arealet over innsnevringområdet ved hjelp av ligning 2.9.

Figur 2.19 viser fastningskurvene til de enkelte strekkforsøkene. Fastningskurven til plate 0° , prøve 1, ligger noe lavere enn de andre kurvene, ellers danner resten av forsøkene en nesten sammenfallende fastningskurve. Plate 0° , prøve 2 ligger midt mellom de øvrige fastningskurvene gjennom hele fastningsforløpet, og vil derfor bli benyttet som endelig fastningskurve for endeplaten. For å komme frem til en fastningskurve som kunne implementeres i Abaqus ble kurven glattet noe, en sammenligning av rådata mot den glattede kurven er vist i figur 2.20.



Figur 2.19: Fastningskurver fra de forskjellige strekkforsøkene av endeplate



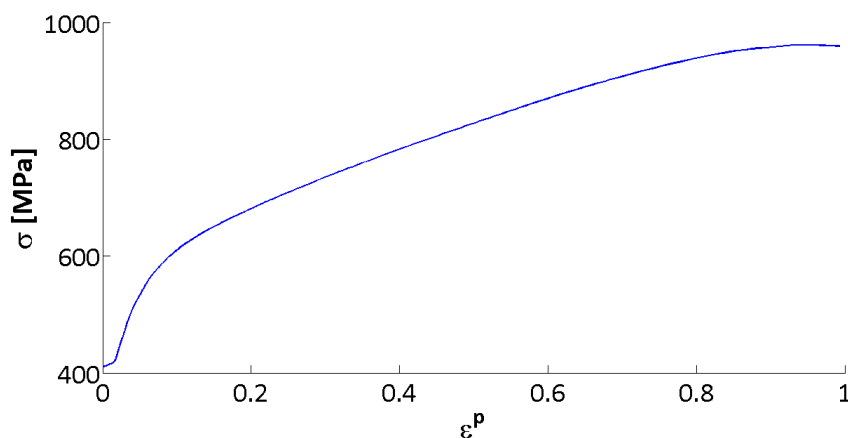
Figur 2.20: Sammenligning av glattet fastningskurve og rådata

Verdiene for flytespenning, f_y , og bruddspenning f_{ub} , er vist i tabell 2.2. Flytespenningen til den endelige fastningskurven ligger noe lavere enn rådata fra strekkforsøkene. Dette skyldes at lokale ekstremverdier har blitt fjernet i den redigerte kurven, se figur 2.20.

Tabell 2.2: Variasjoner i flyt-, og brudd-spenninger for strekkforsøkene til endeplaten

	Strekkforsøk	Valgt fastningskurve
f_y [MPa]	422-428	413
f_{ub} [MPa]	940-980	960

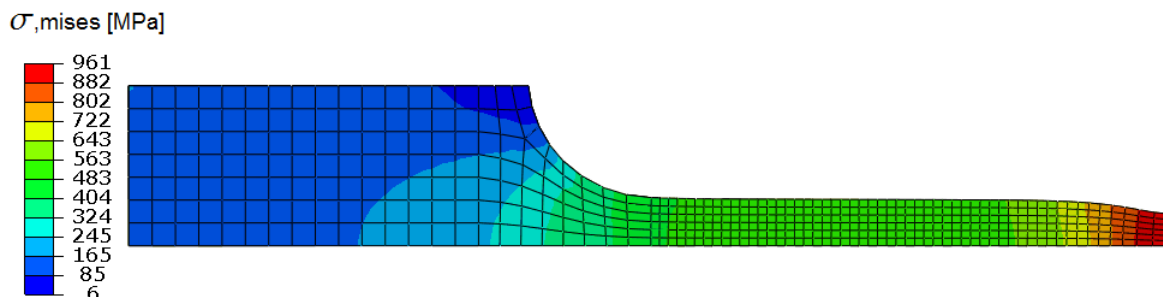
Den endelige fastningskurven for endeplaten som inkluderes i Abaqus, er vist i figur 2.21



Figur 2.21: Endelig fastningskurve til endeplate

Som beskrevet tidligere er det viktig å komme frem til en korrekt fastningskurve for endeplaten. For å verifisere fastningskurven fra DIC er strekkforsøket simulert i Abaqus, hvor den endelige fastningskurven fra figur 2.21 har blitt benyttet som materialkurve. En modell av den numeriske simuleringen er vist i figur 2.22. Strekkforsøket er modellert med 1/8 symmetri. Gjennom et lite parameterstudie, ble det avdekket at en elementstørrelse på 1 mm for den tynne delen av strekkprøven og 3 mm for de resterende områdene var tilstrekkelig.

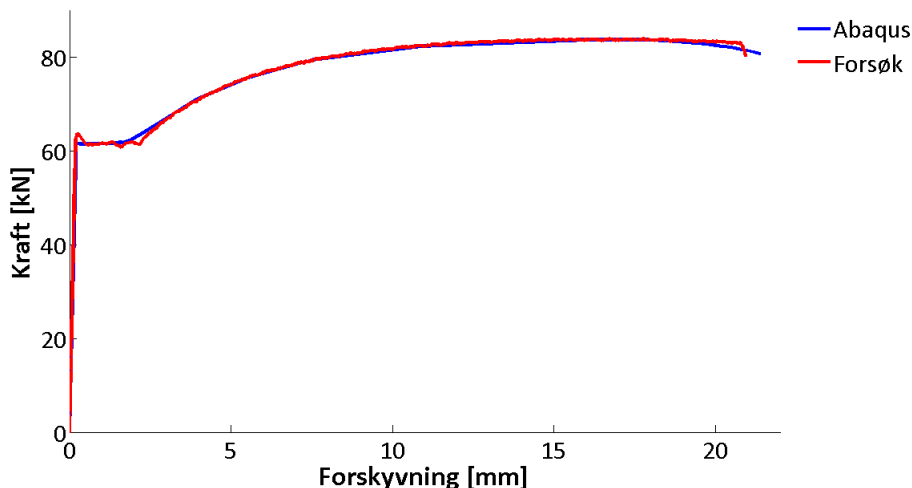
I et strekkforsøk skal det oppstå innsnevring og brudd i den tynneste delen av prøvestykket. Mikroskopiske imperfeksjoner avgjør akkurat hvor på prøvestykket dette oppstår. For å få innsnevringen til å skje i den numeriske simuleringen, er det nødvendig og legge inn imperfeksjon. Imperfeksjon ble lagt til ved å flytte nodene på midten av prøvestykket (på den høyre enden i figur 2.22) en mikroskopisk numerisk verdi (10^{-6} mm) ned mot midten. Denne imperfeksjonen vil gjøre at innsnevringen skjer nøyaktig i dette punktet.



Figur 2.22: Simulering av strekkforsøket til endeplaten i Abaqus

Figur 2.23 viser at den numeriske simuleringen er veldig lik forsøket. På bakgrunn

av dette kan det konkluderes med at den beregnede fastningskurven til endeplaten er korrekt.



Figur 2.23: Kraft-forskyvningskurve for strekkforsøk av endeplate

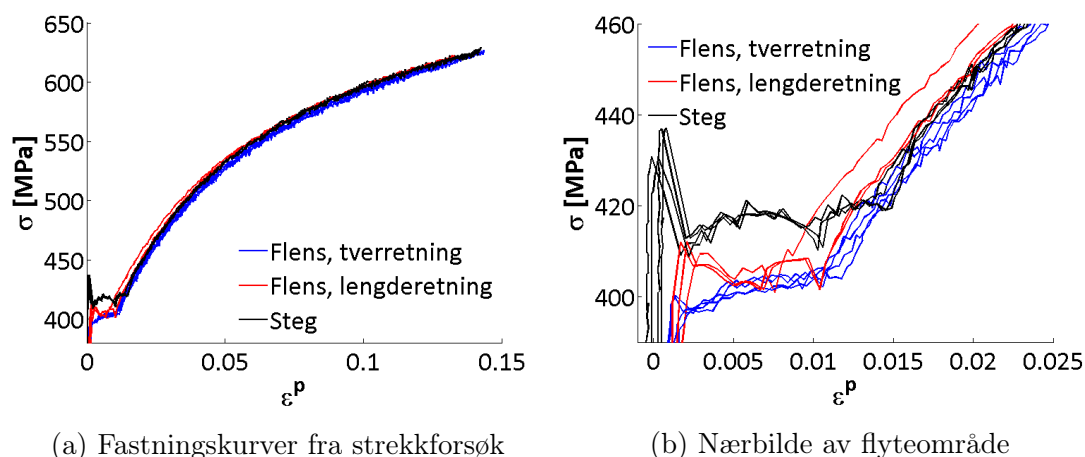
2.4.3 Søyلة

På bakgrunn av gjennomførte fullskalaforsøk, se kapittel 3, får ikke søylen vesentlige plastiske deformasjoner. På bakgrunn av dette vil kun fastningskurven frem til inn-snevring skjer i materialforsøket, bli inkludert i den numeriske simuleringsmodellen. Tøyningene blir registrert ved å bruke DIC som et ekstensometer for å måle forlengelsen av prøvestykket, se figur 2.4. Den sanne spenning-tøyingsrelasjonen blir videre beregnet ut fra ligningene 2.4, 2.7 og 2.11.

Som beskrevet i kapittel 2.3 er det gjennomført til sammen seks strekkforsøk for søylen. De ulike strekkforsøkene er delt inn i tre grupper:

- to forsøk av flens i tverretning
- to forsøk av flens i lengderetning
- to forsøk av steget.

Fastningskurvene til strekkforsøkene gjennomført for søylen er vist i figur 2.24. Flytespenningen for de ulike gruppene er vist i tabell 2.3.



Figur 2.24: Fastningskurver fra de forskjellige strekkforsøkene av søylen

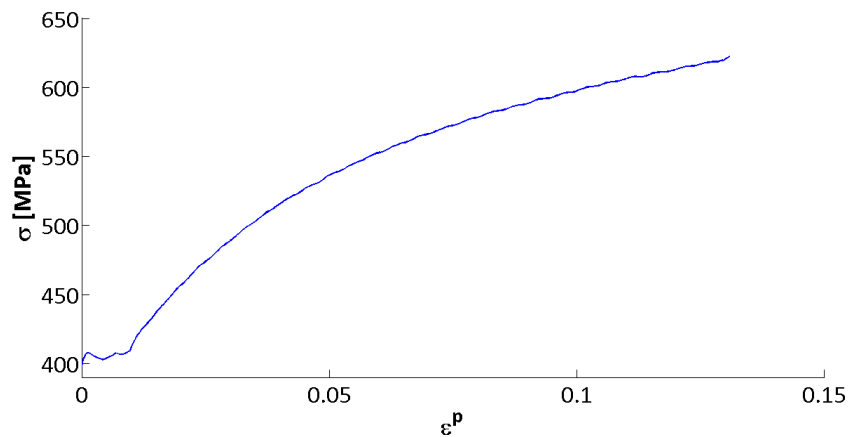
Tabell 2.3: Flytespenning, f_y , for søyle

	Flens, tverr	Flens, langs	Steg	Endelig fastningskurve
f_y [MPa]	400	410	430	405

Fra figur 2.24 er fastningskurvene for de ulike strekkforsøkene veldig like. Det som imidlertid skiller seg ut er flytespenningen, se figur 2.24b og tabell 2.3. Fra innledende numeriske analyser er det konkludert med at spenningene i søylen blir størst i flensen, se tabell 2.4. Siden fastningskurvene er veldig like og de opptredende spenningene er størst i flensen, er flens i lengderetning benyttet som endelig fastningskurve for hele søylen. Fastningskurvene for flens i lengderetning ligger i midten av fastningsforløpet sammenlignet med de øvrige kurvene og vil gi et fint gjennomsnitt for de øvrige delene av søylen. Som vist i figur 2.24b, er fastningskurvene fra DIC noe rotete. Den endelige fastningskurven har derfor blitt glattet slik at fastningskurven kan benyttes som materialparameter i Abaqus, se figur 2.25.

Tabell 2.4: Største opptredende spenninger i søylen fra innledende numerisk analyse

	Flens	Steg
σ_{mises} [MPa]	420	360

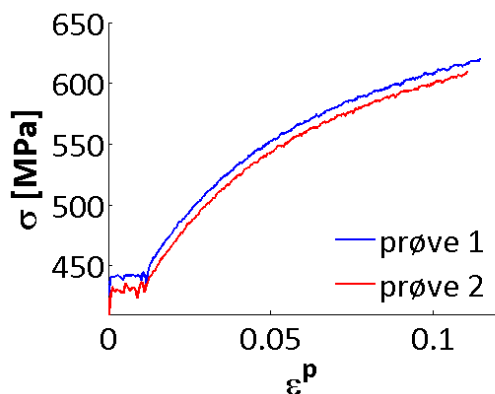


Figur 2.25: Endelig fastningskurve for søylen

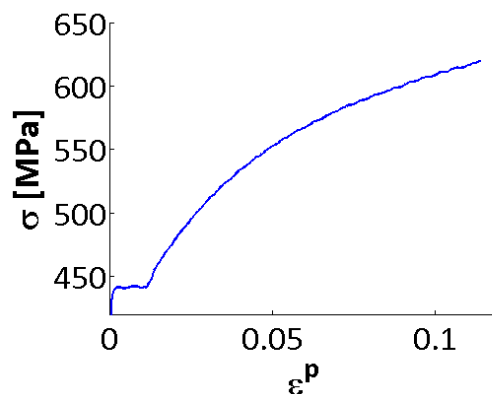
2.4.4 Bjelke

Etter erfaringer fra gjennomførte fullskalaforsøk, se kapittel 3, er ikke bjelken preget av vesentlige plastiske deformasjoner. På samme måte som for søylen, i kapittel 2.4.3, blir derfor kun fastningskurven frem til innsnevring skjer i strekkforsøkene, benyttet som materialparameter i den numeriske modellen.

For bjelken er det gjennomført to strekkforsøk av flensen i lengderetning. Fastningskurven generert fra disse to strekkforsøkene er vist i figur 2.26. Under strekkforsøket av prøve 2, flasset store deler av malingen av. Flassingen fra prøvestykke ga dårlige tøyingsregistreringer ved hjelp av DIC. Dette forklarer hvorfor de to kurvene i figur 2.26 avviker mye fra hverandre. På bakgrunn av dette er fastningskurven fra forsøk 1 valgt som materialparameter for søylen. Den endelige og glattede fastningskurven er vist i figur 2.27. Flytespenningen til den endelige fastningskurven for bjelken, $f_{y,bjelke}$, er 440MPa .



Figur 2.26: Fastningskurver fra de to strekkforsøkene av bjelken



Figur 2.27: Endelig fastningskurve for bjelke

2.4.5 Sveis og avstiver

Det er ikke gjennomført strekkforsøk av sveis eller avstiver, men det er likevel viktig å implementere materialparametere for disse komponentene i den numeriske simuleringen. Valg av fastningskurve for disse komponentene er beskrevet nedenfor.

Sveis

Etter erfaringer fra gjennomførte fullskalaforsøk, se kapittel 3, viste ikke sveisene antydning til plastiske deformasjoner eller sprekkdannelse. Sveisene skal også i utgangspunktet ha en høyere fasthet enn grunnmaterialet rundt. Fra Eurokoden kommer det ikke klart fram hva kapasiteten til selve sveisen i en forbindelse skal være. Kun kapasiteten til materialet rundt blir betraktet. En tidligere masteroppgave ved NTNU, av Dalen og Wåsjø [18], beskriver sveisenes kapasitet i en typisk stålforbindelse med kvalitet S355. De nominelle verdiene er vist i tabell 2.5.

Tabell 2.5: Fastning for sveis

σ [MPa]	ε^p
600	0
700	0.02
800	0.06

I følge verdiene fra tabell 2.5 har sveisene litt høyere kapasitet enn det øvrige materialet sveisen tilknytter. Dette gjenspeiler hvordan kapasiteten til en sveis skal være. På bakgrunn av dette er de nominelle verdiene fra tabell 2.5 benyttet i den numeriske simuleringen.

Avstiver

Avstiveren til knutepunktet er plassert i søylens trykksone. Som for sveisen, viser fullskalaforsøkene ingen tegn til plastisk deformasjon av avstiveren.

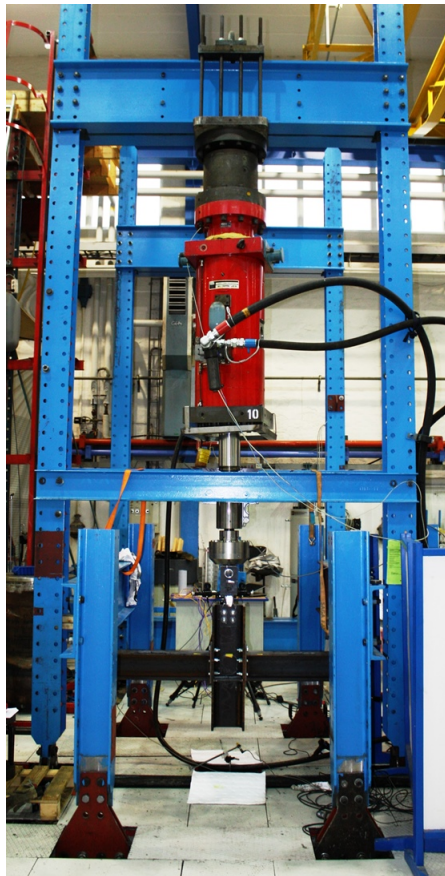
Avstiverene har den samme stålqualität som resten av knutepunktet, S355. Fra kapittel 2.4.3 og 2.4.4 var det ikke store forskjeller mellom fastningskurvene til søylen og bjelken. På bakgrunn av dette er fastningskurven for bjelken også valgt som fastningskurve for avstiver.

3 Kvasi-statiske fullskalaforsøk

To kvasi-statiske fullskalaforsøk ble gjennomført. Forsøkene ble gjennomført med meget lav hastighet (3 mm/min). Med lav deformasjonshastighet vil den kinetiske energien være tilnærmet lik null. Resultatet fra forsøkene er hentet ut i form av kraft-forskyvningskurver. Kurvene vil bli benyttet for å sammenligne mot numeriske simuleringer og beregning etter NS-EN 1993-1-8. Knutepunktets geometri er beskrevet tidligere i kapittel 1.2.

3.1 Testoppsett

Foto av testoppsettet er vist i figur 3.1.

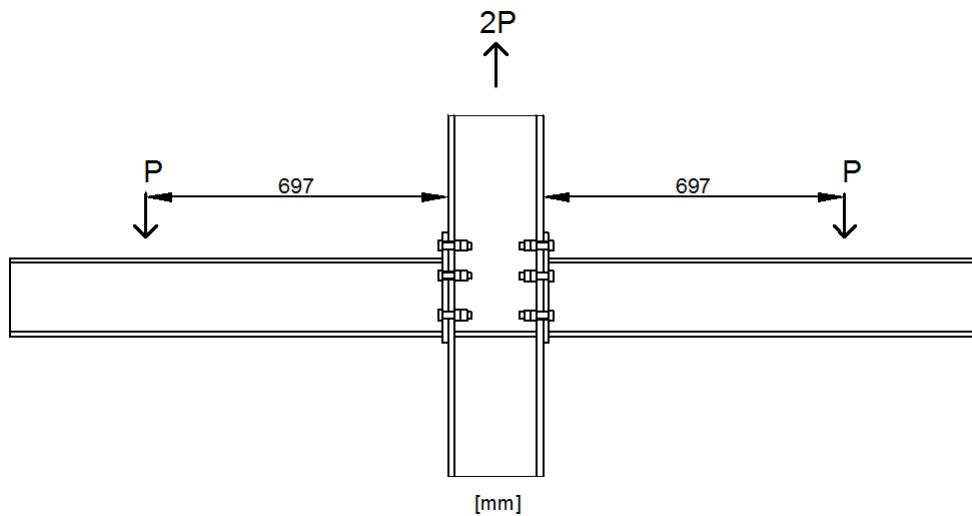


Figur 3.1: Kvasi-statisk fullskalaforsøk -testoppsett

En hydraulisk aktuator drar søylen i knutepunktet oppover, mens bjelkene, som støtter mot opplagre på hver side, holder resten av knutepunktet igjen. Bjelke-søyleforbindelsen ble testet til brudd.

Figur 3.2 viser en illustrasjon av hvordan kraftene virker på knutepunktet. Lasten $2P$ på søylen er den påførte lasten, mens lasten P på hver bjelke er reaksjonskraften fra

opplagrene på grunn av den påførte lasten. Avstanden mellom opplagrene og søyle er som figuren viser, 697 mm.



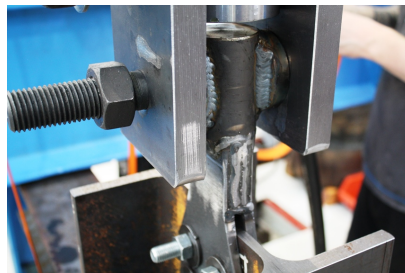
Figur 3.2: Lastpåføring og lengde ut til opplager

Forbindelse mellom knutepunkt og maskin

For å overføre kraften fra maskinen til knutepunktet ble forbindelsen skrudd til søylen ved hjelp av fire skruer, se figur 3.3. For å sikre en momentfri overføring av krefter, ble det konstruert et ledd i overgangen mellom søyle og maskin, se figur 3.4.



Figur 3.3: Forbindelse til søylen



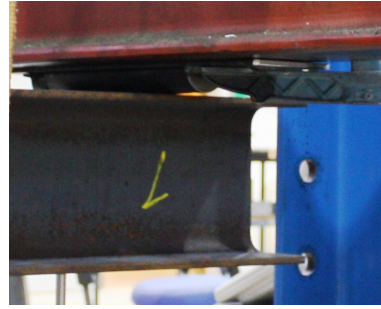
Figur 3.4: Leddet forbindelse mellom maskin og søyle

Opplager

Figur 3.5 og 3.6 viser opplagrene som bjelkene hviler mot. Opplagrene er formet som to halvsirkler med radius, $r = 25$ mm.



Figur 3.5: Opplager venstre side



Figur 3.6: Opplager høyre side

Registrering av kraft og forskyvning

Data som ble registrert under forsøket var kraft og forskyvning. Kun kraften ble registrert av maskinen. Induktive forskyvningsmålere registrerte vertikal forskyvning av opplagrene samt i underkant av søyle. Forskyvningen til opplagrene er styrt av stivheten til systemet, det er derfor viktig at også forskyvningen til opplagrene blir registrert, siden denne forskyvningen kan være betydelig. De tre deformasjonsmålingene ble benyttet til å beregne den vertikale forskyvningen av knutepunktet, u_{kp} , fra ligning 3.1:

$$u_{kp} = u_{tot} - \frac{u_{ov} + u_{oh}}{2} \quad (3.1)$$

hvor:

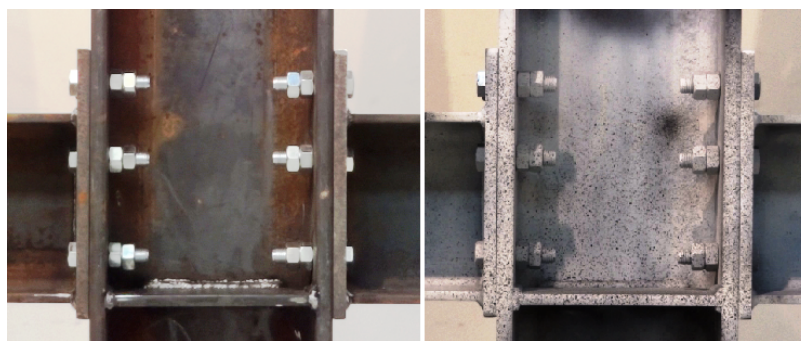
u_{tot} - forskyvning registrert i underkant av søyle.

u_{ov} - forskyvning av venstre opplager.

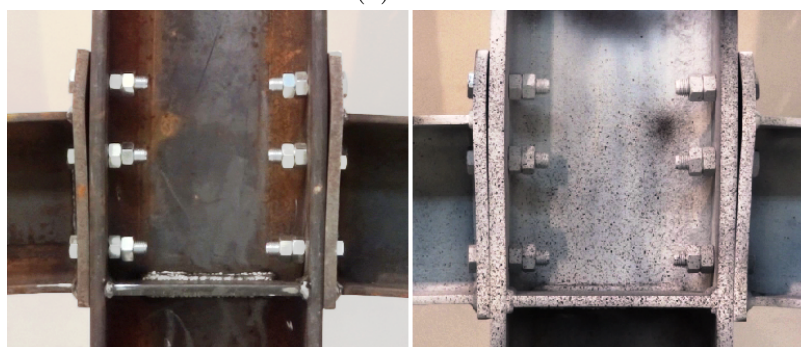
u_{oh} - forskyvning av høyre opplager.

3.2 Resultater

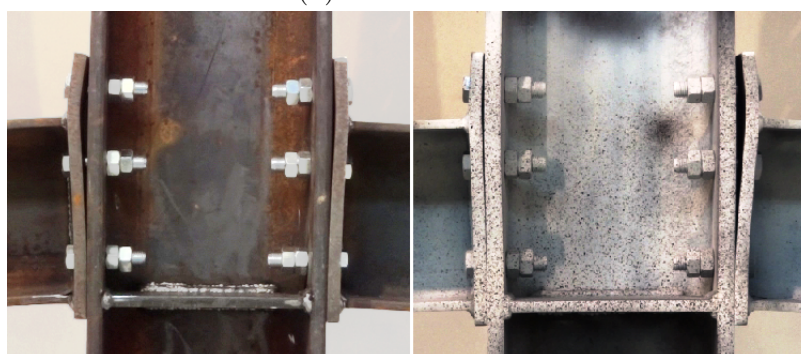
Som beskrevet i innledningen ble det gjennomført to forsøk. Figur 3.7 viser bildeserier av henholdsvis Forsøk 1 og Forsøk 2 gjennom belastningsforløpet.



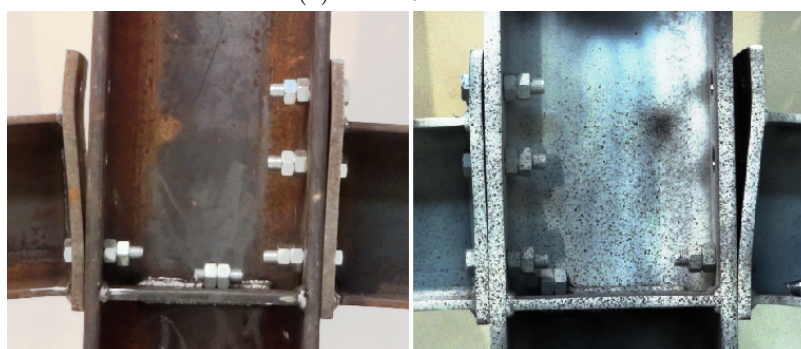
(a) Start



(b) Maksimal last



(c) Like før brudd

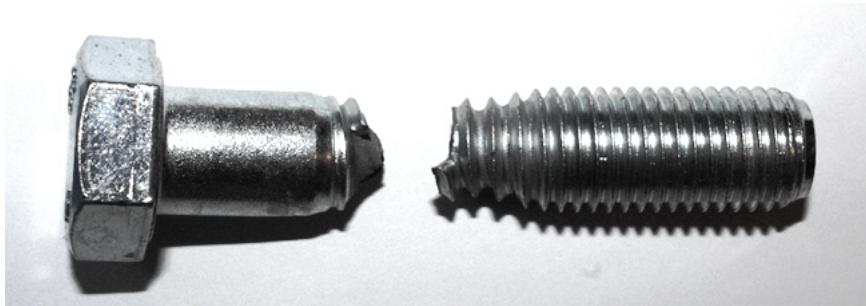


(d) Etter brudd

Figur 3.7: Bildeserie for fullskalaforsøk 1 og 2

Fra figur 3.7b viser knutepunktet en forholdsvis symmetrisk oppførsel opp til maks-

last. Etter maksimal last, blir det større forskjeller mellom høyre og venstre side av knutepunktet, deformasjonen blir altså mer usymmetrisk. Figur 3.7d viser at begge forsøkene fikk brudd i skruene på strekksiden av knutepunktet. På grunn av usymmetrien i figur 3.7c oppstod bruddet bare på den ene siden. Med gitt belastning og randbetingelser er det tydelig at skruene er de svakeste komponentene i knutepunktet. Endeplatene får også betydelige deformasjoner, men er ikke i nærheten av brudd. Hverken bjelke, søyle eller stiver har fått noen betydelige plastiske deformasjoner. Sveisen hadde heller ikke antydning til deformasjon eller sprekkdannelse. Figur 3.8 viser en av skruene etter brudd. Skruene gikk til brudd i gjenget del, helt inntill overgangen til ugjenget del. Bruddet er et strekkbrudd, noe som indikerer at skruer 1 og 2 hovedsakelig blir belastet med strekk. Det er liten antydning til skjærbrudd og skjærdeformasjoner. For å unngå gjengeutrivning av muttere ble to muttere festet på alle skruene under forsøk. Dette ble gjort ved erfaring fra parallelt studie [4], hvor gjengeutrivning begrenset kapasiteten til konstruksjonen.

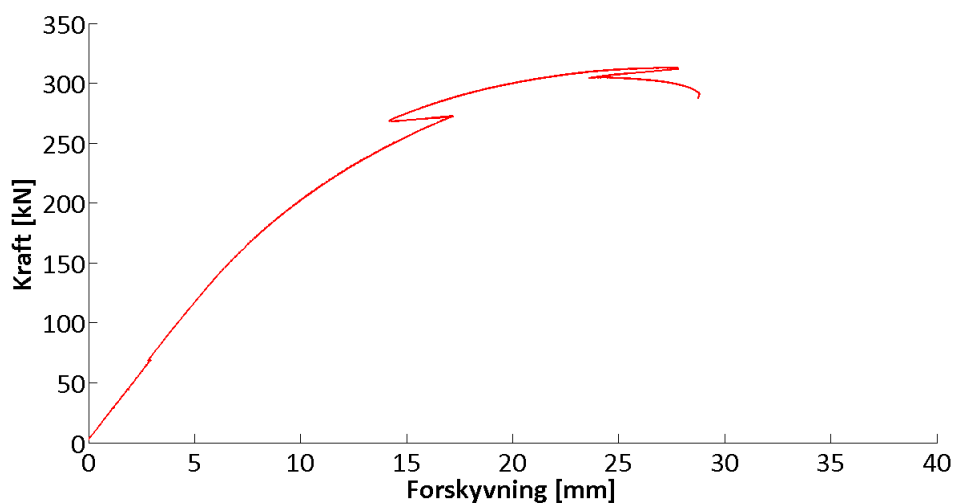


Figur 3.8: Skruer etter brudd

Resultatene for Forsøk 1 og 2 er beskrevet nærmere i kapittel 3.2.1 og 3.2.2.

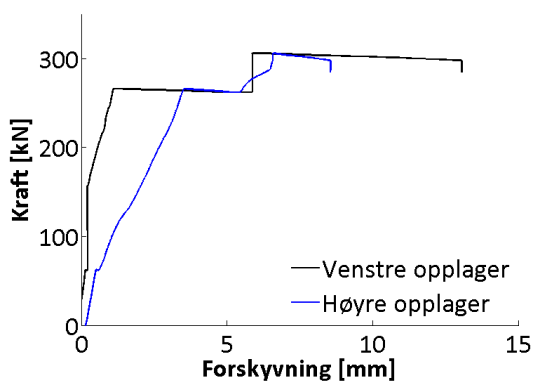
3.2.1 Forsøk 1

Figur 3.9 viser kraft-forskyvningskurven for Forsøk 1, der kraft i figuren er den påførte aksialkraften i søylen og forskyvningen er u_{kp} , beregnet etter ligning 3.1.

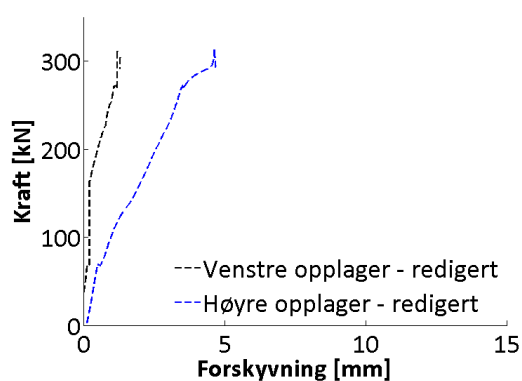


Figur 3.9: Kraft-forskyvning, Forsøk 1

Det er ikke fysisk korrekt at forskyvningen blir mindre etterhvert som belastningen øker. Dette er derimot tilfellet i kraft-forskyvningskurven for Forsøk 1, vist i figur 3.9. Kraft-forskyvningskurven viser dermed et uønsket deformasjonsmønster. Forskyvning av opplagrene er grunnen til det uønskede deformasjonsmønsteret i kraft-forskyvningskurven. Det har skjedd en feil ved registrering av opplagerforskyvningene (u_{ov} og u_{oh}) under Forsøk 1. Figur 3.10 viser deformasjonen av opplagrene etterhvert som kraften øker. På to punkter langs pålastningskurven øker deformasjonen av opplagrene markant selv om kraften forblir konstant. Det er uvisst hva som er grunnen til dette, men det vil føre til uriktige verdier for forskyvningen av opplagerene. Resultatene for forskyvningen av søylen blir derfor påvirket av dette, slik at resultatet blir som i figur 3.9. Ved å korrigere opplagerforskyvningene vil det være mulig å forbedre testresultatene. Redigeringen er gjort ved å se bort fra de to markante hoppene i opplagerforskyvning. Figur 3.11 viser kraft-forskyvningskurven for opplagrene etter korrigering.

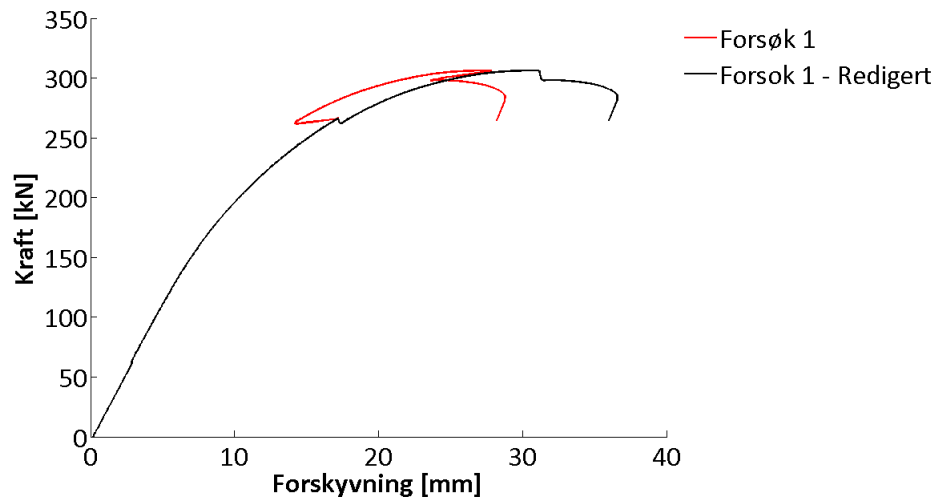


Figur 3.10: Kraft-forskyvningskurve for opplager



Figur 3.11: Kraft-forskyvningskurve av opplager etter korleksjon

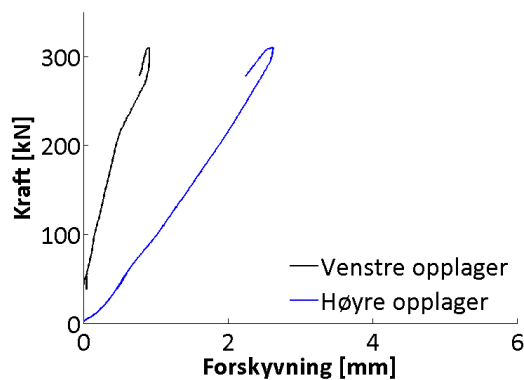
Figur 3.12 viser en sammenligning av kraft-forskyvningskurven for knutepunktet før og etter korrigering av opplagerforskyvningene.



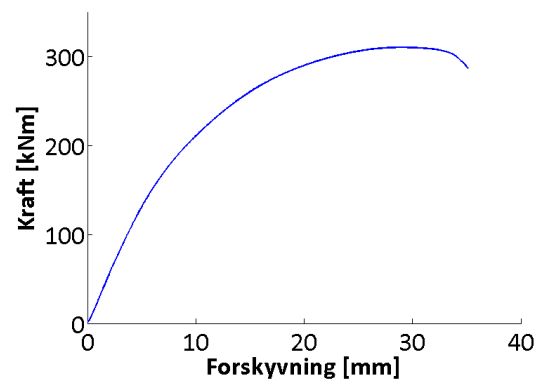
Figur 3.12: Kraft-forskyvning, Forsøk 1 redigert

3.2.2 Forsøk 2

Figur 3.13 viser kraft-forskyvningskurven til opplagrene for Forsøk 2. I motsetning til Forsøk 1, er det ingen problemer med opplagerforskyvningene i Forsøk 2. Figur 3.14 viser kraft-forskyvningskurven av knutepunktet for Forsøk 2.



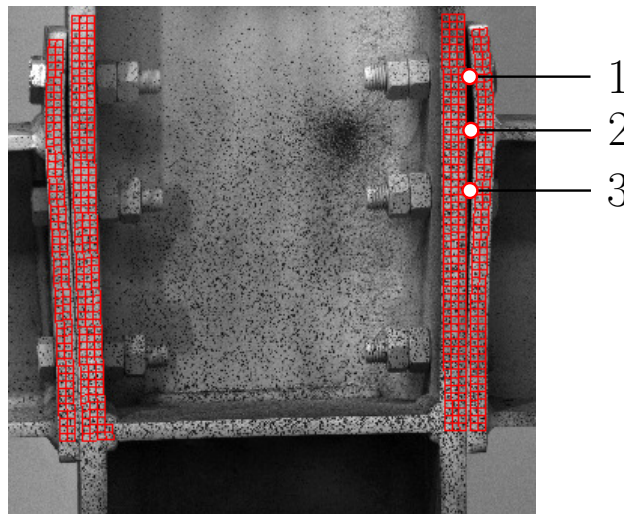
Figur 3.13: Kraft-forskyvning for opplager



Figur 3.14: Kraft-forskyvning, Forsøk 2

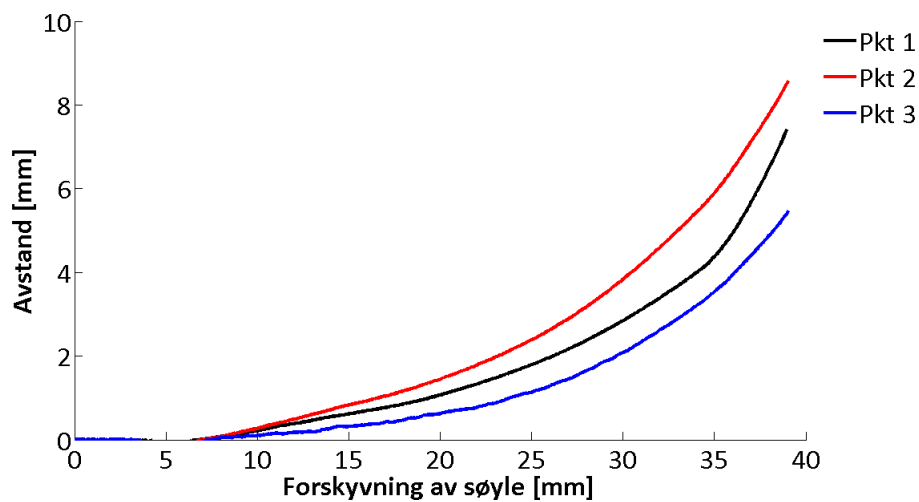
Forsøk 2 ble gjennomført med mulighet for analyse ved hjelp av DIC. Bruk av DIC er nærmere beskrevet i kapittel 2.1.1. For Forsøk 2 var det høyre side av knutepunktet som fikk størst deformasjoner under forsøket og gikk til brudd, figur 3.7. DIC blir benyttet for å kartlegge avstanden mellom endeplate og søyleflens gjennom hele forskyvningsforløpet. Avstanden ble registrert på tre ulike målepunkter, se figur 3.15.

Målepunkt 1 og 3 er plassert midt på skruerad 1 og 2 fra figur 1.3, mens målepunkt 2 er plassert rett bak bjelkeflensen inn mot søylen.



Figur 3.15: Målepunkter for registrering av avstand mellom endeplat og søyleflens

Figur 3.16 viser hvordan avstanden mellom endeplate og søyleflens varierer med forskyvning av søylen for de tre målepunktene.

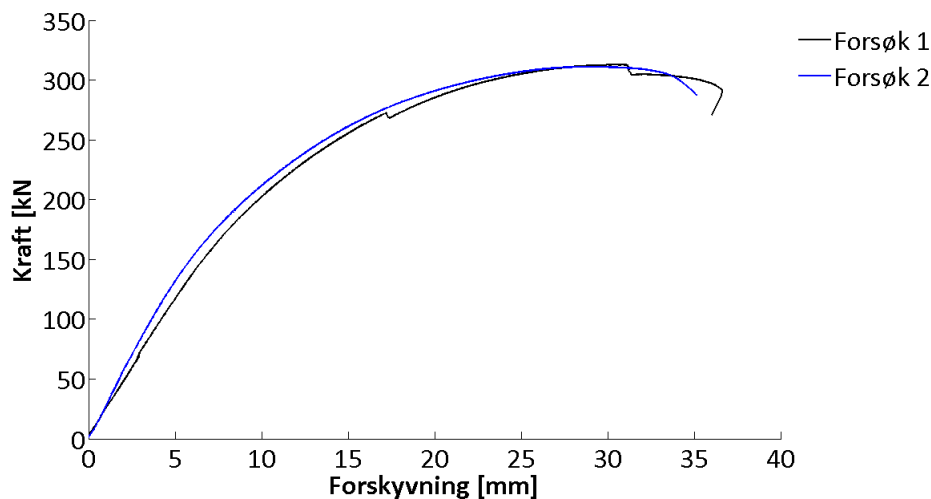


Figur 3.16: Avstand mellom endeplate og søyleflens ved ulike målepunkter

Figur 3.16 viser tydelig at avstanden mellom endeplate og flens øker kraftig etterhvert som forskyvningen blir større. For de tre målepunktene er avstanden mellom endeplate og søyleflens, som forventet, størst ved registreringspunkt 2, rett bak bjelkeflensen.

3.2.3 Sammenligning

Figur 3.17 viser en sammenligning av kraft-forskyvningskurvene for de to gjennomførte forsøkene. Tabell 3.1 viser maksimal kraft, F_{max} , for forsøkene, ved hvilken forskyvning, U_{Fmax} , den maksimale kraften opptrer, opptatt energi for knutepunktet ved brudd, E_{brudd} , samt forskyvningen av knutepunktet ved brudd, U_{brudd} . Opptatt energi for knutepunktet ved brudd, E_{brudd} , er beregnet ved å ta arealet under kraft-forskyvningskurven frem til brudd.



Figur 3.17: Kraft-forskyvningskurve av fullskalaforsøk

Tabell 3.1: Fullskalaforsøk - Resultater

	Forsøk 1	Forsøk 2
F_{max} [kN]	312.6	311.0
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8
E_{brudd} [kJ]	8.7	8.4
U_{brudd} [mm]	36.7	35.2

Fra figur 3.17 er det nær sammenheng mellom forsøkene. Siden resultatene til Forsøk 1 er korrigert, har dette forsøket et noe usikkert resultat. Sammen med Forsøk 2 danner dette allikevel et godt bilde av responsen til knutepunktet. Kraft-forskyvningskurven beskriver at stivheten er litt større i Forsøk 2 enn Forsøk 1. Fra tabell 3.1 er maksimal kraft, F_{max} , veldig like for de to forsøkene. Det er noe forskjeller ved forskyvning ved maksimal kraft, U_{Fmax} , opptatt energi ved brudd, E_{brudd} , og forskyvningen ved brudd, U_{brudd} . De to forsøkene har derimot generelt lik oppførsel og de danner dermed et godt grunnlag for sammenligning mot numeriske simuleringer i Abaqus og beregning etter NS-EN 1993-1-8.

4 Numeriske analyser (kvasi-statisk)

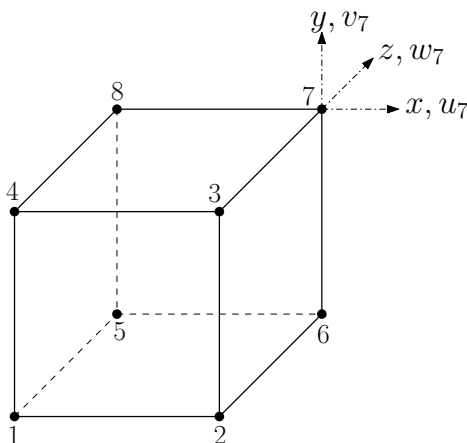
Elementmetodeprogrammet Abaqus ble benyttet for å modellere og analysere det kvasi-statiske forsøket. Abaqus/CAE benyttes for modellering av knutepunktet, mens Abaqus/Explicit og Abaqus/Implicit benyttes for å kjøre analysene. For å finne en god simuleringsmodell er det først bygd opp en basismodell som senere er blitt forsøkt modifisert gjennom et parameterstudium. På bakgrunn av parameterstudiet er det kommet frem til en endelig modell som blir benyttet for å trekke en konklusjon mellom numeriske analyser og eksperimentelle forsøk.

4.1 Basismodell

Elementmetodemodellen er forsøkt modellert etter geometrien beskrevet i kapittel 1.2. Dette innebærer at også små bestanddeler som skruer og sveis er blitt forsøkt modellert slik at de representerer den originale geometrien. Lastpåføring og opplagerlengde er modellert på bakgrunn av å prøve å gjenskape fullskalaforsøkene, se figur 3.2. Hvordan basismodellen er bygd opp med tanke på elementtype, løsningsmetode, kontakt, rand- og opplagerbetingelser er presentert i kapitlene 4.1.1 - 4.1.5

4.1.1 Valg av elementtype

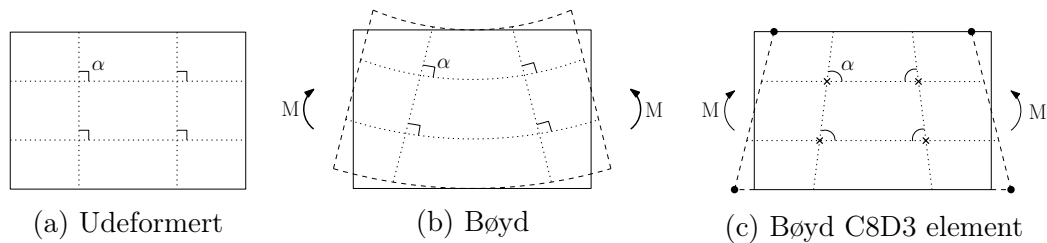
For basismodellen er C3D8R elementer med timeglass kontroll benyttet. Dette er et 8-noders lineært volumelement med 3 frihetsgrader i hver node, se figur 4.1.



