



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

MASTEROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering: Offshoreteknologi / Marin - og undervannsteknologi	Vårsemesteret, 2011 Åpen
Forfatter: Per Eivind Sandvik (signatur forfatter)
Fagansvarlig: Professor Kenneth Alasdair Macdonald	
Veileder(e): Leo Harben	
Tittel på masteroppgaven: Alternativ beregningsmetode for trunnion-tilkobling	
Engelsk tittel: Alternative calculation method for trunnion connection	
Studiepoeng: 30	
Emneord: Trunnion, pipesupport, forsterkningsplate, bøyemoment, trykk, laboratorietest, strekkklapper	Sidetall: 83 + vedlegg/annet: 30 Stavanger, 14.06.2011 dato/år

Forord

Forsterkningsplater har blitt brukt av Aker Solutions til å forsterke trunnion-tilkoblinger i en årrekke. Disse platene tas i bruk når beregninger antyder at det uforsterkede knutepunktet i seg selv ikke er i stand til å ta opp de kreftene som virker mellom trunnionen og hovedrøret.

Det finnes i dag to alternative forsterkningsmetoder i Aker Solutions' pipesupportstandard som kan benyttes. Den ene metoden er godkjent i henhold til ASME, mens den andre har sitt utspring fra verftene, og er per i dag ikke implementert i noe styrende regelverk eller designkode.

Under en intern diskusjon som oppsto allerede på slutten av 80-tallet, ble det etter noen enkle overslagsberegninger påpekt at den ASME-godkjente metoden, Metode A, ville være hele fem ganger sterkere enn den alternative metoden, Metode B. Derfor var det absolutt å anbefale at Metode A ble benyttet. Konklusjonen var at på grunn av designet til Metode B ville ikke selve forsterkningsplaten være sterk nok til å kunne motstå momentet fra trunnionen, slik at det ville oppstå en utbøyning i selve forsterkningsplaten og platen ville svikte. Hvis det allikevel var ønskelig å benytte Metode B, kunne denne bare brukes til 20 % av den beregnede kapasiteten til Metode A.

Problemet med Metode A er at den er svært komplisert å fabrikere, noe som gjør fabrikasjonen både tidkrevende og kostbar. I tillegg er det mye usikkerhet knyttet til hvorvidt den kompliserte sveisen faktisk blir gjennomført på en tilstrekkelig måte, da den på grunn av konstruksjonens utforming er veldig vanskelig å kontrollere. Disse ulempene knyttet til Metode A har ført til at Metode B allikevel har blitt benyttet, uten at det er gjort noen videre beregninger som tar høyde for den faktiske kapasitet til forsterkningsmetoden. Det har dog vært behov for prosjektenes spesifikke godkjenning for å ta Metode B i bruk.

De siste årene har diskusjonen om forsterkningsplatenes kapasitet dukket opp på ny, der noen hevder at forsterkningsplaten er langt sterkere enn tidligere anslått, mens andre er mer tilbakeholdende og mener at så lenge det ikke finnes noe beregningsunderlag som kan gi en god indikasjon på den faktiske kapasiteten til Metode B, så bør ikke metoden benyttes i det hele tatt.

Aker Solutions har derfor bestemt at det er nødvendig å gjennomføre en grundigere analyse av denne problemstillingen for å komme opp med en beregningsmetode som kan gi en god indikasjon på kapasiteten til forsterkningsplaten ved bruk av Metode B. Det er også åpent for forslag som kan være med på å forbedre kapasiteten til konstruksjonen.