Figur 4.1: C8D3 element

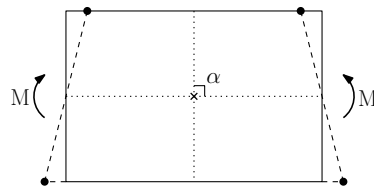
R, i elementnavnet står for redusert integrasjon. Hvis ikke dette blir benyttet, vil C8D3 elementet gi skjærtøyninger ved ren bøyning, noe som ikke er fysisk korrekt [19]. Når et rektangulært blokkelement blir utsatt for ren bøyning skal vinkelen α mellom langsgående og tverrgående fibre forbli 90° , se figur 4.2b. Altså ikke gi skjærtøyninger.

Et 1. ordens C8D3 element med fire noder i planet og full integrasjon, vil derimot ikke ha en rett vinkel α på grunn av for få frihetsgrader, se figur 4.2c. Det har med andre ord oppstått en kunstig skjærtøyning som ikke eksisterer i virkeligheten. Figur 4.2b viser hvordan det udeformerte blokkelementet i figur 4.2a i realiteten vil bøye seg og figur 4.2c viser hvordan et lineært C8D3 element vil representere bøyeformen [20].



Figur 4.2: Naturlig bøyeform sammenlignet med bøyeformen til et lineært C8D3 element

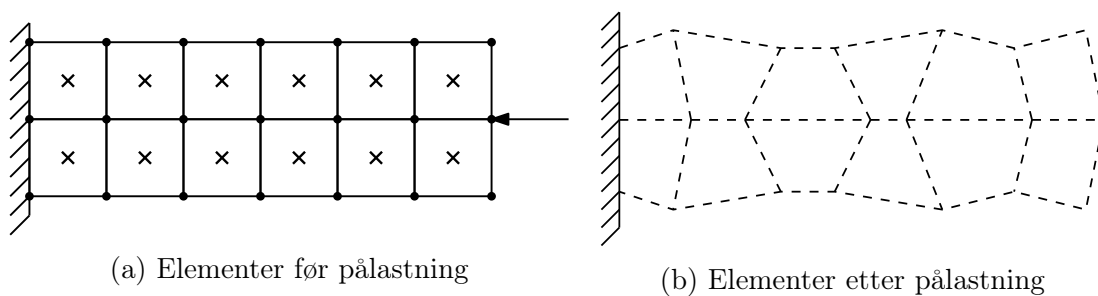
Hvis redusert integrasjon blir benyttet vil det kun være ett integrasjonspunkt i midten av elementet (sett i planet). Da vil det ikke forekomme urealistiske skjærtøyninger, se figur 4.3. I tillegg vil redusert integrasjon redusere analysetiden betraktelig [19]. Det er derfor valgt å bruke redusert integrasjon for å unngå at elementene blir for stive når de blir utsatt for bøyning.



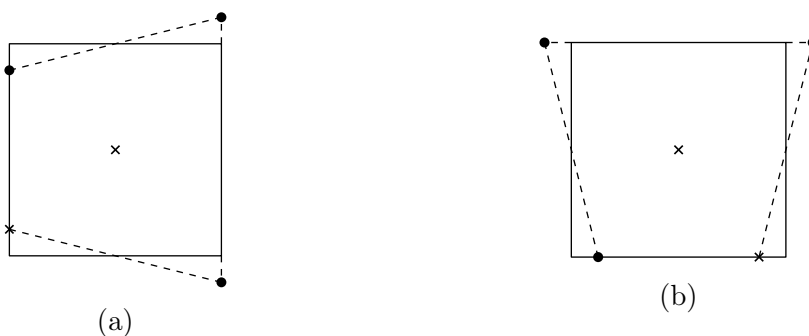
Figur 4.3: Ren bøyning av C3D8 elementet i planet med redusert integrasjon

Timeglassform

Ved bruk av redusert integrasjon kan dannelse av timeglassform for elementene føre til feil resultater. Hvordan timeglassform ser ut, er vist i figur 4.4b og 4.5. Hvis timeglassform dannes kan de samlede tøyningene for et element bli null selv om dette ikke er tilfellet. Dette skyldes at et integrasjonspunkt i midten av elementet ikke vil oppleve de opptredende tøyningene på randen, se figur 4.5. På grunn av dette blir elementets oppførsel for myk [21]. For å forhindre dette er det valgt å benytte timeglass-kontroll for elementene ved modellering i Abaqus/CAE.



Figur 4.4: Dannelse av timeglass-form i elementnett



Figur 4.5: Timeglass-form

Timeglassform vil også dannes for konstruksjonsdeler utsatt for bøyning. Det er da viktig å ha flere enn ett element over tykkelsen, ellers vil ikke tøyningene fra bøyningen bli registrert. Dette er nærmere forklart i kapittel 4.1.2.

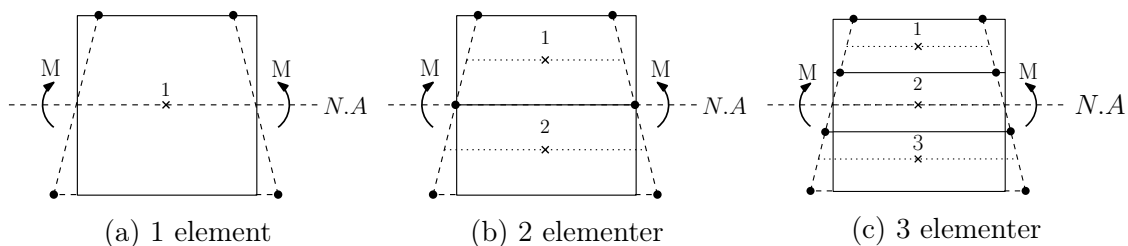
4.1.2 Elementstørrelse

For å kunne representere spenningen som kommer fra bøyning godt nok, bør det benyttes minimum 2 elementer over tykkelsen på komponenter utsatt for bøyning [20]. Ved modellering av knutepunktet er dette spesielt viktig for endeplaten og søyleflensen, som vil få lokal bøyning.

Den valgte elementtypen for knutepunktet har redusert integrasjon. Dette medfører at hvis det kun blir benyttet ett element over tykkelsen, vil det ene integrasjonspunktet som eksisterer over tykkelsen, havne i nøytralaksen. Dette er illustrert i figur 4.6a. En komponent utsatt for kun bøyning vil ikke ha spenninger i nøytralaksen. Derfor vil heller ikke et integrasjonspunkt i nøytralaksen oppleve noen spenninger. Hvis det derimot blir benyttet 2 elementer over tykkelsen, se figur 4.6b, blir dette problemet eliminert.

Generelt er det slik at hvis det benyttes oddetall antall elementer over tykkelsen, vil integrasjonspunktet til det midterste elementet havne midt i nøytralaksen. Dette er illustrert i figur 4.6c. På bakgrunn av dette er det sjelden mer gunstig å øke antall

elementer over tykkelsen fra for eksempel 2 til 3, da det ikke vil forbedre resultatet, men gir lengre analysetid.



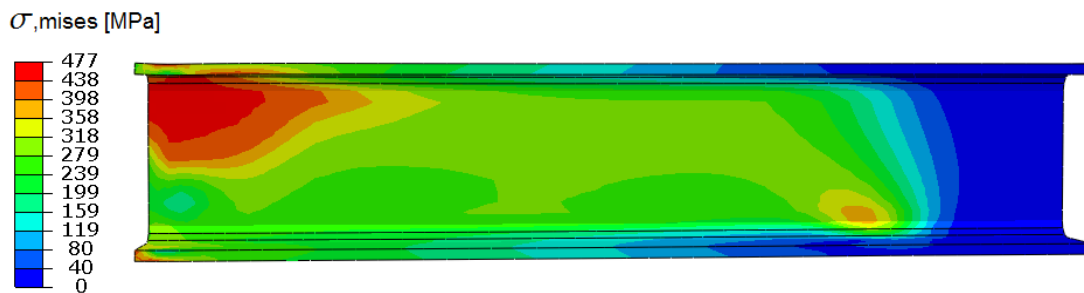
Figur 4.6: Bøying med 1, 2 og 3 elementer over tykkelsen

Artikkelen skrevet av Yang et al. [22] foreslår å ha en elementstørrelse på omtrentlig 5 mm for skruer og endeplate, mens det for de sentrale områdene av bjelke og søyle er foreslått 10 mm som elementstørrelse. Denne elementstørrelsen tilfredsstiller kravet om å ha to elementer over tykkelsen på endeplate og søyleflens. Ut fra dette er basismodellen av knutepunktet modellert med en elementinndeling som vist i tabell 4.1. Elementstørrelsene for de ulike komponentene blir videre analysert for å finne ut om det er mulig og gjøre noen forbedringer.

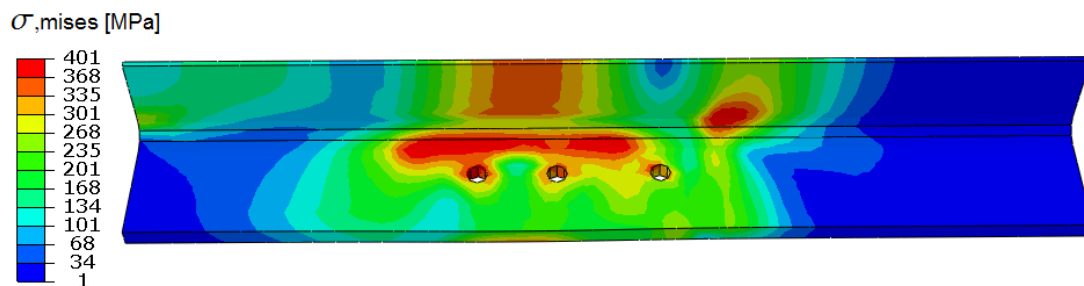
Tabell 4.1: Elementinndeling lagt til grunn for videre analyser

Del	Elementstørrelse [mm]
Bjelke	10/20
Søyle	10/20
Plate	5
Skrue	5
Sveis	5
Stiver	10
Opplager	5

For bjelken er de sentrale områdene valgt til å være inntil 150 mm fra endeplaten. For søylen er de sentrale områdene valgt til å strekke seg 50 mm på hver side av der endeplaten er festet. Dette er valgt med utgangspunkt i en innledende analyse, se figur 4.7 og 4.8, som viser at spenningene generelt er lavere utenfor disse sentrale områdene. Den finere elementinndelingen er for både bjelke og søyle valgt slik at den dekker de røde områdene med størst spenninger på figur 4.7 og 4.8.



Figur 4.7: Spenningsfordeling i bjelken



Figur 4.8: Spenningsfordeling i søylen

4.1.3 Kontakt

Ved modellering i Abaqus er "general contact" benyttet som kontaktalgoritme med "penalty method" som løsningsmetode. Med general contact er det ikke nødvendig å definere spesifikt hvilke flater i modellen som kan komme i kontakt med hverandre. General contact gir også mulighet for at både innsiden og utsiden av alle overflater kan komme i kontakt. Dette er ønskelig i en komplisert modell hvor en rekke forskjellige flater kan komme i kontakt.

Ved numerisk simulering av forsøkene er det, sammenlignet med elementstørrelsen, muligheter for å få en ikke ubetydelig glidning mellom kontaktflatene. Penalty method er den anbefalte løsningsmetoden for kontakt der "endelig glidning" mellom kontaktflatene kan forekomme og blir derfor benyttet [23].

For penalty method må det defineres en friksjonskoeffisient mellom kontaktflatene. For basismodellen er det valgt en foreløpig verdi på 0.8 på bakgrunn av [24]. Opplagrene var veldig glatte og det må derfor brukes en mindre verdi for friksjonen mellom opplager og bjelke, sammenlignet med resten av modellen. Opplageret er i basismodellen modellert med en friksjonskoeffisient på 0.1 på bakgrunn av verdiene [24] gir for kontakt mellom glatt stål. Det er noe usikkerhet rundt valget av friksjonskoeffisienten og den vil derfor bli evaluert i et parameterstudium i kapittel 4.2.3

4.1.4 Løsningsmetode

Ved numeriske analyser finnes det to vanlige løsningsmetoder, implisitt og eksplisitt løsningsmetode.

For en implisitt løsningsmetode finnes løsningen ved iterering av ukjente kvantiteter. Dette gjør at hvert tidsinkrement er beregningsmessig kostbart. Derimot kreves det få tidsinkrementer for å fullføre hele analysen. For en implisitt analyse påvirkes ikke analysetiden av å ha lokale områder med små elementer, noe som er spesielt gunstig med tanke på modellering av skruene. En implisitt analyse egner seg best i simuleringer hvor analysetiden er lang og det ikke kreves mange små tidsinkrementer.

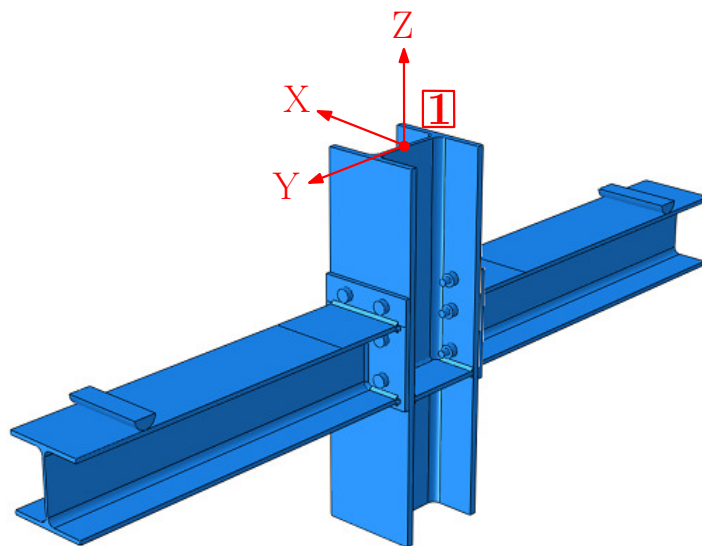
En eksplisitt løsningsmetode benytter kjente kvantiteter til å komme frem til en løsning. Dette gjør at hvert tidsinkrement krever svært liten beregningskraft. Derimot kreves det veldig mange tidsinkrementer for å fullføre analysen. Det stabile tidsinkrementet under en eksplisitt analyse blir beregnet ut fra den minste elementstørrelsen i modellen. I en eksplisitt analyse av knutepunktet vil derfor små elementer i skruene gi veldig små tidssteg. Den eksplisitte metoden er å foretrekke for kontakt og knekningsproblemer med store ikke-lineæriteter. Metoden er også ideell for dynamiske simuleringer med høy fart, der det kreves svært små, men mange tidsinkrementer [25].

Hvis responsperioden for problemet som skal løses er lang, vil dermed en implisitt løsning gi kortere beregningstid sammenlignet med eksplisitt. Ved modellering av basismodellen er det valgt å benytte implisitt løsningsmetode med full Newton-Raphson iterasjonsmetode. Den implisitte løsningsmetoden er valgt på bakgrunn av fullskalaforsøket som skal simuleres, hvor forsøket er et kvasi-statisk problem som strekker seg over et lengre tidsrom. I et kvasi-statisk forsøk kan massetreggheten til systemet elimineres. I tillegg vil skruene kunne modelleres med små elementer uten at dette går utover analysetiden.

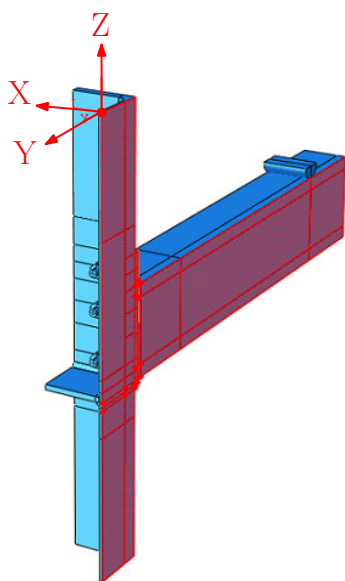
4.1.5 Rand- og opplagerbetingelser

Knutepunktet er symmetrisk om X og Y-aksen i punkt 1 på figur 4.9. For å redusere analysetiden er kun 1/4 av knutepunktet modellert, se figur 4.10 og figur 4.11. Ved modellering av X-symmetrien er nodene i det røde området på figur 4.10, fastholdt mot rotasjon i X-retning og rotasjon om Y og Z -aksen. For å modellere Y-symmetrien er nodene i det røde området på figur 4.11 fastholdt mot forskyvning i Y-retning og rotasjon om X og Z -aksen.

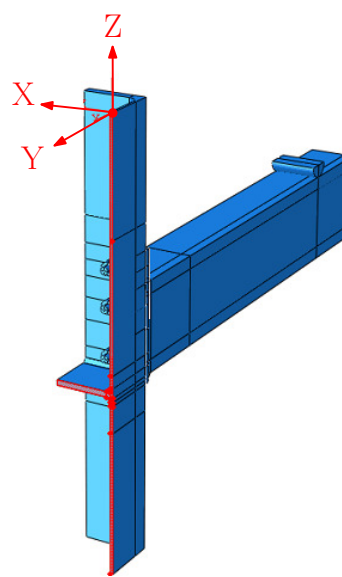
Fra kapittel 3 om fullskalaforsøkene, oppstod usymmetrisk deformasjonsmønster av knutepunktet etter maksimal belastning. Denne effekten vil ikke bli tatt hensyn til i den numeriske simuleringen, siden det ikke vil være mulig å representere dette med symmetribetraktningen brukt i denne oppgaven. I tillegg vil dette gjøre at effekten av usymmetrisk avstand ut til opplagrene ikke vil bli analysert.



Figur 4.9: Modell av knutepunkt

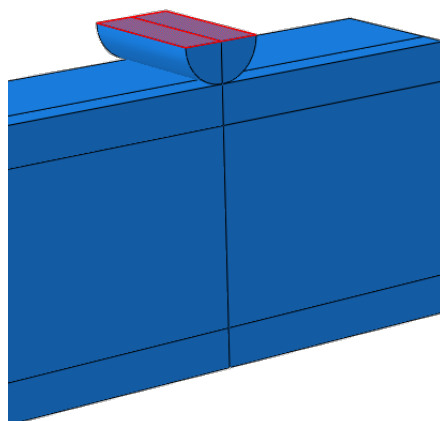


Figur 4.10: Symmetri om X-aksen



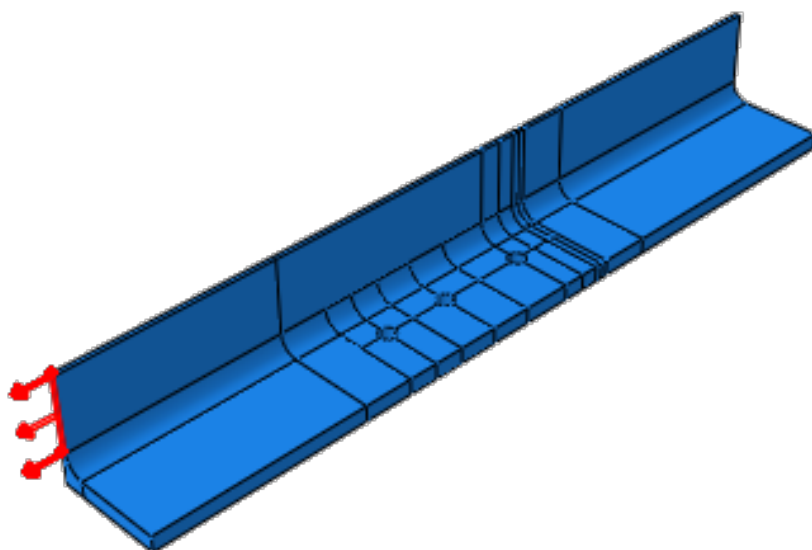
Figur 4.11: Symmetri om Y-aksen

Figur 4.12 viser illustrasjonen av det modellerte opplageret i den numeriske simuleringen. Opplageret er modellert ved at det røde området i figur 4.12 er fastholdt mot forskyvning i alle retninger og mot rotasjon om alle akser.



Figur 4.12: Modellering av opplager

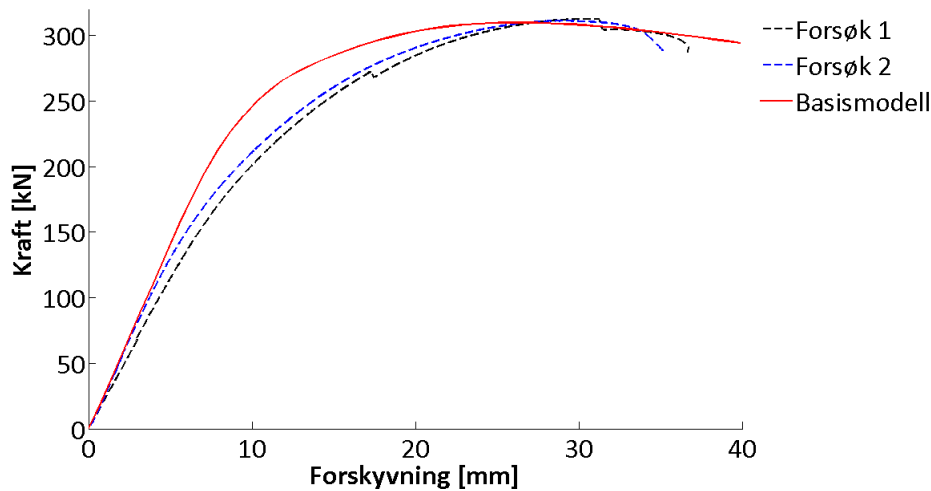
For å modellere den kvasi-statiske lastpåkjenningen blir søyletoppen belastet med en konstant forskyvningshastighet i Z-retning fra figur 4.9. Den modellerte kraften strekker søyletoppen oppover og er kun modellert på steget, se figur 4.13.



Figur 4.13: Modellering av lastpåkjenning på søyle

4.1.6 Resultater basismodell

Figur 4.14 viser en sammenligning av kraft-forskyvningskurven for de to fullskala-forsøkene og den numeriske basismodellen. Tabell 4.2 viser tilhørende tallverdier for maksimal kraft, F_{max} , og forskyvningen ved denne makskraften, U_{Fmax} .



Figur 4.14: Sammenligning av den numeriske basismodellen mot fullskalaforsøkene

Tabell 4.2: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for fullskalaforsøkene og den numeriske basismodellen

	Forsøk 1	Forsøk 2	Basismodell
F_{max} [kN]	312.6	311.0	309.7
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	26.3

Fra figur 4.14 og tabell 4.2 kan det konkluderes med at den numeriske basismodellen estimerer kapasiteten til knutepunktet godt, men at oppførselen fra 5 mm forskyvning, er litt for stiv.

4.2 Parameterstudie

Parameterstudiet analyserer de mest usikre parameterne i basismodellen. Formålet med parameterstudiet er å finne ut hvilke parametere som har betydning for resultatet av simuleringen og hvilke som kan utelukkes. I tillegg er det viktig å finne frem til parametere som gir ett best mulig samsvar med forsøkene. De forskjellige parameterne som blir evaluert i et parameterstudium er:

- Elementstørrelse
- Modellering av sveis
- Friksjonskoeffisient
- Forspenning
- Opplagerlengde

Ved slutten av de ulike parameterstudiene foreligger det en konklusjon som beskriver hva slags valg av parameteren som vil bli foretrukket. De valgte parameterne vil senere bli implementert i en endelig numerisk simulering, se kapittel 4.4.

4.2.1 Elementstørrelse

En elementmodell gir et mer korrekt resultat med finere elementinndeling, men en finere elementinndeling vil gi lenger analysetid. Det er derfor viktig å finne et hensiktsmessig forhold mellom ønsket resultat og analysetid. Etterhvert som elementene blir mindre, vil resultatet begynne å konvergere mot et endelig resultat. Det er derfor gunstig å benytte den elementstørrelsen hvor resultatet har konvergert.

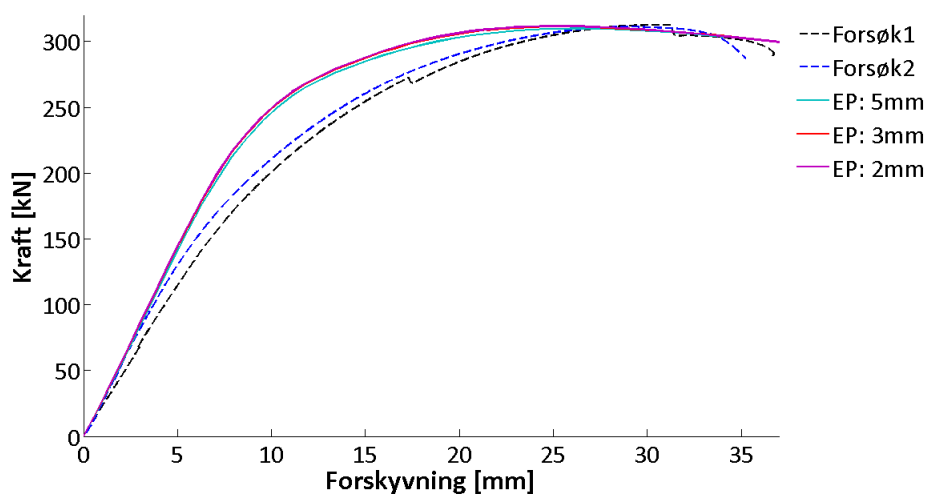
Endeplate

For endeplaten har basismodellen en elementstørrelse på 5 mm, dette gir 2 elementer over tykkelsen. Endeplaten får vesentlig plastisk deformasjon, derfor er det usikkert om 2 elementer over tykkelsen representerer deformasjonen godt nok. På bakgrunn av dette er det gjennomført analyser med mindre elementstørrelse. Tabell 4.3 viser de tre elementstørrelsene som er blitt analysert og hvor mange elementer over tykkelsen på endeplaten dette tilsvarer.

Tabell 4.3: Elementstørrelse og antall elementer over tykkelsen for endeplaten

Elementstørrelse [mm]	Antall elementer over tykkelsen
5	2
3	4
2	6

Figur 4.15 viser kraft-forskyvningskurvene av ulike elementstørrelser for endeplaten. Tallverdier av maksimal kraft, F_{max} , og forskyvningen ved maksimal kraft, U_{Fmax} , er vist i tabell 4.4.

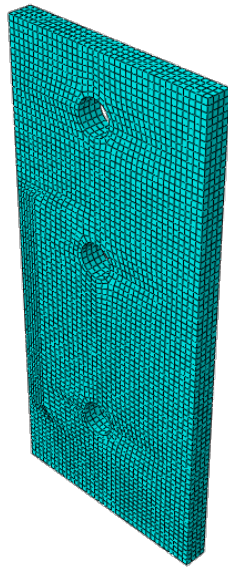


Figur 4.15: Kraft-forskyvning for forskjellige elementstørrelser på endeplaten

Tabell 4.4: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for ulike elementstørrelser på endeplaten

	Forsøk 1	Forsøk 2	5 mm	3 mm	2 mm
F_{max} [kN]	312.6	311.0	309.7	311.3	311.7
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	26.3	25.5	25.5

Som vist i figur 4.15 og tabell 4.4 gir en elementstørrelse på 2 og 3 mm omtrent samme resultat, mens 5 mm elementer gir en litt mykere materialoppførsel. På bakgrunn av dette vil en elementstørrelse på 3 mm bli benyttet i den endelige modellen. Illustrasjon av endeplaten med 3 mm elementstørrelse er vist i figur 4.16.



(a) Endeplaten sett i perspektiv



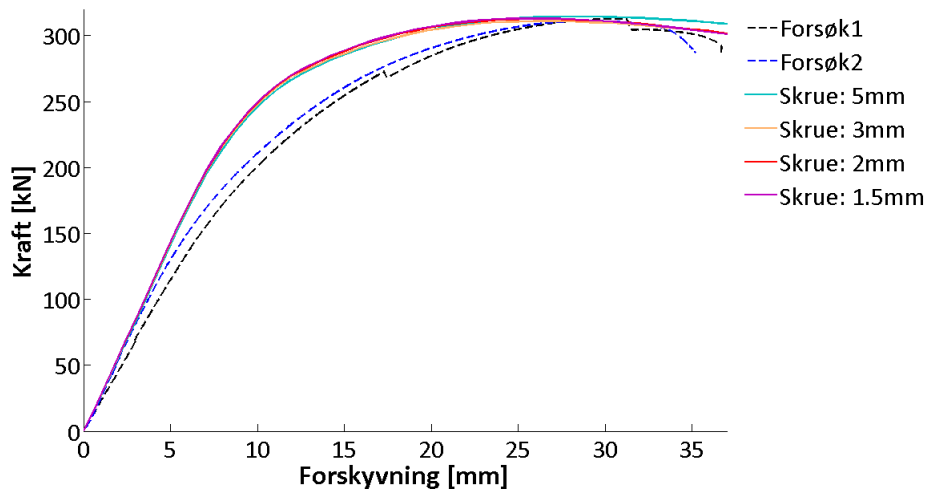
(b) Endeplaten sett ovenfra med fire elementer over tykkelsen

Figur 4.16: Endeplate med 3 mm elementstørrelse

Skrue

Fra fullskalaforsøkene og basismodellen er skruene de begrensende komponentene for knutepunktet. På bakgrunn av dette er det viktig å ha små elementer i skruene som kan representere de store tøyningene som oppstår ved innsnevring i gjenget del av skruen.

Figur 4.17 viser kraft-forskyvningskurven for de ulike elementstørrelsene som har blitt analysert. Tallverdier av maksimal kraft, F_{max} , og forskyvningen ved denne kraften, U_{Fmax} , er vist i tabell 4.5.

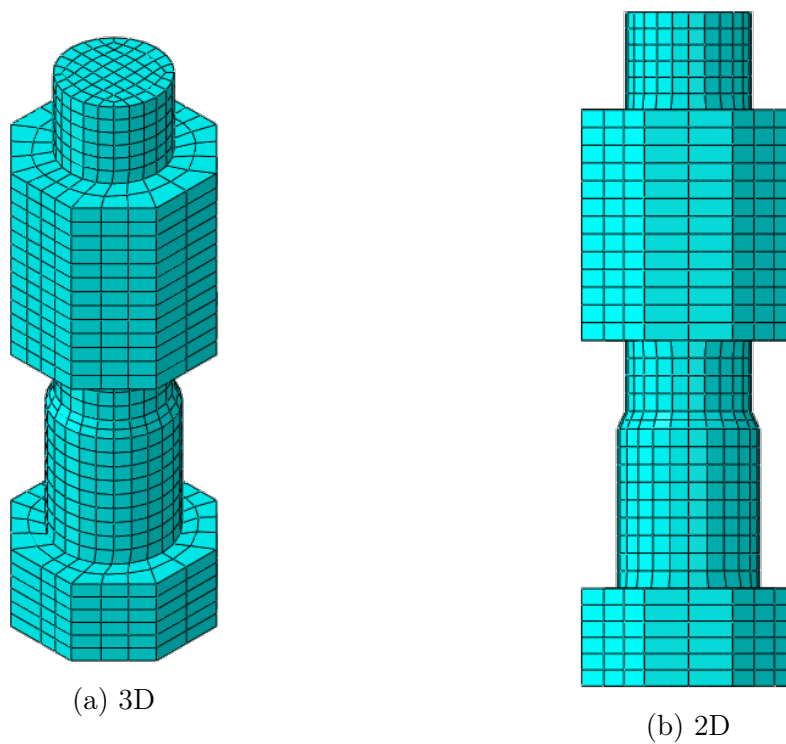


Figur 4.17: Kraft-forskyvning for forskjellige elementstørrelser på skruene

Tabell 4.5: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for ulike elementstørrelser på skruene

	Forsøk 1	Forsøk 2	5 mm	3 mm	2 mm	1.5 mm
F_{max} [kN]	312.6	311.0	314.4	310.9	312.6	313.0
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	27.9	26.3	26.3	26.3

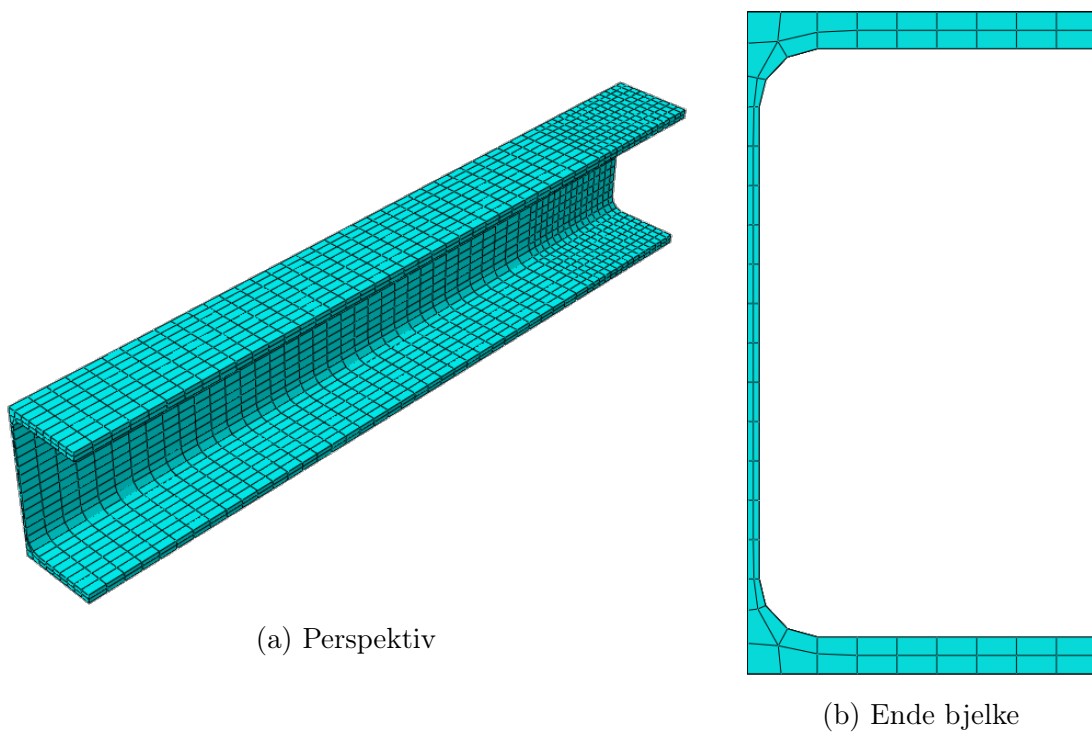
Som vist i figur 4.17 og tabell 4.5 begynner resultatene å konvergere med en elementstørrelse på 3 mm. Siden skruene er de mest belastede delene i knutepunktet er det viktig at spenningene og tøyningene blir representert på en god måte. Det er også ønskelig å ha flest mulig elementer i området der innsnevring og brudd skjer, for å representere dette best mulig. På baggrunn av dette er det derfor valgt å benytte en elementstørrelse på 2 mm i den endelige kvasi-statistiske simuleringen. Illustrasjon av den modellerte skruen med en elementstørrelse på 2 mm er vist i figur 4.18. Mutter og skrue er modellert som en sammenhengende del.



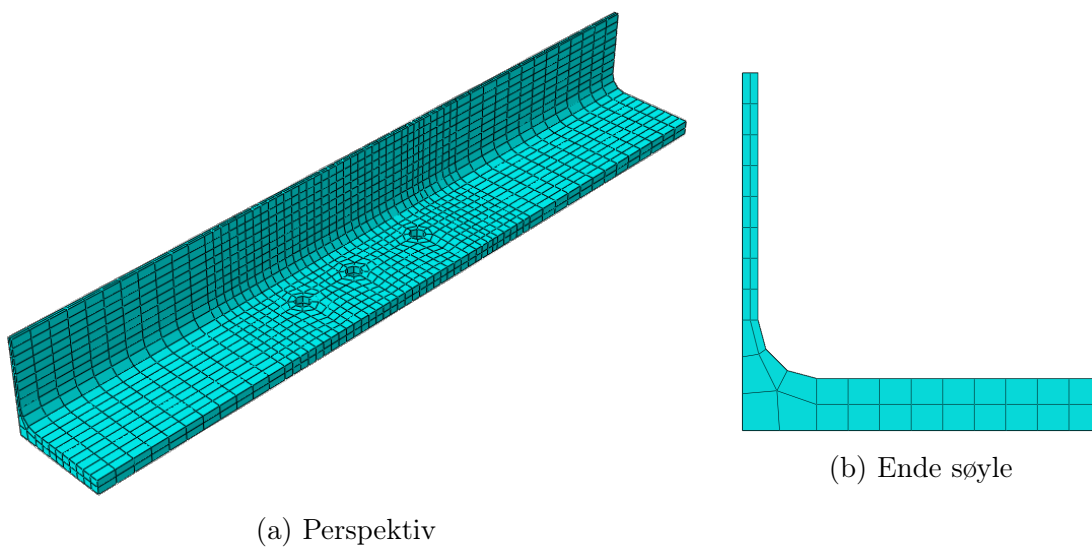
Figur 4.18: Skrue med 2 mm elementstørrelse, sett i 3D og 2D

Bjelke og søyle

Fullskalaforsøkene og basismodellen viste lite antydning til plastiske deformasjoner av søylen og bjelkene. Ved modellering av bjelke og søyle er det derfor ikke nødvendig med like fin elementinndeling som på de mest belastede delene av knutepunktet. Et parameterstudium på elementstørrelsen for bjelken og søylen viste forholdsvis liten endring i resultatene ved finere elementinndeling. En veldig fin elementinndeling ga riktignok minimalt bedre resultater, men med den minste elementstørrelsen ble analysetiden tre ganger så lang sammenlignet med de øvrige. Med tanke på hensiktsmessig forhold mellom analysetid og ønsket resultat er det derfor valgt å benytte elementstørrelsen fra basismodellen på 10 og 20 mm. Resultatene for det gjennomførte parameterstudiet på elementstørrelsen i bjelke og søyle kan finnes i vedlegg C. Figur 4.19 og figur 4.20 viser den valgte elementinndelingen for bjelken og søylen.



Figur 4.19: Bjelke med 10 og 20 mm elementer



Figur 4.20: Søyle med 10 og 20 mm elementer

Opplager

Ved lastpåføring av knutepunktet vil bjelkene gli langs opplagrene. For å representere den sirkulære formen til opplagrene er det derfor viktig at elementene på opplagrene ikke er for store. Det er kjørt en rekke analyser med forskjellige elementstørrelser

på opplageret, se vedlegg E. Resultatene fra disse analysene viste at det konvergeres mot en løsning ved en elementstørrelse på 2 mm. I den endelige modellen vil derfor elementstørrelsen 2 mm bli benyttet for opplagrene.

Sveis og stiver

For sveis og stiver vil mindre elementer enn det som er benyttet i basismodellen gi helt identiske resultater. Resultater og nærmere beskrivelse av komponentene er lagt ved i vedlegg D. På bakgrunn av dette vil den samme elementstørrelsen som er benyttet i basismodellen for sveis og stiver også bli benyttet i den endelige kvasi-statistiske simuleringsmodellen.

Endelig elementinndeling

På bakgrunn av det gjennomførte parameterstudiet på elementstørrelser for de ulike komponentene i knutepunktet, er det kommet frem til en endelig elementinndeling. Den nye elementinndelingen vil bli benyttet i den endelige kvasi-statistiske simuleringsmodellen. Elementstørrelsene for de ulike komponentene er vist i tabell 4.6.

Tabell 4.6: Elementinndeling for endelig kvasi-statisk simuleringsmodell

Del	Elementstørrelse [mm]
Bjelke	10/20
Søyle	10/20
Plate	3
Skrue	2
Sveis	5
Stiver	10
Opplager	2

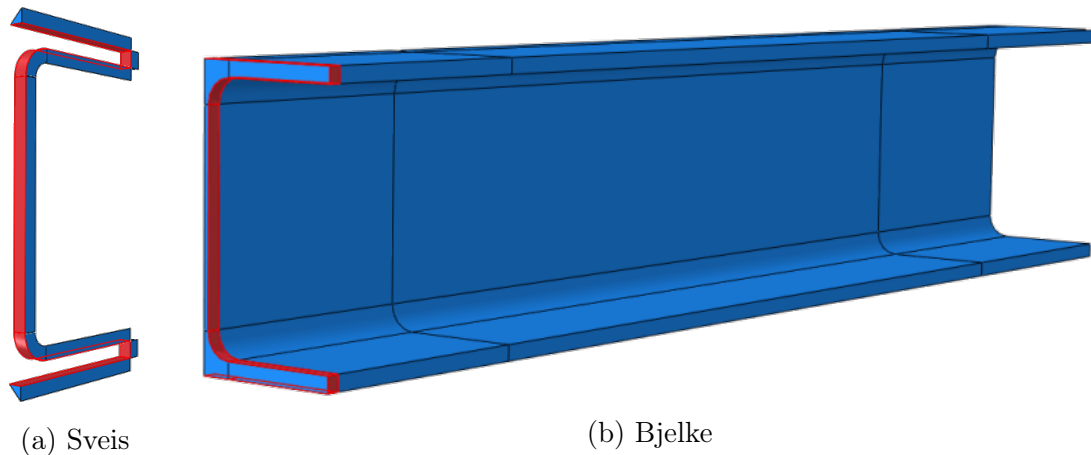
Ved sammenligning av tabell 4.6 og tabell 4.1 er elementinndelingen fra basismodellen modifisert ved å benytte mindre elementer i skruer, endeplate og opplager. Skruene og endeplaten er de mest kritiske komponentene i knutepunktet. For å simulere en god respons av knutepunktet er det derfor viktig at disse komponentene har små nok elementer til å gi et nøyaktig resultat. For opplageret er det viktig at elementene er små nok til å representere den sirkulære formen på opplageret.

4.2.2 Modellering av sveiste deler

Som beskrevet i kapittel 1.2 er knutepunktet satt sammen ved at en bjelke (HEA 180) er sveist til en endeplate, som videre er skrudd til en søyle (HEA 220B). De sveiste delene er modellert i Abaqus ved hjelp av "tie constraints". Tie constraints binder

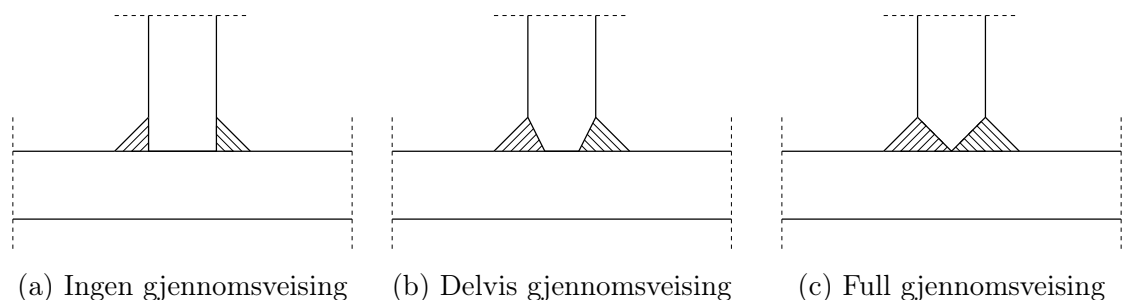
frihetsgradene i to valgte overflater sammen, slik at de fungerer som et legeme. Når tie constraints benyttes må den ene overflaten defineres som "slave" mens den andre defineres som "master". For å få et mest mulig nøyaktig resultat, bør overflaten med størst elementer defineres som master, mens overflaten med minst elementer da bør defineres som slave [19].

I det røde området på figur 4.21a og 4.21b blir frihetsgradene koblet sammen ved bruk av tie constraints. Sveisen har finest elementinndeling og blir derfor definert som slave, mens den markerte overflaten på bjelken blir definert som master.

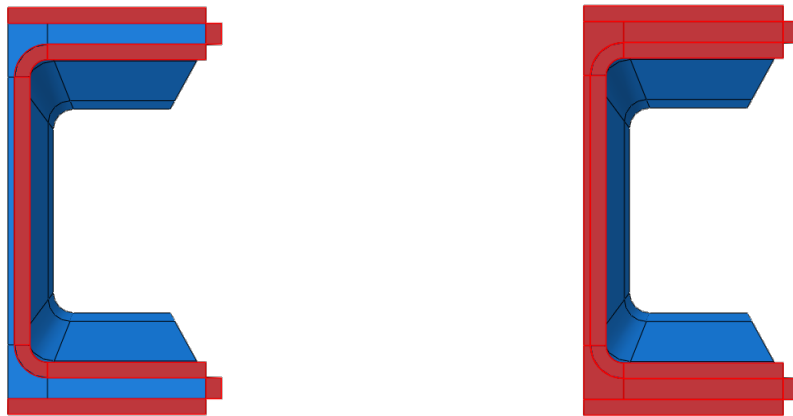


Figur 4.21: Modelering av sveis mot bjelke

Ved modellering av sveis mellom bjelke og endeplate må det tas stilling til om det er brukt ingen, delvis eller full gjennomsveising. Dette er visualisert i figur 4.22 [26]. Ingen gjennomsveising vil ikke være mulig å få til i praksis, men er tatt med i evalueringen for å beskrive to ytterpunkter for modellering i Abaqus. Modellering av de to ytterpunktene er vist i figur 4.23. Frihetsgradene i det røde området på figur 4.23a eller figur 4.23b blir låst fast mot endeplaten.