Det ønskes å rette en stor takk til

Professor Kenneth Alasdair Macdonald, Intern veileder, Universitetet i Stavanger

Leo Harben, Ekstern veileder, Aker Solutions

Terje Lunde, Spesialistingeniør, Aker Solutions

Aker Egersund, For utmerket støtte ved fabrikasjon og gjennomføring av laboratorietesten

Sammendrag

I løpet av denne oppgaven er det blitt utledet en beregningsmetode som kan benyttes til å kalkulere forsterkningsplatenes kapasitet ved bruk av den alternative forsterkningsmetoden av trunnion-tilkoblinger, referert til som Metode B. Det har vært et gjennomgående fokus på å utlede formelverket fra grunnleggende mekanikk, slik at hvert ledd i beregningsmetodikken har sporbarhet i en allerede anerkjent teori, og kan kontrolleres deretter. Dette gjør det mulig å tilføre eventuelle tilpasninger og utbedringer av hvert enkelt ledd i utledningen, hvis det senere skulle vise seg å være et videre behov for dette.

Som en del av oppgaven har det også blitt gjennomført en fullskala laborietest, der det ble benyttet strekkklapper til å lese av tøyingsverdiene både i forsterkningsplaten og i hovedrøret. Dette ble gjort ved tilført bøyemoment på trunnionen, samt innvendig trykksetting av hovedrøret. Resultatene fra testen ble blant annet benyttet til å verifisere eller avkrefte forskjellige teorier knyttet til utviklingen av beregningsmetoden, samtidig som at testen også ga en god indikasjon på det faktiske forholdet mellom de teoretiske verdiene og de målte resultatene.

Det er gjort flere forenklinger og antagelser underveis i utviklingsprosessen av beregningsmetoden. Noen av disse valgene blir bekreftet ved hjelp av resultatene fra laborietesten, andre er av konservativ karakter. Det er også foreslått noen utbedringer og endringer av opprinnelig design, delvis for å gjøre beregningene gjennomførbare, men også for å bidra til å øke den totale kapasiteten til forsterkningsplaten. Valgene som er tatt er begrunnet underveis i utledningen.

Den presenterte teorien tar for seg flere ulike parametere som på hver sin måte, og i varierende grad påvirker forsterkningsplaten. Noen av disse parametrene utelukkes underveis, og det avsluttes med en endelig, oppsummert prosedyre som kan benyttes til å kalkulere spenningene som virker i forsterkningsplaten. I den endelige, oppsummerte prosedyren er det kun de dimensjonerende parametrene som tas med.

Det kan konkluderes med at den utviklede beregningsmetoden vil gi et tilfredsstillende, men allikevel noe omtrentlig resultat av forsterkningsplatenes kapasitet, forutsatt at det benyttes en intensiveringsfaktor som tar høyde for at formelverket er utviklet med utgangspunkt i at platen hviler på et uendelig stivt underlag. Uten denne intensiveringsfaktoren vil det forekomme et avvik mellom de teoretiske resultatene og de avleste verdiene, der avviket er større desto stivere forsterkningsplaten er, relativt til hovedrøret.

Resultatene fra laborietesten bekrefter at beregningsmetoden også kan benyttes uten denne intensiveringsfaktoren, siden de målte verdiene fra testen ligger en god del lavere enn det beregningsmetoden viser. Ulempen er at de teoretiske verdiene kan bli veldig konservative, spesielt der det benyttes trunnioner med små dimensjoner relativt til hovedrøret.

Laborietesten viser også at det ikke nødvendigvis trenger å være selve forsterkningsplaten som er det svakeste leddet i konstruksjonen. Spesielt der hvor det benyttes relativt små, stive forsterkningsplater er det en mulighet for at platen ikke avlaster hovedrøret i det hele tatt. Dermed er det slik at det i noen tilfeller faktisk kan være selve hovedrøret som utsettes for de største spenningene, ikke forsterkningsplaten.

For å unngå dette kan det være nødvendig å benytte en forsterkningsplate som er bredere, relativt sett, og dermed overfører kreftene til en større andel av hovedrøret. Dette er avhengig av dimensjonene som blir brukt. Hvor bred forsterkningsplaten kan være vil begrenses oppad av platens egenkapasitet, som kan beregnes ved hjelp av den utviklede beregningsmetoden for Metode B.