Figur 4.22: Kilsveis med ulike nivåer av gjennomsveising

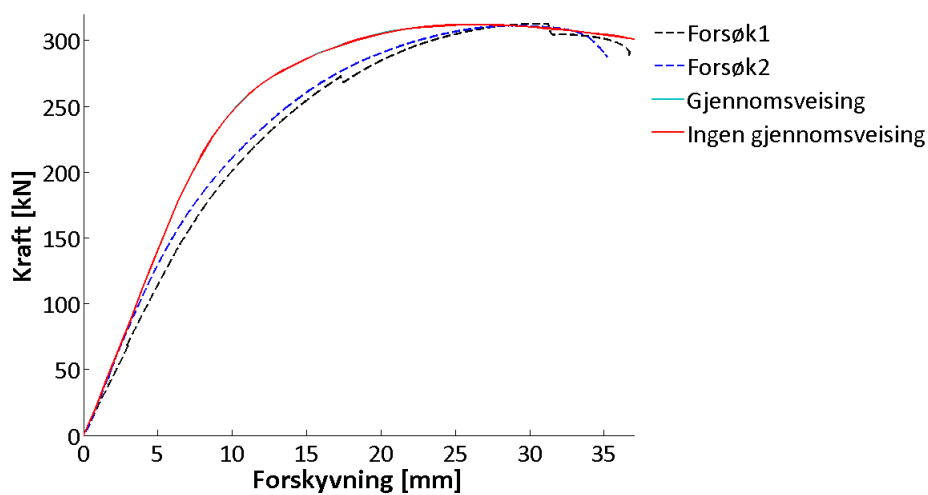


(a) Ingen gjennomsveising

(b) Full gjennomsveising

Figur 4.23: Modellering av ingen eller full gjennomsveising Abaqus

Resultatene fra analysen med full eller ingen gjennomsveising er vist i figur 4.24 og tabell 4.7.



Figur 4.24: Kraft-forskyvning med og uten gjennomsveising

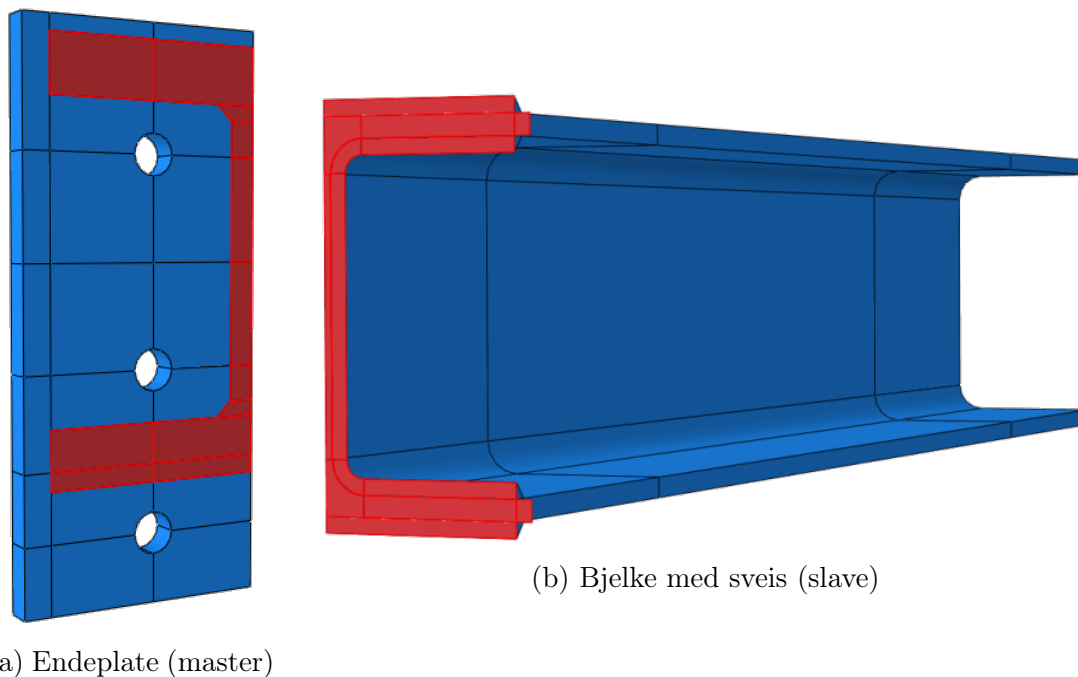
Tabell 4.7: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} med eller uten gjennomsveising

	Forsøk 1	Forsøk 2	Full gjennomsveising	Ingen gjennomsveising
F_{max} [kN]	312.6	311.0	312.0	312.0
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	26.3	26.3

Figur 4.24 og tabell 4.7 viser at ingen gjennomsveising og full gjennomsveising gir helt identiske resultater. Ut fra dette og det faktum at sveisen nok er nærmere full

gjennomsveising enn uten gjennomsvesing, er det valgt å benytte full gjennomsveising i den endelige modellen.

Ved modellering av full gjennomsveising blir det røde området på figur 4.25a og det røde området på figur 4.25b koblet sammen ved hjelp av tie constraints. Bjelken med sveis har finest elementinndeling og blir derfor definert som slave, mens den markerte overflaten på endeplaten blir definert som master.



Figur 4.25: Modelering av bjelke med sveis mot endeplaten

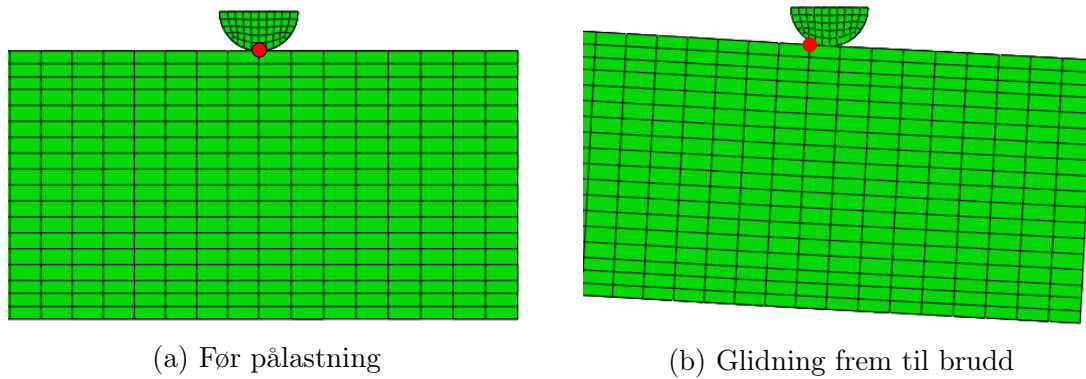
4.2.3 Friksjonskoeffisient

To ulike friksjonskoeffisienter blir benyttet for systemet, dette er:

- Friksjonskoeffisient mellom bjelke og opplager
- Generell friksjonskoeffisient for resten av knutepunktet

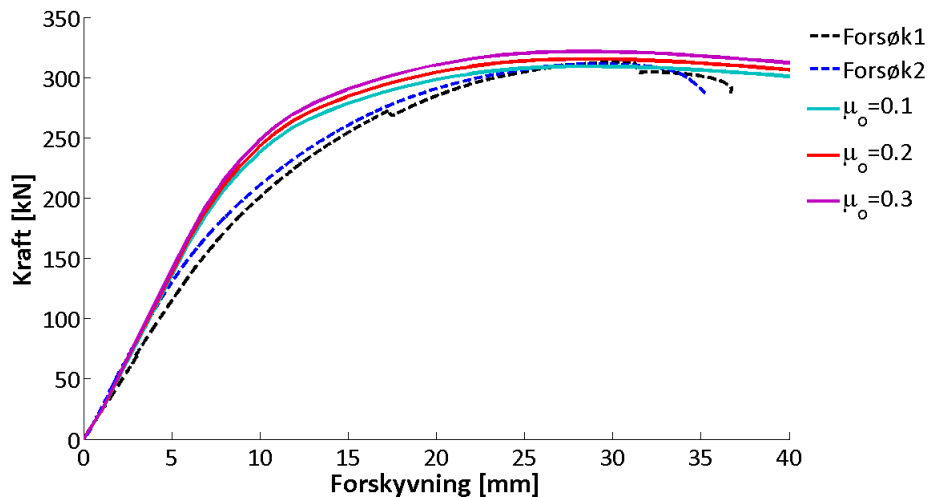
Friksjonskoeffisient mellom bjelke og opplager

Ved forskyvning av søylen vil bjelken gli på opplageret. Dette er illustrert i figur 4.26. Med stor friksjon mellom bjelke og opplager vil det kunne gi betydelige aksialkrefter i bjelken. Større aksialkrefter i bjelkene vil gi økt kapasitet for knutepunktet. Det er vanskelig å måle friksjonen mellom bjelke og opplager og friksjonskoeffisienten utgjør derfor et usikkerhetsmoment for den numeriske analysen.



Figur 4.26: Glidning av bjelken på opplageret

Figur 4.27 viser kraft-forskyvningskurvene for ulike friksjonskoeffisienter mellom opplager og bjelke. Tabell 4.8 viser tallverdier for maksimal kapasitet, F_{max} .

Figur 4.27: Sammenligning av ulike friksjonskoeffisienter, μ_o , mellom opplager og bjelkeTabell 4.8: F_{max} for ulike friksjonskoeffisienter, μ_o , mellom opplager og bjelke

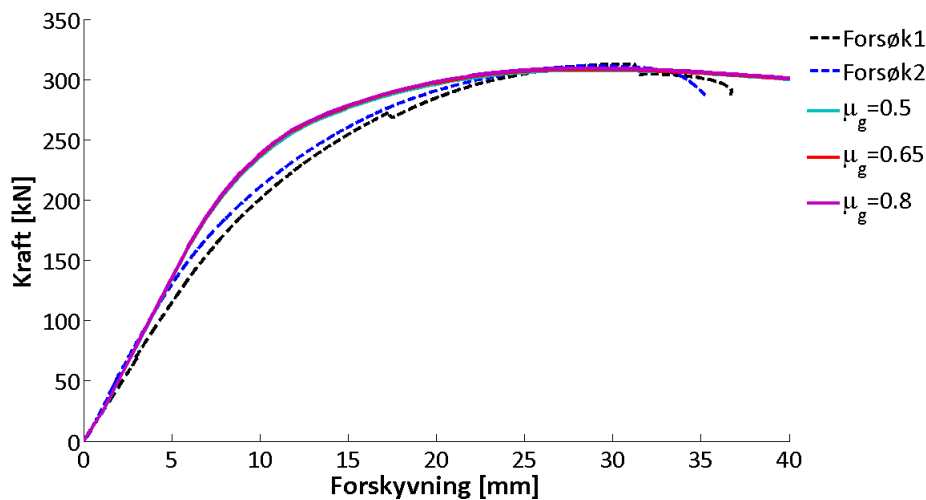
	Forsøk 1	Forsøk 2	$\mu_o = 0.1$	$\mu_o = 0.2$	$\mu_o = 0.3$
F_{max} [kN]	312.6	311.0	309.2	315.3	321.5

Figur 4.27 og tabell 4.8 viser at verdien på friksjonskoeffisienten har mye å si for den maksimale kapasiteten til knutepunktet. Maksimal kapasitet øker vesentlig ved økende friksjonskoeffisient, μ_o . Under fullskalaforsøkene var opplagrene av glattet stål noe som indikerer en lav friksjonskoeffisient. Dermed kan friksjonskoeffisienten for den numeriske simuleringen modelleres som lav. Ut fra dette og det faktum at en friksjonskoeffisient på 0.1 gir en kapasitet på knutepunktet som er nærmest Forsøk

2 (som anses som mest korrekt) vil en friksjonskoeffisient på 0.1 bli benyttet i den endelige kvasi-statistiske simuleringen.

Generell friksjonskoeffisient

Basismodellen hadde en generell friksjonskoeffisient for knutepunktet (utenom opplager), $\mu_g = 0.8$. Det er usikkert hvor korrekt denne friksjonskoeffisienten er og det blir derfor gjennomført et parameterstudium for å avdekke effekten av å endre den generelle friksjonen. Figur 4.28 viser kraft-forskyvningskurve for ulike verdier av friksjonskoeffisienten til systemet.



Figur 4.28: Forskjellige friksjonskoeffisienter, μ_g , for alle kontaktflater utenom opplager

Tabell 4.9: F_{max} for ulike friksjonskoeffisienter, μ_g , for alle kontaktflater utenom opplager

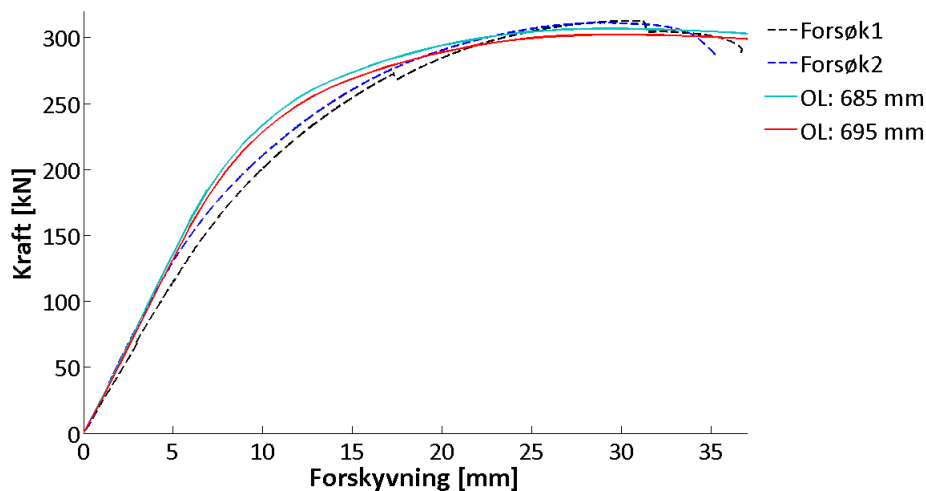
	Forsøk 1	Forsøk 2	$\mu_g = 0.5$	$\mu_g = 0.65$	$\mu_g = 0.8$
F_{max} [kN]	312.6	311.0	307.7	308.4	309.2

Figur 4.28 og tabell 4.9 viser at den generelle friksjonen mellom kontaktflatene har liten betydning for analyseresultatet. På bakgrunn av dette vil en middelvei på $\mu_g = 0.65$ bli benyttet i den endelige kvasi-statistiske simuleringen.

4.2.4 Opplagerlengde

Fra kapittel 3 om fullskalaforsøk fikk knutepunktet tydelig usymmetrisk oppførsel etter maksimal last. Dette tyder på at lengden ut til opplagene kan ha vært forskjellig på de to sidene av knutepunktet. Usymmetriske opplagerbetingelser skyldes enten at systemet i utgangspunktet hadde en usymmetrisk plassering eller at knutepunktet beveget seg underveis i pålastningen. For å avdekke dette, ville det beste vært å gjennomføre et parameterstudium hvor usymmetriske opplagerbetingelser ble analysert.

På grunn av lang analysetid ble knutepunktet modellert med 1/4 symmetri og det vil derfor ikke være mulig å analysere dette. Siden knutepunktet kan ha hatt usymmetriske opplagerbetingelser i løpet av forsøket er det valgt å se på effekten av å endre opplagerlengden for å finne ut hvordan dette påvirker responsen til knutepunktet. En numerisk analyse er gjennomført med en økning på 10 mm fra initial opplagerlengde. Sammenligning av resultatene er vist i figur 4.29.



Figur 4.29: Kraft-forskyvningskurve for ulike verdier av opplagerlengde

Figur 4.29 viser at oppførselen til knutepunktet blir mykere ved å øke opplagerlengden. Samtidig vil dette påvirke den maksimale kapasiteten som blir lavere. Ut fra figur 4.29 er det vanskelig å finne ut om opplagerlengden ble forskjøvet under forsøkene. For å trekke en konklusjon på dette problemet burde usymmetriske opplagerbetingelser blitt analysert i en numerisk simulering. Siden dette ikke lot seg gjennomføre vil derfor den endelige numeriske simuleringen bli modellert med initial opplagerlengde.

4.2.5 Forspenning

Under fullskalaforsøkene, i kapittel 3, var skruene tilstrammet med 80 Nm ved hjelp av en momentnøkkel. Dette medførte at det var strekkspenninger i skruene før forsøkene begynte. Kraften forspenningsmomentet tilførte skruene er gitt av sammenhengen [27]:

$$M_{r,2} = k_m d F_{p,c} \quad (4.1)$$

hvor:

$M_{r,2}$ - er tiltrekkingssmomentet

k_m - er en faktor fra [28], $0.10 \leq k_m \leq 0.23$

d - er skruens diameter i mm

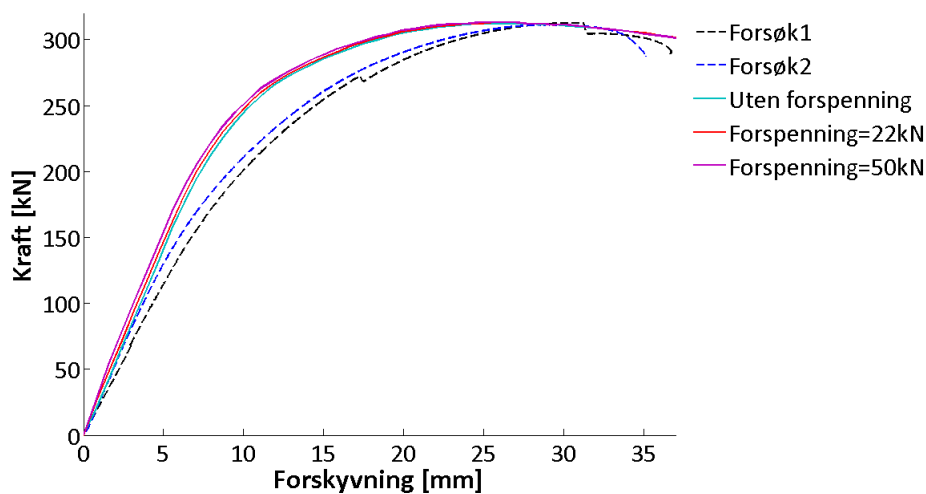
$F_{p,c}$ - er forspenningskraften

På grunn av faktoren k_m , i ligning 4.1, er det knyttet stor usikkerhet til hvor mye kraft tiltrekkingsmomentet faktisk påførte skruene. De to ytterpunktene for k_m vil gi.

$$22kN \leq F_{p,c} \leq 50kN$$

Ved implisitt analyse blir en innebygget metode benyttet for å simulere forspenning av skruene. Metoden blir benyttet ved å legge til et forspennings- "step" i Abaqus. Den innebygde metoden består av to trinn. Først vil forspenning gi strekk i området mellom mutter og skruehode, men da vil ikke lenger skruehodet presse med riktig kraft mot endeplaten og søylen som den binder sammen. Det andre trinnet består derfor av å forminske skruens lengde minimalt før selve analysen starter. Dette gjør at begge effektene ved forspenning av en skrue blir tatt hensyn til, både strekkspenninger i området mellom mutter og skruehode, samt trykkrefter mellom mutter/skruehode og de flatene de er i kontakt med.

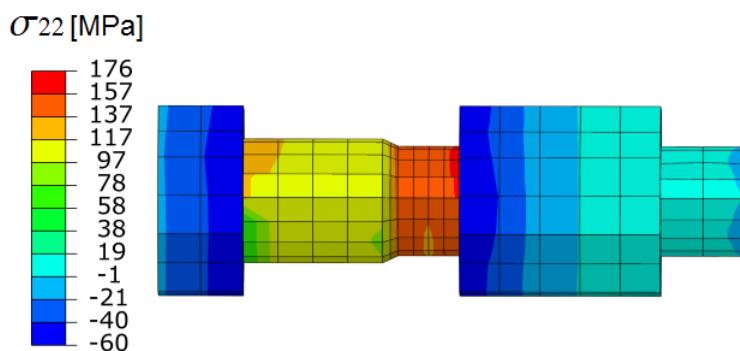
Figur 4.30 viser sammenligning av kraft-forskyvningskurven for knutepunktet med ulike forspenninger på skruene.



Figur 4.30: Kraft-forskyvningskurve for ulike verdier av forspenning

Fra figur 4.30 øker den initiale stivheten til knutepunktet noe ved økende forspenning. Den maksimale kapasiteten blir ikke påvirket av forspenningen. Figur 4.30 viser at det er liten forskjell på forspenning med 20 kN og ingen forspenning.

Figur 4.31 viser σ_{11} spenningene for den implementerte forspenningsmetoden ved implisitt analyse i Abaqus. Figuren viser en kompleks spenningsfordeling. I tillegg til σ_{11} vil det også komme bidrag fra skjærspenninger og hovedspenningene i retningene σ_{22} og σ_{33} .



Figur 4.31: Verdier av hovedspenningen σ_{11} som resultat av forspenning

Som det senere blir beskrevet i kapittel 4.3, blir det laget en eksplisitt modell for å simulere brudd av skruene. Ved eksplisitt analyse i Abaqus er det ingen innebygd metode for å simulere forspenning av skruene. For å likevel få med effekten av forspenning, kunne forspenningen ha blitt modellert med en tilnærmet og manuell metode. Denne metoden er å påføre strekkspenninger i området mellom mutter og skruehode, samt å påføre trykkspenninger i mutter og skruehode. Hvis det antas at forspenningskraften bare vil gi hovedspenninger i skruens lengderetning, σ_{11} , kan forspenningen i det aktuelle området beregnes ut fra sammenhengen:

$$\sigma_{p,i} = \frac{F_{p,c}}{A_i} \quad (4.2)$$

hvor:

$\sigma_{p,i}$ - er forspenningen i området med areal, A_i

Gjennomsnittsverdiene av σ_{11} fra figur 4.31, i områder med likt tverrsnittsareal, stemmer godt med spenningene som kan beregnes fra ligning 4.2.

For å definere forspenning ved bruk av eksplisitt metode i Abaqus, må det defineres et eget "step" for å modellere forspenningen. "SIMLab metal model" (SMM) blir benyttet for å legge inn brudd av skruene (se kapittel 4.3). Ved bruk av SMM støtter ikke simuleringen flere enn ett analyse-"step". På grunn av dette er det derfor ikke mulig å legge inn forspenning i den endelige kvasi-statistiske simuleringen. Brudd vil altså ikke la seg modellere samtidig som forspenningen er tilstede. Ved lav forspenning (fra figur 4.30) ville implementering av forspenning hatt liten betydning for analyseresultatet. På grunn av initialspenninger i skruene, kunne implementering av forspenning ha ført til et noe tidligere brudd i den numerisk simuleringen, men det er tvilsomt om dette ville hatt mye å si.

På bakgrunn av dette vil ikke forspenning bli inkludert den i endelige kvasi-statistiske simuleringen.

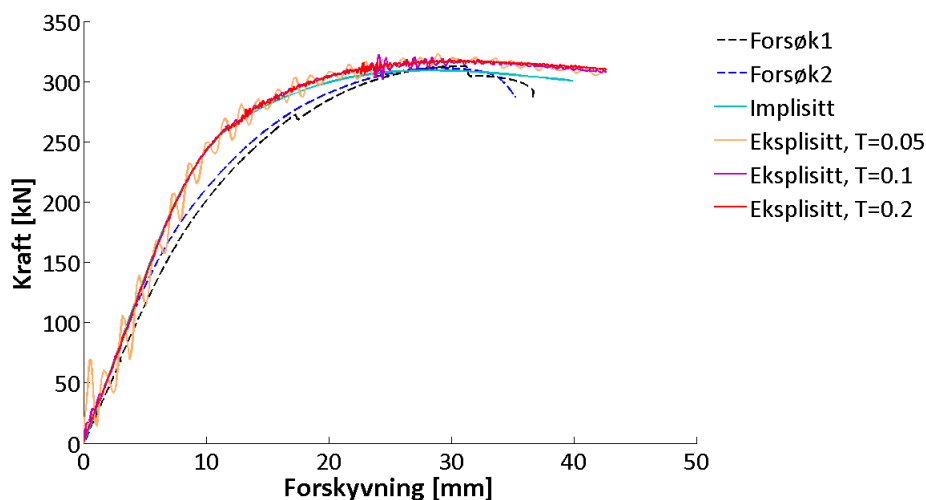
4.3 Brudd

I fullskalaforsøkene går skruene til brudd, se kapittel 3. Dette er ønskelig å få simulert også i den numeriske analysen. For å simulere brudd er det nødvendig og benytte en eksplisitt løsningsmetode, se kapittel 4.3.1. I den eksplisitt løsningsmetoden vil SMM bli benyttet for å implementere Cockraft-Latham bruddkriteriet i Abaqus-analysen, se kapittel 4.3.2.

4.3.1 Eksplisitt modell

For å simulere fullt brudd er en eksplisitt løsningsmetode å foretrekke [25]. En kvasi-statisk analyse foregår sakte, med lite kinetisk energi og massetregheit. Det er mulig å analysere et kvasi-statisk problem som dynamisk ved å skalere ned tidsperioden. Tidsskalering av det kvasi-statiske forsøket er viktig fordi en eksplisitt analyse krever svært små tidssteg og det vil derfor kreve veldig mye datakraft å beregne hele den originale kvasi-statiske tidsperioden. Ved simulering av det kvasi-statiske forsøket, med en eksplisitt metode, vil det derfor være en fordel å kunne kjøre analysene hurtig uten at det går på bekostning av kvaliteten. Nedskalering av analysetiden vil ikke ha innvirkning på resultatene så lenge den kinetiske energien utgjør en veldig liten andel av den totale energien til systemet. For å minimere den kinetiske energien som oppstår, når en rask forskyvning blir påført knutepunktet, blir det benyttet en gradvis økende forskyvningshastighet fra starten av påføringen og frem til 10 % av den totale tidsperioden.

Tre forskjellige tidsperioder ved eksplisitt løsningsmetode ble sammenlignet for å finne den optimale tiden for en kvasi-statisk materialoppførel. Den målte kinetiske energien fra Abaqus viste svært lave verdier for alle de tre eksplisitte analysene. Figur 4.32 viser sammenligning av forsøk, implisitt løsningsmetode og eksplisitt løsningsmetode med ulike tidsskaleringer.



Figur 4.32: Sammenligning av implisitt og eksplisitt løsningsmetode

Tabell 4.10: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for implisitt og eksplisitt løsningsmetode

	Forsøk 1	Forsøk 2	Implisitt	Eksplisitt (T=0.2 s)
F_{max} [kN]	312.6	311.0	309.1	317.6
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	27.9	30.6

Fra figur 4.32 gir en tidsperiode på 0.05 sekunder tydelig alt for store oscillasjoner og vil ikke gi en god nok representasjon av det kvasi-statistiske forsøket. Kraft-forskyvningskurven begynner å konvergere mot en løsning med en analysetid på 0.1 sekunder, men kurven viser fortsatt oscillasjoner i starten av forskyvningsforløpet og ved maksimal last ved denne analysetiden. En analysetid på 0.2 sekunder vil gi lite oscillasjoner og vil derfor bli benyttet som endelig eksplisitt analysetid.

Ved sammenligning av eksplisitt og implisitt løsningsmetode viser figur 4.32 og tabell 4.10 at det er et avvik mellom de to løsningsmetodene. Den initiale stivheten til systemet er lik, men forskjellen blir større etterhvert som belastningen øker. Den eksplisitte løsningsmetoden viser en litt høyere maksimal kapasitet sammenlignet med den implisitte.

Analysetiden ved bruk av eksplisitt løsningsmetode er veldig lang. For å få ned analysetiden er det forsøkt å benytte masseskalering i Abaqus-analysen.

Masseskalering

I en eksplisitt modell er tidssteget i analysen, Δt , styrt av det kritiske tidssteget, Δt_{cr} , ved at [25]:

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr}$$

hvor:

$$\Delta t_{cr} = \frac{L^e}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} \quad (4.3)$$

hvor:

L^e - er karakteristisk lengde av det minste elementet i modellen

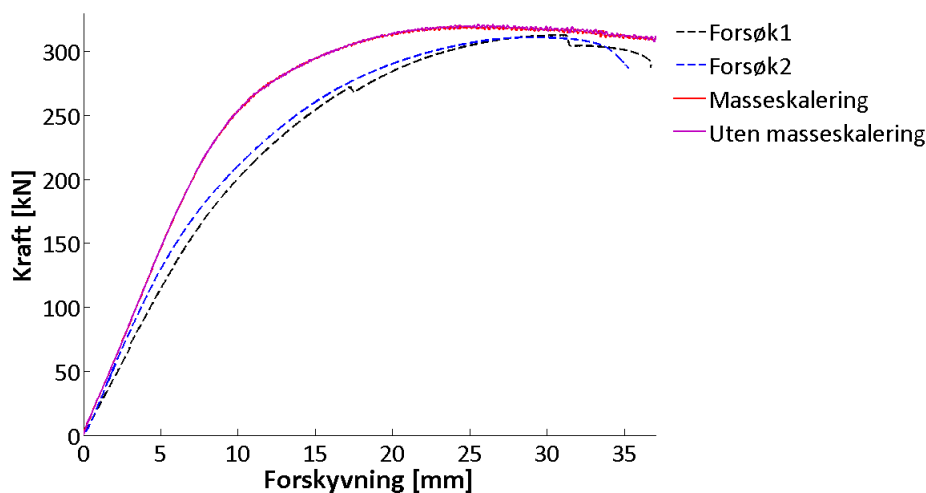
E - er E-modulen til materialet i elementet

ρ - er massetettheten til materialet i elementet

Fra ligning 4.3 vil dermed et lite element i modellen redusere tidssteget for hele den numeriske analysen. Fra parameterstudiet om valg av elementstørrelse, i kapittel

4.2.1, ble det konkludert med at det bør benyttes små elementer (2 mm) i skruene og i opplagerene, mens det kan benyttes vesentlig større elementer for de andre komponentene. Masseskalering blir benyttet for de minste elementene, slik at de ikke reduserer tidssteget for hele modellen. Masseskalering gjennomføres ved å skalere opp massetettheten, ρ , slik at kritisk tidssteg, Δt_{cr} , også øker.

I Abaqus blir masseskalering gjennomført ved å skalere opp massetettheten til alle elementene som vil gi et tidssteg som er under en ønsket minsteverdi. Denne minsteverdien er valgt med utgangspunkt i et kritisk tidssteg ved å benytte en minste elementstørrelse på 5 mm (fra basismodellen). Hvis et element har mindre kritisk tidssteg enn minsteverdien, blir massetettheten til elementet skalert opp med en faktor slik at det kritiske tidssteget blir større eller er lik den bestemte minsteverdien. Masseskalering gjør at finere elementinndeling i utsatte områder ikke virker begrensende for analysetiden til hele modellen. Siden massen blir endret, er det viktig å sjekke om dette vil påvirke analyseresultatet. På bakgrunn av dette er det gjennomført numeriske analyser med og uten masseskalering, se figur 4.33.



Figur 4.33: Sammenligning av kraft-forskyvning med og uten masseskalering

Masseskalering reduserte analysetiden til omtrent 1/2 av opprinnelig tid. Fra figur 4.33 har masseskaleringen ingen negativ innvirkning på analyseresultatet. Med og uten masseskalering gir omtrent eksakt samme resultat. Ut fra dette er derfor masseskalering et veldig nyttig verktøy for å simulere den kvasi-statistiske lastpåføringen med eksplisitt løsningsmetode.

4.3.2 SIMLab Metal Model (SMM)

For å simulere brudd blir SMM implementert i Abaqus-analysen. SMM er en generalisert materialmodell som kan benyttes for alle typer metaller. Ved bruddmodellering

i SMM må fastningskurvene til de kritiske komponentene (skruene og endeplaten) uttrykkes ved hjelp av en Voce-funksjon.

Voce-fastningskurve

For å beskrive fastningskurvene til skruene og endeplaten blir en Voce-funksjon med flere ledd benyttet. Voce-funksjonen kan modifiseres og tilpasses slik at den passer godt med eksisterende måldata. Ligning 4.4 og tilhørende figur 4.34 viser hvordan en Voce-funksjon er bygd opp. For å beskrive en fastningskurve blir gjerne 1, 2 eller 3 ledd benyttet. Konstantene Q_i og ϕ_i bestemmes ved å tilpasse funksjonen til eksisterende data [29].

$$\sigma(\varepsilon) = \sigma_0 + \sum_i^n Q_i (1 - e^{(-\frac{\phi_i}{Q_i} \varepsilon^p)}) \quad (4.4)$$

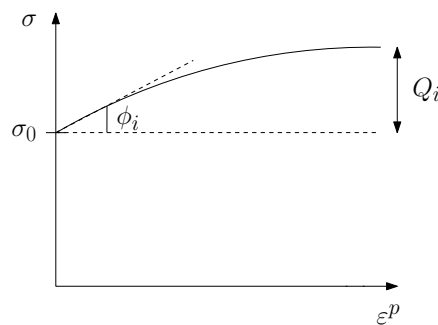
hvor:

σ_0 - er startverdien for fastningskurven

ϕ_i - er det initielle stigningstallet til funksjonen

Q_i - er maksverdien til funksjonen

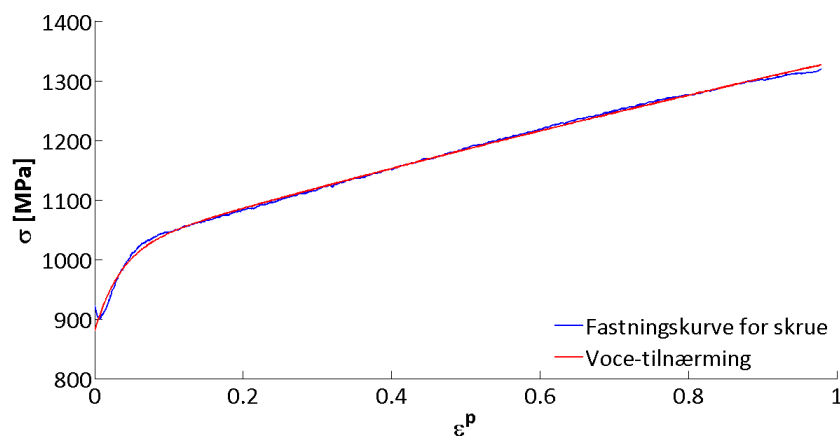
En visualisering av en Voce-fastningskurve med ett ledd er vist i figur 4.34.



Figur 4.34: Visualisering av Voce fastning

Voce fastningskurve for skruene

Figur 4.35 viser en sammenligning av fastningskurven for den tilpassede Voce-funksjonen til skruene og den opprinnelige fastningskurven til skruene fra kapittel 2. Parametrene for den tilpassede Voce-funksjonen fra ligning 4.4 er vist i tabell 4.11.



Figur 4.35: Voce-fastningskurve for skruene

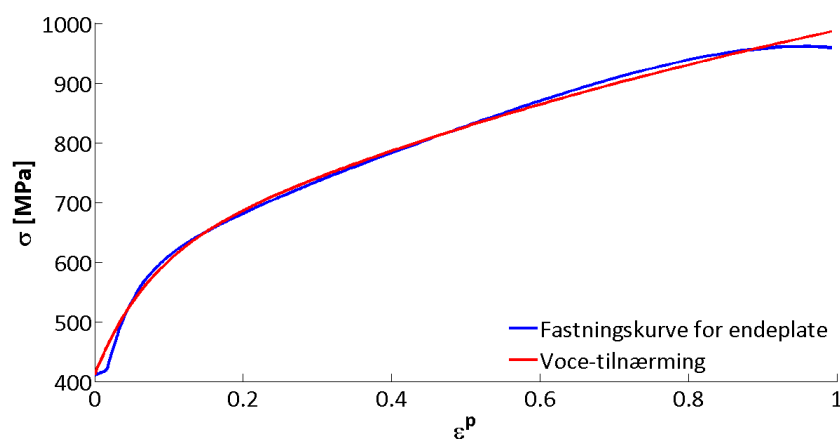
Tabell 4.11: Voce parametere for fastning av skruene

σ_0	ϕ_1	ϕ_2	Q_1	Q_2
880	358.7	3898	1400	135.1

Figur 4.35 beskriver at den tilpassede Voce-funksjonen passer svært bra med den opprinnelige fastningskurven. På bakgrunn av dette er det ingen grunn til å tro at den genererte Voce-tilpasningen av fastningskurven til skruene vil ha noen negativ innvirkning på resultatene av de numeriske analysene.

Voce fastningskurve for endeplaten

Figur 4.36 viser fastningskurven for endeplaten sammenlignet med den nye Voce-tilpasningen. Tabell 4.12 viser Voce-parameterne for fastningskurven.



Figur 4.36: Vocetilpasning endeplate

Tabell 4.12: Voce-fastningskurve for endeplate

σ_0	ϕ_1	ϕ_2	Q_1	Q_2
412	552.7	2527	764.2	182.6

På samme måte som for skruene passer Voce-fastningskurven godt med eksisterende måledata.

I SMM benyttes Cockraft-Latham som bruddkriterie, dette er beskrevet nærmere i kapittel 4.3.2.

Cockraft-Latham Bruddkriteriet

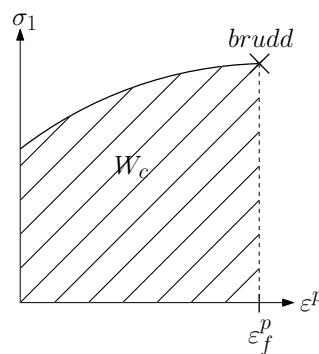
Cockraft-Latham kriteriet baserer seg på arbeidet, W , som er utført på materialet. W , er definert som integralet av største hovedspenning over den plastiske tøyningen, se ligning 4.5. Når W når en kritisk verdi W_c , vil brudd oppstå [29], se figur 4.37.

$$W = \int_0^{\epsilon_f^p} \langle \sigma_1 \rangle d\epsilon^p \leq W_c \quad (4.5)$$

hvor:

$\langle \sigma_1 \rangle$ - er største opptredende hovedspenning i strekk

ϵ_f^p - er ekvivalent plastisk tøyning ved brudd



Figur 4.37: Visualisering av Cockraft-Latham bruddkriteriet

For å simulere bruddet i knutepunktet må den kritiske parameteren W_c beregnes for skruene.

Beregning av W_c for skruene

For å finne kritisk arbeid, W_c , av skruene må det gjennomføres en numerisk analyse

av strekkforsøkene, som videre benyttes for å finne tøyningene av de kritiske elementene ved brudd. På grunnlag av parameterstudiet om elementstørrelse har skruene en elementstørrelse på 2 mm. De opptredende spenningene og tøyningene i et element er veldig avhengige av elementstørrelsen. Derfor må det simulerte strekkforsøk av skruene også modelleres med 2 mm elementer. For å komme frem til det kritiske arbeidet, må bruddforskyvningen fra strekkforsøket i laboratoriet registreres. Forskyvning ved brudd ble registrert ved hjelp av DIC. Det kritiske arbeidet blir så funnet ved å integrere spenning og plastisk tøyning, for de mest belastede elementene, frem til forskyvningen ved brudd. Resultatene er vist i tabell 4.13.

Det kritiske arbeidet, W_c , blir inkludert i SMM som bruddparameter. Når det utførte arbeidet på ett element i skruen når den kritiske verdien W_c , vil brudd inntreffe og elementet bli slettet. Tabell 4.13 viser ekvivalent plastisk tøyning ved brudd, ε^p , og det tilhørende kritiske arbeidet, W_c , som er utført frem til denne tøyningsverdien med en elementstørrelse på 2 mm.

Tabell 4.13: Bruddparametere for skruene

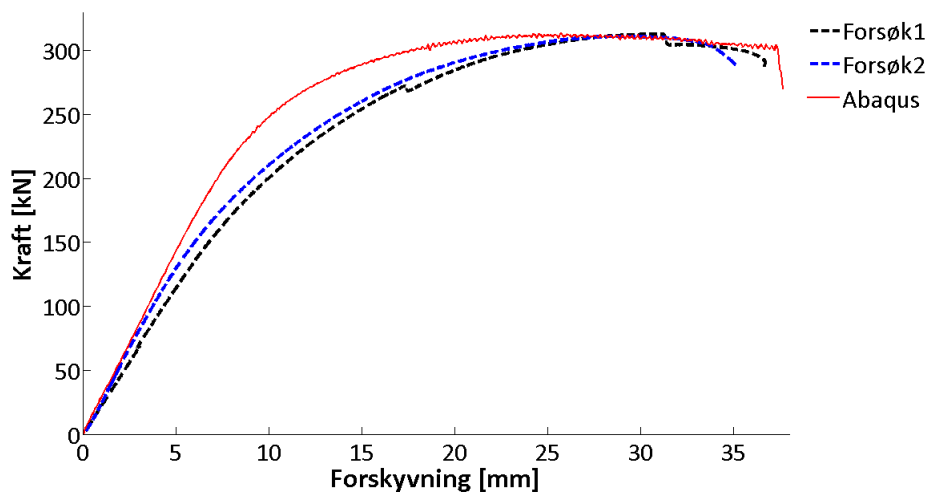
Elementstørrelse	ε^p	W_c
2 mm	0.819268	1027.72

For resultater av den numeriske analysen etter implementering av brudd, se kapittel 4.4.

4.4 Endelig kvasi-statisk modell

Gjennom parameterstudiet i kapittel 4.2 og implementering av brudd i kapittel 4.3 var det mulig å forbedre basismodellen fra kapittel 4.1 til en endelig kvasi-statisk simuleringsmodell.

Figur 4.38 viser kraft-forskyvningskurven for den endelige kvasi-statiske simuleringen sammenlignet med forsøkene. Tallverdier for maksimal kraft, F_{max} , forskyvningen ved denne makskraften, U_{Fmax} , forskyvningen av knutepunktet ved brudd, U_{brudd} , og opptatt energi frem til brudd, E_{brudd} , er sammenlignet i tabell 4.14.



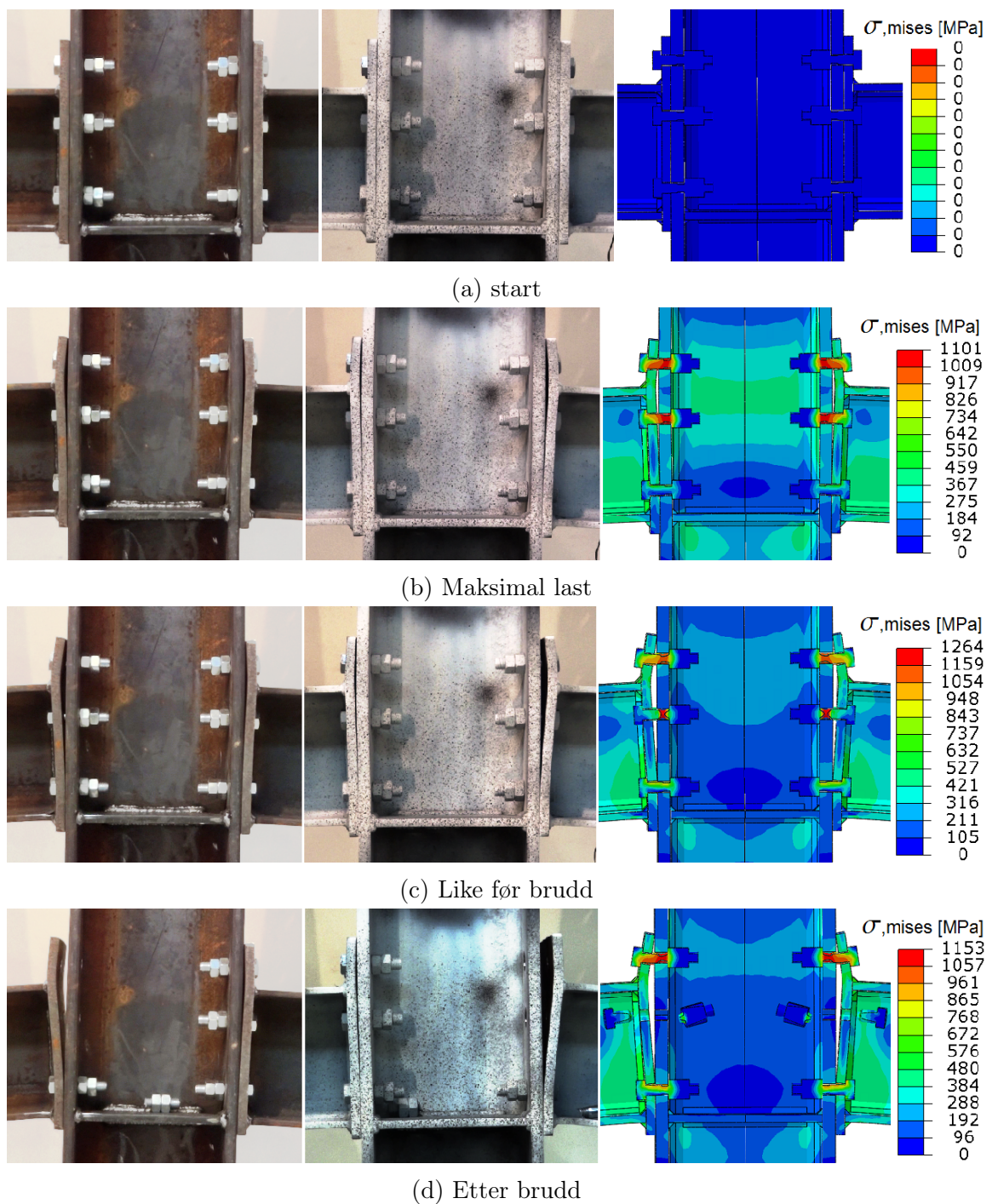
Figur 4.38: Kraft-forskyvning for endelig kvasi-statisk simulering med innlagt brudd

Tabell 4.14: Tallverdier for sammenligning av forsøk mot endelig kvasi-statisk simulering

	Forsøk 1	Forsøk 2	Abaqus
F_{max} [kN]	312.6	311.0	313.4
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	25.7
U_{brudd} [mm]	36.7	35.2	37.4
E_{brudd} [kJ]	8.65	8.41	9.60

Figur 4.38 og tabell 4.14 viser at maksimal kapasitet blir gjenskapt på en meget god måte for den numeriske analysen. Forskyvningen ved brudd stemmer også bra med forsøkene. Fra 5 mm forskyvning og utover viser derimot den numeriske analysen tydelig en stivere oppførsel enn fullskalaforsøkene. Dette medfører samtidig at den maksimale lasten kommer ved en vesentlig mindre forskyvning i den numeriske analysen. Selv om knutepunktet har en stivere oppførsel i den numeriske analysen kommer bruddet ved en større forskyvning enn i fullskalaforsøkene. Dette kommer av at skruene er de utsatte delene med tanke på brudd. Med en stivere oppførsel vil ikke skruene få like store deformasjoner som i fullskalaforsøkene for samme forskyvning av søylen. Dermed vil også bruddet komme noe senere. Som et resultat av dette vil bruddenergien bli vesentlig større i den numeriske analysen sammenlignet med forsøkene.

Figur 4.39 viser en bildeserie av henholdsvis Forsøk 1, Forsøk 2 og den numeriske analysen på ulike tidspunkter av lastpåkjenningen.