Trykkets påvirkning viser seg å være svært avgjørende for konstruksjonens kapasitet. Det innvendige trykket påvirker rørveggen til hovedrøret i langt større grad enn det påvirker forsterkningsplaten. Grunnen til det er at det innvendige trykket virker på en større veggtykkelse der hvor forsterkningsplaten er innsveiste til hovedrøret, noe som igjen reduserer trykkspenningene. Rørveggen på utsiden av forsterkningsplaten vil allikevel være utsatt for de største trykkspenningene som kan oppstå i røret, og det er viktig at denne regionen ikke utsettes for ytterligere bøyespenninger fra trunnionen.

Derfor må det unngås en forsterkningsplate som er så kort og stiv at den bare overfører trunnionens bøymoment direkte til hovedrøret, og heller benytte en bredere plate er i stand til å ta opp store deler av bøyekreftene og fordele de resterende kreftene til en bredere del av hovedrøret. En bred plate vil på den andre siden ha en lavere egenkapasitet enn en kort, noe som må tas med i betraktningen ved valg av forsterkningsplatens design.

Utbøyning av forsterkningsplaten var ett av de potensielle problemene som ble forsøkt i forkant av oppgaven. Defleksjonsberegningene som er gjennomført i oppgaven viser at dette normalt sett ikke vil være et problem, men dette avhenger i all hovedsak av forsterkningsplatens bredde, relativt til tykkelsen.

Som en del av oppgaven er det også gjort noen utbedringer av forsterkningsplatens design. Disse endringene har vært en medvirkende faktor til at kapasiteten til den optimaliserte platen vil være høyere enn ved opprinnelig design, også med hensyn til den uønskede utbøyningen og hengslingen av platen.

Videre analyser av resultatene viser også at når Kelloggs formelverk blir benyttet til å beregne kapasiteten til *uforsterkede* trunnioner, vil verdiene være svært konservative sammenlignet med beregninger gjennomført med det alternative formelverket for hovedrørets kapasitet, utledet fra Eurokode 3. Resultatene fra laboratorietesten peker også i retning av at det utledede formelverket basert på Eurokode 3 vil gi veldig presise verdier. Det anbefales derfor at det foretas en videre vurdering av hvorvidt dette alternative formelverket bør benyttes ved dimensjonering av *uforsterkede* trunnioner, fremfor det konservative formelverket til Kellogg som er i bruk i dag.

Innholdsfortegnelse

Forord	iii
Sammendrag	v
Innholdsfortegnelse.....	vii
Figurer.....	ix
Innledning	1
1 Trunnioner	2
1.1 Metode A.....	3
1.2 Metode B.....	5
2 Trunnionens kapasitet	7
2.1.1 Aksielt.....	7
2.1.2 Bøying.....	8
3 Trykkbelastning	9
3.1.1 Trykkspenninger	11
3.1.2 Trykkets innvirkning på de totale spenningene	12
4 Metode A - Kelloggs formelverk.....	13
4.1 Bøyespenninger	15
4.1.1 Langsgående bøying.....	15
4.1.2 Tversgående bøying	16
4.1.3 Aksiell belastning	16
4.2 Trykkspenninger.....	17
4.3 Totale spenninger	17
5 Metode B - Ny beregningsmetode	18
5.1 Kilsveiser.....	18
5.2 Flatt sveisetverrsnitt.....	19
5.3 Optimalisering av kilsveisene.....	20
5.4 Ventilasjonshull.....	22
5.5 Forsterkningsplaten	23
5.5.1 Aksiell belastning	24
5.5.2 Bøying.....	25
5.5.3 Kombinert aksiell belastning og bøying.....	32
5.6 Kraftfordeling i forsterkningsplaten	32
5.6.1 Bøyemoment	33
5.6.2 Reaksjonskrefter	36
5.6.3 Skjærkrefter.....	38
5.7 Trunnionens plassering	40