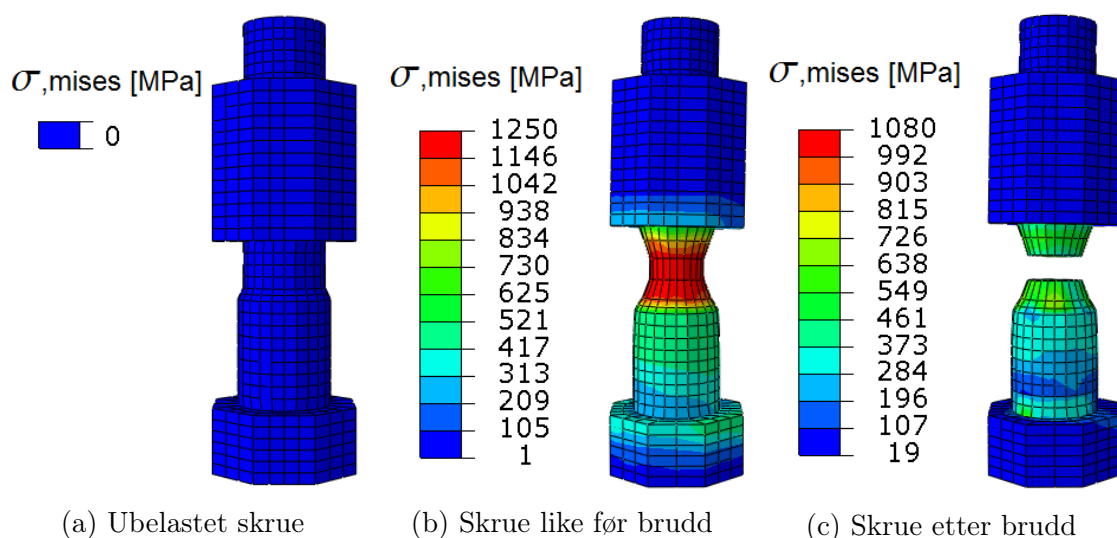


Figur 4.39: Bildeserie for pålastning av knutepunktet, sammenligning av Forsøk 1, Forsøk 2 og numerisk simulering

Figur 4.39 viser at hovedforskjellen mellom den numeriske analysen og forsøkene at den numeriske-analysen er symmetrisk, det er ikke fullskalaforsøkene. I fullskalaforsøkene får den ene siden vesentlig større deformasjoner av endeplaten, spesielt når det nærmer seg brudd. Dette medfører at bruddet bare skjer på den ene siden i forsøkene,

mens i den numeriske analysen skjer bruddet på begge sider. Under forsøkene skjer strekkbrudd av skruerad 1 og 2 samtidig. I Abaqus-analysen skjer bruddet først i Rad 2. Brudd vil også inntreffe i Rad 1, men dette skjer en del senere enn for skruerad 2 og er ikke vist i figur 4.39. Ved en nærmere studie av endeplateforskyvningen i figur 4.39c, er det spesielt for Forsøk 2 en vesentlig avstand mellom toppen av endeplaten og søyleflensen. I Abaqus-analysen ligger toppen av endeplaten helt inntil søyleflensen. Dette medfører at Rad 1 vil få en større forskyvning i forsøkene enn i den numeriske analysen. Som et resultat av dette får Rad 1 så store tøyninger/spenninger i forsøkene at de går til brudd samtidig som Rad 2, mens i den numeriske analysen har Rad 1 så små tøyninger at de ikke vil gå til brudd like raskt som Rad 2.

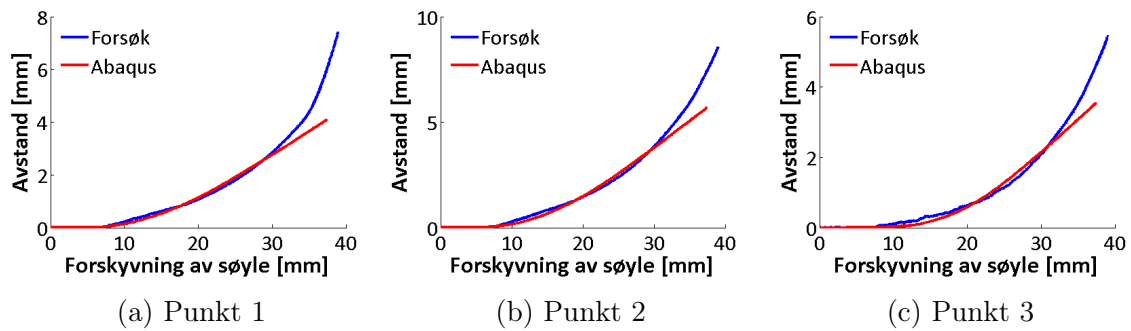
Figur 4.40 viser en illustrasjon av skruen i Rad 2 før og etter brudd.



Figur 4.40: Deformasjon og spenninger i skruen før og etter brudd.

Som vist i figur 4.40 er bruddet av skruen i den numeriske analysen et strekkbrudd. Bruddet oppstår i den gjengede delen hvor tverrsnittet er minst. Begge disse punktene stemmer overens med forsøksresultatene.

Som beskrevet i kapittel 2.1.1 kan DIC bli benyttet for å finne avstanden mellom endeplate og søyleflens. Ved analyse av fullskalaforsøkene ble avstanden mellom endeplate og søyleflens mot forskyvning av søylen registrert tre ulike steder, se kapittel 3 og figur 3.15. Avstanden ved de samme punktene er også registrert i Abaqus-analysen, se figur 4.41. Den maksimale avstanden ved brudd er vist i tabell 4.15.



Figur 4.41: Avstand mellom endeplate og søyleflens som funksjon av søyleforskyvningen

Tabell 4.15: Sammenligning av avstand mellom endeplate og søyleflens ved tre ulike målepunkter

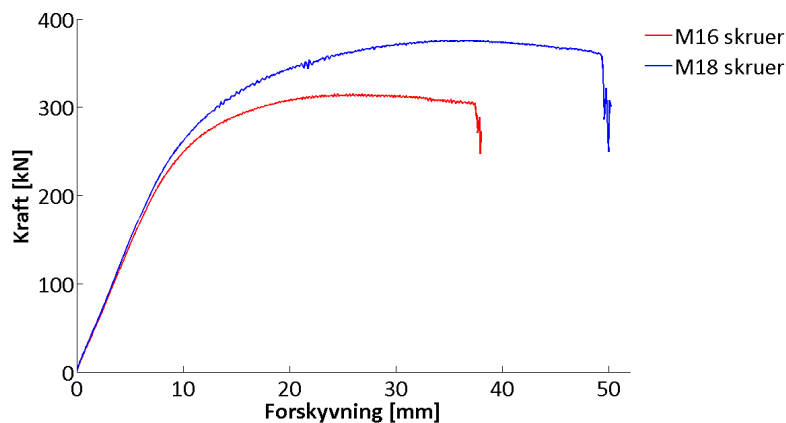
	Forsøk [mm]	Abaqus [mm]
Punkt 1	7.4	4.1
Punkt 2	8.6	5.7
Punkt 3	5.5	3.5

Fra figur 4.41 og tabell 4.15 er den maksimale avstanden mellom endeplaten og søyleflensen vesentlig større i forsøket enn i den numeriske analysen. Størst er forskjellen for punkt 1, der skruerad 1 er plassert. Dette forklarer, som beskrevet tidligere, at Rad 1 går til brudd samtidig som Rad 2 i forsøket, men ikke i Abaqus-analysen. Derimot følger Abaqus-analysen forsøket meget bra frem til en forskyvning på ca 30 mm på alle tre målepunktene. Dette er nesten opp mot makslast for forsøkene. Hvis det blir tatt med i betraktningen at det på dette tidspunktet begynner å utarte seg en vesentlig usymmetri i forsøkene, er det ikke rart at Abaqus-analysen og forsøket stemmer dårlig fra dette punktet. Så hvis endeplateavstanden frem til usymmetrisk oppførsel blir sammenlignet i forsøk og Abaqus-analysen, stemmer dette veldig bra.

4.5 Forbedret knutepunkt

På bakgrunn av de kvasi-statiske fullskalaforsøkene og de numeriske analysene kan det konkluderes med at skruene er de mest utsatte komponentene. Bjelken og søylen får bare såvidt synlige plastiske deformasjoner. Det er dermed grunn til å tro at kapasiteten til knutepunktet kan økes ved å benytte en større skruediameter. Det er derfor kjørt en numerisk analyse av knutepunktet med M18 skruer istedenfor M16 skruer, som det testede knutepunktet har.

Sammenligning av kraft-forskyvningskurven for bruk av de to forskjellige skruestørrelsene er vist i figur 4.42. Tilhørende tabell 4.16 viser maksimal kraft, F_{max} for lastpåføringen og forskyvning av knutepunktet ved brudd, U_{brudd} .



Figur 4.42: Sammenligning av kraft-forskyvningskurve for M16 og M18 skruer

Tabell 4.16: F_{max} og U_{brudd} for M16 og M18 skruer

	M16	M18	Forskjell
F_{max} [kN]	315	376	19 %
U_{brudd} [mm]	37.5	49.4	32 %

Tabell 4.16 viser at kapasiteten til knutepunktet kan økes med hele 19 % ved å benytte M18 skruer istedenfor M16 skruer. Knutepunktet vil også tåle en vesentlig større forskyvning før det går til brudd.

Ved analyse av den numeriske simuleringen med M18 skruer etter brudd, har bjelken og søylen antydning til plastiske deformasjoner. Selv om det altså har blitt litt mer plastiske deformasjoner av søylen og bjelken, ved å bruke M18 sammenlignet med M16 skruer, er de plastiske deformasjonene fortsatt ikke av vesentlig grad.

På bakgrunn av dette kunne knutepunktet med fordel vært skrudd sammen med M18 skruer eller større. Det er ikke gjort noen analyse av knutepunktet med M20 skruer, men det er grunn til å tro at kapasiteten og bruddforskyvningen vil fortsette å øke med samme trend. Først når skruene har en så stor kapasitet at søylen og bjelken får store plastiske deformasjoner, eller at det oppstår brudd et annet sted enn i skruene, vil kapasiteten til knutepunktet ha nådd sitt tak.

5 Beregning etter NS-EN 1993-1-8

I dette kapitlet vil den kvasi-statiske kapasiteten til knutepunktet bli beregnet etter eurokode, NS-EN 1993-1-8. Ved beregning etter NS-EN 1993-1-8 blir det først beregnet en moment-rotasjons-relasjon som videre blir transformert til en kraft-forskyvningskurve. Kraft-forskyvningskurven vil videre bli benyttet for sammenligning av knutepunktets respons med gjennomførte eksperimentelle forsøk og numerisk simulering.

Kapittel 5.1-5.7 beskriver fremgangsmåte samt nødvendige antagelser for å komme frem til en moment-rotasjons-relasjon for det betraktete knutepunktet. Detaljerte beregninger er vedlagt i vedlegg F.

5.1 Klassifisering

Ved konstruksjonsanalyse bør det tas hensyn til knutepunktets moment-rotasjons-relasjon for fordeling av lastvirkninger. En moment-rotasjons-relasjon er nærmere beskrevet i kapittel 5.2. For å avgjøre om det er nødvendig og ta hensyn til knutepunktets moment-rotasjons-relasjon skilles det mellom tre forenklete klassifiseringer:

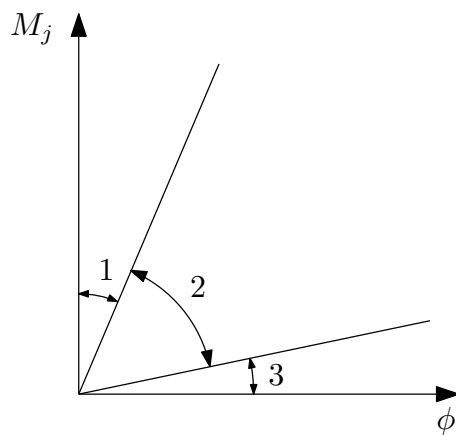
1. Leddet knutepunkt: Forutsetter at knutepunktet ikke overfører bøyningsmomenter.
2. Bøyningstivt knutepunkt: Det antas at knutepunktets moment-rotasjons-relasjon ikke har betydning.
3. Delvis bøyningstivt: Det er nødvendig å ta hensyn til knutepunktets moment-rotasjons-relasjon i analysen.

Etter NS-EN 1993-1-8 klassifiseres knutepunktet etter stivhet ut fra kapittel 5.1.1 og styrke etter kapittel 5.1.2.

5.1.1 Klassifisering etter stivhet

Et knutepunkt kan klassifiseres som stivt, leddet eller delvis stivt etter sin rotasjonsstivhet ved at initialrotasjonsstivheten $S_{j,ini}$ sammenlignes med klassifiseringsgrensene.

Figur 5.1 beskriver hvordan moment-rotasjons-relasjonen er avhengig av klassifiseringen.



Figur 5.1: Inndeling av stivhetssoner

hvor de ulike sonene på figuren er:

Sone 1

Stivt hvis:

$$S_{j,ini} \geq k_b \cdot \frac{EI_b}{L_b}$$

Sone 2

Delvis stivt: Knutepunkter i sone 2 bør klassifiseres som delvis stive. Knutepunkter i øvrige soner kan også behandles som delvis stive.

Sone 3

Leddets hvis:

$$S_{j,ini} \leq 0.5 \cdot \frac{EI_b}{L_b}$$

hvor:

$k_b = 8$ - for rammer med avstivningsystemer.

I_b - er bjelkens andre arealmoment

L_b - er bjelkens spennvidde

5.1.2 Klassifisering etter styrke

Klassifisering etter styrke deles inn i:

- Leddet knutepunkt
- Knutepunkt med full styrke
- Knutepunkt med delvis styrke

Leddete knutepunkter

Knutepunktet kan klassifiseres som leddet dersom $M_{j,Rd}$ ikke er større enn 0.25 ganger kravet til full styrke.

Knutepunkt med full styrke

Et knutepunkt som er en forbindelse mellom to etasjer klassifiseres som en full-styrke-forbindelse dersom:

$$M_{j,Rd} \geq M_{b,pl,Rd}$$

eller

$$M_{j,Rd} \leq 2 \cdot M_{c,pl,Rd}$$

hvor:

$M_{b,pl,Rd}$ - er dimensjonerende plastisk momentkapasitet i bjelken.

$M_{c,pl,Rd}$ - er dimensjonerende plastisk momentkapasitet i søylen.

Knutepunkt med delvis styrke

Dersom knutepunktet hverken oppfyller kravene for leddet eller full-styrke-forbindelse bør det klassifiseres som knutepunkt med delvis styrke.

5.2 Moment-rotasjons-relasjon

Eurokodeberegningene blir utført med tanke på beregning av kapasitet og dimensjonerende moment-rotasjons-relasjon i et knutepunkt. Moment-rotasjons-relasjonen er ikke-lineær og definerer de tre viktigste konstruksjonsegenskapene til et knutepunkt.

1. Momentkapasitet
2. Rotasjonsstivhet
3. Rotasjonskapasitet

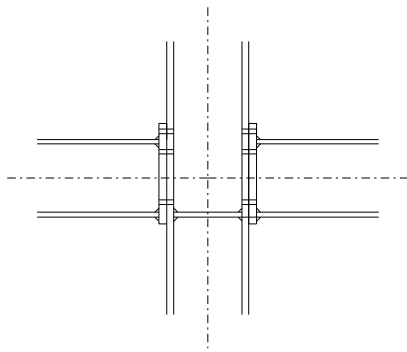
Figur 5.2 beskriver det aktuelle knutepunktet, mens figur 5.3 beskriver den forenklete beregningsmodellen.

hvor:

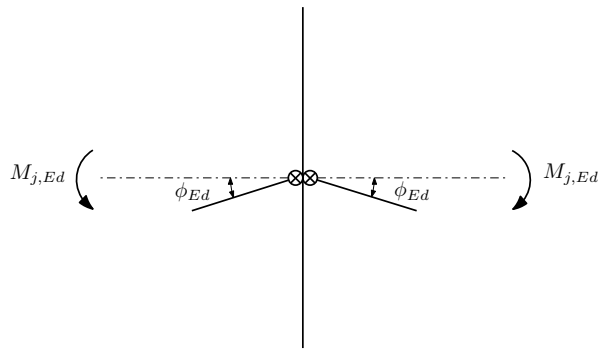
$M_{j,Ed}$ - er bøyningmomentet som virker på knutepunktet

ϕ_{Ed} - er rotasjonen i knutepunktene som følger av bøyningmomentet

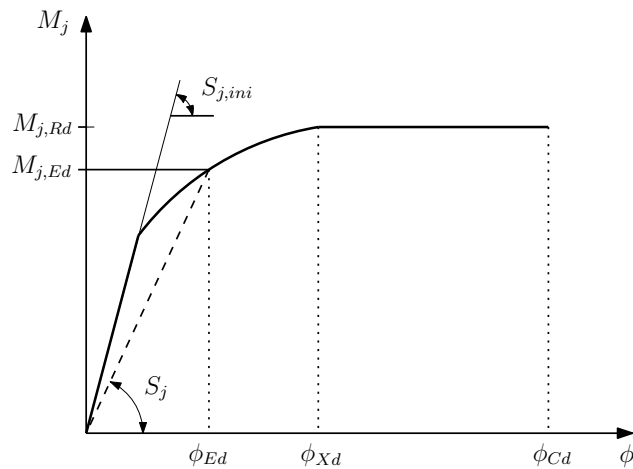
Ved å benytte den forenklete beregningsmodellen for knutepunktet fra figur 5.3, er det mulig og beregne en moment-rotasjonskurve etter NS-EN 1993-1-8 som i figur 5.4.



Figur 5.2: Symmetrisk knutepunkt



Figur 5.3: Forenklet beregningsmodell



Figur 5.4: Dimensjonerende moment-rotasjons-relasjon

hvor:

$M_{j,Rd}$ - er dimensjonerende momentkapasitet

ϕ_{Xd} - er rotasjonen hvor M_{Ed} er lik $M_{j,Rd}$

S_j - er sekantstivheten (gjelder bare opp til rotasjonen ϕ_{Xd})

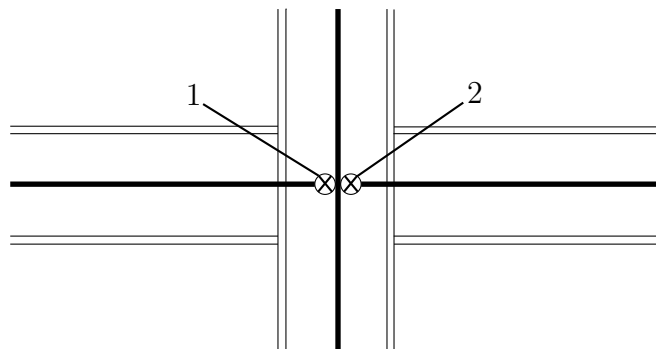
$S_{j,ini}$ - er initialrotasjonsstivheten

ϕ_{Cd} - er største tillatte rotasjon

Moment-rotasjons-relasjonen benyttes videre til å beregne kraft-forskyvning av knutepunktet som senere sammenlignes mot forsøk og numerisk simulering i Abaqus.

5.3 Overføringsparameter β

Etter NS-EN 1993-1-8 har en tosidig forbindelse to moment-rotasjons-relasjoner, en for høyre knutepunkt og en for venstre. De to knutepunktene på hver side modelleres med rotasjonsfjær, figur 5.5.



Figur 5.5: Tosidig knutepunkt

hvor:

1 - knutepunkt på venstre side

2 - knutepunkt på høyre side

For det betraktete knutepunktet er venstre og høyre side like. Ved beregning av moment-rotasjons-relasjonen skal det tas hensyn til mulig påvirkning av skjærpåkjente søylesteg ved bruk av overføringsparameteren β . For et tosidig knutepunkt er overføringsparameteren β delt inn i β_1 og β_2 .

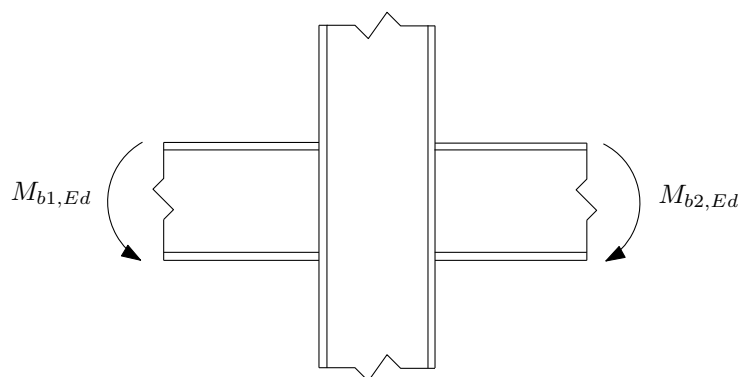
hvor:

β_1 - overføringsparameteren for knutepunktet på høyre side

β_2 - overføringsparameteren for knutepunktet på venstre side

Knutepunktets høyre og venstre side er delt inn etter figur 5.5. Et tosidig knutepunkt med like og motstående moment (figur 5.6) gir:

$$M_{b1,Ed} = M_{b2,Ed} \quad \Rightarrow \quad \beta_1 = \beta_2 = 0$$

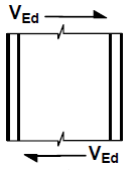
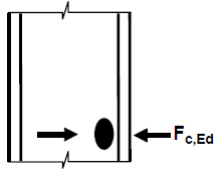
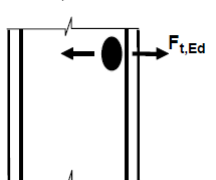


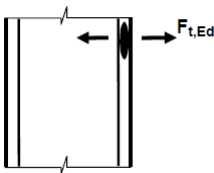
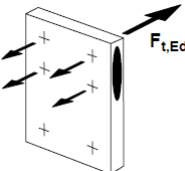
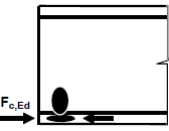
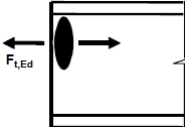

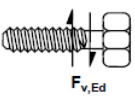
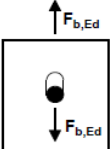
Figur 5.6: Like og motstående momenter

5.4 Basiskomponenter

Ved beregning etter NS-EN 1993-1-8 blir de ulike komponentene i knutepunktet delt inn i basiskomponenter. De ulike basiskomponentene bidrar med stivhet, motstand mot rotasjon, og styrke. Moment-rotasjons-relasjonen er dermed avhengig av de ulike basiskomponentene og egenskapene til dem. Tabell 5.1 viser de aktuelle basiskomponentene for knutepunktet. Tabellen henviser også til de ulike kapasitetsberegningene for basiskomponentene etter NS-EN 1993-1-8.

Tabell 5.1: Aktuelle basiskomponenter for knutepunktet

Basiskomponenter		Henvisninger til NS-EN 1993-1-8			
		Dimensjonerende kapasitet	Stivhetskoeffisient	Rotasjonskapasitet	
1	Stegpanel i søyle, påkjent av skjær		6.2.6.1	6.3.2	6.4.2 og 6.4.3
2	Søylesteg påkjent av tverrgående trykk		6.2.6.2	6.3.2	6.4.2.2 og 6.4.3
3	Søylesteg påkjent av tverrgående strekk		6.2.6.3	6.3.2	6.4.2 og 6.4.3

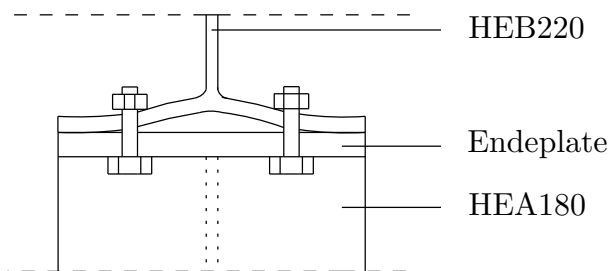
4	Søyleflens påkjent av bøyning		6.2.6.4	6.3.2	6.4.2 og 6.4.3
5	Endeplate påkjent av bøyning		6.2.6.5	6.3.2	6.4.2
7	Bjelke eller søyleflens og steg påkjent av trykk		6.2.6.7	6.3.2	a)
8	Bjelkesteg påkjent av strekk		6.2.6.8	6.3.2	a)
10	Skruer påkjent av strekk		6.2.6.5	6.3.2	6.4.2
11	Skruer påkjent av skjær		3.6	6.3.2	6.4.2
12	Skruer med hullkanttrykk		3.6	6.3.2	a)
19	Sveis		4	6.3.2	a)

a) ingen opplysninger finnes om dette etter NS-EN 1993-1-8

5.5 Søyleflens og endeplate påkjent av bøyning

Ved dimensjonering av momentkapasiteten er det nødvendig å bestemme kapasiteten til søyleflensen og endeplaten med strekkpåkjennte skruer. Dette er basiskomponent 4 og 5 fra tabell 5.1. Etter NS-EN 1993-1-8 skal disse basiskomponentene behandles som ekvivalente T-stykker påkjent av strekk.

Figur 5.7 viser en illustrasjon av hvordan søyleflensen og søylesteg behandles som et ekvivalent T-stykke. Det vil også bli et lignende tilfelle for endeplaten (ikke illustrert).



Figur 5.7: Ekvivalent T-stykke for søyleflens og steg for knutepunktet sett ovenfra

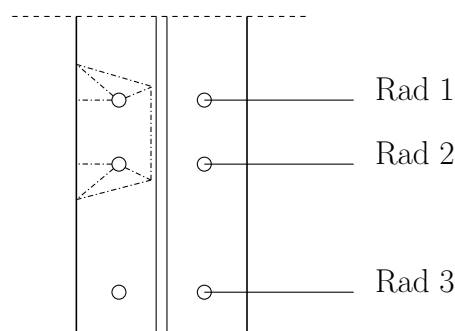
Kapasiteten til T-stykke påkjent av strekk bestemmes av bruddform og bruddmønstre:

Bruddmønster

Bruddmønster kan enten ha sirkulært (cp), eller ikke-sirkulært bruddmønster (nc). Ikke-sirkulært bruddmønster er illustrert i figur 5.8. De ulike bruddmønsterene skiller fra hverandre ut fra beregnet effektiv lengde Σl_{eff} . Den minste effektive lengden gir det svakeste bruddmønsteret er dermed det som bestemmer kapasiteten. De effektive lengdene er teoretiske lengder og tilsvarer ikke nødvendigvis fysiske lengder til den basiskomponenten den representerer. De effektive lengdene for knutepunktet er beregnet i vedlegg F. Nedenfor følger noen kommentarer til hver av de aktuelle komponentene:

Endeplate: Ved beregning av utrivning for endeplaten betraktes kun Rad 1 som mulighet for gruppeutrivning. Steget til bjelken vil forhindre at Rad 2 kan bli revet ut som en gruppe. De ulike bolteratene er spesifisert på figur 5.8. Rad 3 er ikke aktuell for utrivning siden denne er belastet med trykk.

Søyle: Søyleflensen vil kunne ha gruppeutrivning over Rad 1 og 2, men ikke gjennom søylesteget, se figur 5.8. Den stiplede linjen på figuren illustrerer hvor flytelinjene kan oppstå ved en eventuell gruppeutrivning.



Figur 5.8: Gruppeutrivning for søyleflens med ikke-sirkulært bruddmønster (nc)

Bruddform

De ulike bruddformene for et ekvivalent T-stykke er:

Bruddform 1 - brudd i skrue.

Bruddform 2 - flyt i endeplate eller søyleflens.

Bruddform 3 - flyt i endeplate/søyleflens samtidig som det oppstår brudd i skrue.

Ved flyt i endeplate eller søyleflens betraktes skrueradene enten som enkelstående rader eller som grupper ut fra beregningene av effektive lengder.

Svakeste bruddform og bruddmønster blir benyttet for å finne dimensjonerende kapasitet. Kapasiteten til endeplate ved bøyning og søyleflens ved bøyning er beregnet i vedlegg F.

5.6 Rotasjonsstivhet

Ved beregning etter NS-EN 1993-1-8 beregnes initialstivheten $S_{j,ini}$ (figur 5.4) fra ligning 5.1;

$$S_{j,ini} = \frac{Ez^2}{\sum_i \frac{1}{k_i}} \quad (5.1)$$

og rotasjonsstivheten S_j ;

$$S_j = \frac{S_{j,ini}}{\mu}$$

hvor:

k_i - er stivhetskoeffisienten for basiskomponent i , i knutepunktet

z - er momentarmen

μ - er stivhetsforholdet $S_{j,ini}/S_j$

Stivhetsforholdet μ bestemmes ut fra;

$$\begin{array}{ll} \text{hvis} & M_{j,Ed} \leq \frac{2}{3} \cdot M_{j,Rd} : & \mu = 1 \\ \text{hvis} & \frac{2}{3} M_{j,Rd} < M_{j,Ed} < M_{j,Rd} : & \mu = \left(1, 5 \frac{M_{j,Ed}}{M_{j,Rd}}\right)^\psi \end{array}$$

For søyle-bjelkeforbindelse med skrudd endeplate er $\psi = 2,7$

For tosidig forbindelse med like og motstående momenter og to skruerader skal det i følge NS-EN 1993-1-8 tas hensyn til stivhetskoeffisientene k_2 og k_{eq} . k_2 representerer

basiskomponenten søylesteg påkjent av trykk. For detaljert utregning se vedlegg F. For ett avstivet søylesteg som i dette tilfellet blir k_2 :

$$k_2 = \infty$$

Ligning 5.2 viser uttrykket for k_{eq} .

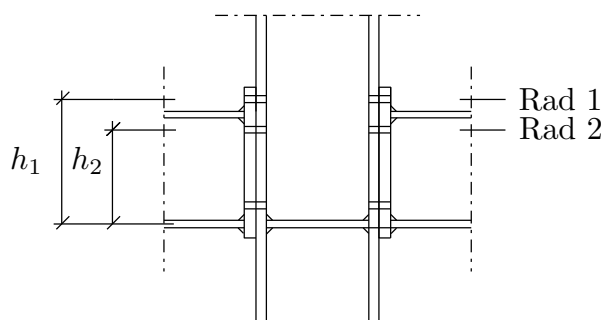
$$k_{eq} = \frac{\sum_i k_{eff,r} h_r}{z_{eq}} \quad (5.2)$$

hvor:

h_r er avstanden mellom skruerad r og trykksenter fra figur 5.9

$k_{eff,r}$ er stivhetskoeffisient for skruerad r

z_{eq} er ekvivalent momentarm



Figur 5.9: h_r for de ulike skrueradene med strekk

Ekvivalent momentarm Z_{eq} bestemmes ut fra ligning 5.3.

$$z_{eq} = \frac{\sum_r k_{eff,r} h_r^2}{\sum_r k_{eff,r} h_r} \quad (5.3)$$

Stivhetskoeffisient $k_{eff,r}$ for skruerad r, bestemmes ut fra ligning 5.4.

$$k_{eff,r} = \frac{1}{\sum_i \frac{1}{k_{i,r}}} \quad (5.4)$$

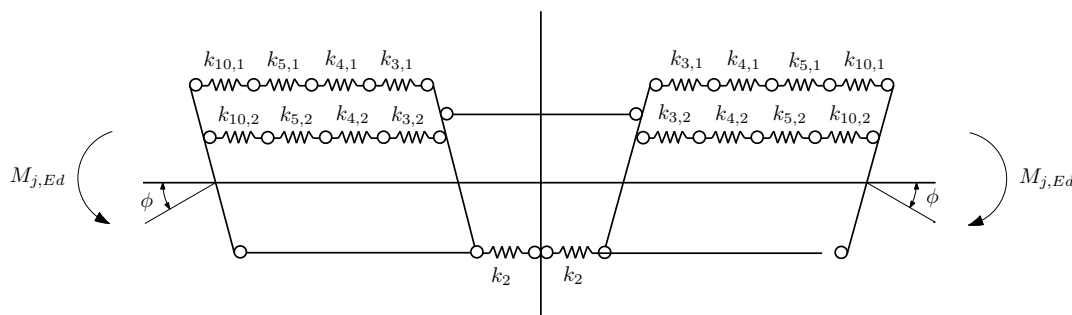
hvor:

$k_{i,r}$ - er stivhetskoeffisient for konstruksjonsdel i i forhold til skruerad r.

I knutepunkt med endeplateforbindelse mellom bjelke og søyle skal den ekvivalente stivhetskoeffisienten k_{eq} baseres på stivhetskoeffisientene k_i for følgende komponenter:

- k_3 - søylesteg med strekk
- k_4 - søyleflens med bøyning
- k_5 - endeplate med bøyning
- k_{10} - skruer med strekk

Figur 5.10 beskriver en forenklet modellering av stivheten til knutepunktet med de aktuelle basiskomponentene k_i .



Figur 5.10: Modellering av stivheter for relevante basiskomponenter

Detaljert beregning for de ulike stivhetene er vist i vedlegg F. Verdiene for de ulike stivhetene og relevante parametere er:

$$\begin{array}{ll}
 k_2 = \infty & k_{10.1} = k_{10.2} = 6.44 \text{ mm} \\
 k_{3.1} = k_{3.2} = 5.87 \text{ mm} & k_{eff,1} = 1.61 \text{ mm} \\
 k_{4.1} = k_{4.2} = 16.85 \text{ mm} & k_{eff,2} = 1.79 \text{ mm} \\
 k_{5.1} = 4.22 \text{ mm} & z_{eq} = 166.27 \text{ mm} \\
 k_{5.2} = 5.72 \text{ mm} & k_{ekv} = 3.24 \text{ mm}
 \end{array}$$

5.7 Materialparametere

For å danne et godt sammenligningsgrunnlag mellom beregning etter NS-EN 1993-1-8, forsøk og numeriske simuleringer, vil materialfaktorer bli neglisjert. Det vil si at:

$$\begin{array}{l}
 \gamma_{M0} = 1.0 \\
 \gamma_{M1} = 1.0 \\
 \gamma_{M2} = 1.0
 \end{array}$$

Eksakt flytgrense, f_y , og bruddgrense, f_u , blir benyttet i beregningene. De eksakte verdiene er verdien som ble beregnet ut fra strekkforsøk i laboratoriet, se kapittel 2.

Med like materialparametere i både beregning etter NS-EN 1993-1-8 og numeriske simuleringer vil det danne et bedre grunnlag for å sammenligne de ulike beregningsmetodene med forsøk.

5.8 Resultater

Detaljert kapasitet og stivhetsberegninger av knutepunktet er vist i vedlegg F. Dette kapitlet beskriver resultatene for klassifisering etter stivhet (etter kapittel 5.1.1) og styrke (etter kapittel 5.1.2), mest belastet komponent, dimensjonerende momentkapasitet samt moment-rotasjons-relasjon (etter kapittel 5.2).

Hva begrenser momentkapasiteten til knutepunktet?

Generelt er momentkapasitet til et knutepunkt med skrudd endeplate begrenset av basiskomponentene 3, 4, 5 og 8, fra tabell 5.1 sammen med utvalgte kriterier.

For det betraktede knutepunktet var det basiskomponent 5, endeplate påkjent av bøyning, som satte begrensninger for kapasiteten til skruerad 1 og 2. Dimensjonerende kapasitet for strekkpåkjennte T-stykker for Rad 1 og 2 ble beregnet til:

Rad 1 - $F_{t1,Rd} = 193.7$ kN, flyt i endeplate er mest kritisk.

Rad 2 - $F_{t2,Rd} = 308.0$ kN, hvor skru Brudd sammenfallende med flyt i endeplate er mest kritisk.

Kapasiteten til Rad 1 og Rad 2 blir videre benyttet til å beregne dimensjonerende momentkapasitet, $M_{j,Rd}$. Den dimensjonerende momentkapasiteten ble beregnet til å være:

$$M_{j,Rd} = 76.9 \text{ kNm}$$

Klassifisering etter stivhet og styrke

Med resultatene fra beregningene etter NS-EN 1993-1-8 var det mulig å bestemme klassifiseringen til knutepunktet etter stivhet og styrke. Fra beregning:

Dimensjonerende moment: $M_{j,Rd} = 76.9$ kNm

Plastisk momentkapasitet til bjelken: $M_{b,Pl,Rd} = 109.5$ kNm

Plastisk momentkapasitet til søyle: $M_{c,Pl,Rd} = 279.9$ kNm

Fra beregning etter kapittel 5.1.1 og 5.1.2 blir dermed:

Klassifisering etter stivhet: Delvis stivhet

Klassifisering etter styrke: Delvis styrke

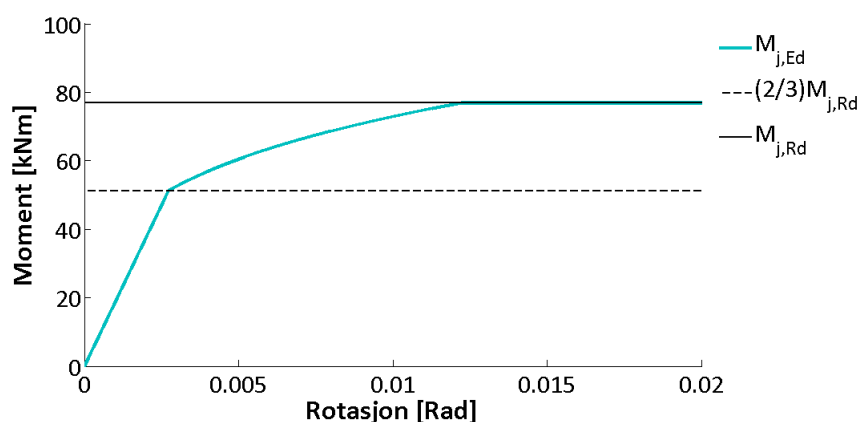
Moment-rotasjon-relasjon

De nødvendige resultatene for beregningene av moment-rotasjons-relasjonen fra vedlegg F er:

Initialrotasjonsstivhet: $S_{j,ini} = 1.88 \cdot 10^4$ kNm

Dimensjonerende moment: $M_{j,Rd} = 76.90$ kNm

Ved beregning etter NS-EN 1993-1-8 blir dermed moment-rotasjons-relasjonen for knutepunktet som i figur 5.11.



Figur 5.11: Moment-rotasjons-relasjon for det betraktete knutepunktet

For å kunne sammenligne de analytiske beregningene mot forsøk og numerisk analyse er det valgt og transformere moment-rotasjons-relasjonen om til en kraft-forskyvningskurve. Den transformerte forskyvningen, u_ϕ , blir dermed:

$$u_\phi = \tan(\phi) \cdot (L_b + t_{ep} + h_c/2) \quad (5.5)$$

hvor:

L_b - er lengden av bjelken til opplageret

t_{ep} - er tykkelsen til endeplaten

I tillegg til forskyvning på grunn av rotasjon i knutepunktet, må det også tas hensyn til forskyvning av bjelken. Ligning 5.6 viser sammenhengen mellom kraft og forskyvning for en fritt opplagt bjelke. I denne sammenhengen blir lengden, L , regnet som hele lengden av bjelkespennet fra opplager på venstre side til opplager på høyre side.

$$u_b = \frac{FL^3}{48EI_b} \quad (5.6)$$

E-modul og 2.arealmoment for HEA180, bjelken [6]:

$$E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad I_b = 25.1 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Lengden av bjelken:

$$L = L_b \cdot 2 + 2 \cdot t_{ep} + h_c = 2 \cdot 687 \text{ mm} + 2 \cdot 12 \text{ mm} + 220 \text{ mm} = 1618 \text{ mm}$$

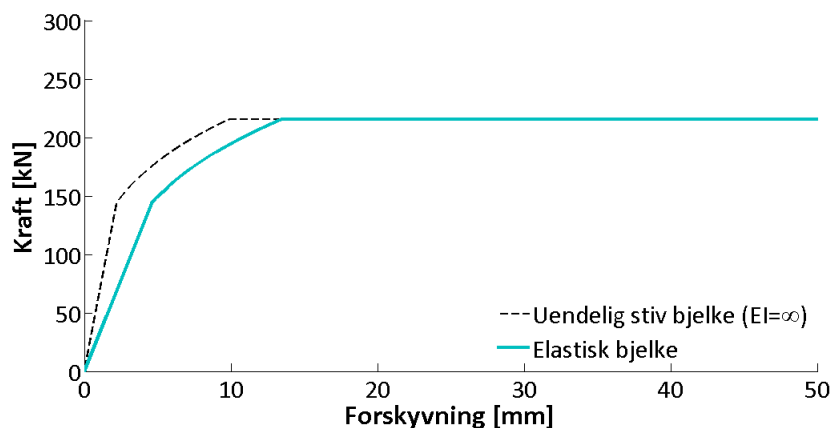
Moment fra figur 5.11 blir transformert til kraft:

$$M_{j,Ed} = \frac{F}{2}(L_b + t_{ep} + t_{fc}) \quad \Rightarrow \quad F = 2 \cdot \frac{M_{j,Ed}}{687\text{mm} + 12\text{mm} + 16\text{mm}}$$

Det totale funksjonsuttrykket for forskyvningen av knutepunktet blir dermed:

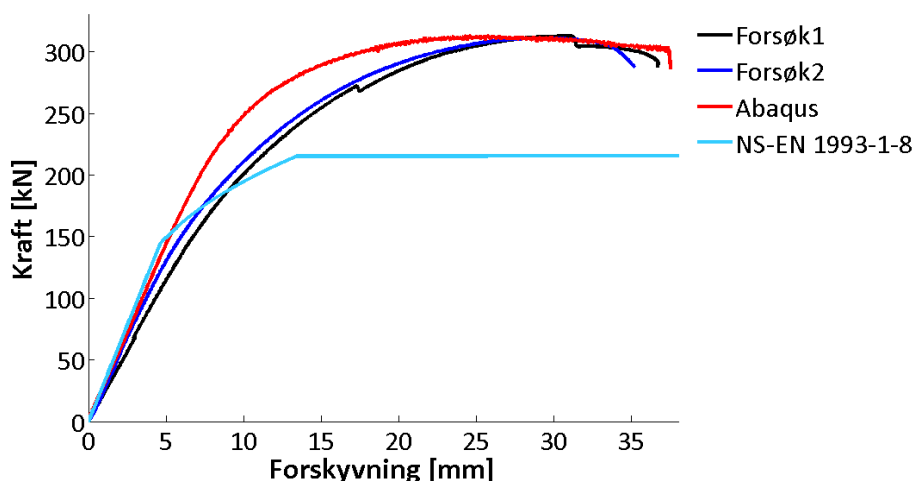
$$\text{Forskyvning} = u_\phi + u_b$$

Figur 5.12 viser kraft-forskyvningskurven for beregning etter NS-EN 1993-1-8 før og etter tillegget på grunn av elastisk nedbøyning av bjelken.



Figur 5.12: Kraft-forskyvning fra beregning etter NS-EN 1993-1-8

Figur 5.13 og tabell 5.2 viser sammenligning av kraft-forskyvningskurven for forsøk, numerisk simulering og beregning etter NS-EN 1993-1-8.



Figur 5.13: Kraft-forskyvningskurve, sammenligning av forsøk, numerisk simulering og beregning etter NS-EN 1993-1-8

Tabell 5.2: Sammenligning av F_{max} og U_{Fmax} for forsøk, numerisk simulering og beregning etter NS-EN 1993-1-8

	Forsøk 1	Forsøk 2	Abaqus	NS-EN 1993-1-8
F_{max} [kN]	312.6	311.0	313.4	215.7
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	25.7	13.5

Fra figur 5.13 og tabell 5.2 gir NS-EN 1993-1-8 en konservativ kapasitet av knutepunktet som er 31 % mindre enn hva som er tilfellet i forsøkene. Komponentmetoden i NS-EN 1993-1-8 er en generell metode som kan benyttes for veldig mange ulike knutepunkt. For å være på den sikre siden, ved dimensjonering av knutepunkt, er det derfor viktig at den analytiske løsningsmetoden gir en kapasitet som er konservativ sammenlignet med fysisk oppførsel for alle tilfeller. Det er derfor forventet at kapasiteten ved beregning etter NS-EN 1993-1-8 vil være konservativ sammenlignet med forsøk. Fra kraft-forskyvningskurven er stivheten litt høyere for den analytiske løsningsmetoden sammenlignet med forsøkene, men stemmer godt med den numeriske simuleringen. Alt i alt er det god sammenheng mellom forsøk, numerisk simulering og analytisk løsningsmetode.

Del II

Dynamisk

I denne delen vil dynamisk respons av bjelke-søyle-forbindelsen bli analysert. Sentrale temaer er gjennomføring av høyhastighets strekktesting, fastningskurvenes avhengighet av tøyingsrate, eksperimentelle fullskalaforsøk og numeriske simuleringer. Hovedkapitlene i Del II er:

Kapittel 6: Dynamiske materialforsøk

Kapittel 7: Dynamiske fullskalaforsøk

Kapittel 4: Numeriske analyser (dynamisk)

6 Dynamiske materialforsøk

Ved dynamisk lastpåkjenning av knutepunktet vil tøyningssraten til materialene bli vesentlig større sammenlignet med kvasi-statisk belastning. Høyere tøyningssrate vil kunne endre fastningskurven til de ulike komponentene, hvor høyere tøyningssrate over et visst nivå gir økt flytegrense og fastning. For å simulere de dynamiske forsøkene med elementmetode-program er det derfor viktig å finne en sammenheng mellom tøyningssrate og fastning for til de ulike komponentene. Til forenkling vil det antas at det er en lineær logaritmisk sammenheng mellom fastning og tøyningssrate. For å finne denne sammenhengen blir det gjennomført strekktester ved ulike tøyningssrater for komponentene i knutepunktet.

Kapittel 6.1 beskriver utførelse av høyhastighets strekktesting samt antagelser og ligninger for å komme frem til en sammenheng mellom tøyningssrate og fastning. Gjennomføring av strekkforsøk og geometri av prøvestykkene blir nærmere beskrevet i kapittel 6.2. Sammenhengen mellom fastning og tøyningssrate for de enkelte komponentene i knutepunktet blir beregnet i kapittel 6.3.

6.1 Teori og høyhastighets strekktesting

Beregning av sammenhengen mellom fastning og tøyningssrate er nærmere beskrevet i kapittel 6.1.1. ”Split-Hopkinson Tension Bar” benyttes for gjennomføring av høyhastighets strekktesting. Hvordan denne testen blir gjennomført er beskrevet i kapittel 6.1.2.

6.1.1 Fastning og tøyningssrate

Det er antatt at den logaritmiske sammenhengen mellom tøyningssrate og fastning er lineær. Det blir derfor beregnet en parameter, C , som beskriver den lineære sammenhengen for det enkelte materialet. Parameteren C blir videre implementert i den numeriske simuleringen for å ta hensyn til fastningskurvens avhengighet av tøyningssrate.

Sammenhengen mellom spenning og tøyningssrate er gitt i ligning 6.1 [29].

$$\sigma'_y = \sigma_y \left(1 + \frac{\dot{\epsilon}^P}{\dot{\epsilon}_0^P}\right)^C \quad (6.1)$$

hvor:

σ'_y - er tøyningssrateavhengig spenning

σ_y - er spenningen fra de kvasi-statisk fastningskurvene (se kapittel 2.4)

$\dot{\epsilon}^P$ - er tøyningssrate

$\dot{\epsilon}_0^P$ - er egendefinert referansetøyningsrate, satt til å være 10^{-2}

C - er stigningstallet til den lineære sammenhengen mellom den logaritmiske funksjonen av tøyningsrate og spenning, fra ligning 6.2.

Den logaritmiske sammenhengen mellom tøyningsrate og spenning er gitt av ligning 6.2:

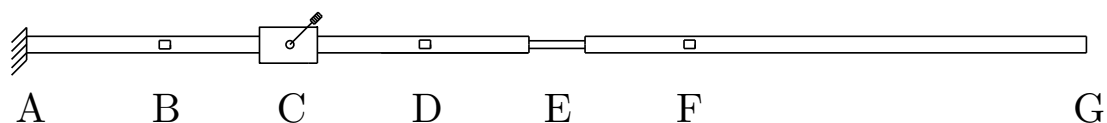
$$\ln\left(\frac{\sigma'_y}{\sigma_y}\right) = C \cdot \ln\left(1 + \frac{\dot{\epsilon}^P}{\dot{\epsilon}_0^P}\right) \quad (6.2)$$

Parameren C blir så trukket ut av ligning 6.2 og den lineære tøyningsratesammenhengen er da funnet.

6.1.2 Split-Hopkinson Tension Bar (SHTB)

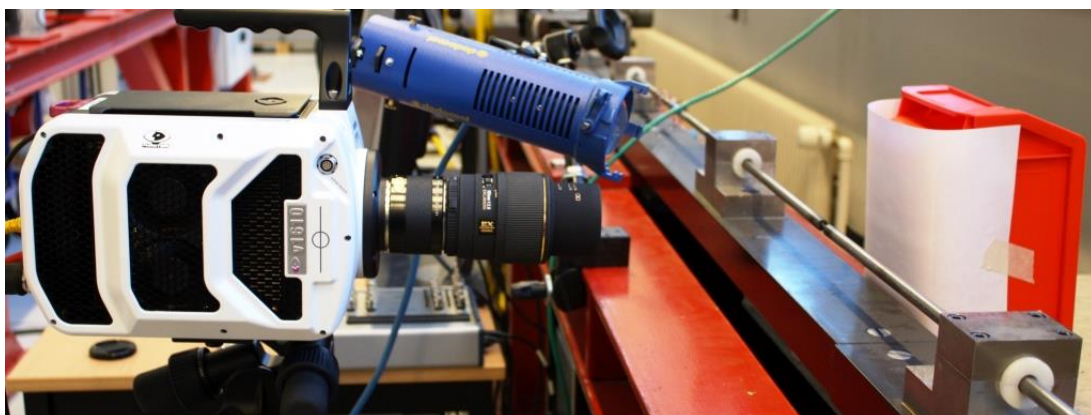
Split-Hopkinson test, først introdusert av Kolsky H. [30], er den mest brukte metoden for høyhastighetstesting med tøyningsrate mellom $10^2/s$ og $10^4/s$. Prøvestykket belastes av en spenningsbølge. En spenningsbølge kan bevege seg veldig raskt og metoden egner seg derfor godt til å bestemme dynamisk oppførsel til materialet [31].

En illustrasjon av Split-Hopkinson Tension Bar er vist i figur 6.1. Prøvestykket er plassert i punkt E. For å sette i gang spenningsbølgen blir punkt C forflyttet i retning mot punkt D, samtidig som staget er holdt fast i punkt A. Staget er da belastet med strekk mellom punkt A og punkt C. Innfestningen i punkt C blir videre frigjort. Dette sender en spenningsbølge, lik halve den lagrede kraften, gjennom staget mot prøvestykket i punkt E. En spenningsbølge med lik kraft går også i motsatt retning mot punkt A. Når spenningsbølgen beveger seg gjennom staget vil prøvestykket bli belastet og brudd inntreffe [31]. Spenningsbølgen avslutter i punkt G. Streklapper i punkt D og F benyttes for å registrere kraften generert fra spenningsbølgen, mens streklappen i punkt B benyttes for kontroll.



Figur 6.1: "Split-Hopkinson Tension Bar" (SHTB)

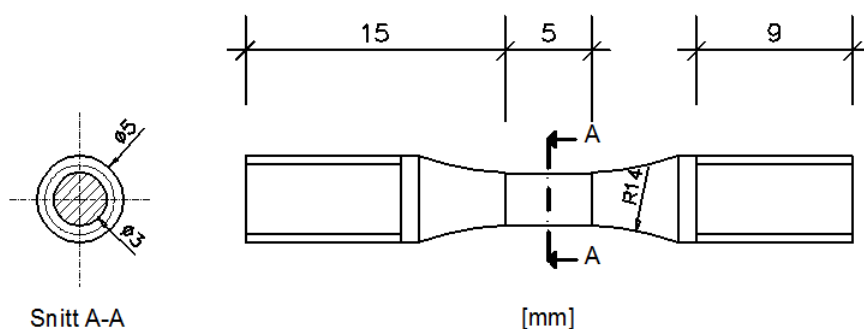
Et høyhastighetskamera (figur 6.2) er plassert i punkt E og filmer deformasjonsforløpet til prøvestykket. Filmopptaket blir benyttet for å finne diameterendringen til prøvestykket gjennom deformasjonsforløpet. Kraft- og diameterendring blir videre brukt til å beregne spennings-tøyningsrelasjonen for å bestemme de dynamiske egenskapene til materialet.



Figur 6.2: Høyhastighets kamera

6.2 Gjennomføring av dynamiske strekkforsøk og geometri

For å finne sammenhengen mellom tøyingsrate og fastningskurve ble det gjennomført strekkforsøk med tre ulike tøyingsrater, $10^2/s$, $10^{-1}/s$ og $10^{-3}/s$. To forskjellige strekkmaskiner ble benyttet for å gjennomføre strekkforsøkene. SHTB (se kapittel 6.1) ble benyttet for forsøkene med tøyingsrate på $10^2/s$. En regulær strekkmaskin ble benyttet for medium og lav tøyingsrate på $10^{-1}/s$ og $10^{-3}/s$. Strekkforsøkene ble gjennomført på prøvestykker som i figur 6.3. For hvert prøvestykke ble diameteren nøyaktig målt med et gjennomsnitt av tre målepunkter.



Figur 6.3: Prøvestykkets geometri

For hver av de tre hastighetene ble det gjennomført minimum to strekkforsøk for å være sikker på at eventuelle avvik identifiseres. En fastningskurve for hver av de ulike hastighetene ble videre benyttet for å bestemme de viskoplastiske egenskapene. Kun komponentene endeplate og skrue ble evaluert da det er disse komponentene som får de største tøyingshastighetene. Beregning av sammenhengen mellom tøyingshastighet og fastningskurve for komponentene skrue og endeplate er nærmere beskrevet i kapittel 6.3

6.3 Beregning av fastningskurvens avhengighet av tøyingsrate

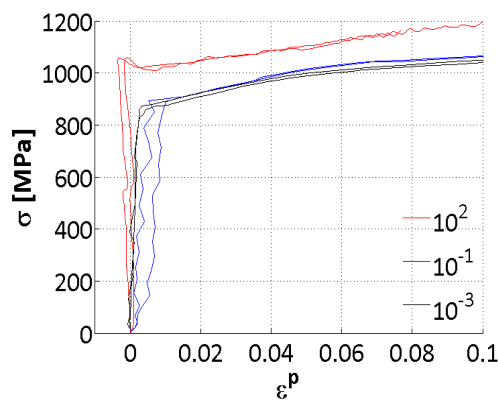
Doktorgradstipendiat Erik Løhre Grimsmo beregnet spenning-tøyingsrelasjonen til prøvestykkene for ulike tøyingsrater.

For å danne et best mulig grunnlag til å bestemme den viskoplastiske sammenhengen var det nødvendig å redigere spennings-tøyingskurvene etter ligning 2.12. Fastningskurvene som ble beregnet ut fra strekkforsøkene er kun korrekte før innsnevring. Den første delen av kurven ble derfor benyttet for å komme frem til en viskoplastisk sammenheng.

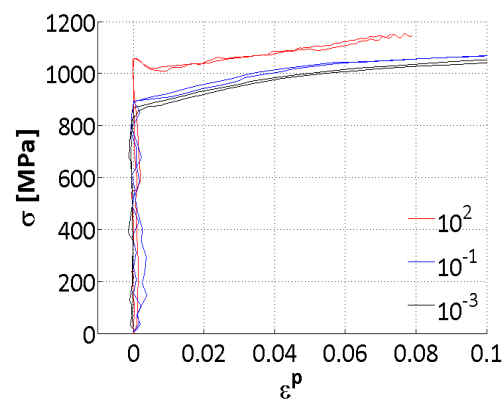
I kapittel 6.3.1 og 6.3.2 blir parameteren C , fra ligning 6.2, beregnet for henholdsvis skrue og endeplate. Parameteren benyttes videre som input i numeriske simuleringer i kapittel 8. Det vil ikke bli tatt hensyn til tøyingsratesensitivitet for bjelke og søyle, dette er nærmere beskrevet i kapittel 6.3.3.

6.3.1 Skrue

Figur 6.4 viser spennings-tøyingsrelasjonen for skruen ved ulike tøyingsrate. Figur 6.5 viser spennings-tøyingsrelasjonen for ulike tøyingsrate etter redigering med ligning 2.12.

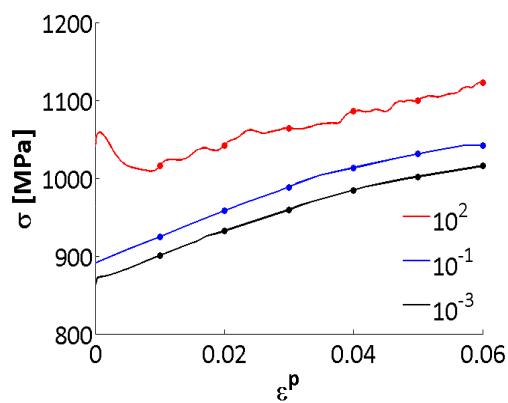


Figur 6.4: Spenning-tøyingskurve med ulike tøyingsrate

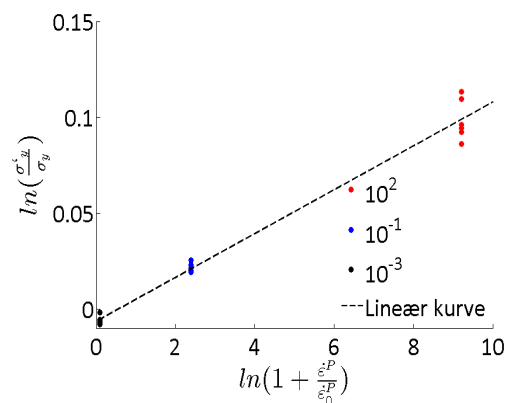


Figur 6.5: Spenning-tøyingskurve med ulike tøyingsrate, etter korrigering

Fem punkter for hver hastighet dannet grunnlaget for den viskoplastiske sammenhengen. Figur 6.6 viser en oversikt over de fem punktene. Punktene ble videre benyttet til å beregne en logaritmisk sammenheng mellom fastningskurve og tøyingsrate etter ligning 6.2. Figur 6.7 viser den logaritmiske sammenhengen. Stigningstallet til den lineære kurven i figuren beskriver parameteren C i ligningen.



Figur 6.6: Fastningskurvens avhengighet av tøyningshastighet



Figur 6.7: Lineær logaritmisk sammenheng

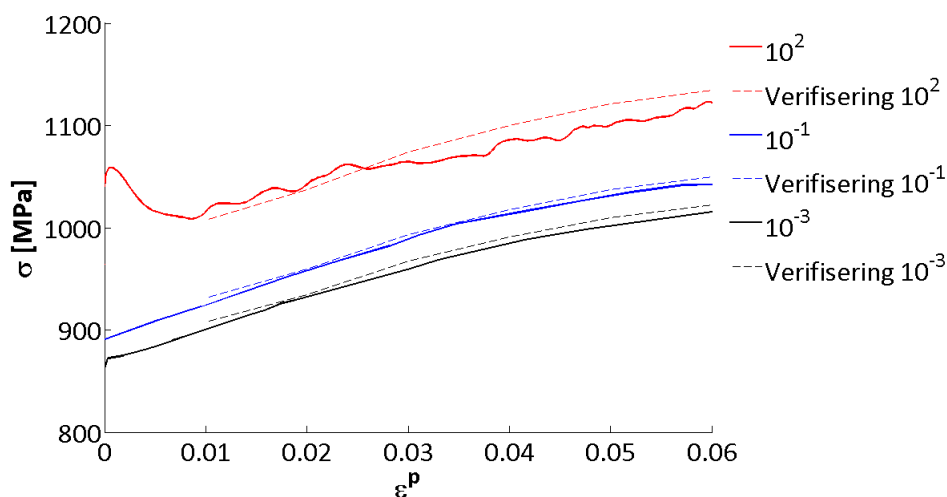
Funksjonen for den lineære kurven fra figur 6.7 er:

$$y = 0.01143x - 0.00619$$

Dermed blir C :

$$C = 0.01143$$

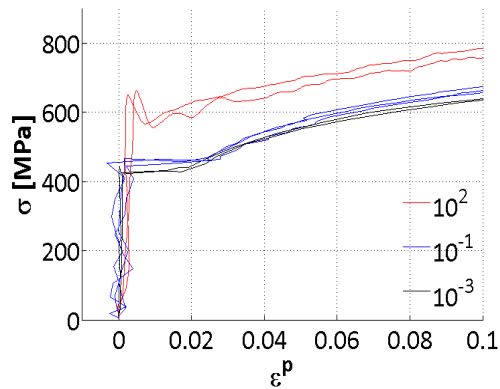
Figur 6.8 viser fastningskurvene fra forsøkene sammenlignet med de beregnede fastningskurvene ved hjelp av parameteren C .

Figur 6.8: Verifisering av C for skrue

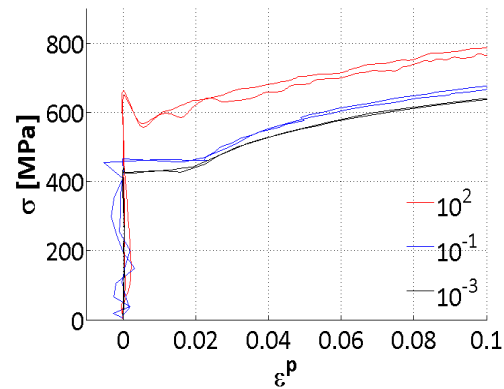
Det er antatt at den logaritmiske sammenhengen mellom tøyningssrate og fastningskurven er lineær. Figur 6.8 viser at dette er en god tilnærming. Den beregnede fastningskurven ligger litt høyere enn forsøkene og forskjellen øker etterhvert som hastigheten blir større. Avviket er likevel ikke stort nok til at det vil kunne påvirke simuleringsresultatet i særlig grad.

6.3.2 Endeplate

Figur 6.9 viser den første delen av spennings-tøyningsrelasjonen for endeplaten ved ulike tøyningsrate. Figur 6.10 viser fastningskurven etter korrigering ved hjelp av ligning 2.12.

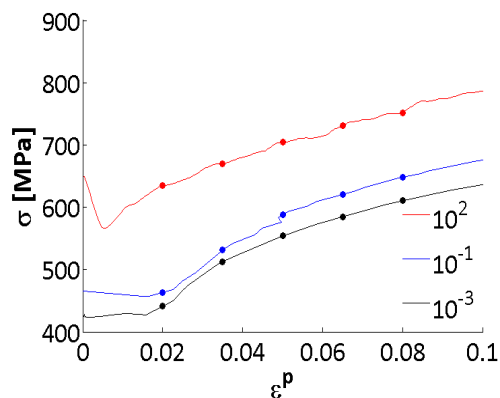


Figur 6.9: Spenning-tøyningskurve med ulike tøyningsrate

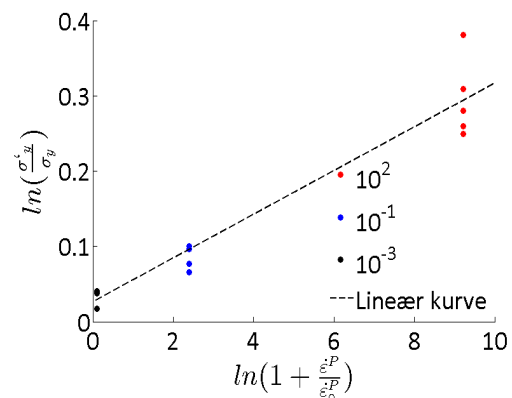


Figur 6.10: Spenning-tøyningskurve med ulike tøyningsrate, etter korreksjon

Som for skruene i kapittel 6.3.1, blir kurvene i figur 6.10 benyttet for å komme frem til en logaritmisk sammenheng mellom fastningskurve og tøyningsrate etter ligning 6.2. Fem punkter ble benyttet for å beregne den logaritmiske sammenhengen, se figur 6.11. Figur 6.12 viser den lineære sammenhengen.



Figur 6.11: Fastningskurvens avhengighet av tøyningsrate



Figur 6.12: Lineær logaritmisk sammenheng

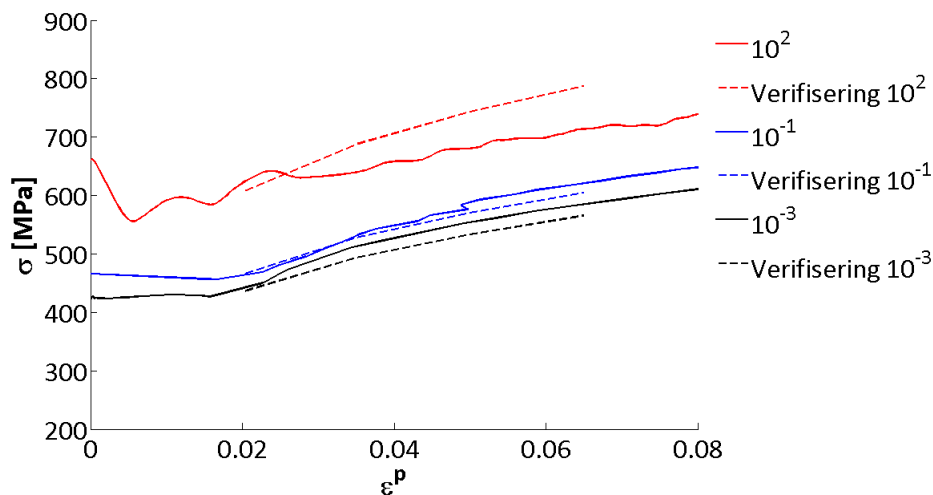
Funksjonen for den lineære kurven fra figur 6.12 er:

$$y = 0.02904x + 0.0265$$

Dermed blir C :

$$C = 0.02904$$

Figur 6.13 viser verifiseringen av fastningen ved ulike tøyingsrater for endeplaten ut fra parameteren C .



Figur 6.13: Verifisering av C for endeplate

Fra figur 6.13 begynner den beregnede fastningskurven å avvike fra forsøkene etterhvert som tøyingsraten blir stor. Det er antatt at den logaritmiske viskoplastiske sammenhengen er lineær. Dette ser ikke ut til å være helt korrekt for endeplaten, men det er allikevel en grei antagelse. $10^2/s$ er en veldig høy tøyingsrate og tøyingsraten i endeplaten vil ikke være i nærheten av dette under det dynamiske forsøket. Det vil derfor være trygt å benytte den lineære logaritmiske sammenhengen i en numerisk simulering selv om verifiseringen ikke er helt korrekt.

6.3.3 Bjelke og søyle

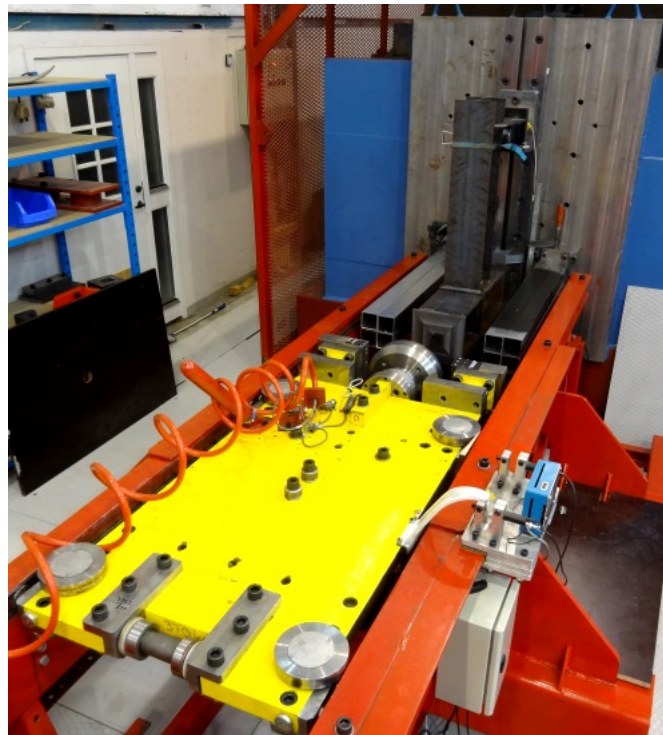
Det er ikke gjennomført strekkforsøk med ulike hastigheter for bjelken og søylen. I forhold til endeplate og skrue er tøyingsraten som oppstår i bjelken og søylen veldig liten. Siden det ikke er gjennomført strekkforsøk med ulik hastighet, og siden utslaget vil bli svært lite på grunn av lav tøyingsrate, er det valgt å se bort fra effekten av tøyingsrate for disse komponentene.

7 Dynamiske fullskalaforsøk

Kapittel 7.1 beskriver testoppsettet for gjennomføring av dynamiske fullskalaforsøk. To dynamiske fullskalaforsøk ble gjennomført. Etter gjennomføring av Forsøk 1 ble det konkludert med at det var mulig og forbedre forsøksoppsettet ved å endre noen randbetingelser. Det ble derfor gjennomført små endringer av testoppsettet før Forsøk 2 ble gjennomført. Individuelle detaljer for de enkelte forsøkene er presentert i kapittel 7.2. Resultatene fra fullskalaforsøkene er beskrevet i kapittel 7.3.

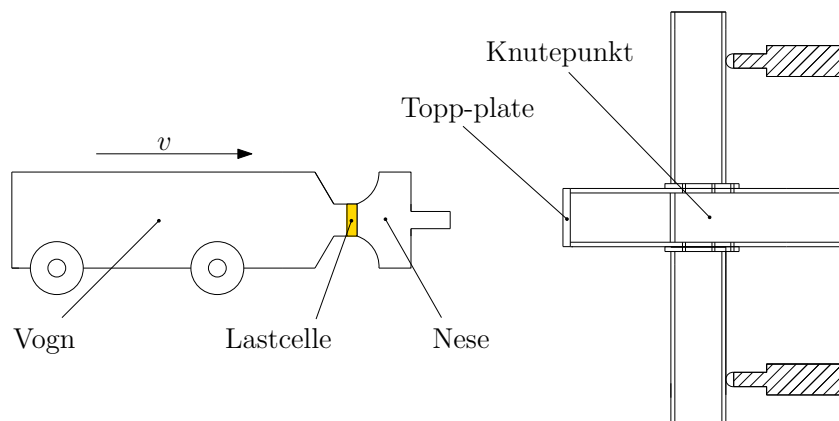
7.1 Forsøksoppsett

Foto av det dynamiske testoppsettet er vist i figur 7.1.



Figur 7.1: Dynamisk fullskalaforsøk - testoppsett

Figur 7.2 viser en illustrasjon av det dynamiske testoppsettet hvor de ulike komponentene er nærmere beskrevet. Opplagrene er de samme som i de kvasi-statiske forsøkene, som beskrevet i kapittel 3. En vogn med hastighet, v , og masse, m , treffer toppen av knutepunktet. På toppen av søylen er det plassert en plate (topp-platen) som fordeler støtet fra vognen videre til knutepunktet. Topp-platen er festet til søylen med punktveiser. Kraft registreres både av lastcelle i vognen og opplagrene. Forbindelsen testes til brudd.

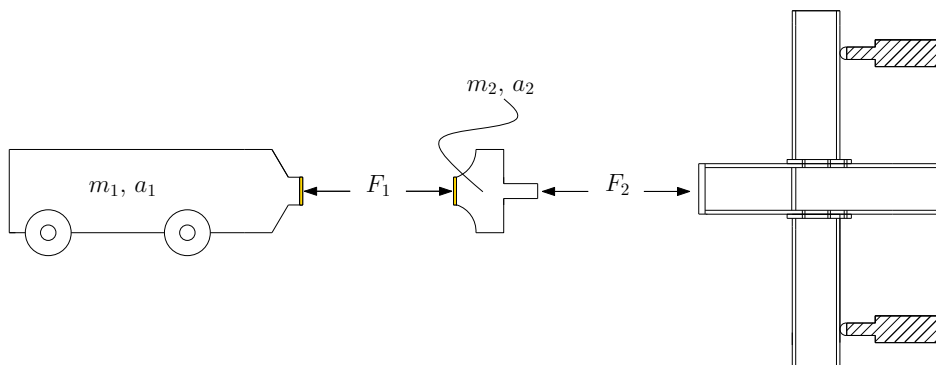


Figur 7.2: Illustrasjon av dynamisk forsøksoppsett

Fra figur 7.2 er den initiale hastigheten, v , 7.87 m/s i begge de dynamiske fullskalaforsøkene. Under gjennomføring av forsøkene filmet høyhastighets kamera hele den dynamiske lastpåføringen slik at sammenstøtet kunne analyseres i ettertid. På grunn av at vognen gikk på skinner (se figur 7.1) blokkerte dette for innsyn for deler av knutepunktet slik at kun den ene halvdel av knutepunktet ble filmet.

Registrering av kraft og forskyvning

Figur 7.3 viser hvor kraften fra lastcellen, F_1 , blir registrert ved sammenstøt. For å finne kraften som virker på knutepunktet er det nødvendig å beregne kraften F_2 .



Figur 7.3: Registrering av kraft i lastcelle

Newtons 2. lov er:

$$F = m \cdot a \quad (7.1)$$

Fra ligning 7.1 dannes det to ligninger for systemet:

$$F_1 = m_1 \cdot a_1 \quad (7.2)$$

og

$$F_1 - F_2 = m_2 \cdot a_2 \quad (7.3)$$

hvor:

$$a_2 \simeq a_1$$

$$m_1 = 694.9\text{kg}$$

$$m_2 = 31.8\text{kg}$$

Ved å kombinere ligning 7.3 og 7.2 gir dette:

$$F_2 = \frac{m_2}{m_1} \cdot F_1 \quad (7.4)$$

Kraften fra ligning 7.4 blir benyttet for å beregne akselerasjonen, hastigheten og videre forskyvning av vogna. Forskyvningen av knutepunktet er videre antatt å være lik forskyvningen til vogna fra og med sammenstøt.

Akselerasjonen til vogna, a_1 , blir beregnet ut fra:

$$a_1 = \frac{F_1}{m_1} \quad (7.5)$$

Dette gir hastigheten, v_1 , av vogna, fra:

$$v_1 = \int_0^t a_1 dt \quad (7.6)$$

Forskyvningen, u_1 , av vogna, er da gitt av:

$$u_1 = \int_0^t v_1 dt \quad (7.7)$$

Forskyvningen av knutepunktet, u_k , blir til slutt gitt av antagelsen:

$$u_k = u_1$$

7.2 Individuelle detaljer for forsøkene

Som beskrevet i introduksjonen til kapittelet ble det gjennomført to dynamiske forsøk. Ved analyse av resultatene fra Forsøk 1, viste det seg at det var flere usikkerhetsmomenter i resultatene. Etter Forsøk 1 ble det derfor gjennomført noen små endringer av testoppsettet for å tilstrebe bedre resultater. I kapittel 7.2.1 og 7.2.2 blir de individuelle forskjellene og endringene mellom de to fullskalaforsøkene presentert.

7.2.1 Forsøk 1

Individuelle testoppsett-detalljer for Forsøk 1 er:

- Tykkelsen på topp-platen, $t_{tp} = 20$ mm.
- Symmetrisk plassering av knutepunktet med opplagerlengde på 687 mm.
- Enkel avstivning av opplagere.

Under Forsøk 1 forskjøv opplagrene seg betydelig vertikalt under den dynamiske lastpåføringen. Bruddet gikk også på den siden som ikke ble filmet av kameraet noe som gjorde det vanskelig å analysere alle resultater. På grunn av at nesens på vogna (se figur 7.2) konsentrerer sammenstøtet til et området rundt søylesteget, ble det i tillegg lokale plastiske deformasjoner av søylesteget. For å prøve å unngå disse usikkerhetsmomentene ble Forsøk 2 satt opp som beskrevet i kapittel 7.2.2.

7.2.2 Forsøk 2

Forsøk 2 skiller seg fra Forsøk 1 ved følgende:

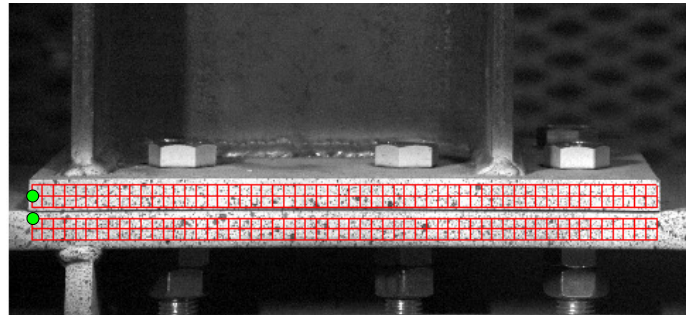
- Tykkelsen på topp-platen, $t_{tp} = 40$ mm
- 3 mm usymmetri ut til opplagrene
- Opplagrene ble avstivet
- 3 mm tykke teflonplater mellom opplager og bjelke.

I Forsøk 2 ble opplagrene avstivet for å forhindre vertikalforskyvning. Dette gjorde at det ble tilnærmet ingen vertikal forskyvning av opplagerene under gjennomføring av forsøket. For å forsikre seg om at bruddet skulle oppstå på siden med kamera, ble søylen plassert usymmetrisk mellom opplagrene. Det ble i tillegg benyttet en tykkere topp-plate for å prøve og forhindre lokale plastiske deformasjoner av søylesteget på grunn av nesens form. Forsøk 2 ble i tillegg gjennomført med teflonplater mellom opplager og bjelke. Dette ble gjort for å prøve og minske opplagerfriksjonen under forsøket. Teflonplatene røk imidlertid under den dynamiske lastpåføringen. Det må derfor tas hensyn til dette ved evaluering av forskyvningsresultatene for dette forsøket.

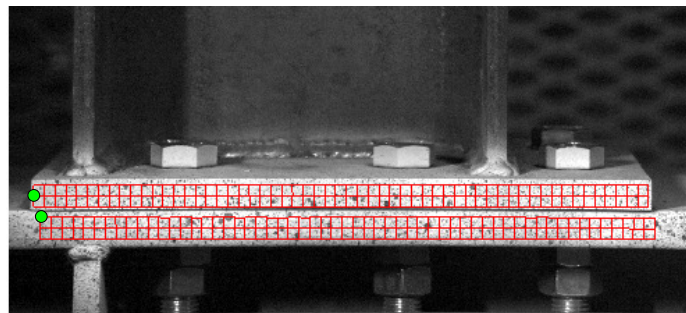
7.3 Resultater

På forhånd var det spekulert i om massetreggheten til systemet kunne forårsake skjærbrudd i skruene ved dynamisk lastpåføring. Dette skjedde ikke, men det var antydning til skjærpåkjenning av skruene. Dette kan beskrives ved hjelp av figur 7.4 som viser at søylen vil forskyve seg noe horisontalt i forhold til endeplaten i den første delen av forskyvningsforløpet. Dette er en respons som er unik for den dynamiske lastpåføring,

det er ingen antydning til dette i den kvasi-statiske lastpåføringen. Systemet har en massetregghet slik at lastpåkjenningen først vil gi en liten forskyvning av kun søylen.



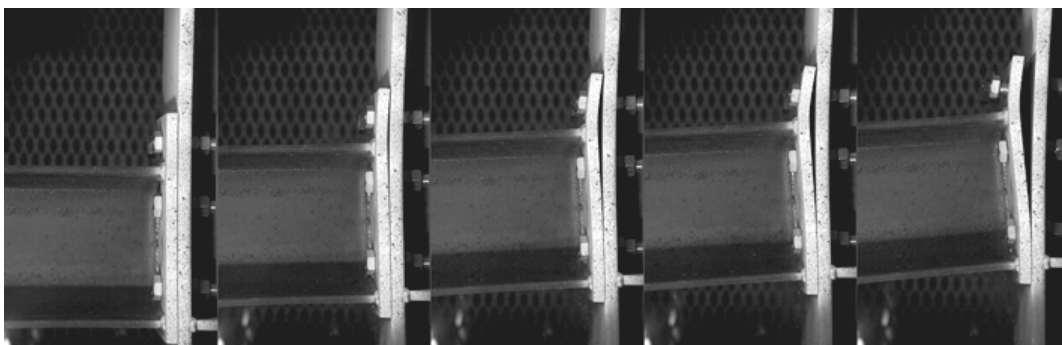
(a) Før pålastning



(b) Etter pålastning

Figur 7.4: Horisontal forskyvning av endeplaten relativt til søylen i første del av forskyvningsforløpet

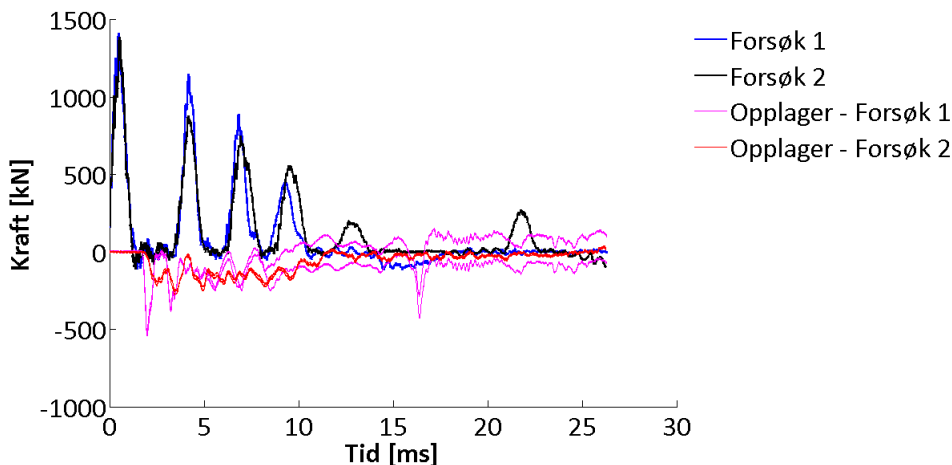
For den dynamiske lastpåføringen gikk skruene til brudd hovedsaklig på grunn av strekk som følge av økt avstand mellom endeplate og søyleflens. Dette er illustrert i figur 7.5 som viser en bildeserie av Forsøk 2. Som beskrevet i kapittel 7.2 er bruddet kun blitt dokumentert i Forsøk 2.



Figur 7.5: Bildeserie - Forsøk 2

Ved analyse av videoptak, er det skruerad 2 som går til brudd først, mens skruerad 1 går til brudd like etter. Skrueradene er tidligere spesifisert i kapittel 1.2.

Figur 7.6 viser kraften, F_1 , registrert i lastcellen, samt de registrerte opplagerkreftene, som funksjon av tid for de to forsøkene.



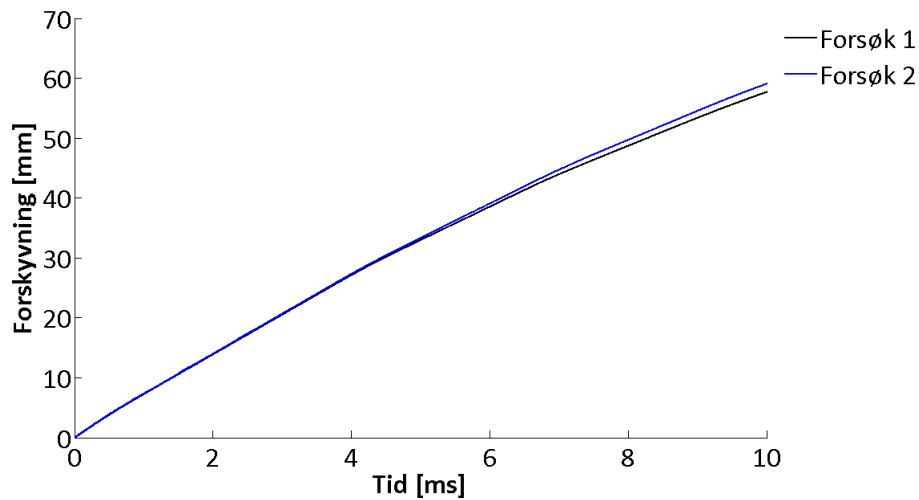
Figur 7.6: Sammenligning av kraft-tid for Forsøk 1 og 2

Figur 7.6 viser at det er god sammenheng mellom forsøkene, selv om forsøkene har noe ulike randbetingelser. I den første delen av forskyvningen er like mange topppunkter registrert og varigheten til hver kraftbølge er lik. Kraften registrert i topppunktene er den samme for den første toppen men noe lavere for Forsøk 2 i de resterende topppunktene.

Ved å sammenligne kraften i lastcellen og kraften i opplagrene er det tydelig at kraften bruker tid på å bevege seg fra søyletopp til opplager. Det er betydelig treghet ved overføring av krefter gjennom systemet. Under Forsøk 1 ble lastsensoren i det ene opplageret ødelagt. Dette kommer frem av figur 7.6 hvor kraften for det ene opplageret i Forsøk 1 endres til positiv etter omkring 8 ms. Positiv kraft betyr i denne sammenhengen strekk, noe som er urimelig.

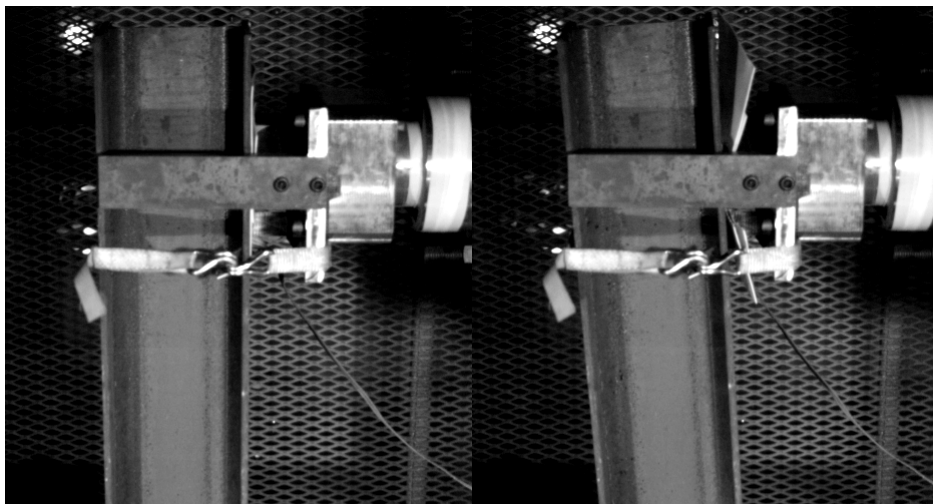
Kraften registrert i lastcellen til vognen gir et mer markant kraftpålastningsmønster. I tillegg ble lastsensoren for opplagerene i Forsøk 1 ødelagt under forsøket. På bakgrunn av dette vil kun kraften registrert for vognen bli analysert videre og benyttet som grunnlag for kraft-forskyvningskurven til knutepunktet ved dynamisk lastpåføring.

Kraften, F_1 , fra figur 7.6 blir benyttet for å finne kraften, F_2 , som virker på knutepunktet ved hjelp av ligning 7.4. Forskyvningen til knutepunktet u_k , blir beregnet ved hjelp av ligning 7.5 - 7.7. Figur 7.7 viser forskyvningen, u_k , mot tid for Forsøk 1 og 2.



Figur 7.7: Forskyvning-tid for dynamiske fullskalaforsøk

Fra figur 7.7 begynner det å bli små forskjeller i forskyvningene etter omtrent 7 ms. Dette kan beskrives av at etter omkring 7 ms har teflonplatene, på opplagrene i Forsøk 2, gått til brudd. Bruddet ble funnet ved å analysere videoopptak av forsøket. Teflonplatene er 3 mm tykke, og plassert på begge opplagrene. Forskyvningen i siste del av forløpet, etter teflonplatens brudd, vil derfor være 3 mm større for Forsøk 2 enn Forsøk 1. Grafene generert fra Forsøk 2 har ikke blitt korrigert for den ekstra forskyvningen på grunn av de ødelagte teflonplatene på opplagerene. Bruddet i teflonplatene gir en gradvis overgang fra 0–3 mm ekstra forskyvning etter 7 ms, og det er vanskelig å korrigere for dette. Figur 7.8 viser teflonplaten til det ene opplageret fra Forsøk 2 før og etter brudd.



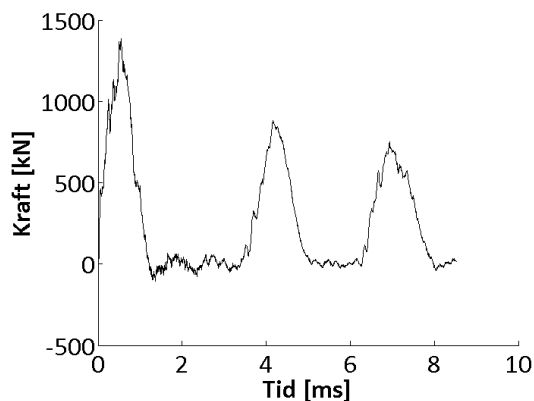
Figur 7.8: Teflonplate, før og etter brudd

Ved dynamisk lastpåføring, som gjennomført i de eksperimentelle forsøkene, kan ikke kraft-forskyvningkurven benyttes for å finne forskyvning ved brudd. For å bestemme

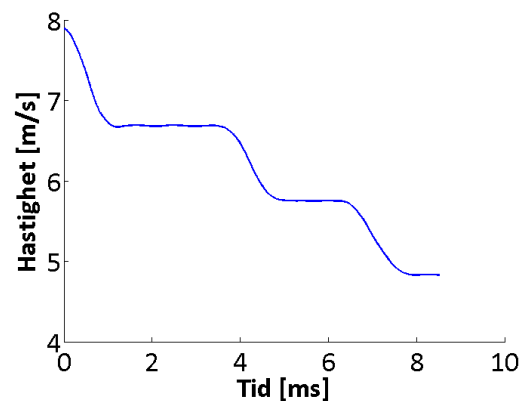
forskyvning ved brudd blir først tidspunktet hvor bruddet inntreffer funnet ved å analysere videoopptak av forsøkene. Bruddet blir definert som tidspunktet hvor første skrue går til brudd. Som beskrevet tidligere filmet et kamera kun den ene halvdel av knutepunktet. For å finne ut når bruddet inntraff var det derfor nødvendig at bruddet gikk på den siden med kamera. Forsøk 2 var det eneste forsøket hvor bruddsiden ble filmet og blir dermed benyttet for å finne forskyvningen av søylen ved brudd.

Fra analysen av videoopptak ble det klart at bruddet skjedde etter 8.52 ms. Ved å vite tiden ved brudd er det dermed mulig å finne forskyvningen ved brudd. Det må også tas hensyn til de ekstra 3 mm forsyvning som bruddet i teflonplatene ga. Etter å ha trukket fra bidraget til de ødelagte teflonplatene blir dermed forskyvningen av søylen ved brudd, u_{brudd} , 49.3 mm.

Figur 7.9 viser kraft mot tid av Forsøk 2 for forløpet frem til brudd. Toppene på den dynamiske kraft-tidkurven kommer av at vognen treffer knutepunktet med et forholdsvis elastisk støt. Dette resulterer i at knutepunktet selv vil få en fart og dra fra vogna. Derimot er det stor motstand i forskyvningen til søylen, slik at hastigheten til vogna vil avta igjen og vogna på nytt treffer knutepunktet. Dette fenomenet kan også observeres ved å analysere farten til vognen i figur 7.10. Figur 7.10 viser tre markante hastighetsreduksjoner. Hastighetsreduksjonene av vogna er tilsvarende med toppene i kraft-forskyvningskurven.

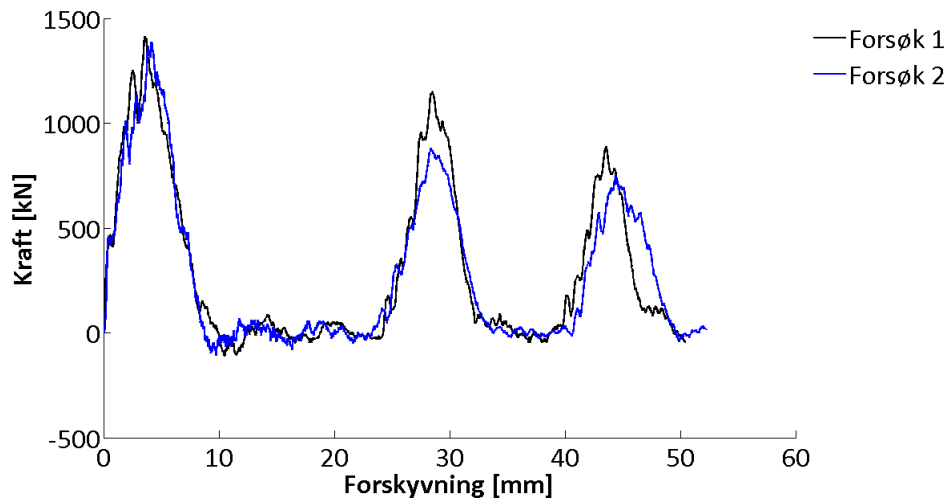


Figur 7.9: Kraft-tid, Forsøk 2



Figur 7.10: Hastighet-tid, Forsøk 2

Figur 7.11 viser kraft-forskyvningskurven av den dynamiske lastpåføringen for Forsøk 1 og 2. Det er antatt at brudd inntreffer ved samme forskyvning i begge forsøkene. Tabell 7.1 viser verdiene ved de ulike toppunktene i tillegg til forskyvning ved brudd.