5.7.1	Asymmetrisk plassering av trunnionen på platen.....	41
5.8	Defleksjon.....	42
5.8.1	Defleksjon i forsterkningsplaten.....	42
5.8.2	Defleksjon i selve trunnionen.....	45
5.8.3	Total defleksjon.....	45
5.9	Trunnionens lengde.....	46
5.10	Trykkspenninger.....	46
5.11	Totale spenninger.....	46
6	Laboratorietest av Metode B.....	47
6.1	Fabrikkering og forberedende arbeid.....	48
6.1.1	Oppsett.....	48
6.1.2	Utstyr.....	53
6.1.3	Streklappenes plassering.....	55
6.2	Målinger.....	58
6.2.1	Spenninger.....	59
6.3	Testresultater.....	60
6.3.1	Målte verdier.....	60
7	Oppsummert beregningsmetode for forsterkningsplatens kapasitet ved bruk av Metode B.....	64
8	Hovedrørets kapasitet.....	68
9	Tillatte spenninger.....	72
10	Sammenligning av kapasitet.....	73
10.1	Resultater for Metode A.....	73
10.1.1	Uten forsterkningsplate.....	73
10.1.2	Med forsterkningsplate.....	74
10.2	Resultater for Metode B.....	75
10.3	Resultater av hovedrørets kapasitet.....	76
10.4	Resultater fra labtesten.....	77
10.4.1	Målte testresultater for Metode B.....	77
10.4.2	Målte testresultater av hovedrørets kapasitet.....	77
11	Resultater og diskusjon.....	78
11.1	Forsterkningsplaten og hovedrøret.....	78
11.2	Trykkets påvirkning.....	80
11.3	Forhold mellom langsgående og tversgående bøyning.....	81
11.4	Defleksjon.....	81
11.5	Uforsterket trunnion.....	81
12	Konklusjon.....	82
13	Referanser.....	83

Vedlegg A – Beregninger av trunnionens kapasitet	84
Vedlegg B – Beregninger av forsterkningsplaten for Metode A	86
Vedlegg C – Beregninger av forsterkningsplaten for Metode B	92
Vedlegg D – Beregninger av hovedrørets kapasitet.....	101
Vedlegg E - Testresultater	104
Vedlegg F - Spesifikasjoner og sertifikater	110

Figurer

Figur 1-1 Forsterkningsplater	2
Figur 1-2 Forsterkningsmetode A	3
Figur 1-3 Sveis, Metode A.....	3
Figur 1-4 Forsterkningsplater i ASME.....	4
Figur 1-5 Forsterkningsmetode B.....	5
Figur 1-6 Sveiser, Metode B	5
Figur 3-1 Snitt av rørvegg	10
Figur 3-2 Hovedspenninger	11
Figur 4-1 Antatt spenningsfordeling	14
Figur 5-1 Sveisetverrsnitt	19
Figur 5-2 Forsterkningsplaten ved bruk av kilsveis	21
Figur 5-3 Forsterkningsplaten ved bruk av optimalisert sveis	21
Figur 5-4 Spenningsforløp i kilsveiser.....	22
Figur 5-5 Ventilasjonshull	22
Figur 5-6 Aksiell belastning av trunnionen	24
Figur 5-7 Forsterkningsplaten ved aksiell last, Metode B.....	24
Figur 5-8 Tverrsnitt ved aksiell belastning.....	25
Figur 5-9 Kraftpåkjenning ved bøyning	25
Figur 5-10 Moment i trunnion	26
Figur 5-11 Kraftpar i trunnion.....	26
Figur 5-12 Tverrsnitt ved bøyning.....	27
Figur 5-13 Forsterkningsplate ved bøyning, Metode B	27
Figur 5-14 Påvirket område ved bøyning	28