Figur 7.11: Kraft-forskyvningsrelasjon for dynamiske forsøk

Tabell 7.1: Sammenligning av kraft-forskyvning for Forsøk 1 og 2

Forsøk		Topp 1	Topp 2	Topp 3	Brudd
1	Kraft [kN]	1387	874.2	751.3	-
	Forskyvning [mm]	4.2	28.3	44.4	51.6
2	Kraft [kN]	1414	1150	890.4	-
	Forskyvning [mm]	3.6	28.5	43.5	51.6

Figur 7.11 viser at kraft-forskyvningskurven for de to forsøkene stemmer greit overens med hverandre. Fra tabell 7.1 er verdiene av det første toppunktet veldig likt, mens de resterende toppunktene ligger litt lavere for Forsøk 2. Den siste kraftbølgen er litt forskjøvet for Forsøk 2 i forhold til Forsøk 1. Ved å sammenligne figur 7.11 mot kraft-tid fra figur 7.6 er det tydelig at den ekstra forskyvningen for den 3. kraft-toppen i Forsøk 2 kommer fra bruddet av teflonplatene.

For den dynamisk lastpåføringen vil ikke integrering av kraft-forskyvningskurven gi den opptatte energien i knutepunktet som fører til deformasjoner og brudd. Dette kan beskrives ved energibevarelse-sammenhengen for den dynamiske lastpåføringen som kan antas å være:

$$E_{k,v}^0 - E_{k,v}^b = E_{o,kp}^b + E_{k,kp}^b \quad (7.8)$$

hvor:

$E_{k,v}^0$ er den kinetiske energien til vogna før den treffer knutepunktet

$E_{k,v}^b$ er den kinetiske energien til vogna etter å ha påført knutepunktet nok energi til å få brudd

$E_{o,kp}^b$ er opptatt energi i knutepunktet frem til brudd

$E_{k,kp}^b$ er den gjenværende kinetiske energien til knutepunktet etter brudd

Opptatt energi i knutepunktet $E_{o,kp}^b$ inneholder også energien som er gått tapt ved stukning av søylen og eventuell dannelse av varme i sammenstøtet mellom vogn og knutepunkt. For å finne den egentlige opptatte energien i knutepunktet som går med til å deformere endeplate og skruer frem til brudd, må derfor energien som er gått tapt ved stukning av søylen, samt et eventuelt varmetap trekkes fra.

Siden energien tapt ved stukning og eventuelle varmeprosesser er vanskelig å anslå, er ikke dette blitt vektlagt i denne rapporten. Det er derfor blitt forsøkt å finne opptatt energi i knutepunktet inkludert stukning og varmegenerering, $E_{o,kp}^b$. Denne energien kan bli funnet ved å integrere opp kraft-forskyvningskurven fra forsøkene frem til brudd og deretter trekke fra den kinetiske energien som knutepunktet har ved brudd. Bare den midtre delen av knutepunktet har kinetisk energi (søyle og området rundt innfestningen), da enden av bjelkene blir holdt igjen av opplagrene. Det antas at massen på de områdene i knutepunktet som har kinetisk energi, m_k , er 100 kg, dermed kan den kinetiske energien beregnes ut fra ligning 7.9.

$$E_{k,kp}^b = \frac{1}{2} m_k v_{kp}^2 \quad (7.9)$$

hvor:

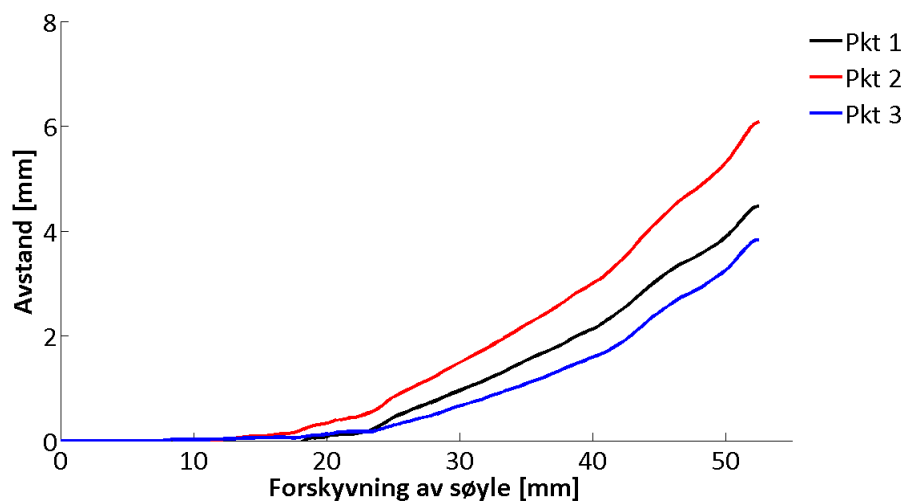
v_{kp} er farten til de sentrale områder i knutepunktet, antatt lik farten til vognen ved brudd, v_1 , fra ligning 7.6

Utregnede verdier for opptatt energi i knutepunktet $E_{o,kp}^b$ samt inkludert energi tapt ved stukning og varme, er vist i tabell 7.2.

Tabell 7.2: Sammenligning av opptatt energi i knutepunkt for Forsøk 1 og 2

	Forsøk 1	Forsøk 2
$E_{o,kp}^b$ [kJ]	13.6	12.9

Kamera ble benyttet for å kartlegge endring av avstanden mellom søyleflens og endeplaten mot forskyvning av søylen. Dette ble gjennomført ved hjelp av DIC. Figur 7.12 viser avstand mellom endeplate og søyleflens for Forsøk 2 i ulike målepunkter. Målepunktene er gitt av figur 3.15.



Figur 7.12: Avstand mellom endeplate og søyleflens ved ulike målepunkter

Fra figur 7.12, forskyver søylen seg betydelig før avstanden mellom endeplate og søyleflens øker. Noe av den første forskyvningen skyldes at søylen forskyver seg relativt til endeplaten. Det er forskjellen i skruediameter og hulromdiameter som gir utslag for en del av denne forskyvningen. Ved knutepunktets brudd er avstanden mellom søyleflens og endeplate størst i målepunkt 2, rett bak bjelkeflensen.

8 Numeriske analyser (dynamisk)

Som i Del I, for numerisk simuleringer av kvasi-statiske fullskalaforsøk, vil det bli laget en numerisk basismodell for den dynamiske lastpåkjenningen som blir evaluert gjennom et parameterstudium. Oppbygningen av basismodellen er nærmere beskrevet i kapittel 8.1. Kapittel 8.2 beskriver parameterstudiet, mens kapittel 8.3 beskriver den endelig dynamiske simuleringen. Som beskrevet i kapittel 7 ble det gjennomført to dynamiske fullskalaforsøk med litt forskjellige betingelser. Disse små endringene i betingelsene gav derimot ikke store utslag for resultatene. På bakgrunn av dette er det kun laget en simuleringsmodell av Forsøk 1. Forsøk 1 vil da være mest nærliggende å sammenligne mot, men Forsøk 2 er fortsatt inkludert som sammenligningsgrunnlag.

8.1 Dynamisk basismodell

Ved simulering av det dynamiske forsøket blir den endelige kvasi-statiske simuleringsmodellen, fra kapittel 4.4, benyttet som utgangspunkt. Eksplisitt løsningsmetode vil bli benyttet for den numeriske analysen.

Modellering av den dynamiske basismodellen er beskrevet i kapittel 8.1.1 og resultatene for basismodellen er vist i kapittel 8.1.2.

8.1.1 Modellering av dynamisk basismodell

Det dynamiske testoppsettet er forskjellig fra det kvasi-statiske og det er derfor nødvendig å gjøre noen endringer av simuleringsmodellen:

- Modellering av dynamisk lastpåkjenning fra vogn og inkludering av topp-plate.
- Implementering av tøyingsrate-sensitivitet for materialene.
- Endret elementstørrelse i deler av knutepunktet

De ulike endringene er nærmere beskrevet nedenfor.

Modellering av dynamisk lastpåkjenning og topp-plate

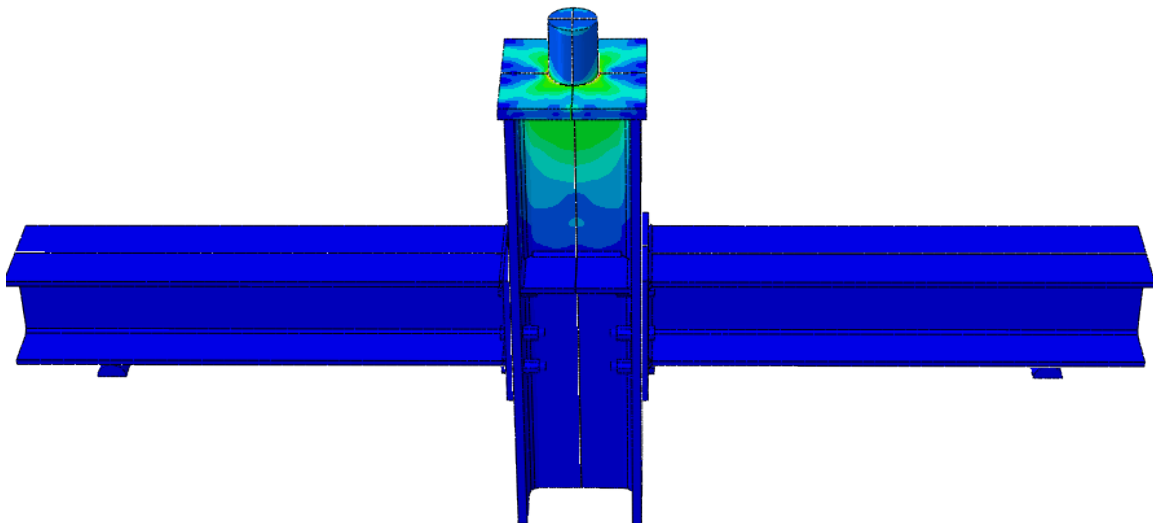
Som beskrevet i kapittel 7 blir den dynamiske testen gjennomført ved at en vogn med stor masse og hastighet treffer toppen av søylen. Hastigheten og massen av vogna er nærmere beskrevet i det kapittel 7. Vogna har en sirkulær "nese" som konsentrerer treffpunktet. På toppen av søylen er det en topp-plate som fordeler støtet fra vogna videre til knutepunktet. Den dynamiske analysen blir i motsetning til den kvasi-statiske gjennomført i sann-tid, og dermed også med samsvarende verdier for fart og masse på vognen.

I Abaqus/CAE blir selve vognen modellert som en udeformerbar plate med en punktlast tilsvarende vekten av vogna. Nesen på vogna blir derimot modellert med reell geometri. Ved hjelp av "tie constraints" blir vogn og nese knyttet sammen ved at alle

nodene i deres felles kontaktflater låses til hverandre. Tie constraints er tidligere beskrevet i kapittel 4.2.2. Vogn og nese virker på denne måten som et felles legeme, slik tilfellet er i forsøket. Heretter vil vogn inkludert nese, kun bli referert til som vogn. For å simulere hastigheten til vogn fra forsøket, blir vogn påført en initial hastighet på 7.89 m/s. Dette gjenspeiler hastigheten til vogn under forsøket, se kapittel 7. Hastigheten til vogn inntreer øyeblikkelig, så startposisjonen til vogn vil kun være 1 mm fra topp-platen.

Topp-platen blir modellert med mest mulig korrekte dimensjoner og vekt. I basismodellen er punktsveisene som fester topplaten til søylen under forsøket ignorert. Topp-platen ligger dermed fritt opplaget på toppen av søylen. Dette blir senere analysert et parameterstudium, se kapittel 8.2.

En visualisering av den numeriske simuleringen med sammenstøt mellom vogn og topp-plate er vist i figur 8.1. Visualiseringen er vist med full symmetri av visuelle hensyn, selv om knutepunktet er modellert med 1/4 symmetri som i den kvasi-statiske modellen.



Figur 8.1: Sammenstøt mellom vogn og knutepunkt ved dynamisk lastpåføring

Tøyningsratesensitivitet

Tøyningsratesensitiviteten for de ulike komponentene i knutepunktet er tidligere beregnet i kapittel 6. For å se effekten av implementering av fastningskurvens avhengighet av tøyningsrate, for den dynamiske simuleringen, vil dette først bli inkludert i parameterstudiet, se kapittel 8.2.

Elementstørrelse

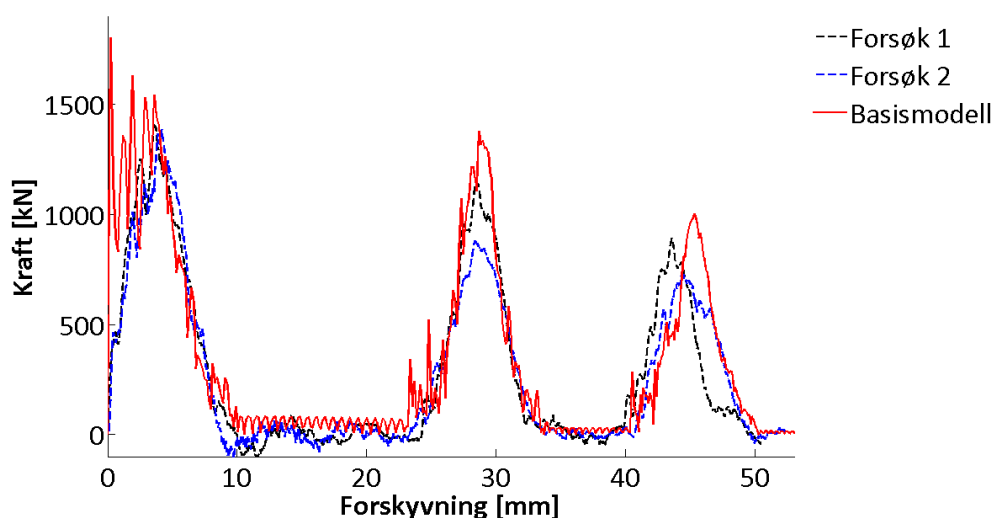
Elementstørrelsen fra den endelige kvasi-statiske simuleringen benyttes som utgangspunkt ved simulering av den dynamiske lastpåkjenningen. Siden toppen av søylen vil få et kraftig støt er det derimot valgt å benytte en finere elementinndeling i de øverste 50 mm av søylen. Toppen av søylen modelleres derfor med 10 mm elementer.

Registrering av kraft og forskyvning fra den numeriske simuleringen

Ved behandling av data fra den dynamiske lastpåkjenningen, blir den påførte kraften til knutepunktet funnet ved hjelp av ligning 7.1. Forskyvningen av knutepunktet vil bli registrert ved forskyvning av vognen, slik at det er samsvarende med de gjennomførte dynamiske fullskalaforsøkene.

8.1.2 Resultater av dynamisk basismodell

Figur 8.2 viser en sammenligning av kraft-forskyvningskurven for de to dynamiske fullskalaforsøkene mot den numeriske basismodellen.



Figur 8.2: Kraft-forskyvningskurve for forsøkene sammenlignet med basismodellen

Figur 8.2 viser at basismodellen følger kraft-forskyvningsmønsteret fra forsøkene godt. Derimot gir den numeriske løsningen litt høyere kraft-topper enn forsøkene. For den første kraft-toppen vil høye enkeltverdier fra den numeriske analysen gi forholdsvis store avvik mellom numerisk simulering og forsøk. Hvis den første kraft-toppen for basismodellen hadde blitt glattet noe, slik at ikke noen få enkeltpunkter påvirket løsningsresultatet, vil verdien på den første toppen stemme godt med forsøkene.

I tillegg til å se på effekten av implementering av tøyingsrate-sensitivitet, vil de ulike modifikasjonene for den dynamiske basismodellen bli evaluert gjennom et parameterstudium i kapittel 8.2.

8.2 Parameterstudie

I dette kapitlet vil usikre parametere fra den dynamiske basismodellen bli analysert. De analyserte parametere er:

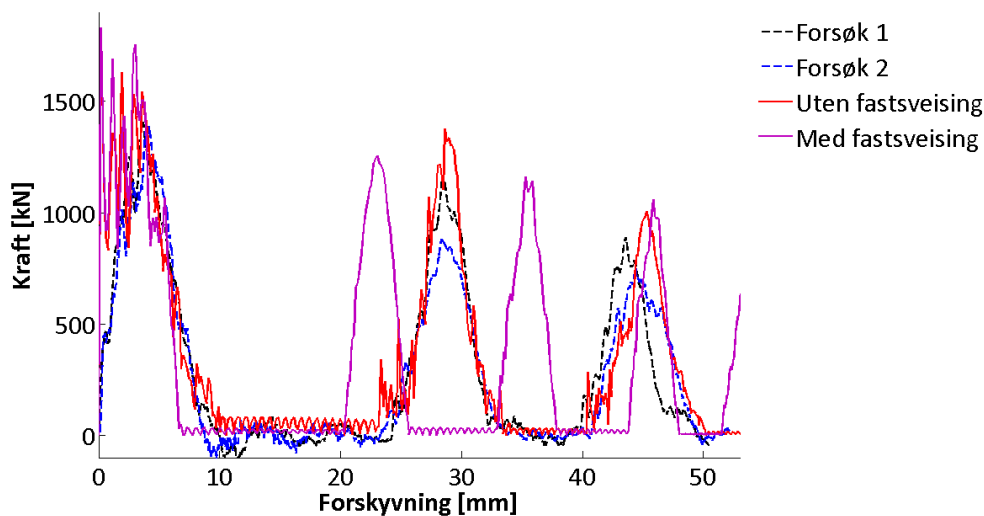
- Innfestning av topp-platen (kapittel 8.2.1)
- Elementstørrelse (kapittel 8.2.2)
- Implementering av tøyingsratesensitivitet (kapittel 8.2.3)
- Materialet i topp-platen (kapittel 8.2.4)

Gjennom parameterstudiet vil det være mulig å komme frem til en forbedret simuleringsmodell av den dynamiske basismodellen. Resultatene for den endelige dynamiske simuleringsmodellen er vist i kapittel 8.3.

8.2.1 Innfestning av topp-platen

I fullskalaforsøkene av den dynamiske lastpåkjenningen var topp-platen festet til søylen med punktsveiser. I den dynamiske basismodellen ble topplaten kun modellert som "fritt opplagt" på toppen av søylen. Det er derfor valgt å analysere virkningen av å feste topp-platen helt fast til søylen i den numeriske simuleringen. Modellering med punktsveist topp-plate har ikke blitt analysert.

Figur 8.3 viser sammenligning av kraft-forskyvningskurvene med fullstendig fastsveist topp-platen og uten fastsveising (basismodellen).



Figur 8.3: Sammenligning av kraft-forskyvningskurve med og uten fastsveist topp-plate

Fra figur 8.3 vil en fastsveist topp-plate gi fire kontaktperioder mellom vogn og knutepunkt. Dette er forskjellig fra de øvrige analysene. Simuleringen uten fastsveising, stemmer i alt mye bedre sammenlignet med forsøkene. Siden kun et lite antall punktsveiser er benyttet som fastholdning i forsøket vil også topplaten i forsøket være tilnærmet fritt opplagt. På bakgrunn av dette blir det ikke inkludert noe form for fastsveising i den endelige dynamiske modellen.

8.2.2 Elementstørrelse

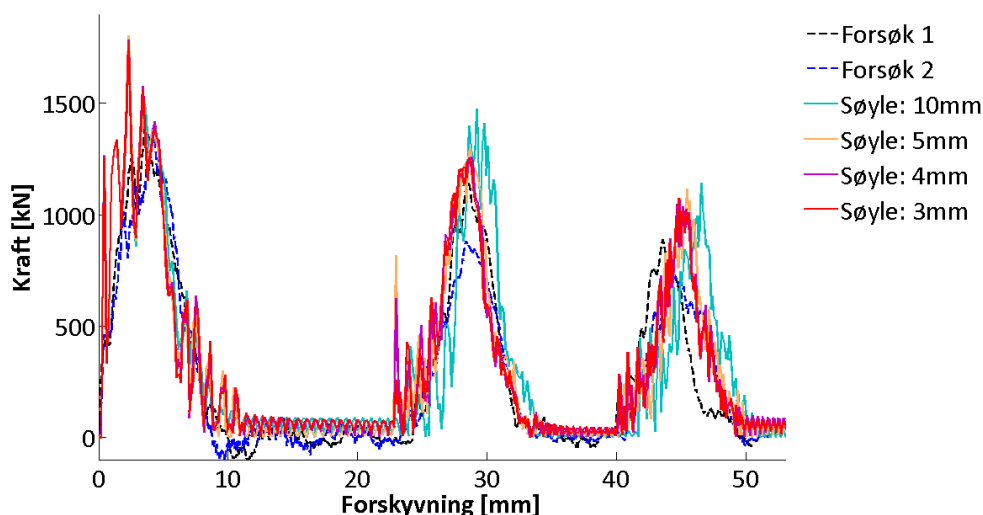
I parameterstudiet vil ulike elementstørrelser for modellering av søyle, vogn og toppplate bli analysert

Søyle

Den valgte elementinndelingen for den endelige kvasi-statiske modellen er blitt videreført i den dynamiske basismodellen, bortsett fra at det er lagt inn ett område i toppen av søylen med en litt finere elementinndeling. Vognen i det dynamiske testoppsettet vil derimot gi et voldsomt støt til søylen. Det kan derfor være gunstig med mindre elementer i søylen for å representere virkningene av støtet bedre.

Kraft-forskyvningskurvene for de ulike analyserte elementstørrelsene er vist i figur 8.4. Elementstørrelsen er angitt for det fineste området på søylen (det vil si toppen av søylen samt det sentrale området fra kapittel 4.1.2). Det grove området vil konsekvent ha dobbelt så store elementer som det finere området.

Kraft-forskyvningskurven for de ulike elementstørrelsene i søylen er vist i figur 8.4.



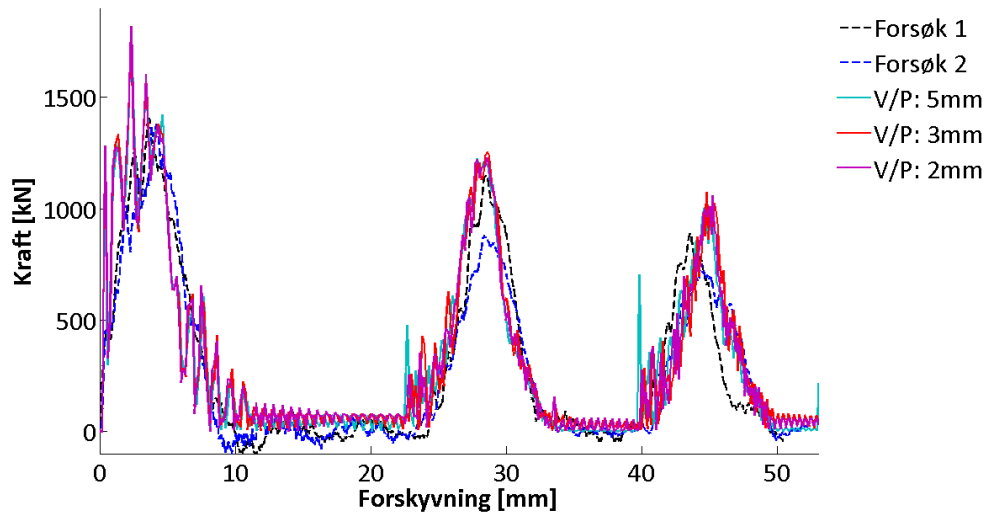
Figur 8.4: Kraft-forskyvningskurve for ulike elementstørrelser i søylen

Fra figur 8.4 gir en elementstørrelse på 3 og 4 mm veldig like resultater. Det som derimot skiller de to elementstørrelsene, er at 3 mm ikke har den uforklarlige toppen i forkant av den andre kontaktperioden. På bakgrunn av dette vil en elementstørrelse på 3 mm bli valgt i den endelige dynamiske modellen. Finere elementinndeling enn 3 mm i søylen ble ikke analysert på grunn av lang analysetid.

Vogn og toppplate

I forhold til den kvasi-statiske modellen er det i den dynamiske basismodellen lagt til to komponenter, vogn og toppplate. Det gjennomføres derfor et parameterstudium for å finne den beste elementinndelingen for disse komponentene. Figur 8.5 viser kraft-

forskyvningskurven for ulike analyserte elementstørrelsene for vogn (V) og topp-plate (P).



Figur 8.5: Kraft-forskyvningskurve for ulike elementstørrelser i topp-plate og vogn

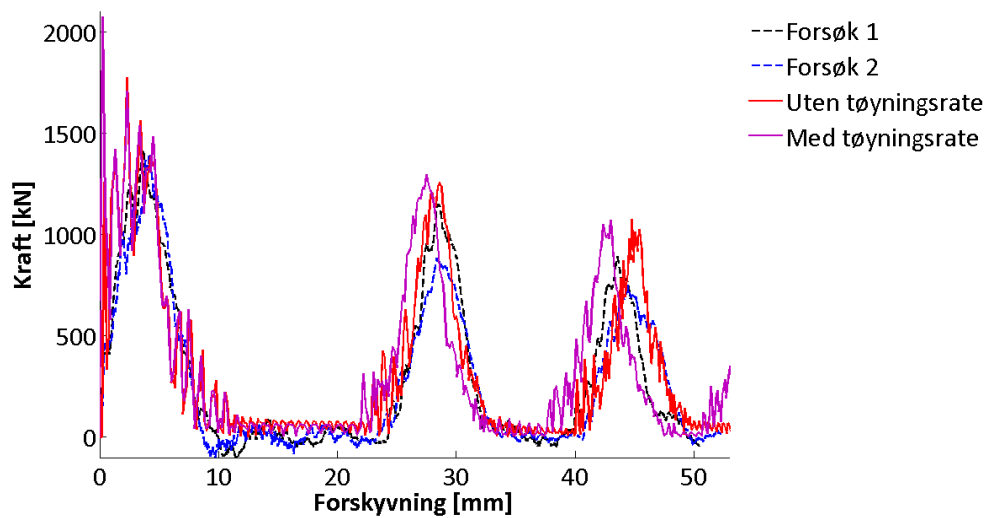
Som vist i figur 8.5 gir de tre ulike elementinndelingene veldig like resultater. Derimot vil en elementstørrelse på 5 mm gi unaturlige kraft-topper før 2. og 3. kontaktperiode. På bakgrunn av dette vil en elementstørrelse på 3 mm for vogn og topp-plate bli benyttet i den endelige dynamiske simuleringen.

8.2.3 Implementering av tøyningratesensitivitet

Til forskjell fra den kvasi-statiske simuleringsmodellen er det nødvendig å ta hensyn til fastningskurvens avhengighet av tøyningrate ved dynamisk lastpåkjenning. Siden endeplate og skruer er de mest utsatte komponentene i knutepunktet, er det bare tatt hensyn til disse. Den lineære logaritmiske sammenhengen mellom fastningskurve og tøyningrate for endeplate og skrue er beregnet i kapittel 6.

For å implementere tøyningrate avhengigheten i Abaqus er SMM benyttet. SMM er nærmere beskrevet i kapittel 4.3.2.

Kraft-forskyvningskurven med og uten inkludering av tøyningratesensitivitet er vist i figur 8.6.

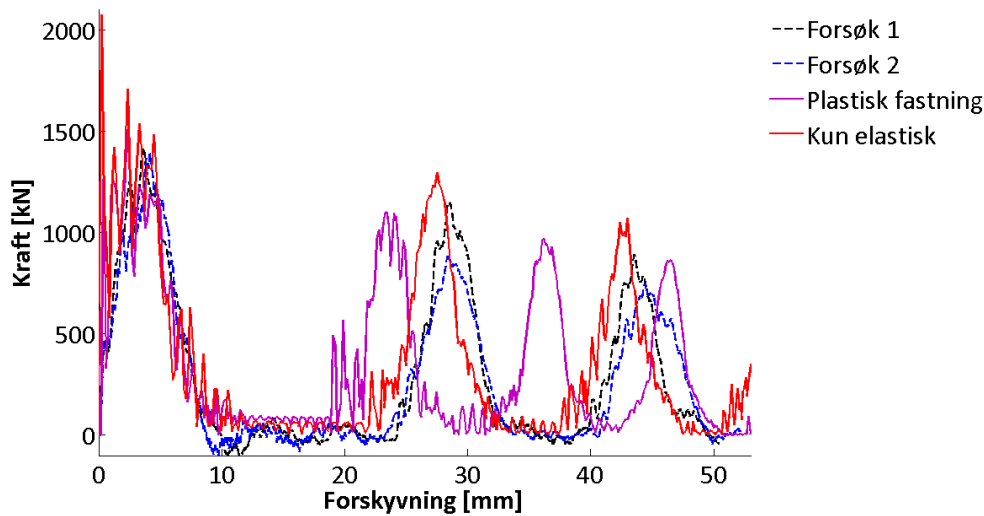


Figur 8.6: Kraft-forskyvningskurve med og uten tøyningssensitivitet

Figur 8.6 viser at det er litt forskjeller i deformasjonsforløpet med og uten tøyningssensitivitet. Toppunktene for kontaktperiodene blir høyere samt at kurven blir forskjøvet mot venstre. Ut fra dette er det tydelig at tøyningssensitivitet til komponentene skruer og endeplate er en del høyere enn i de kvasi-statiske forsøkene. Effekten av tøyningssensitivitet anses å gi et mer korrekt resultat og blir tatt med i den endelige dynamiske modellen.

8.2.4 Materialet i topp-platen

Topp-platen er av SIS 2541 stål. Dette materialet har omtrent samme materialegenskaper som S355 stål. På bakgrunn av dette skulle topp-platen ha fått plastiske deformasjoner under de eksperimentelle forsøkene, noe som ikke var tilfellet. I basismodellen ble topp-platen modellert med kun elastiske materialegenskaper. For å sjekke virkningen av å endre materialegenskaper i topp-platen er materialeparametrene fra endeplaten (S355), med inkludert tøyningssensitivitet, også blitt forsøkt benyttet i topp-platen. Kraft-forskyvningskurven for bruk av de to ulike materialegenskapene er sammenlignet i figur 8.7.



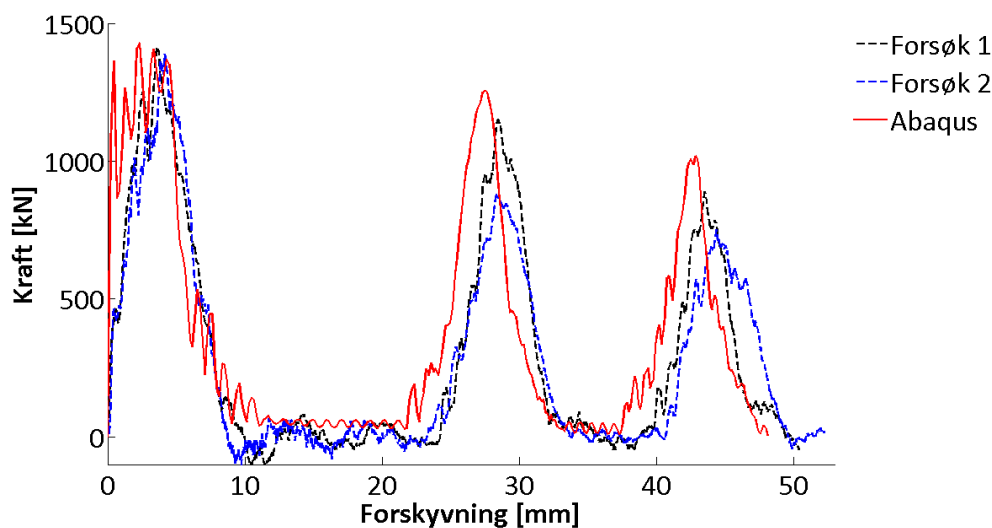
Figur 8.7: Kraft-forskyvningskurve for topplate med kun elastiske materialegenskaper og med plastisk fastning

Som vist i figur 8.7 vil det å legge inn plastiske materialegenskaper for topp-platen gi et galt deformasjonsmønster for knutepunktet. Med bruk av fastningskurven til endeplaten, vil toppplaten også få noen plastiske deformasjoner. Siden dette ikke var tilfellet under de eksperimentelle forsøkene er kun elastiske materialegenskaper blitt benyttet for topp-platen i den endelige dynamiske modellen.

8.3 Endelig dynamisk modell

Etter gjennomføring av parameterstudiet var det mulig å forbedre den dynamiske basismodellen og komme opp med en endelig dynamisk modell. Endringer fra basismodellen er finere elementinndeling i søyle, topp-plate og vogn, samt inkludering av tøyningssensitivitet.

Kraft-forskyvningskurven for den endelige dynamiske modellen sammenlignet med forsøkene er vist i figur 8.8. Kraft-forskyvningskurven til den endelige kvasi-statiske kurven har blitt glattet nor for å unngå at lokale ekstremerdier påvirker kurven. Tabell 8.1 sammenligner maksimal kraft ved sammenstøt, F_{max} , Forskyvningen av knutepunktet ved brudd, U_{brudd} , og opptatt energi i knutepunktet, $E_{o,kp}^b$, etter ligning 7.8.



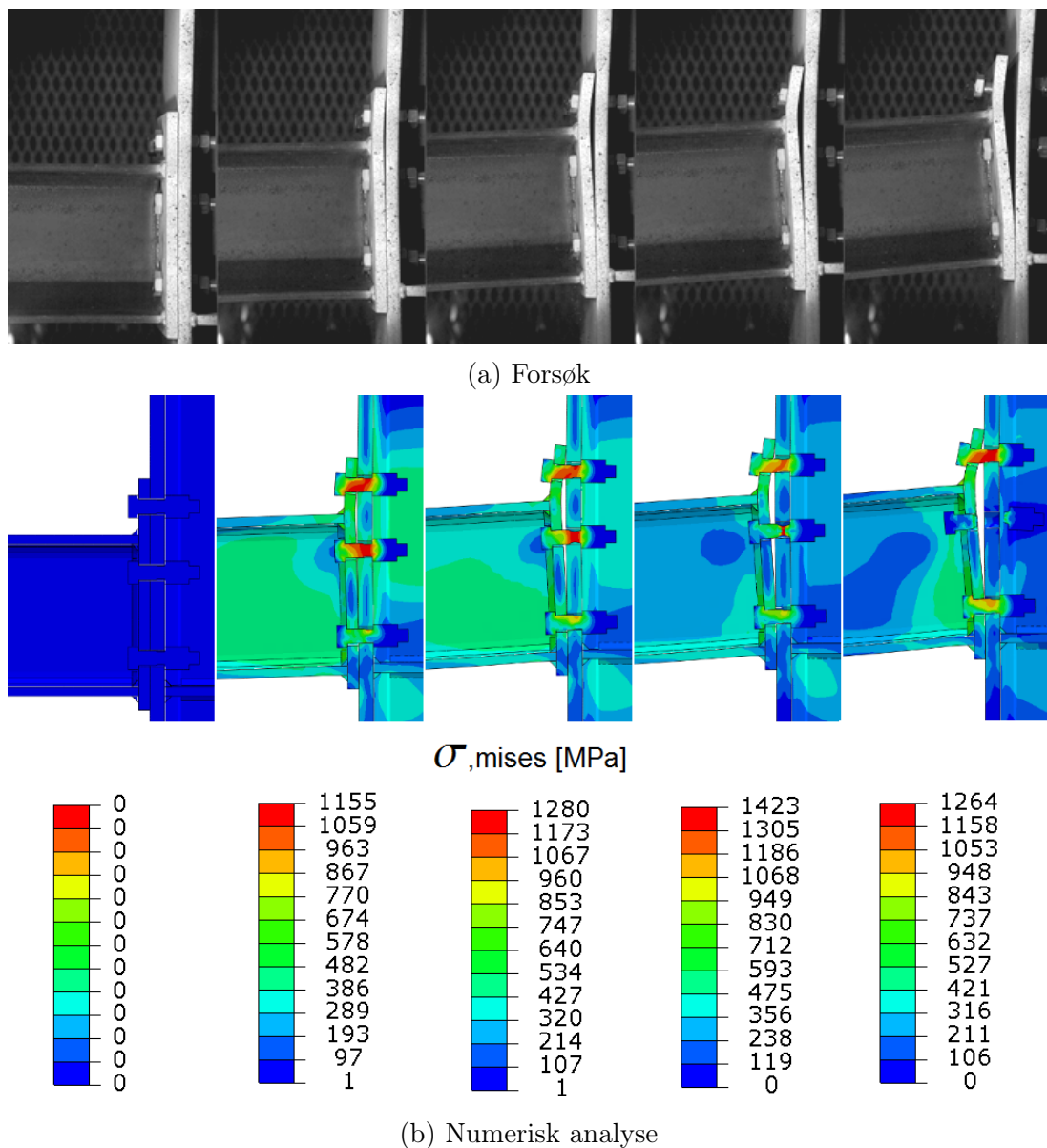
Figur 8.8: Sammenligning av kraft-forskyvningskurven for den endelige dynamisk simuleringen og forsøkene

Tabell 8.1: Verdier fra kraft-forskyvningskurven for dynamisk lastpåkjenning

	Forsøk 1	Forsøk 2	Abaqus	avvik
F_{max} [kN]	1415	1390	1430	+1 %
U_{brudd} [mm]		49.3	48.1	-2 %
$E_{o,kp}^b$ [kJ]	13.6	12.9	16.8	+23 %

Som vist i figur 8.8 og tabell 8.1 stemmer kraft-forskyvningskurven for den numeriske analysen godt overens med forsøkene. Antall kontaktperioder mellom vogn og knutepunkt før brudd er det samme. Både størrelsesorden på maksimal kraft samt varigheten til hver kontaktperiode stemmer også greit med forsøkene. Som vist i tabell 8.1 er forskyvning ved brudd for forsøkene og den numeriske analysen veldig like. Fra figur 8.8 gir den numeriske simuleringen derimot jevnt over litt høyere kraft-topper sammenlignet med forsøkene. Dette gjør at den totale opptatte energien i knutepunktet også blir større for den numeriske simuleringen sammenlignet med forsøkene. At kraften til den numeriske simuleringen jevnt over ligger høyere enn forsøkene tyder på at den numeriske simuleringen har en stivere oppførsel enn forsøkene.

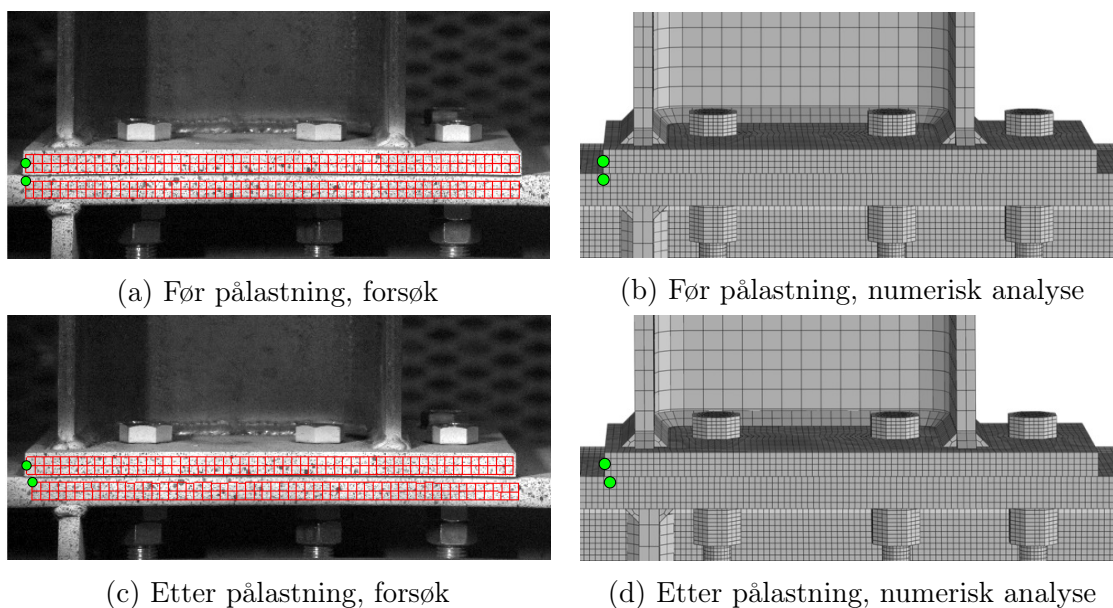
Figur 8.9 viser en bildeserie av knutepunktet utsatt for dynamisk last for forsøket sammenlignet med den numeriske analysen. De forskjellige bildene er tatt ved start, 2. kontaktperiode, 3. kontaktperiode, like før brudd og etter brudd.



Figur 8.9: Bildeserie for dynamisk lastpåføring, sammenligning av forsøk og numerisk analyse

Fra figur 8.9 er avstanden mellom endeplate og søyleflens gjennom forskyvningsforløpet veldig lik i forsøket og den numeriske simuleringen. Bruddet går først i skruerad 2 for både den numeriske analysen og det eksperimentelle forsøket. Dette er desverre ikke så lett å se fra bildeserien til forsøket, da skruen i Rad 2 blir liggende inne i endeplaten selv etter brudd. I den numeriske analysen blir analysen stoppet etter første brudd, så brudd i skruerad 1 er ikke med på bildeserien.

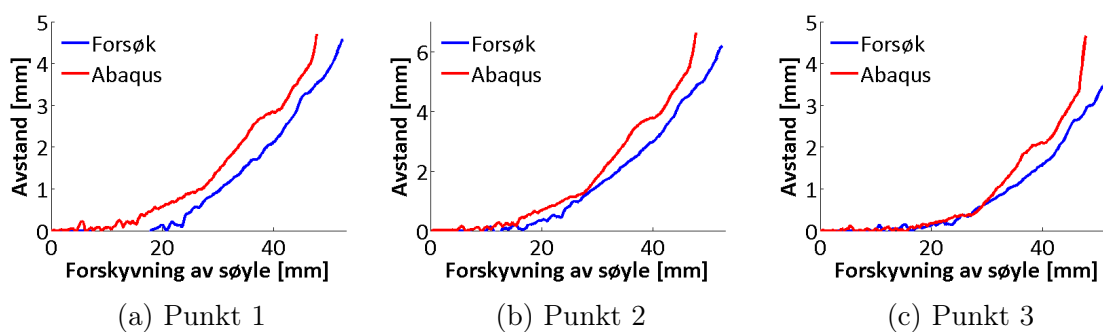
Figur 8.10 viser en sammenligning av det første deformasjonsforløpet i den numeriske analysen og Forsøk 2.



Figur 8.10: Sammenligning av horisontal forskyvning av endeplaten relativt til søylen for forsøk og numerisk simulering

Figur 8.10 viser at det dynamiske fenomenet med horisontale forskyvningen av søylen relativt til endeplaten fra forsøket også gjør seg gjeldende i den numeriske simuleringen.

Sammenligning av avstanden mellom endeplate og søyleflens for den numeriske analysen og Forsøk 2 er vist i figur 8.11. Tabell 8.2 viser verdier for avstanden mellom endeplate og søyleflens ved brudd for de tre forskjellige punktene. Plassering av de tre målepunktene er beskrevet tidligere i kapittel 3.15.



Figur 8.11: Avstand mellom endeplate og søyleflens som funksjon av søyleforskyvningen

Tabell 8.2: Avstand mellom endeplate og søyleflens for tre ulike målepunkter ved brudd

	Forsøk 2 [mm]	Abaqus [mm]	Avvik
Punkt 1	4.6	4.7	+2 %
Punkt 2	6.2	6.6	+6 %
Punkt 3	3.9	4.7	+ 21 %

Fra figur 8.11 stemmer avstanden mellom endeplate og søyleflens mot forskyvning av søylen bra for den numeriske analysen sammenlignet med forsøket. For alle tre målepunktene viser den numeriske simuleringen en litt mykere oppførsel med større deformasjon ved lavere forskyvning. Fra tabell 8.2 gir den numeriske analysen gjennomgående en litt større avstand ved brudd sammenlignet med forsøket. Spesielt gjelder dette for punkt 3, som er plassert ved skruerad 2. På bakgrunn av dette går bruddet i Rad 2 ved en litt større avstand mellom endeplate og søyleflens i den numeriske analysen sammenlignet med forsøket.

Del III

Oppsummering

I denne delen blir resultatene fra den kvasi-statiske lastpåføringen i Del I og resultatene fra den dynamiske lastpåføringen i Del II sammenlignet og oppsummert i en endelig konklusjon. Hovedkapitlene i Del III er:

Kapittel 9: Sammenligning av kvasi-statisk og dynamisk respons.

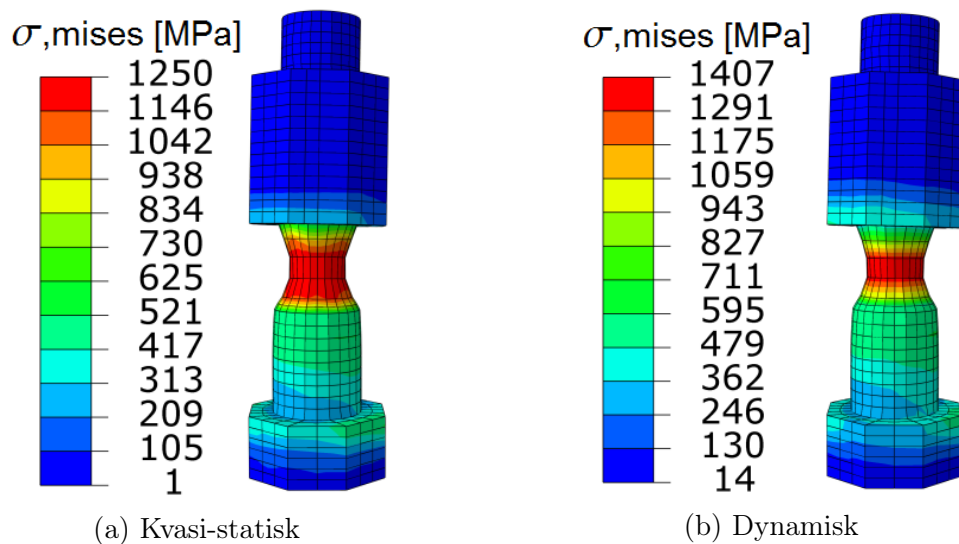
Kapittel 10: Konklusjon

9 Sammenligning av kvasi-statisk og dynamisk respons

I denne delen blir resultater fra kvasi-statistiske forsøk og simulering sammenlignet med dynamiske forsøk og simulering. For å sammenligne den dynamiske responsen med den kvasi-statistiske responsen blir det lagt mest vekt på resultatene fra forsøkene.