Figur 5-15 Kraftpar ved bøyning	28
Figur 5-16 Annet arealmoment og massesentrum for en seksjon av en sirkel.....	29
Figur 5-17 Tverrsnitt ved bøyning.....	30
Figur 5-18 Andel av platen i inngrep ved bøying	31
Figur 5-19 Fast innspent bjelke.....	32
Figur 5-20 Bøyemoment i forsterkningsplaten.....	33
Figur 5-21 Reaksjonskrefter.....	36
Figur 5-22 Skjærkrefter	38
Figur 5-23 Asymmetrisk plassering av last	41
Figur 5-24 Tverrsnitt ved bøyning.....	43
Figur 5-25 Defleksjon	43
Figur 5-26 Total defleksjon.....	43
Figur 5-27 Totalt utslag på trunnionen	44
Figur 6-1 Testmodellen	48
Figur 6-2 Sveisesko fastsveist til bordplaten	49
Figur 6-3 Sveisesko hvilende på bordplaten.....	49
Figur 6-4 Opplagringsramme.....	50
Figur 6-5 Løfteøre på bordplaten.....	51
Figur 6-6 Løfteører på trunnions baseplate.....	51
Figur 6-7 Testrig for tversgående krefter.....	52
Figur 6-8 Testrig for langsgående bøyekrefter	52
Figur 6-9 Målestasjon.....	53
Figur 6-10 Veiecelle	53
Figur 6-11 Måleapparat for veiecelle.....	54
Figur 6-12 Trykktestingspumpe	54
Figur 6-13 Manometer	54
Figur 6-14 Pussing av overflate.....	55
Figur 6-15 Ferdigpusset overflate.....	55
Figur 6-16 Strekkklappenes plassering	56
Figur 6-17 Monterte strekkklapper	56

Figur 6-18 Nærbilde av streklapp C og D	57
Figur 6-19 Dummy	57
Figur 6-20 Rektangulær rosett.....	58
Figur 6-21 Bøying av trunnion	60
Figur 6-22 Største hovedspenninger ved 500 kg, strekksiden	61
Figur 6-23 Største hovedspenninger ved 1000 kg, strekksiden	61
Figur 6-24 Største hovedspenninger ved 500 kg, kompresjonssiden.....	62
Figur 6-25 Største hovedspenninger ved 1000 kg, kompresjonssiden.....	62
Figur 6-26 Største hovedspenninger ved 500 kg, kompresjonssiden.....	63
Figur 8-1 Hovedrørets momentkapasitet ved langsgående bøying	69
Figur 8-2 Hovedrørets momentkapasitet ved tversgående bøying	69
Figur 8-3 Hovedrørets kapasitet ved aksiell kraft på trunnionen	70

Innledning

Som et forslag til løsning på den langvarige uenigheten om den faktiske kapasiteten til forsterkningsplaten, er hovedhensikten med oppgaven å komme opp med et forslag til en forenklet beregningsmetode for Metode B som vil kunne gi en god indikasjon på hvor store spenninger forsterkningsplaten utsettes for ved ulike dimensjoner, belastninger og trykk.

Den utarbeidede beregningsmetodikken for Metode B gjør noen forenklinger og antagelser underveis slik at problemet kan brytes ned til og analyseres del for del. Det tas sikte på at beregningsmetodikken og valgene som tas underveis skal være oversiktelige, lett å forstå og enkel å følge. Dette er for å muliggjøre eventuelle utbedringer og optimaliseringer av hvert enkelt ledd i prosessen, uten at det er nødvendig å bryte ned hele analysen på ny.

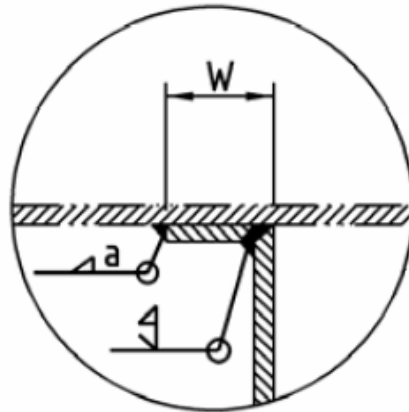
Som en del av oppgaven blir det også gjennomført en fullskala laborietest der en 4" trunnion forsterket med Metode B utsettes for et bøyemoment på langs og på tvers av et 8" hovedrør. Testen blir gjennomført både med og uten innvendig trykk i hovedrøret, slik at trykkets påvirkning av spenningene i platen og hovedrøret kan dokumenteres, og dermed implementeres i beregningsmetoden.

Flere teoretiske forutsetninger og grunnprinsipper knyttet til problemstillingen vil bli gjennomgått og drøftet. Det vil være disse teoriene som danner grunnlaget for det som til slutt vil bli en foreslått forenklet beregningsmetode for forsterkningsplaten til Metode B. Det vil også bli foreslått noen utbedringer av forsterkningsplaten utforming og design, som vil være med på å øke platen kapasitet.

Når stressavdelingen i Aker Solutions analyserer rørtegninger med hensyn til hvor stor belastning som vil virke på pipesupporten, vil de endelige kreftene som påvirker pipesupporten oppgis i tre retninger. Disse kreftene er F_L som virker langs med røret, F_C , som virker på tvers av røret og F_A som virker normalt på planet mellom F_L og F_C .

Det er dermed disse tre lastene som er utgangspunktet for alle videre beregninger av trunnionens kapasitet, og den nye beregningsmetodikken for Metode B vil derfor måtte ta utgangspunkt i nettopp disse lastene.

1.1 Metode A

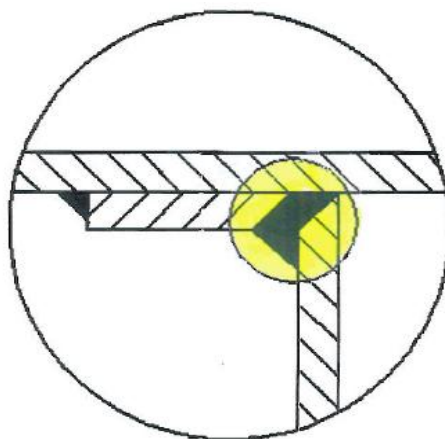


Figur 1-2 Forsterkningsmetode A [1]

Metode A er en forsterkningsmetode som er godt dokumentert av the M. W. Kellogg Company [5, 6]. Bruken av denne forsterkningsmetoden er også implementert i ASME B31.3 [2] og NORSOK L-002 [10], og er den rådende metoden for forsterkning av trunnion-supporter i Aker i dag. Metode A anses som den klart sterkeste av de to forsterkningsalternativene, uten at dette tidligere er dokumentert, men den er også med klar margin den mest kostbare, kompliserte og tidkrevende av de to. Derfor foretrekker verkstedene å unngå denne metoden, hvis det lar seg gjøre. Noe av det som gjør metoden så vanskelig å fabrikere er behovet for en nøyaktig tilpasning av forsterkningsplaten, samt den kompliserte sveisingen.

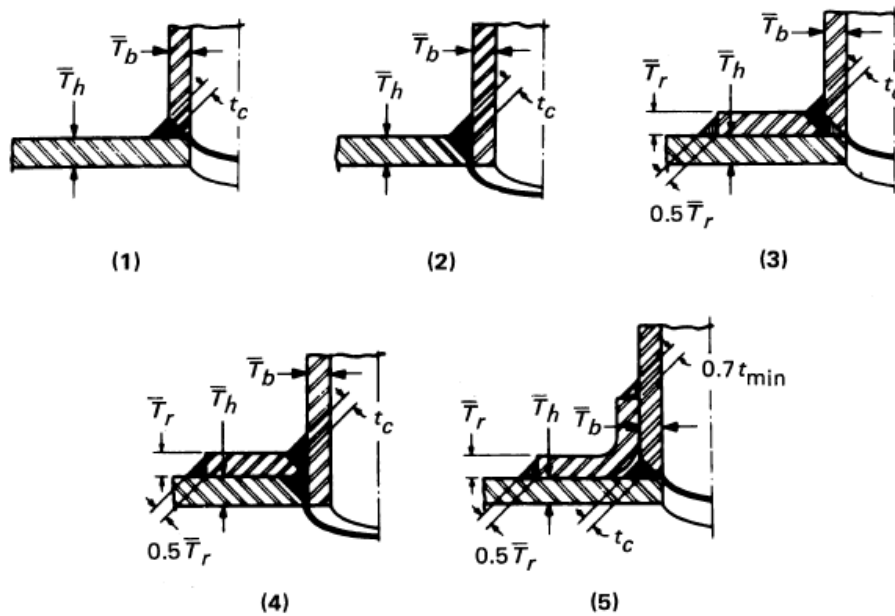
Som et resultat av den kompliserte fabrikkasjonsprosessen knyttet til Metode A, er det ifølge verkstedet som utføres fabrikasjonen av disse for Aker forbundet en større risiko for feilfabrikasjon enn ved den alternative Metode B. I tillegg er det vanskelig å kontrollere kvaliteten til den utførte sveisen, og dermed kunne garantere for at konstruksjonen er utført på riktig måte.