Felles for både kvasi-statistiske og dynamiske forsøk, samt tilhørende numeriske simuleringer, er at skruene er de svakeste komponentene. Skruene går til strekkbrudd som følge av økt avstand mellom endeplate og søylefflens. For den dynamiske lastpåføringen er det derimot også noe skjærpåkjenning av skruene. Dette skyldes at den høye lastpåføringshastigheten overskrider massetreggheten til knutepunktet. Dermed vil søylen få en horisontal forskyvning, relativt til endeplaten og bjelken, i begynnelsen av belastningsforløpet (se figur 8.10). Denne effekten er ikke til stede ved den kvasi-statistiske lastpåføringen og skruene får dermed lite skjærpåkjenning ved denne lastpåføringen.

Som beskrevet i kapittel 6 vil en tøyingsrate over et visst nivå gi en mer høyfast materialoppførsel. Ved sammenligning av spenningene i skruerad 2 rett før brudd, for dynamisk og kvasi-statisk lastpåføring av knutepunktet, viser figur 9.1 at den dynamiske lastpåføringen gir en høyere bruddspenning. Den dynamiske lastpåføringen vil altså gi en såpass høy tøyingsrate at kapasiteten til skruene øker med omtrent 13 %.



Figur 9.1: Sammenligning av Mises-spenninger i skruerad 2 rett før brudd

Kraft-forskyvningskurven ved kvasi-statisk lastpåkjenning er helt ulik kraft-forskyvningskurven fra dynamisk lastpåkjenning. På grunn av dette er det vanskelig å sammenligne kurvene direkte. Opptatt energi i knutepunktet frem til brudd, er derimot forsøkt

sammenlignet. Tabell 9.1 og 9.2 viser verdiene for opptatt energi i knutepunktet frem til brudd, E_{brudd} , for både dynamisk og kvasi-statisk lastpåføring.

Tabell 9.1: Sammenligning av opptatt energi ved brudd, E_{brudd}

	E_{brudd} [kJ]
Kvasi-statisk, Forsøk 1	8.7
Kvasi-statisk, Forsøk 2	8.4
Kvasi-statisk, Abaqus	9.6
Dynamisk, Forsøk 1	13.6
Dynamisk, Forsøk 2	12.9
Dynamisk, Abaqus	16.8

Tabell 9.2: Sammenligning av E_{brudd} for kvasi-statistiske og dynamiske forsøk (gj.snitt)

	Kvasi-statisk	Dynamisk	Forskjell
E_{brudd} [kJ]	8.6	13.3	55 %

Tabell 9.1 og 9.2 viser at opptatt energi i knutepunktet generelt er mye høyere ved dynamisk lastpåføringen enn kvasi-statisk. Noe av dette skyldes, som beskrevet i kapittel 7.3, at en viss mengde av energien avgitt fra vognen går med til stukning av søylen og muligens varmedannelse. En annen feilkilde er estimeringen av den kinetiske energien til knutepunktet ved brudd. På den andre siden er det naturlig at opptatt energi ved brudd er større for den dynamiske lastpåføringen, siden forskyvningen ved brudd også er større for den dynamiske lastpåføringen sammenlignet med den kvasi-statistiske lastpåføringen. Forskyvningen ved brudd for dynamisk og kvasi-statisk lastpåføring er gitt av tabell 9.3. Uansett om alt energitapet fra feilkildene beskrevet ovenfor hadde blitt nøyaktig estimert og tatt hensyn til, ville fortsatt den dynamiske lastpåføringen gitt en større energi enn den kvasi-statistiske.

Tabell 9.3: Sammenligning av forskyvning ved brudd, U_{brudd}

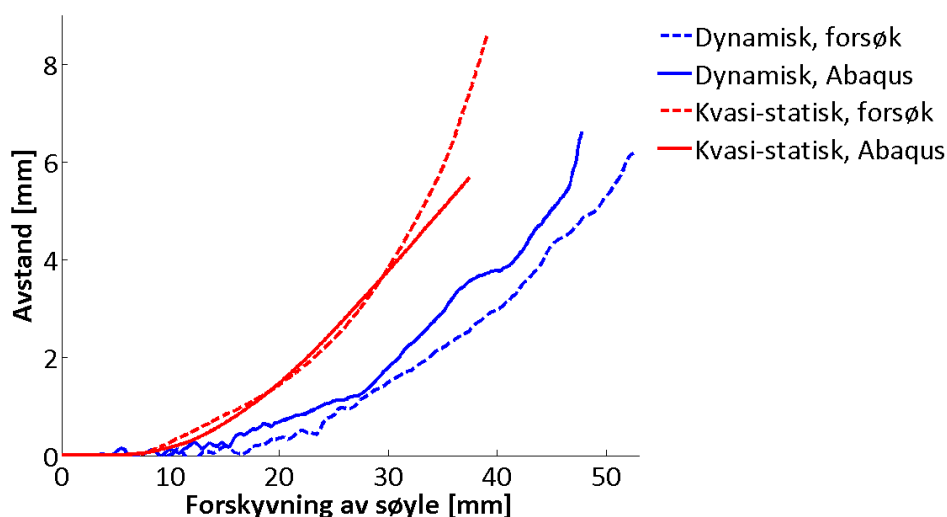
	U_{brudd} [mm]
Kvasi-statisk, Forsøk 1	36.7
Kvasi-statisk, Forsøk 2	35.2
Kvasi-statisk, Abaqus	37.4
Dynamisk, Forsøk 2	49.3
Dynamisk, Abaqus	48.1

Tabell 9.4: Sammenligning av U_{brudd} for kvasi-statistiske og dynamiske forsøk (gj.snitt)

	Kvasi-statisk	Dynamisk	Forskjell
U_{brudd} [mm]	36	49.3	37 %

Som vist i tabell 9.3 og 9.4 er forskyvningen ved brudd en del større ved dynamisk lastpåføring sammenlignet med kvasi-statisk. For den dynamiske lastpåføringen skyldes en liten del av den ekstra forskyvningen at søylen forskyver seg i forhold til endeplaten, dette er en effekt som ikke kommer frem i den kvasi-statiske lastpåkjenningen. I tillegg kan det tenkes at noe av den ekstra forskyvningen kommer av at bjelkene vil få en større nedbøyning i den dynamiske lastpåføringen på grunn av større kraftpåkjenning sammenlignet med kvasi-statisk. Det er derimot ikke observert noen særlige plastiske deformasjoner av bjelken.

Sammenligning av avstanden mellom endeplate og søyleflens som funksjon av søylens forskyvning for kvasi-statisk og dynamisk lastpåføring er vist i figur 9.2. Verdier for den største avstanden ved brudd er vist i tabell 9.5 og 9.6.



Figur 9.2: Sammenligning av avstand mellom endeplate og søyleflens

Tabell 9.5: Sammenligning av avstand mellom endeplate og søyleflens ved brudd

	Avstand [mm]
Kvasi-statisk, forsøk	8.6
Kvasi-statisk, Abaqus	5.7
Dynamisk, forsøk	6.2
Dynamisk, Abaqus	6.6

Tabell 9.6: Sammenligning av endeplateavstand ved brudd for kvasi-statiske og dynamiske forsøk

	Kvasi-statisk	Dynamisk	Forskjell
Avstand [mm]	8.6	6.2	-28 %

Figur 9.2 viser at avstanden mellom endeplate og søyleflens vil være mindre ved samme forskyvning i dynamisk sammenlignet med kvasi-statisk lastpåføring. Knutepunktet har dermed en stivere oppførsel ved dynamisk lastpåføring sammenlignet med kvasi-statisk. Som vist i tabell 9.5 og figur 9.2 underestimerer den kvasi-statistiske simuleringen endeplate-avstanden ved brudd. Dette medfører at selv om avstanden mellom endeplate og søyleflens er mindre for det dynamiske forsøket enn i det kvasi-statistiske forsøket, vil det i simuleringsmodellene av de respektive forsøkene bli motsatt. Alt i alt er simuleringen av det dynamiske forsøket bedre til å gjenspeile den korrekte avstanden mellom endeplate og søyleflens helt frem til brudd.

Oppsummert vil dynamisk lastpåføring sammenlignet med kvasi-statisk lastpåføring gi:

- Større spenninger i skruene før brudd
- Større energiopptak før brudd
- Større forskyvning før brudd
- Stivere oppførsel av knutepunktet

På bakgrunn av dette kan det konkluderes med at ved dynamisk lastpåføring vil kapasitet til knutepunktet være større sammenlignet med kvasi-statisk lastpåføring.

10 Konklusjon og forslag til videre arbeid

På bakgrunn av gjennomførte eksperimentelle forsøk, numeriske simuleringer og analytiske beregninger for kvasi-statisk og dynamisk lastpåføring, er resultatene her presentert i en endelig konklusjon, se kapittel 10.1. Forslag til videreføring av oppgaven er beskrevet i kapittel 10.2.

10.1 Konklusjon

Generelt viste de numeriske simuleringene at elementmetodeprogram kan benyttes for å finne kapasiteten av en bjelke-søyle-forbindelse for både dynamisk og kvasi-statisk lastpåkjenning. Felles for både den dynamiske og kvasi-statiske lastpåføringen (forsøk og numeriske analyser) var at skruene var de mest belastede komponentene og avgjorde den maksimale kapasiteten til knutepunktet. Skruene gikk i alle tilfeller til brudd som følge av strekk fra den økende avstanden mellom endeplate og søyleflens.

For den kvasi-statiske lastpåføringen, ble i tillegg kapasiteten til knutepunktet vurdert ved hjelp av analytisk løsningsmetode etter eurokode, NS-EN 1993-1-8. Disse beregningene viste også at skruebrudd, sammenfallende med flyt i endeplaten, var de mest kritiske komponentene i knutepunktet. De analytiske beregningene viste som forventet en konservativ kapasitet, som var 31 % lavere sammenlignet med forsøkene.

Den kvasi-statiske simuleringsmodellen ble evaluert gjennom et parameterstudium. Parameterstudiet viste at valg av friksjonskoeffisient for opplagrene samt elementstørrelse for de ulike komponentene hadde mest påvirkning på løsningsresultatet. En økning i friksjonen mellom opplager og bjelke førte til at den maksimale kapasiteten til knutepunktet økte betraktelig. Med bakgrunn i parameterstudiet ble det konkludert med at en friksjonskoeffisient på 0.1 var fornuftig sammenlignet med forsøkene. Skruene og opplagrene var de mest kritiske komponentene med tanke på elementstørrelse. Disse komponentene ble derfor modellert med en elementstørrelse på 2 mm.

For den numeriske analysen av det kvasi-statiske forsøket, lot forsøket seg gjenskape med lik maksimal kraft og forskyvning ved brudd. Den numeriske simuleringen hadde en maksimal kapasitet som var 0.3 % høyere og en forskyvning ved brudd som var 2 % større sammenlignet med forsøkene. Simuleringsmodellen hadde derimot litt større stivhet sammenlignet med forsøkene. Større stivhet i den numeriske simuleringen viste seg også ved registrering av avstand mellom endeplate og søyleflens ved brudd, hvor avstanden var 34 % mindre for den numeriske simuleringen sammenlignet med forsøkene. Den totale absorberte energien var 11 % større for den numeriske analysen. Forskjellen i absorbert energi kommer hovedsaklig fra stivhetsforskjellen i tillegg til litt senere opptredelse av brudd.

Ved numerisk analyse av den dynamiske lastpåføringen viste parameterstudiet at innfestningsdetaljene og materialegenskapene til toppplaten hadde mye å si for responsen til knutepunktet. Den punktsveiste topp-platen lot seg best representere modellert som en fritt opplagt plate med elastiske materialegenskaper. Parameterstudiet viste i

tillegg at det var hensiktsmessig å benytte små elementer på komponentene som var direkte involvert i det dynamiske støtet. På bakgrunn av dette ble vogn, toppplate og søyle modellert med en elementstørrelse på 3 mm.

Kraft-forskyvningskurven for den dynamiske simuleringen fikk et veldig godt samsvar med de eksperimentelle forsøkene. Både simulering og forsøk ga tre kontaktperioder mellom vogn og knutepunkt før brudd inntraff. Kontaktperiodene ble godt representert i simuleringsmodellen, hvor både varighet, maksimal kraft og tidspunkt for hvor hver periode inntraff stemte bra. Ved sammenligning av forskyvning ved brudd hadde den numeriske simuleringen et avvik på -2 % sammenlignet med forsøk. Noe høyere stivhet ble representert i den numeriske analysen ved at de to siste kontaktperiodene hadde litt høyere kraft sammenlignet forsøkene. På grunn av dette ble også den totale energien tilført knutepunktet 22 % større for den numeriske analysen sammenlignet med forsøkene. Den numeriske simuleringen hadde dog en litt mykere oppførsel ved representasjon av avstanden mellom endeplate og søyleflens, hvor avstanden var 6 % større for den numeriske simuleringen ved brudd.

Inkludering av tøyingsratesensitivitet i endeplate og skruer ga disse komponentene mulighet til å få økte flyt- og bruddspenninger ved den dynamiske lastpåføringen, forutsatt at tøyingshastigheten for komponenten var høy nok. Bruddspenningene i skruene var omtrent 13 % større i den dynamiske analysen sammenlignet med den kvasi-statiske. Dette indikerer at det var en ikke-ubetydelig tøyingsrate for skruene i den dynamiske lastpåføringen.

Ved sammenligning av de kvasi-statiske og dynamiske forsøkene ga den dynamiske lastpåføringen en søyelforskyvning ved brudd som var 37 % større og en opptatt energi som var 55 % større sammenlignet med kvasi-statisk lastpåføring. I tillegg vil den dynamiske lastpåføringen gi en stivere oppførsel for knutepunktet, ved at avstanden mellom endeplate og søyleflens vil være mindre ved samme forskyvning i dynamisk sammenlignet med kvasi-statisk lastpåføring.

På bakgrunn av dette og det faktum at skruene tåler større spenninger før brudd ved dynamisk lastpåføring, kan det konkluderes med at kapasiteten til knutepunktet er større ved dynamisk lastpåføring enn ved kvasi-statisk lastpåføring.

Fra numeriske simuleringer er det kommet frem til at en økning i skruedimensjonene fra M16 til M18, vil øke kapasiteten til knutepunktet med omtrent 20 %. Dette vil skje uten forandringer i deformasjonsmønsteret til knutepunktet. Søylen og bjelken vil riktignok få noe mer plastiske deformasjoner, men fortsatt ikke av vesentlig grad. Økt skruediameter vil derfor vært et svært gunstig tiltak med tanke på å øke kapasiteten uten store endringer i kostnad for det spesifikke knutepunktet.

10.2 Forslag til videre arbeid

Ved gjennomføring av de kvasi-statiske fullskalaforsøkene, begynte knutepunktet å få vesentlige usymmetriske deformasjoner etter maksimal belastning. I de eksperimen-

telle forsøkene var det vanskelig å plassere knutepunktet perfekt mellom opplagrene og effekten av usymmetriske opplagerbetingelser kunne vært analysert. På grunn av lang analysetid ble det, i denne rapporten, benyttet 1/4 symmetri ved modellering av knutepunktet. Det var dermed ikke mulig å benytte usymmetriske randbetingelser ved modelleringen. Effekten av endrede randbetingelser og hvordan dette påvirker deformasjonsmønteret kunne vært analysert i videre studier.

Sammenhengen mellom eksperimentelle forsøk og numerisk simulering med dynamisk lastpåkjenning samsvarte forholdsvis godt i denne rapporten. Siden det generelt er gjennomført veldig få dynamiske forsøk av knutepunkt, kunne denne effekten vært analysert ytterligere. Forslag til gjennomføring er å teste dynamisk respons av ulike knutepunkt samt å endre på forholdet mellom hastighet og masse av vognen. Med større masse ville antagelig kraft-forskyvningskurven fått et mer kontinuerlig forløp. Et mer kontinuerlig forløp av kraft-forskyvningskurven kunne blitt benyttet for å forsterke sammenhengen mellom dynamisk og kvasi-statisk respons av knutepunkt.

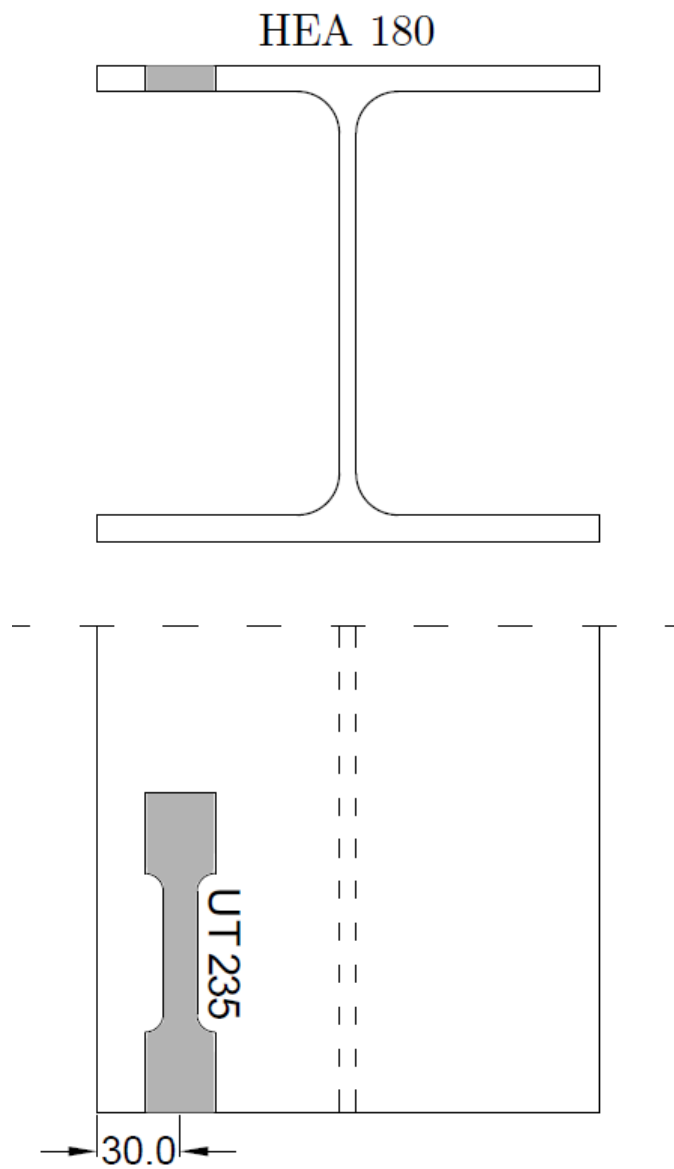
Referanser

- [1] Gary S. Prinz, Alain Nussbaumer, Luis Borges, and Shyam Khadka. Experimental testing and simulation of bolted beam-column connections having thick extended endplates and multiple bolts per row. *Engineering Structures*, 2013.
- [2] Bo Yang and Kang Hai Tan. Experimental tests of different types of bolted steel beam-column joints under a central-column-removal scenario. *Engineering Structures*, 2013.
- [3] Hongxia Yua, I.W. Burgessa, J.B. Davisona, and R.J. Plank. Numerical simulation of bolted steel connections in fire using explicit dynamic analysis. *Constructional Steel Research*, 2007.
- [4] H. Frich. Beam-column connections subjected to static and dynamic loading. Master's thesis, NTNU, 2014.
- [5] Ana M. Girão Coelho. Rotation capacity of partial strength steel joints with three-dimensional finite element approach. *Computers and Structures*, 2012.
- [6] Per Kr. Larsen , Arne Aalberg og Arild H. Clausen. *Stålkonstruksjoner: Profiler og formler*. Tapir akademisk forlag, 1997.
- [7] L. Chen and Y.C. Wang. Methods of improving survivability of steel beam/column connections in fire. *Constructional Steel Research*, 2012.
- [8] Gary S. Prinz, Alain Nussbaumer, Luis Borges, and Shyam Khadka. Experimental testing and simulation of bolted beam-column connections having thick extended endplates and multiple bolts per row. *Engineering Structures*, 2013.
- [9] Minas E. Lemonis and Charis J. Gantes. Mechanical modeling of the nonlinear response of beam-to-column joints. *Constructional Steel Research*, 2008.
- [10] Mohammed R. Bahaari and Archibald N. Sherbourne. 3d simulation of bolted connections to unstiffened columns ii. extended endplate connections. *Constructional Steel Research*, 1996.
- [11] Ashraf M. Gamal and El din Osman. *Extended end-plate beam-column joints in seismic moment resisting frames*. PhD thesis, McMaster University, 1991.
- [12] Y.I. Maggia, R.M. Gonçalvesa, R.T. Leon, and L.F.L. Ribeiro. Parametric analysis of steel bolted end plate connections using finite element modeling. *Constructional Steel Research*, 2004.
- [13] Buick Davison, Enrique Munoz-Garcia, and Andy Tyas. *Structural Integrity of Steel Connections Subjected to Rapid Rates of Loading*. PhD thesis, University of SheffieldMunoz-Garcia,, 2005.
- [14] O.S. Hopperstad and T. Børvik. Lecture notes: Material mechanics part 1. 2013.
- [15] T. Børvik. The tension test. Technical report, 2012.

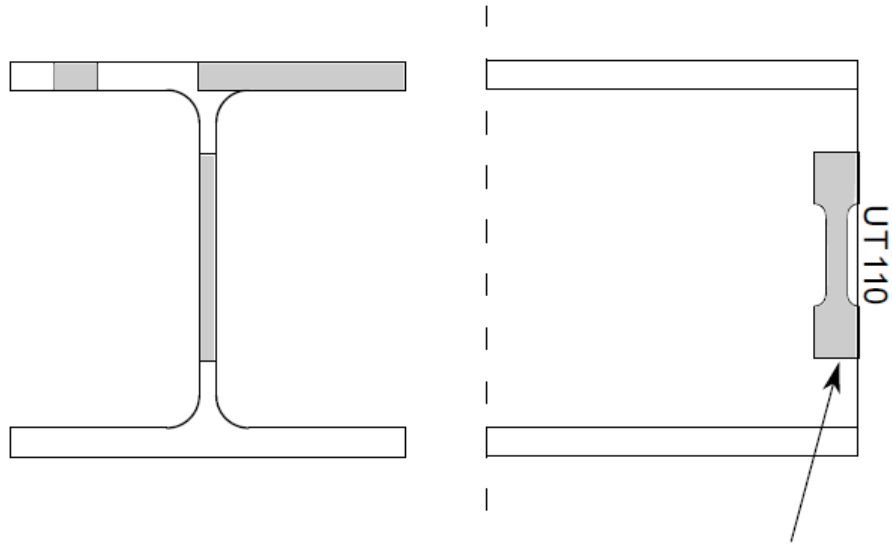
- [16] Kjell Magne Mathisen. Formulation of geometrically nonlinear fe. Lecture notes, TKT4197 Nonlinear Finite Element Analysis, 2013.
- [17] Standard Norge. *Eurokode 3:Prosjektering av stålkonstruksjoner - Del 1-8: Knutepunkter og forbindelser*, ns-en 1993-1-8:2005+na:2009 edition.
- [18] E. Dalen og K. Wåsjø. Søyfefotpunkter. Master's thesis, NTNU, 2010.
- [19] *Abaqus Analysis User's Manual*.
- [20] David J. Benson. Lecture notes. SE233 Computational Techniques in Finite Element Analysis, UCSD.
- [21] Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha, and Robert J. Witt. *Concepts and applications of finite element analysis*. John Wiley & sons, inc, 2002.
- [22] Bo Yang and Kang Hai Tan. Numerical analyses of steel beam-column joints subjected to catenary action. *Journal of Constructional Steel Research*, 2011.
- [23] Kjell Magne Mathisen. Solution methods for contact problems. Lecture notes, TKT4197 Nonlinear Finite Element Analysis, 2013.
- [24] The Engineering ToolBox. Friction and coefficients of friction, 2014.
- [25] Kjell Magne Mathisen. Solution of the nonlinear dynamic equilibrium equations. Lecture notes, TKT4197 Nonlinear Finite Element Analysis, 2013.
- [26] Per Kr. Larsen. *Dimensjonering av stålkonstruksjoner*. Tapir akademisk forlag, 2010.
- [27] Standard Norge. *Utførelse av stålkonstruksjoner og aluminiumkonstruksjoner - Del 2: Tekniske krav til stålkonstruksjoner*, norsk standard. ns-en 1090-2:2008+a1:2011 edition.
- [28] Standard Norge. *Høyfaste skrueforbindelser for forspenning til konstruksjonsformål - Del 3: System HR - Sekskantskrue- og mutterforbindelser*, norsk standard. ns-en 14399-3:2005 edition.
- [29] *Theory Manual: SIMLab Metal Model*.
- [30] H. Kolsky. An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading. *Imperial Chemical Industries*, 1949.
- [31] G.H. Staab and A. Gilat. A direct-tension split hopkinson bar for high strain-rate testing. *A Direct-tension Split Hopkinson Bar for High Strain-rate Testing*, 1991.

Tillegg

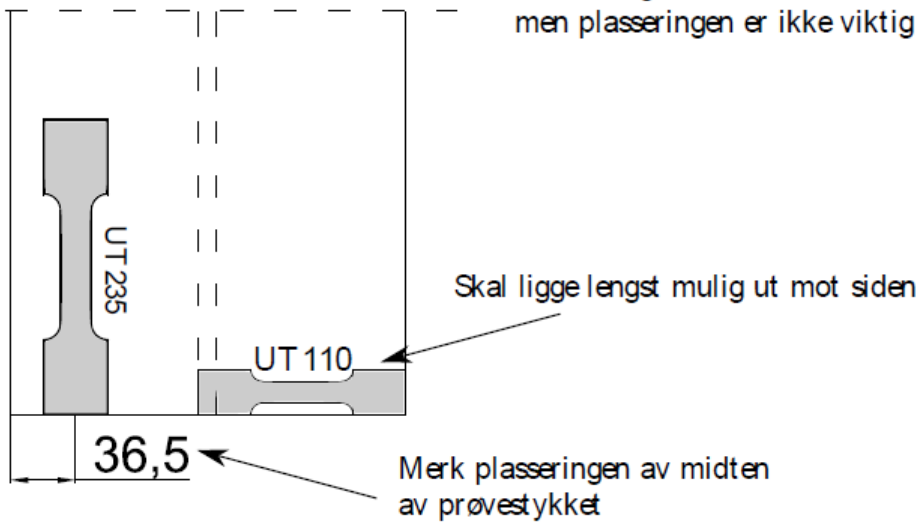
A Plassering av strekkprøver for søyle (HEB 220) og bjelke (HEB 180)



HEB 220



orientering som anvist,
men plasseringen er ikke viktig

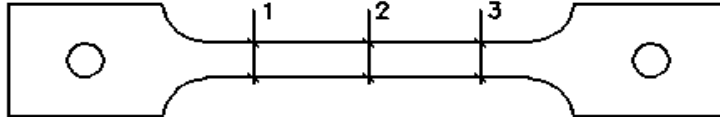


Skal ligge lengst mulig ut mot siden

Merk plasseringen av midten
av prøvestykket

B B_0 , t_0 , d_0 for prøvestykker

Figuren viser målepunkter for registrering av bredde, tykkelse og diameter for prøvestykker av søyle, bjelke, endeplate og skruer. Prøvestykkets geometri er avvikende for skruen. Verdier er vist i tabell nedenfor.



HEA 180 - Flens

Prøvestykke	Målepunkt	Bredde [mm]	Tykkelse [mm]
1	1	12.578	8.578
	2	12.535	8.565
	3	12.536	8.564
	Gj.snitt	12.550	8.569
2	1	12.541	8.766
	2	12.578	8.722
	3	12.568	8.751
	Gj.snitt	12.562	8.746

HEB 220 UT 110 - Flens

Prøvestykke	Målepunkt	Bredde [mm]	Tykkelse [mm]
2	1	8.061	15.137
	2	8.051	15.240
	3	8.050	15.416
	gjennomsnitt	8.054	15.264
3	1	8.082	15.120
	2	8.075	15.213
	3	8.090	15.331
	gjennomsnitt	8.082	15.221

HEB 220 UT 110 - Steg

Prøvestykke	Målepunkt	Bredde [mm]	Tykkelse [mm]
2	1	8.034	9.428
	2	8.032	9.422
	3	8.050	9.432
	Gj.snitt	8.039	9.427
3	1	8.040	9.432
	2	8.033	9.452
	3	8.046	9.445
	Gj.snitt	8.040	9.443

Endeplate - 0 grader

Prøvestykke	Målepunkt	Bredde [mm]	Tykkelse [mm]
1	1	12.493	12.060
	2	12.484	11.999
	3	12.543	12.012
	Gj.snitt	12.507	12.024
2	1	12.456	11.978
	2	12.453	11.996
	3	12.450	11.992
	Gj.snitt	12.453	11.989
3	1	12.486	12.009
	2	12.487	12.007
	3	12.489	12.006
	Gj.snitt	12.487	12.007
4	1	12.460	12.008
	2	12.453	11.984
	3	12.459	11.984
	Gj.snitt	12.457	11.992

HEB 220 UT235 - Flens

Prøvestykke	Målepunkt	Bredde [mm]	Tykkelse [mm]
1	1	12.498	15.103
	2	12.488	15.104
	3	12.494	15.091
	Gj.snitt	12.493	15.099
2	1	12.459	15.209
	2	12.463	15.203
	3	12.468	15.207
	Gj.snitt	12.463	15.206
3	1	12.490	15.005
	2	12.481	15.010
	3	12.484	15.013
	Gj.snitt	12.485	15.009

Endeplate - 90 grader

Prøvestykke	Målepunkt	Bredde [mm]	Tykkelse [mm]
1	1	12.474	12.063
	2	12.475	12.035
	3	12.468	12.062
	Gj.snitt	12.472	12.053
2	1	12.474	12.046
	2	12.470	12.032
	3	12.483	12.035
	Gj.snitt	12.476	12.038
3	1	12.489	12.007
	2	12.488	11.993
	3	12.489	12.014
	Gj.snitt	12.489	12.005
4	1	12.485	12.044
	2	12.497	12.044
	3	12.492	12.064
	Gj.snitt	12.491	12.051

Skrue

Prøvestykke	Målepunkt	Diameter [mm]
1	1	12.062
	2	12.090
	3	12.062
	Gj.snitt	12.071
2	1	11.999
	2	12.002
	3	11.990
	Gj.snitt	11.997
3	1	12.109
	2	12.067
	3	12.056
	Gj.snitt	12.077

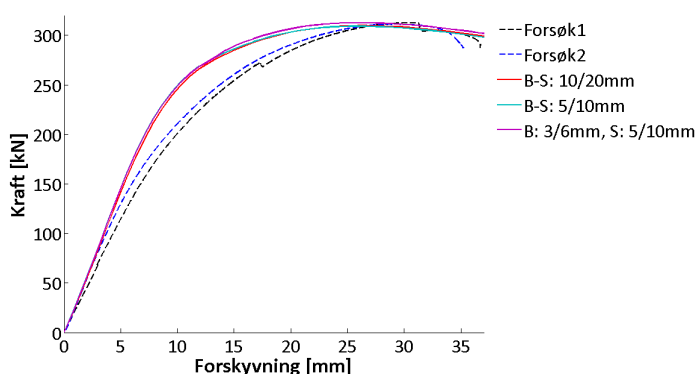
C Elementstørrelse for bjelke og søyle

Tabell C.1 viser de ulike elementstørrelsene, e_s , som blir analysert, samt hvor mange elementer over tykkelsen av flensen, e_n , dette tilsvarer.

Tabell C.1: Elementstørrelse (e_s) og antall elementer over tykkelsen på flensen (e_n)

e_s søyle [mm]	e_s bjelke [mm]	e_n søyleflens	e_n bjelkeflens
10/20	10/20	2	2
5/10	5/10	2	3
5/10	3/6	3	3

Figur C.1 viser kraft-forskyvningskurvene for de analyserte elementstørrelsene. Tallverdier for maksimal kraft, F_{max} , samt forskyvningen ved denne kraften, U_{Fmax} , er vist i tabell C.2.



Figur C.1: Kraft-forskyvning for forskjellige elementstørrelser på bjelke og søyle

Tabell C.2: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for ulike elementstørrelser på søyle og bjelke

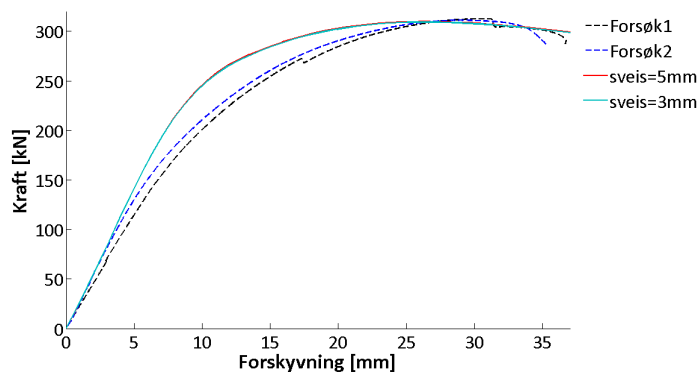
	Forsøk 1	Forsøk 2	10/20mm	5/10mm	3/6mm-5/10mm
F_{max} [kN]	312.6	311.0	309.7	309.2	312.7
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	26.3	26.3	26.3

Fra figur C.1 og tabell C.2 gir elementstørrelsene 3/6 mm - 5/10 mm for henholdsvis bjelke og søyle såvidt høyere maksimal kapasitet enn de øvrige elementstørrelsene. Elementstørrelsen på 10/20 mm gir derimot nesten identiske resultater med størrelsen 5/10 mm. Med den minste elementstørrelsen ble analysetiden tre ganger så lang sammenlignet med de øvrige. Med tanke på hensiktsmessig forhold mellom analysetid og ønsket resultat er det derfor valgt å benytte elementstørrelsen 10/20.

D Elementstørrelse for sveis og stiver

D.1 Sveis

Figur D.1 viser kraft-forskyvningskurven med de forskjellige elementstørrelsene. Tallverdier av maksimal kraft, F_{max} , og forskyvningen ved denne kraften, U_{Fmax} , er vist i tabell D.1.

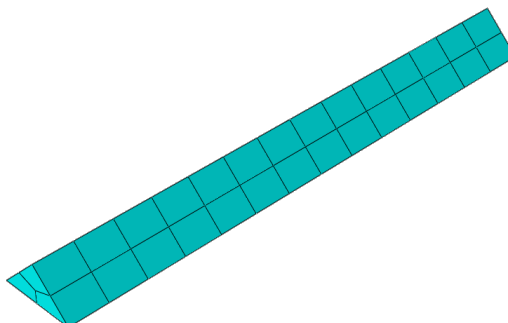


Figur D.1: Kraft-forskyvning for forskjellige elementstørrelser på sveis

Tabell D.1: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for ulike elementstørrelser på sveis

	Forsøk 1	Forsøk 2	5mm	3mm
$F_{max}[kN]$	312.6	311.0	309.7	309.2
$U_{Fmax}[mm]$	30.7	28.8	26.3	26.3

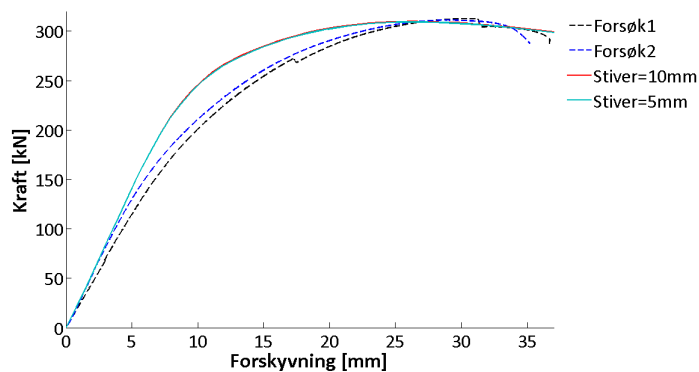
Fra figur D.1 og tabell D.1 gir en finere elementinndeling på sveisene nesten identiske resultater som en elementinndeling på 5 mm. På bakgrunn av dette er en elementinndeling på 3 mm valgt i den endelige modellen. Sveis med en elementstørrelse på 5 mm er vist i figur D.2.



Figur D.2: Elementinndeling sveis

D.2 Stiver

Figur D.3 viser kraft-forskyvningskurven med de forskjellige elementstørrelsene som er blitt analysert. Tallverdier av maksimal kraft, F_{max} , og forskyvningen ved denne kraften, U_{Fmax} , er vist i tabell D.2.

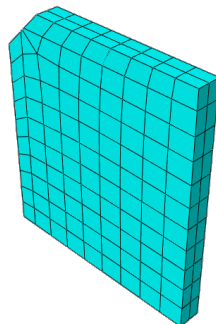


Figur D.3: Kraft-forskyvning for forskjellige elementstørrelser på stiver

Tabell D.2: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for ulike elementstørrelser på stiver

	Forsøk 1	Forsøk 2	10 mm	5 mm
$F_{max}[kN]$	312.6	311.0	309.7	309.4
$U_{Fmax}[mm]$	30.7	28.8	26.3	26.4

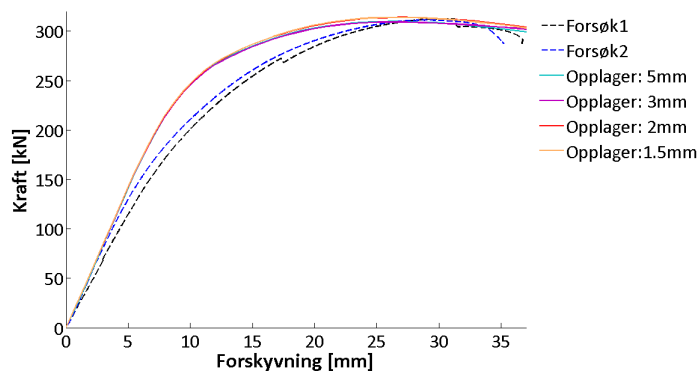
Fra figur D.3 og tabell D.2 gir en finere elementinndeling på stiveren nesten identiske resultater som en elementinndeling på 10 mm. På bakgrunn av dette er en elementinndeling på 10 mm valgt i den endelige modellen. Stiver med en elementstørrelse på 10 mm er vist i figur D.4.



Figur D.4: Elementinndeling stiver

E Elementstørrelse for opplager

Figur E.1 viser kraft-forskyvningskurven for ulike elementstørrelser på opplagrene. Tallverdier av maksimal kraft, F_{max} , og forskyvningen ved denne kraften, U_{Fmax} , er vist i tabell E.1.

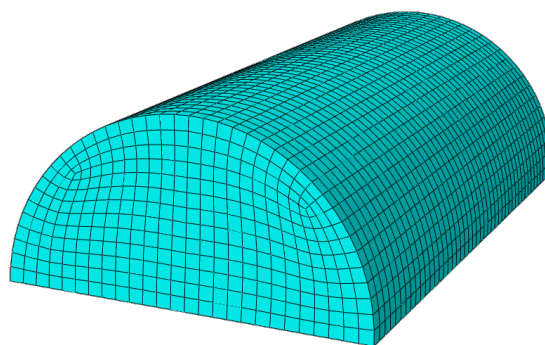


Figur E.1: Kraft-forskyvning for forskjellige elementstørrelser på opplageret

Tabell E.1: F_{max} og tilhørende forskyvning, U_{Fmax} for ulike elementstørrelser på opplager

	Forsøk 1	Forsøk 2	5mm	3mm	2mm	1.5mm
F_{max} [kN]	312.6	311.0	309.7	309.3	314.0	313.9
U_{Fmax} [mm]	30.7	28.8	26.3	26.3	26.3	26.3

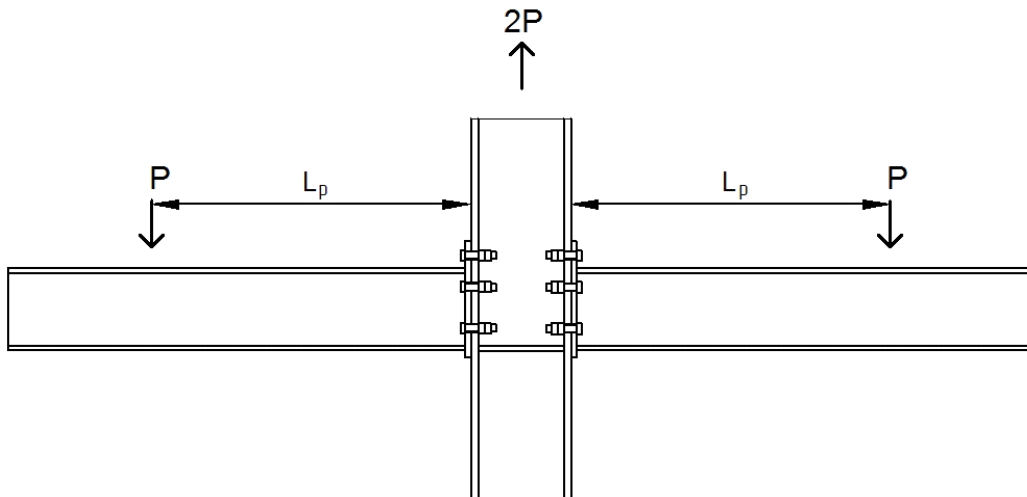
Fra figur E.1 og tabell E.1 konvergerer løsningen ved en elementstørrelse på 2 mm. På bakgrunn av dette vil 2 mm elementer bli benyttet på opplagerene i den endelige numeriske simuleringen. Illustrasjon av opplager med en elementstørrelse på 2 mm er vist i figur E.2.



Figur E.2: Elementinndeling opplager

F Detaljerte beregninger etter NS-EN 1993-1-8

Knutepunktet består av to bjelker (HEA 180) som er festet til en søyle (HEB 220) ved hjelp av en endeplateforbindelse og 6 bolter. Søylesteget er avstivet i trykksonen. Skruene (M16) har fasthetsklasse 8.8.



hvor:

$$L_p := 687\text{mm}$$

Ved beregning etter NS-EN 1993-1-8 benyttes ikke materialfaktorer for å få beregningen mest mulig lik den eksakte kapasiten.

Det vil si at:

$$\gamma_{M0} := 1.0 \quad \gamma_{M1} := 1.0 \quad \gamma_{M2} := 1.0$$

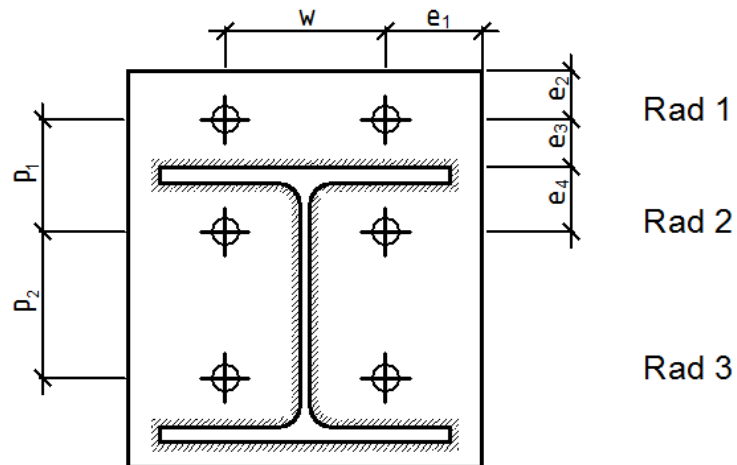
Flytespenning til materialkomponentene blir også benyttet eksakt (fra materialforsøk) for å få best mulig sammenligningsgrunnlag mot forsøk og numerisk simulering.

E-modulen til stål er satt til å være:

$$E := 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Endeplate

Geometri



hvor:

$$e_1 := 60\text{mm} \quad p_1 := 70\text{mm}$$

$$e_2 := 30\text{mm} \quad p_2 := 91\text{mm}$$

$$e_3 := 30\text{mm} \quad w := 100\text{mm}$$

$$e_4 := 40\text{mm}$$

- Tykkelse til endeplaten $t_{ep} := 12\text{mm}$
- Hulldiameter $d_0 := 18\text{mm}$
- Bredde av endeplate $b_{ep} := 220\text{mm}$

Materialeegenskaper

- Flytspenning $f_{y,ep} := 420\text{MPa}$
- Bruddspenning $f_{u,ep} := 566\text{MPa}$

Søyle (HEB 220)

Geometri

- Tverrsnittsareal	$A_C := 9100\text{mm}^2$
- Høyde av søyle	$h_C := 220\text{mm}$
- Bredde av flens	$b_C := 220\text{mm}$
- Tykkelse av steg	$t_{wC} := 9.5\text{mm}$
- Tykkelse av flens	$t_{fC} := 16\text{mm}$
- Radius mellom steg og flens	$r_C := 18\text{mm}$

Materialelegenskaper

- Andre arealmoment (sterk akse)	$I_C := 80.9 \cdot 10^6\text{mm}^4$
- Flytspenning flens	$f_{y.wC} := 420\text{MPa}$
- Flytspenning steg	$f_{y.fC} := 420\text{MPa}$
- Bruddspenning flens og steg	$f_{uC} := 552\text{MPa}$
- Plastisk motstandsmoment	$W_{p.C} := 2 \cdot 414 \cdot 10^3\text{mm}^3$

Bjelke (HEA 180)

Geometri

- Tverrsnittsareal	$A_b := 4530\text{mm}^2$
- Høyde av bjelke	$h_b := 171\text{mm}$
- Bredde av flens	$b_b := 180\text{mm}$
- Tykkelse av bjelkesteg	$t_{fb} := 9.5\text{mm}$
- Tykkelsen av bjelkeflens	$t_{wb} := 6\text{mm}$
- Radius mellom steg og flens	$r_b := 15\text{mm}$

Materiallegenskaper

- Andre arealmoment (sterk akse) $I_b := 25.1 \cdot 10^6 \text{mm}^4$
- Flytspenning flens $f_{y.wb} := 420 \text{MPa}$
- Flytspenning steg $f_{y.fb} := 420 \text{MPa}$
- Bruddspenning flens og steg $f_{ub} := 543 \text{MPa}$
- Plastisk motstandsmoment $W_{p.b} := 2 \cdot 162 \cdot 10^3 \text{mm}^3$

Sveis

- Sveis mot flens $a_f := 5 \text{mm}$
- Sveis mot steg $a_w := 5 \text{mm}$
- Bruddspenning $f_u := 543 \text{MPa}$

Skruer

- Diameter skrue (M16) $d := 16 \text{mm}$
- Fasthetsklasse 8.8
- Tverrsnittsareal ugjenget del $A_{bo} := 201 \text{mm}^2$
- Tverrsnittsareal gjenget del $A_s := 157 \text{mm}^2$
- Flytspenning $f_{yb} := 900 \text{MPa}$
- Bruddspenning $f_{ubo} := 1320 \text{MPa}$

Beregning av kapasitet

NS-EN 1993-1-8 6.1.3 (2) Ved beregning av knutepunktets kapasitet blir følgende basiskomponenter evaluert:

- NS-EN 1993-1-8 Tabell 6.1
1. Stegpanel i søyle påkjent av skjær
 2. Søylesteg påkjent av tverrgående trykk
 3. Søylesteg påkjent av tverrgående strekk
 4. Søylesteg påkjent av bøyning
 5. Endeplate påkjent av bøyning
 7. Bjelke- eller søyleflens og steg påkjent av trykk
 8. Bjelkesteg påkjent av strekk
 10. Skruer påkjent av strekk
 11. Skruer påkjent av skjær
 12. Skruer påkjent av skjær
 19. Sveis

For basiskomponentene 3, 4, 5, 7 og 8 er det nødvendig og beregne effektive lengder.