Trunnionen sveises først fast til røret med en full gjennombrenning, deretter må forsterkningsplaten innvendig diameter tilpasses trunnionens ytre mål, slik at forsterkningsplaten kan tres utenpå trunnionen og ned på røret, før den så sveises fast til både trunnionen og røret via en fuge langs den innvendige diameteren til platen. Til slutt kilsveises ytre diameter av platen fast til hovedrøret.



Figur 1-3 Sveis, Metode A

Kelloggsmetoden, Metode A, er en konservativ metode og anses som en sikker metode. Som anvist på figur 1-3 over er det kun sveisen direkte knyttet til trunnionen som tas med i beregningene av knutepunktets kapasitet. Kilsveisen som fester ytterkanten av forsterkningsplaten til selve hovedrøret er ikke direkte inkludert i beregningene, selv om den også vil kunne tilføre koblingen en viss ekstra styrke.

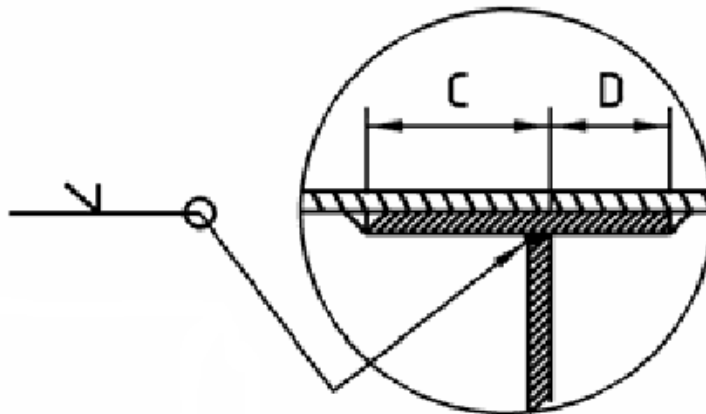


Figur 1-4 Forsterkningsplater i ASME [2]

Metode A er implementert i ASME B31.3 [2], gitt av nummer 3 på figur 1-4 over, men slik den står beskrevet i ASME er den i utgangspunktet designet for tilkoblinger av rørgrener og utløp, der rørgreneren vil være trykksatt i likhet med hovedrøret. Det betyr også at rørveggen til hovedrøret ikke er inntakt, og konstruksjonen oppnår dermed ikke den potensielle ekstra styrken fra et helt inntakt hovedrør.

Metode B er til sammenligning avhengig av å ha hele hovedrørets integritet inntakt.

1.2 Metode B

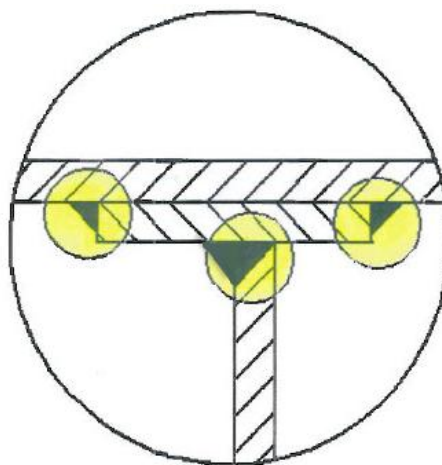


Figur 1-5 Forsterkningsmetode B [1]

Metode B er den alternative forsterkningsmetoden som beskrives som betydelig enklere og rimeligere å fabrikere. Metoden har blitt brukt i en årrekke, men har aldri blitt dokumentert på tilstrekkelig vis, og trenger derfor prosjektets spesifikke godkjenning for å kunne brukes.