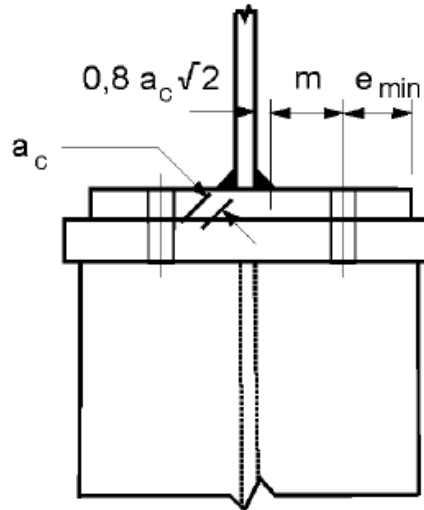
Beregning av effektive lengder og bredder

To typer utrivninger blir betraktet. Gruppeutrivning og enkeltvis. Kun skruerader med strekk (Rad 1 og 2) kan få utrivning. Det er ikke mulig og få gruppeutrivning gjennom flens eller steg. For søylen betyr det at kun Rad 1 og 2 sammen, på hver side av steget, kan bli avrevet som gruppe. Hverken hele Rad 1 eller hele Rad 2 kan få utrivning på grunn av søylesteget. For endeplaten vil det ikke være mulig og krysse bjelkesteg eller bjelkeflens. Mulig gruppeutrivning for endeplaten vil derfor være hele Rad 1.

Både ikke-sirkulært (nc) og sirkulært (c) bruddmønster blir betraktet.

Uavstivet søyleflens med skrudd forbindelse:

NS-EN 1993-1-8
Figur 6.8



Fra Figur 6.8 i NS-EN 1993-1-8 blir;

$$m_c := \frac{b_c}{2} - e_1 - 0.8r_c - \frac{t_{wc}}{2} = 30.85 \text{ mm}$$

$$e_{\min} := e_2 = 30 \text{ mm}$$

Enkeltvis

Rad 2

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.4

$$l_{\text{eff.cp}} := 2 \cdot \pi \cdot m_c = 193.836 \text{ mm}$$

$$l_{\text{eff.nc}} := 4m_c + 1.25e_1 = 198.4 \text{ mm}$$

Rad 1

Ytre rad = indre rad

Gruppe (Rad 1 og Rad 2 sammen)

$$l_{\text{eff.nc.gr}} := 2m_c + 0.625e_1 + 0.5p_1 = 134.2 \text{ mm}$$

$$l_{\text{eff.cp.gr}} := \pi \cdot m_c + p_1 = 166.918 \text{ mm}$$

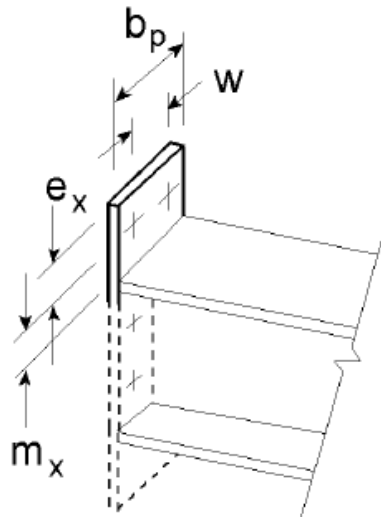
Søylesteg påkjent av strekk:

NS-EN 1993-1-8 6.2.6.3 (3) $b_{\text{eff.t.wc}}$ er den minste effektive lengden av det ekvivalente T-stykket som representerer søylesteget. Fra beregninger av de effektive lengdene for søylesteget gir dette;

$$b_{\text{eff.t.wc}} := l_{\text{eff.cp}} = 193.836 \text{ mm}$$

Endeplate:

NS-EN 1993-1-8
Figur 6.10



Fra Figur 6.10 i NS-EN 1993-1-8 blir;

$$e_x := e_2 = 30 \text{ mm}$$

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

$$b_p := b_{\text{ep}} = 220 \text{ mm}$$

Rad 1

$$m_{x1} := 40 \text{ mm} - 0.8 \cdot a_f \cdot \sqrt{2} = 34.343 \text{ mm}$$

Rad 2

$$m_{x2} := \frac{b_c}{2} - e_1 - 0.8 \cdot a_f \cdot \sqrt{2} - \frac{t_{wb}}{2} = 41.343 \text{ mm}$$

Enkeltvis

Rad 1

Ikke-sirkulært bruddmønster

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.6 $l_{\text{eff.nc.plate1}} := 4 \cdot m_{x1} + 1.25 \cdot e_x = 174.873 \text{ mm}$

$$l_{\text{eff.nc.plate2}} := e_1 + 2m_{x1} + 0.625 \cdot e_x = 147.436 \text{ mm}$$

$$l_{\text{eff.nc.plate3}} := 0.5 \cdot b_{ep} = 110 \text{ mm}$$

$$l_{\text{eff.nc.plate4}} := 0.5 \cdot w + 2 \cdot m_{x1} + 0.625 \cdot e_x = 137.436 \text{ mm}$$

$$l_{\text{eff.nc.ep.rad1}} := l_{\text{eff.nc.plate3}} = 110 \text{ mm}$$

Sirkulært bruddmønster:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.6 $l_{\text{eff.cp.plate1}} := 2\pi \cdot m_{x1} = 215.784 \text{ mm}$

$$l_{\text{eff.cp.plate2}} := \pi m_{x1} + w = 207.892 \text{ mm}$$

$$l_{\text{eff.cp.plate3}} := \pi \cdot m_{x1} + 2 \cdot e_1 = 227.892 \text{ mm}$$

$$l_{\text{eff.cp.ep.rad1}} := l_{\text{eff.cp.plate2}} = 207.892 \text{ mm}$$

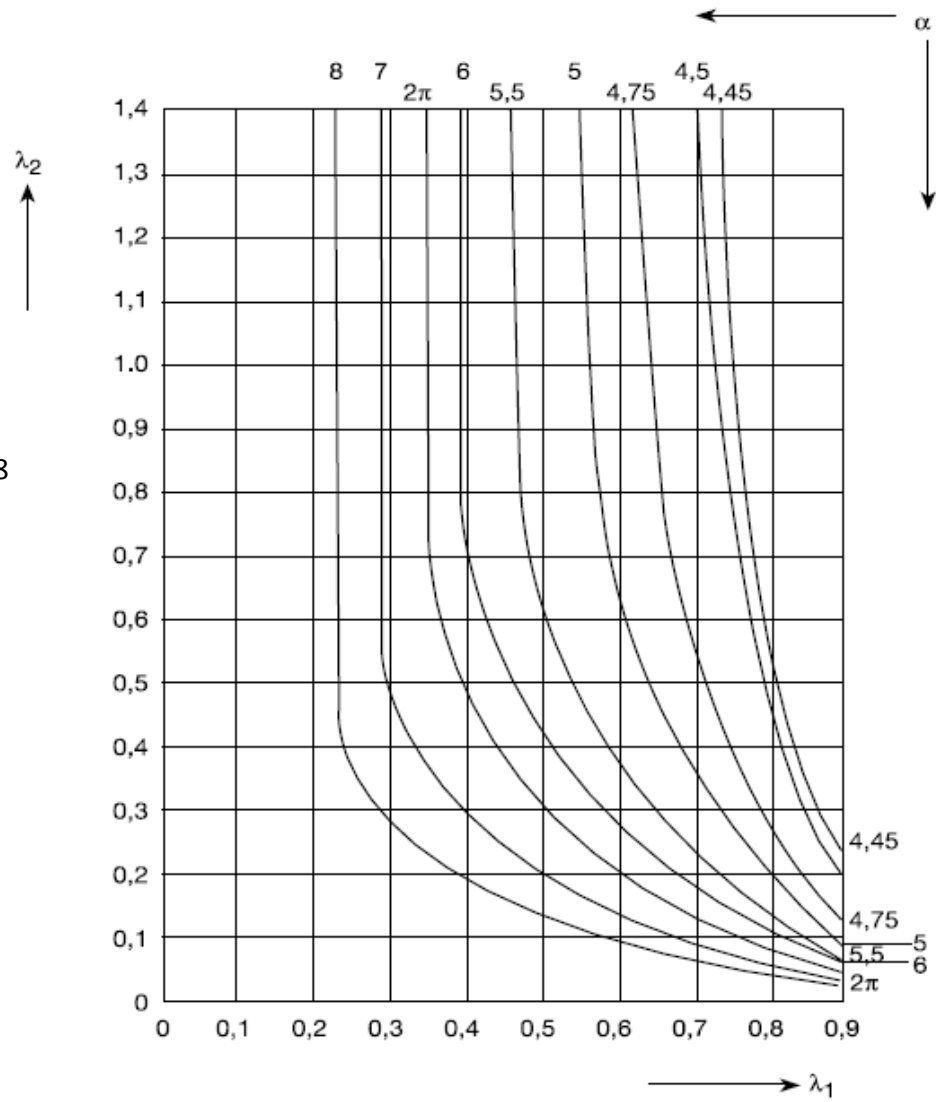
Rad 2:

Sirkulært bruddmønster:

$$l_{\text{eff.cp.ep.rad2}} := 2 \cdot \pi \cdot m_{x2} = 259.767 \text{ mm}$$

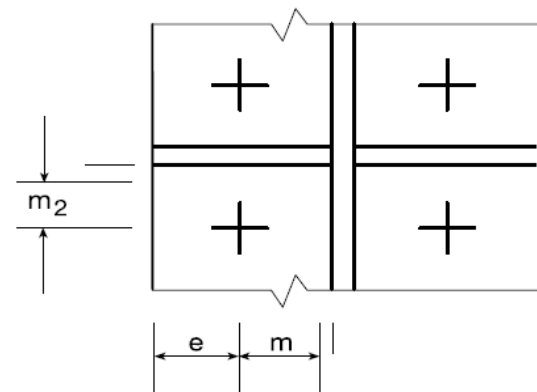
Ikke-sirkulært bruddmønster:

NS-EN 1993-1-8
Figur 6.11



$$\lambda_1 = \frac{m}{m + e}$$

$$\lambda_2 = \frac{m_2}{m + e}$$



Fra Figur 6.11 i NS-EN 1993-1-8 blir;

$$\alpha := 7.5$$

$$m_2 := 30.5 \text{ mm} - 0.8 \cdot a_f \cdot \sqrt{2} = 24.843 \text{ mm}$$

$$\lambda_1 := \frac{m_{x2}}{m_{x2} + e_1} = 0.408 \quad \lambda_2 := \frac{m_2}{m_{x2} + e_1} = 0.245$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.6

$$l_{\text{eff.nc.ep.rad2}} := \alpha \cdot m_{x2} = 310.074 \text{ mm}$$

Beregning av kapasitet for basiskomponentene

1. Stegpanel i søyle påkjent av skjær

Dimensjoneringsmetoden er begrenset av;

NS-EN 1993-1-8
6.1.6.1

$$\frac{d_c}{t_{w.c}} \leq 69 \cdot \varepsilon_1 \quad \text{hvor} \quad \varepsilon_1 := \sqrt{\frac{235}{355}} = 0.814$$

NS-EN 1993-1-8
6.1.6.1(1)

$$d_c := h_c - 2 \cdot r_c - 2 \cdot t_{fc} = 152 \text{ mm}$$

$$\text{Krav} := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \frac{d_c}{t_{w.c}} \leq 69 \cdot \varepsilon_1 \\ \text{"Ikke OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Krav = "OK"

NS-EN 1993-1-8
6.1.6.1(3)

$$A_{v.c} := A_c - 2 \cdot b_c \cdot t_{fc} + (t_{w.c} + 2 \cdot r_c) \cdot t_{fc} = 2.788 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

NS-EN 1993-1-8
6.1.6.1(3)

$$V_{wp.Rd} := \frac{0.9 \cdot f_{y.wc} \cdot A_{v.c}}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} = 608.449 \cdot \text{kN}$$

2. Søjlestep påkjent av tverrgående trykk

NS-EN 1993-1-8 6.2.6.2 Denne basiskomponentene er ikke evaluert siden det er stiver i trykksonen.

3. Søjlestep påkjent av tverrgående strekk

NS-EN 1993-1-8 6.2.6.3 (3) $b_{\text{eff.t.wc}}$ er den minste effektive lengden av det ekvivalente T-stykket som representerer søylesteget. Fra beregninger av de effektive lengdene for søylesteget gir dette;

$$b_{\text{eff.t.wc.ind}} := l_{\text{eff.cp}} = 193.836 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8 6.2.6.3 (4)

$$\omega_{\text{ind}} := \frac{1}{\sqrt{1 + 5.2 \left(b_{\text{eff.t.wc.ind}} \cdot \frac{t_{\text{wc}}}{A_{\text{vc}}} \right)^2}} = 0.553$$

NS-EN 1993-1-8 6.2.6.3 (1)

$$F_{\text{t.wc.Rd.ind}} := \frac{2 \cdot \omega_{\text{ind}} \cdot b_{\text{eff.t.wc.ind}} \cdot t_{\text{wc}} \cdot f_{\text{y.wc}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 855.589 \cdot \text{kN}$$

$$b_{\text{eff.t.wc.gr}} := 2 \cdot l_{\text{eff.nc.gr}} = 268.4 \text{ mm}$$

$$\omega_{\text{gr}} := \frac{1}{\sqrt{1 + 5.2 \left(b_{\text{eff.t.wc.gr}} \cdot \frac{t_{\text{wc}}}{A_{\text{vc}}} \right)^2}} = 0.432$$

$$F_{\text{t.wc.Rd.gr}} := \frac{\omega_{\text{gr}} \cdot b_{\text{eff.t.wc.gr}} \cdot t_{\text{wc}} \cdot f_{\text{y.wc}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 463.023 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{t.wc.Rd}} := \min(F_{\text{t.wc.Rd.ind}}, F_{\text{t.wc.Rd.gr}}) = 463.023 \cdot \text{kN}$$

4. Søyleflens påkjent av bøyning (Ekvivalent T-stykke)

Bruddform 1: Fullstendig flyt i flensen

$$L_{\text{eff.1.c}} := l_{\text{eff.cp}} = 193.836 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.2

$$M_{\text{pl.1.Rd.c}} := 0.25 \cdot \frac{L_{\text{eff.1.c}} \cdot t_{\text{fc}}^2 \cdot f_{\text{y.fc}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 5.21 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$F_{\text{T.1.Rd.c}} := 4 \cdot \frac{M_{\text{pl.1.Rd.c}}}{m_{\text{c}}} = 675.568 \cdot \text{kN}$$

Bruddform 2: Skruebrudd sammenfallende med flytning i flensen

$$k_{2.4} := 0.9$$

$$F_{\text{t.Rd}} := \frac{k_{2.4} \cdot f_{\text{ubo}} \cdot A_{\text{s}}}{\gamma_{\text{M2}}} = 186.516 \cdot \text{kN}$$

$$l_{\text{eff.2.c}} := l_{\text{eff.nc}} = 198.4 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.2

$$M_{\text{pl.2.Rd.c}} := 0.25 \cdot \frac{l_{\text{eff.2.c}} \cdot t_{\text{fc}}^2 \cdot f_{\text{y.fc}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 5.333 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$n_{\text{c}} := \min(e_1, 1.25 \cdot m_{\text{c}}) = 38.563 \text{ mm}$$

$$F_{\text{T.2.Rd.c}} := \frac{2 \cdot M_{\text{pl.2.Rd.c}} + n_{\text{c}} \cdot 2 \cdot F_{\text{t.Rd}}}{m_{\text{c}} + n_{\text{c}}} = 360.901 \cdot \text{kN}$$

Bruddform 3: Skruebrudd

$$F_{\text{T.3.Rd.c}} := 2 \cdot F_{\text{t.Rd}} = 373.032 \cdot \text{kN}$$

Dimensjonerende kapasitet til søyleflensen påkjent av bøyning;

$$F_{\text{t.c}} := \min(F_{\text{T.1.Rd.c}}, F_{\text{T.2.Rd.c}}, F_{\text{T.3.Rd.c}}) = 360.901 \cdot \text{kN}$$

Skruebrudd sammenfallende med flyt i endeplate er mest kritisk.

5. Endeplate påkjent av bøyning (Ekvivalent T-stykke)

Rad 1:

Bruddform 1: Fullstendig flyt i endeplate

$$l_{\text{eff.1.ep1}} := l_{\text{eff.nc.ep.rad1}} = 110 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.2

$$M_{\text{pl.1.Rd.ep1}} := 0.25 \cdot \frac{l_{\text{eff.1.ep1}} \cdot t_{\text{ep}}^2 \cdot f_{\text{y.ep}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 1.663 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$F_{\text{T.1.Rd.ep1}} := \frac{4 \cdot M_{\text{pl.1.Rd.ep1}}}{m_{\text{x1}}} = 193.716 \cdot \text{kN}$$

Bruddform 2: Skruebrudd sammenfallende med flyt i endeplate

$$l_{\text{eff.2.ep1}} := l_{\text{eff.nc.ep.rad1}} = 110 \text{ mm} \quad f_{\text{y.fc}} = 420 \cdot \text{MPa}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.2

$$M_{\text{pl.2.Rd.ep1}} := 0.25 \cdot \frac{l_{\text{eff.2.ep1}} \cdot t_{\text{ep}}^2 \cdot f_{\text{y.fc}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 1.663 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$n_{\text{ep1}} := \min(e_2, 1.25 \cdot m_{\text{x1}}) = 30 \text{ mm}$$

$$F_{\text{T.2.Rd.ep1}} := \frac{2 \cdot M_{\text{pl.2.Rd.ep1}} + 2 \cdot n_{\text{ep1}} \cdot F_{\text{t.Rd}}}{m_{\text{x1}} + n_{\text{ep1}}} = 225.624 \cdot \text{kN}$$

Bruddform 3: Skruebrudd

$$F_{\text{T.3.Rd.ep1}} := 2 \cdot F_{\text{t.Rd}} = 373.032 \cdot \text{kN}$$

Dimensjonerende kapasitet for Rad 1:

$$F_{\text{ep.rad1}} := \min(F_{\text{T.1.Rd.ep1}}, F_{\text{T.2.Rd.ep1}}, F_{\text{T.3.Rd.ep1}}) = 193.716 \cdot \text{kN}$$

Fullstendig flyt i endeplate er mest kritisk.

Rad 2:

Bruddform 1: Fullstendig flyt i endeplate

$$L_{\text{eff.1.ep2}} := l_{\text{eff.cp.ep.rad2}} = 259.767 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.2

$$M_{\text{pl.1.Rd.ep2}} := 0.25 \cdot \frac{L_{\text{eff.1.ep2}} \cdot t_{\text{ep}}^2 \cdot f_{\text{y.ep}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 3.928 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$F_{\text{T.1.Rd.ep2}} := \frac{4 \cdot M_{\text{pl.1.Rd.ep2}}}{m_{\text{x2}}} = 380.007 \cdot \text{kN}$$

Bruddform 2: Skruebrudd sammenfallende med flyt i endeplate

$$l_{\text{eff.2.ep2}} := l_{\text{eff.nc.ep.rad2}} = 310.074 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.2

$$M_{\text{pl.2.Rd.ep2}} := 0.25 \cdot \frac{l_{\text{eff.2.ep2}} \cdot t_{\text{ep}}^2 \cdot f_{\text{y.fc}}}{\gamma_{\text{M0}}} = 4.688 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$n_{\text{ep2}} := \min(e_1, 1.25 \cdot m_{\text{x2}}) = 51.679 \text{ mm}$$

$$F_{\text{T.2.Rd.ep2}} := \frac{2 \cdot M_{\text{pl.2.Rd.ep2}} + n_{\text{ep2}} \cdot 2 \cdot F_{\text{t.Rd}}}{m_{\text{x2}} + n_{\text{ep2}}} = 308.04 \cdot \text{kN}$$

Bruddform 3: Skruebrudd

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.2

$$F_{\text{T.3.Rd.ep2}} := 2 \cdot F_{\text{t.Rd}} = 373.032 \cdot \text{kN}$$

Dimensjonerende kraft for rad 2 blir dermed;

$$F_{\text{ep.rad2}} := \min(F_{\text{T.1.Rd.ep2}}, F_{\text{T.2.Rd.ep2}}, F_{\text{T.3.Rd.ep2}}) = 308.04 \cdot \text{kN}$$

Skruebrudd sammenfallende med flyt i endeplate er mest kritisk

7. Bjelke- eller søyleflens og steg påkjent av trykk

** Dimensjonerende skjærkraftkapasitet er hittil gitt av skjærkapasiteten til skruene (som er 160kN). Ved beregning av skjærkapasiteten etter NS-EN 1993-1-1 gir dette en skjærkapasitet for bjelkesteget som er:

$$A_{vb} := A_b - 2 \cdot b_b \cdot t_{fb} + (t_{wb} + 2 \cdot r_b) \cdot t_{fb} = 1.452 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

NS-EN 1993-1-1
6.2.8 (2)

$$V_{pl.Rd.b} := \frac{A_{vb} \cdot \left(\frac{f_{y.wb}}{\sqrt{3}} \right)}{\gamma_{M0}} = 352.091 \cdot \text{kN}$$

NS-EN 1993-1-1
6.2.8 (1)

Dette vil si at V_{Ed} aldri kan overstige $0.5 \cdot V_{Ed.Rd}$. Med bakgrunn i dette kan interaksjon mellom moment og skjærkraft neglisjeres for bjelkesteget.

$$\omega_{pl.y} := 2 \cdot 162 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

NS-EN 1993-1-8
6.2.6.7 (1)

$$M_{c.Rd} := \omega_{pl.y} \cdot \frac{f_{y.wb}}{\gamma_{M0}} = 136.08 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$F_{c.fb.Rd} := \frac{M_{c.Rd}}{(h_b - t_{fb})} = 842.601 \cdot \text{kN}$$

8. Bjelkesteget påkjent av strekk

NS-EN 1993-1-8
6.2.6.8

$$b_{eff.t.wb} := l_{eff.nc.ep.rad1} = 110 \text{ mm}$$

$$F_{t.wb.Rd} := \frac{b_{eff.t.wb} \cdot t_{wb} \cdot f_{y.wb}}{\gamma_{M0}} = 277.2 \cdot \text{kN}$$

10. Skruer påkjent av strekk

Bli det samme som å sjekke søyleflens og endeplate.

11. Skruer påkjent av skjær (Rad 3)

Rad 1 og 2:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 3.4 Antar at Rad 1 og 2 bare er utsatt for strekk, interaksjon mellom skjær og strekk kan derfor neglisjeres.

Rad 3:

Skrueradene er fasthetsklasse 8.8, dette gir:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 3.4

$$\alpha_V := 0.6$$

$$F_V := \frac{\alpha_V \cdot f_{ubo} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = 124.344 \cdot \text{kN}$$

Med to bolter utsatt for skjær gir dette:

$$F_{V.Rd} := 2 \cdot F_V = 248.688 \cdot \text{kN}$$

12. Skruer med hullkanttrykk (Rad 3)

Endeplate:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 3.4

$$k_{1.ep} := \min\left(1.4 \cdot \frac{p_1}{d_0} - 1.7, 2.5\right) = 2.5$$

$$\alpha_{b.ep} := \min\left(\frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}, \frac{f_{ubo}}{f_{u.ep}}, 1.0\right) = 1$$

$$F_{b.ep} := \frac{k_{1.ep} \cdot \alpha_{b.ep} \cdot f_{u.ep} \cdot d \cdot t_{ep}}{\gamma_{M2}} = 271.68 \cdot \text{kN}$$

Med to skruer blir da kapasiteten:

$$F_{b.ep.Rd} := 2 \cdot F_{b.ep} = 543.36 \cdot \text{kN}$$

Søyleflens:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 3.4

$$k_{1.fc} := \min\left(1.4 \cdot \frac{p_1}{d_0} - 1.7, 2.5\right) = 2.5$$

$$\alpha_{b.fc} := \min\left(\frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}, \frac{f_{ubo}}{f_{uc}}, 1.0\right) = 1$$

$$F_{b.fc} := \frac{k_{1.fc} \cdot \alpha_{b.fc} \cdot f_{u.ep} \cdot d \cdot t_{fc}}{\gamma_{M2}} = 362.24 \cdot \text{kN}$$

$$F_{b.fc.Rd} := 2 \cdot F_{b.fc} = 724.48 \cdot \text{kN}$$

Dimensjonerende kapasitet blir dermed:

$$F_{b.Rd} := \min(F_{b.fc.Rd}, F_{b.ep.Rd}) = 543.36 \cdot \text{kN}$$

Hullkanttrykk mot endeplate er mest kritisk.

19. Sveis

Kapasitet av sveis ved strekkflens mot endeplate:

NS-EN 1993-1-8
4.5.1 (1)

$$L_{\text{eff}.f} := 2 \cdot b_b + 2 \cdot t_{fb} - t_{wb} - 2 \cdot r_b = 343 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
4.5.3.2 (2)

$$A_{w.f} := L_{\text{eff}.f} \cdot a_f = 1.715 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

$$\sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_n)^2} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} \quad \tau_n = \sigma$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 4.1

$$\beta_w := 0.9$$

$$\sigma := \frac{f_u}{\sqrt{2} \beta_w \cdot \gamma_{M2}} = 426.621 \cdot \text{MPa}$$

Strekkapasitet:

$$F_{f.fb.Rd} := f_u \cdot \frac{A_{w.f}}{\sqrt{2} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}} = 731.655 \cdot \text{kN}$$

Kapasitet av sveis ved steg mot endeplate (skjærkapasitet)

$$L_{\text{eff.w}} := 2 \cdot h_b - 4 \cdot t_{fb} - 4 \cdot r_b = 244 \text{ mm}$$

$$A_{w.w} := L_{\text{eff.w}} \cdot a_f = 1.22 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

NS-EN 1993-1-8
4.5.3.2 (6)

$$\sqrt{3 \cdot (\tau_{II})^2} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$$

$$\tau_{II} := \frac{f_u}{\sqrt{3} \gamma_{M2} \cdot \beta_w} = 348.335 \cdot \text{MPa}$$

Skjærkapasitet:

$$F_{w.fb.Rd} := \tau_{II} \cdot A_{w.w} = 424.968 \cdot \text{kN}$$

Dimensjonerende momentkapasitet for knutepunktet

Dimensjonerende momentkapasitet for en skrud
bjelkesøyleforbindelse er gitt av;

NS-EN 1993-1-8
6.2.7.2 (1)

$$M_{j.Rd} = \sum_r (h_{r,m} \cdot F_{tr.Rd})$$

hvor:

$F_{tr.Rd}$ er effektiv dimensjonerende strekkapasitet for skruer ad r.

h_r er avstanden fra trykksenter til skruer ad r.

Trykksenter antas å ligge i trykkflensens middeflate slik at:

$$h_{1m} := h_b - 0.5 \cdot t_{fb} + e_3 = 196.25 \text{ mm}$$

$$h_{2m} := h_b - 0.5 \cdot t_{fb} - e_4 = 126.25 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
6.2.7.2 (6)

Dimensjonerende strekkapasitet for bolteradene settes lik den minste dimensjonerende strekkapasiteten etter kontroll av:

- Søylesteg med strekk

$$F_{t.wc.Rd} = 463.023 \cdot \text{kN}$$

- Søyleflens med bøyning

$$F_{t.c} = 360.901 \cdot \text{kN}$$

- Endeplate med bøyning

Rad 1:

Skruebrudd sammenfallende med flyt i endeplate er mest kritisk

$$F_{ep.rad1} = 193.716 \cdot \text{kN}$$

Rad 2:

Skruebrudd sammenfallende med flyt i endeplate er mest kritisk

$$F_{ep.rad2} = 308.04 \cdot \text{kN}$$

- Bjelkesteg med strekk

$$F_{t.wb.Rd} = 277.2 \cdot \text{kN}$$

Fra beregning av kapasitet til knutepunktet blir dermed dimensjonerende strekkapasitet for Rad 1:

$$F_{t1.Rd} := F_{ep.rad1} = 193.716 \cdot \text{kN}$$

og Rad 2:

$$F_{t2.Rd} := F_{ep.rad2} = 308.04 \cdot \text{kN}$$

NS-EN 1993-1-8
6.2.7.2 (7) Strekkapasitet bør om nødvendig reduseres ytterligere slik at summen av $F_{tr.Rd}$ oppfyller betingelsene 1 og 2.

Betingelse 1

$$\sum F_{t.Rd} \leq \frac{V_{\omega p.Rd}}{\beta}$$

hvor:

$$V_{\omega p.Rd} := 608.448 \text{ kN}$$

$$\beta := 0$$

$$\sum F_{t.Rd} = F_{t1.Rd} + F_{t2.Rd}$$

og

$$F_{t1.Rd} + F_{t2.Rd} = 501.756 \cdot \text{kN}$$

Dette gir at:

$$\text{Betingelse1} := \text{"OK"}$$

Betingelse 2

Summen av $F_{t.Rd}$ skal være mindre enn dimensjonerende kapasitet av trykkpåkjent søylesteg, $F_{c.wc.Rd}$, og trykkpåkjent bjelkeflens og steg $F_{c.fb.Rd}$

Trykkpåkjent søylesteg, $F_{c.wc.Rd}$, er ikke aktuelt for knutepunktet pga avstiver.

$$F_{c.fb.Rd} = 842.601 \cdot \text{kN}$$

Dette gir at:

$$\text{Betingelse2} := \text{"OK"}$$

NS-EN 1993-1-8
6.2.7.2 (9)

Dersom dimensjonerende effektiv strekkapasitet $F_{t,x,Rd}$ for største skruerad x , er større enn $1.9 \cdot F_{t,Rd}$ må dimensjonerende strekkapasitet reduseres.

Dette er ikke tilfellet for de to skrueradene siden $\beta=0$.

Dimensjonerende momentkapasitet blir dermed;

$$M_{j,Rd} := h_{1m} \cdot F_{t1,Rd} + h_{2m} \cdot F_{t2,Rd} = 76.907 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Beregning av rotasjonsstivhet

For å beregne rotasjonsstivheten er det nødvendig og beregne stivheten til de ulike basiskomponentene som bidrar med stivhet.

Parametere

$$z := 161.25 \text{mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 5.4

$$\beta = 0$$

β , er overføringsparameter for skjær

1. Stegpanel i søyle påkjent av skjær:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.11

$$k_1 = 0.38 \cdot \frac{A_{vc}}{\beta \cdot z}$$

Siden β går mot 0 gir dette:

$$k_1 := \infty$$

2. Søylesteg påkjent av trykk:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.11

Søylesteget er avstivet, slik at:

$$k_2 := \infty$$

3. Søylesteg påkjent av strekk:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.11

$$k_3 = \frac{0.7 \cdot b_{\text{eff.t.wc}} \cdot t_{\text{wc}}}{d_c}$$

$$b_{\text{eff.t.wc.2}} := l_{\text{eff.nc.gr}} = 134.2 \text{ mm}$$

$$d_{c2} := h_c - 2 \cdot r_c - 2 \cdot t_{fc} = 152 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
6.2.6.1 (1)

$$\text{Krav}_3: \frac{d_{c2}}{t_{wc}} \leq 69 \cdot \varepsilon_2 \quad \text{hvor} \quad \varepsilon_2 := \sqrt{\frac{235}{355}} = 0.814$$

$$\text{Krav}_3 := \begin{cases} \text{"OK"} & \text{if } \frac{d_{c2}}{t_{wc}} \leq 69 \cdot \varepsilon_1 \\ \text{"Ikke OK"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Krav}_3 = \text{"OK"}$$

$$k_3 := \frac{0.7 \cdot b_{\text{eff.t.wc.2}} \cdot t_{wc}}{d_c} = 5.871 \text{ mm}$$

Rad 1 = Rad 2 og dermed blir:

$$k_{3.1} := k_3 \quad \text{og} \quad k_{3.2} := k_3$$

4. Søyleflens påkjent av bøyning:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.11

$$k_4 = \frac{0.9 \cdot l_{\text{eff.4}} \cdot t_{fc}^3}{m_c^3}$$

$l_{\text{eff.4}}$ er den minste av de effektive lengdene for skrueraden.

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.4

Den minste effektive lengden er lik for både Rad 1 og Rad 2, l_{eff} blir dermed:

$$l_{\text{eff.4}} := l_{\text{eff.nc.gr}} = 134.2 \text{ mm}$$

$$k_4 := \frac{0.9 \cdot l_{\text{eff.4}} \cdot t_{fc}^3}{m_c^3} = 16.85 \text{ mm}$$

$$k_{4.1} := k_4 \quad \text{og} \quad k_{4.2} := k_4$$

5. Endeplate påkjent av bøyning (for en rad under strekk)

Rad 1:

$$l_{\text{eff.5.rad1}} := \min(l_{\text{eff.nc.ep.rad1}}, l_{\text{eff.cp.ep.rad1}}) = 110 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.11

$$k_{5.1} := \frac{0.9 \cdot l_{\text{eff.5.rad1}} \cdot t_{ep}^3}{m_{x1}^3} = 4.223 \text{ mm}$$

Rad 2:

$$l_{\text{eff.5.rad2}} := \min(l_{\text{eff.cp.ep.rad2}}, l_{\text{eff.nc.ep.rad2}}) = 259.767 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.11

$$k_{5.2} := \frac{0.9 \cdot l_{\text{eff.5.rad2}} \cdot t_{ep}^3}{m_{x2}^3} = 5.717 \text{ mm}$$

10. Skruer påkjent av strekk (en enkelt skruerad)

- Skruhodets høyde $h_{\text{skruer}} := 15 \text{ mm}$

- Mutterhodets høyde $h_{\text{mutter}} := 7 \text{ mm}$

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.11

$$k_{10} = \frac{1.6 \cdot A_s}{L_{bo}}$$

$$L_{bo} := t_{fc} + t_{ep} + \frac{h_{\text{skruer}} + h_{\text{mutter}}}{2} = 39 \text{ mm}$$

$$k_{10} := \frac{1.6 \cdot A_s}{L_{bo}} = 6.441 \text{ mm}$$

$$k_{10.1} := k_{10} \quad \text{og} \quad k_{10.2} := k_{10}$$

Ekvivalent fjærstivhet

NS-EN 1993-1-8
6.3.3.1 (4) I et knutepunkte med endeplateforbindelse bør k_{ekv} baseres på og erstatte stivhetskoeffisientene k_3, k_4, k_5, k_{10} .

$$\text{NS-EN 1993-1-8} \quad k_{eq} = \frac{\sum k_{eff.r} \cdot h_r}{z_{eq}}$$

6.3.3.1 (1)

$$\text{NS-EN 1993-1-8} \quad k_{eff.r} = \frac{1}{\sum \left(\frac{1}{k_{i,r}} \right)}$$

6.3.3.1(2)

$$k_{eff.1} := \frac{1}{\frac{1}{k_{3.1}} + \frac{1}{k_{4.1}} + \frac{1}{k_{5.1}} + \frac{1}{k_{10.1}}} = 1.608 \text{ mm}$$

$$k_{eff.2} := \frac{1}{\frac{1}{k_{3.2}} + \frac{1}{k_{4.2}} + \frac{1}{k_{5.2}} + \frac{1}{k_{10.2}}} = 1.786 \text{ mm}$$

$$\text{NS-EN 1993-1-8} \quad z_{eq} = \frac{\sum k_{eff.r} \cdot h_r^2}{\sum k_{eff.r} \cdot h_r}$$

6.3.3.1(2)

$$h_1 := \frac{3 \cdot 9.5 \text{ mm}}{2} + e_3 + p_2 + e_3 + e_2 = 195.25 \text{ mm}$$

$$h_2 := \frac{9.5 \text{ mm}}{2} + e_2 + p_2 = 125.75 \text{ mm}$$

$$z_{eq} := \frac{k_{eff.1} \cdot h_1^2 + k_{eff.2} \cdot h_2^2}{k_{eff.1} \cdot h_1 + k_{eff.2} \cdot h_2} = 166.27 \text{ mm}$$

$$k_{eq} := \frac{k_{eff.1} \cdot h_1 + k_{eff.2} \cdot h_2}{z_{eq}} = 3.24 \text{ mm}$$

NS-EN 1993-1-8
6.3.1 (4)

Forutsatt at ikke N_{ed} overskrider 5% av $N_{pl.Rd}$ kan initialrotasjonsstivheten bestemmes av:

$$S_{j.ini} = \frac{E \cdot z^2}{\mu \cdot \sum \left(\frac{1}{k_i} \right)}$$

For knutepunktet blir dette:

$$S_{j.ini} := \frac{E \cdot z_{eq}^2}{\left(\frac{1}{k_{eq}} \right)} = 1.881 \times 10^4 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Sammenhengen mellom initialrotasjonsstivhet $S_{j.ini}$ og rotasjonsstivhet, S_j , er:

$$S_j = \frac{S_{j.ini}}{\mu(M_{j.Ed})}$$

hvor:

NS-EN 1993-1-8
Tabell 6.8

ψ - for skrudd endeplate er $\psi := 2.7$

$\mu(M_{j.Ed})$ - er stivhetsforholdet bestemt av:

NS-EN 1993-1-8
6.3.1 (6)

$$\mu(M_{j.Ed}) := \begin{cases} 1.0 & \text{if } M_{j.Ed} \leq \frac{2}{3} M_{j.Rd} \\ \left(1.5 \cdot \frac{M_{j.Ed}}{M_{j.Rd}} \right)^\psi & \text{if } \frac{2}{3} M_{j.Rd} < M_{j.Ed} \leq M_{j.Rd} \end{cases}$$

Moment - rotasjon - relasjon

Ved belastning av knutepunktet varierer $M_{j.Ed}$ varierer fra $M_{j.Ed} = 0$ til og med $M_{j.Ed} = M_{j.Rd}$.

Rotasjonsstivheten er:

$$S_j(M_{j.Ed}) := \frac{S_{j.ini}}{\mu(M_{j.Ed})}$$

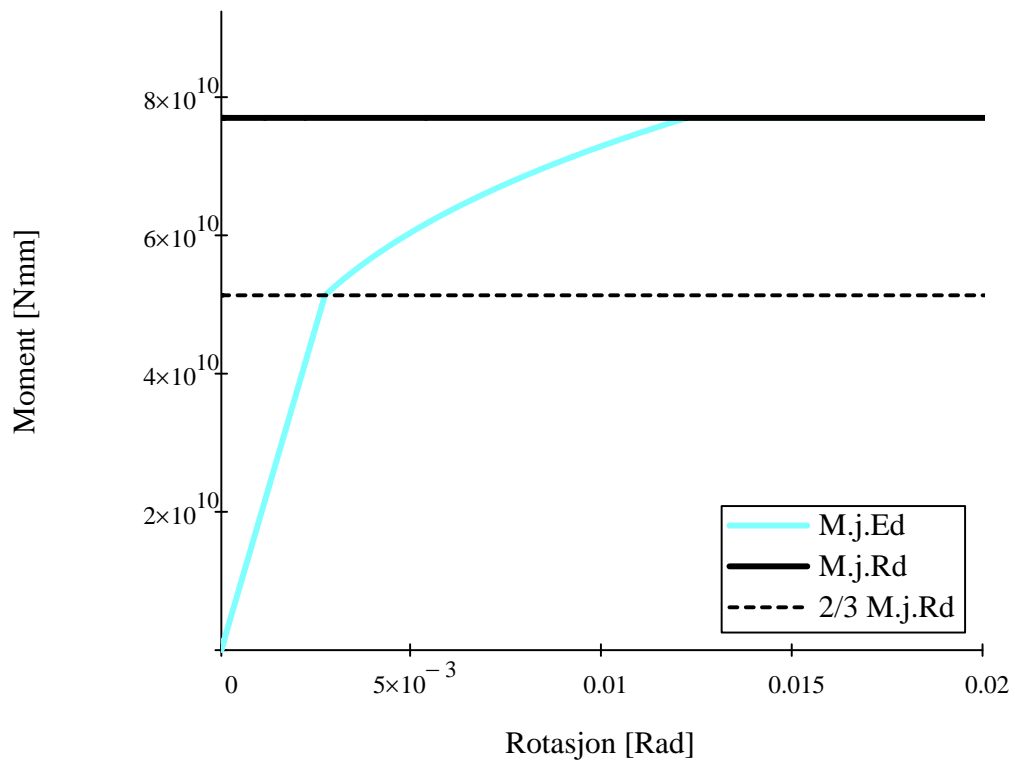
Sammenhengen mellom rotasjon (ϕ_j) og rotasjonsstivhet (S_j):

$$\phi_j(M_{j.Ed}) = \frac{M_{j.Ed}}{S_j(M_{j.Ed})}$$

Med betingelsene for $M_{j.Ed}$ etter NS-EN 1993-1-8 6.3.1 (6), kan rotasjonsvinkelen beskrives av:

$$\phi_j(M_{j.Ed}) := \begin{cases} \frac{M_{j.Ed}}{S_j(M_{j.Ed})} & \text{if } M_{j.Ed} \leq M_{j.Rd} \\ 0.2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Moment-rotasjon-relasjonen for knutepunktet blir dermed:



Klassifisering av knutepunktet

1. Klassifisering etter stivhet

NS-EN 1993-1-8
5.2.2 (1) Et knutepunkt kan klassifiseres som stivt, leddet eller delvis stivt etter sin rotasjonsstivhet ved at initialrotasjonsstivheten $S_{j.ini}$ sammenlignes med klassifiseringsgrensene gitt i NS-EN 1993-1-8, 5.2.2.5.

$k_b := 8$ - gjelder rammer med avstivningssystemer

$L_b := 687\text{mm}$ - lengden av bjelken

NS-EN 1993-1-8
5.2.2.5

Klassifisering_1 :=	"Stivt" if $S_{j.ini} \geq \frac{k_b \cdot E \cdot I_b}{L_b}$
	"Leddets" if $S_{j.ini} \leq 0.5 \cdot E \cdot \frac{I_b}{L_b}$
	"Delvis stivt" otherwise

Klassifisering_1 = "Delvis stivt"

NS-EN 1993-1-8
5.2.3 **2. Klassifisering etter styrke**

$$\sigma_d := \frac{420}{1.05} \text{MPa}$$

Plastisk momentkapasitet til bjelke:

$$M_{b.Pl.Rd} := W_{p.b} \cdot \sigma_d = 129.6 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Plastisk momentkapasitet til søyle:

$$M_{c.Pl.Rd} := W_{p.c} \cdot \sigma_d = 331.2 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

NS-EN 1993-1-8
5.2.3.3 (2b)
5.2.3.2 (3)
5.2.3.4 (1) Knutepunktet er en forbindelse mellom to etasjer. Dermed kan knutepunktet klassifiseres som en full-styrke-forbindelse, leddet eller delvis styrke etter kriteriene:

$$\text{Klassifisering}_2 := \begin{cases} \text{"Full-styrke"} & \text{if } M_{j,Rd} \geq \min(M_{b,Pl,Rd}, 2 \cdot M_{c,Pl,Rd}) \\ \text{"Leddet"} & \text{if } 0.25(M_{j,Rd} \geq \min(M_{b,Pl,Rd}, 2 \cdot M_{c,Pl,Rd})) \\ \text{"Delvis styrke"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Klassifisering_2 = "Delvis styrke"

Rotasjonskapasitet

NS-EN 1993-1-8 6.4.1 (3) Påvisning av rotasjonskapasiteten for et knutepunkt kan utelates dersom;

$$M_{j,Rd} \geq 1.2M_{b,Pl,Rd}$$

Siden dette ikke gjelder for knutepunktet må rotasjonskapasiteten beregnes.

NS-EN 1993-1-8 6.4.2 (2) Knutepunktet forutsettes å ha nok rotasjonskapasitet dersom kriteriene a) og b) er oppfylt:

a) Dimensjonerende momentkapasitet er styrt av enten søyleflens ved bøyning eller bjelkens endeplate ved bøyning.

Fra utregning av $M_{j,Rd}$ er momentkapasiteten styrt av bjelkens endeplate ved bøyning. Kriteriet a) er derfor OK.

b) Tykkelsen, t , av søyeflens eller endeplate skal oppfylle betingelsen:

$$t \leq 0.36 \sqrt{\frac{f_{ub}}{f_y}}$$

Det maksimale tykkelseskravet for enten søyeflens eller endeplate blir da:

$$t := 0.36 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{f_{ub0}}{f_{y.fc}}} = 10.211 \text{ mm}$$

Hverken søyeflens eller endeplate oppfyller dette kravet.

Ut fra kriteriene er det derfor ikke mulig å si om knutepunktet har tilstrekkelig rotasjonskapasitet.