Fabrikasjonen av den alternative forsterkningsmetoden er betydelig mindre komplisert og anses som mye enklere å gjennomføre enn Metode A. Det er også lettere å kontrollere at resultatet blir som forventet, og risikoen for feilproduksjon er dermed også lavere.

Metode B konstrueres ved at forsterkningsplaten først sveises fast til hovedrøret med en innvendig og en utvendig sveis, før trunnionen så sveises fast omtrent midt på platen, avhengig av designet.



Figur 1-6 Sveiser, Metode B

For Metode B er det opprinnelig snakk om tre sveiser, derav en med full gjennombrenning mellom trunnionen og forsterkningsplaten og to kilsveiser som knytter platen til hovedrøret.

Et av de forespeilte problemene som er med på å skape den pågående debatten rundt forsterkningsmetodens, er at en forsterkningsplate med en slik utforming ikke vil være sterk nok til å tåle påkjenningene fra trunnionen. Det har blitt antatt at det selv ved bruk av forholdsvis tykke forsterkningsplater vil kunne forekomme en relativt stor nedbøyning av platen, mellom sveisene, slik at den vil fungere som en slags hengsle og ikke være i stand til å ta opp kreftene.

Derfor er det nødvendig å komme opp med en teori som kan gi en god indikasjon på hvorvidt dette faktisk er tilfelle og hvor mye forsterkningsplaten faktisk tåler, samt foreslå utbedringer av konstruksjonen som vil kunne forhindre slike svakheter.

2 Trunnionens kapasitet

Kapasiteten til rørveggen og forsterkningsplaten er av liten betydning for den totale kapasiteten hvis trunnionen i seg selv svikter først. Derfor er det også nødvendig å kontrollere hvor stor belastning selve trunnionen er i stand til å tåle før det oppnås tillatt spenning i materialet.

Trunnionen belastes enten av en kraft som skaper et bøyemoment i trunnionen, en ren aksial kraft eller en kombinasjon av disse.

2.1.1 Aksielt

Spenningsene ved ren aksial belastning kan kalkuleres med den generelle formelen [17]

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ (Formel 2-1)}$$

Arealet som brukes er tverrsnittsarealet til trunnionens rørvegg

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ (Formel 2-2)}$$

Den største kraften trunnionen kan utsettes for ved aksial belastning blir dermed produktet av det kalkulerte tverrsnittsarealet og tillatt spenning i røret.

$$F = A \cdot \sigma_{till} \text{ (Formel 2-3)}$$

Hvor,

σ_{till} = Tillatt spenning i materialet [N/mm²]

F = Tilført kraft [N]

A = Tverrsnittsareal [mm²]

D = Utvendig diameter [mm]

d = Innvendig diameter [mm]

W = Motstandsmoment [mm³]

M = Bøyemoment [Nmm]

Lt = Trunnionens lengde [mm]

2.1.2 Bøying

Når trunnionen utsettes for bøying, vil dette skape et bøymoment i trunnionen. Spenningene som opptrer kan beregnes ved å dele momentet, M , på motstandsmomentet, W [17].

$$\sigma_{till} = \frac{M}{W} \text{ (Formel 2-4)}$$

For å finne største tillatt bøymoment i trunnionen må formelen omstruktureres.

$$M = \sigma_{till} \cdot W \text{ (Formel 2-5)}$$

Setter inn verdiene F , for tilført kraft og L_t , for trunnionens lengde.

$$M = F \cdot L_t \text{ (Formel 2-6)}$$

Maksimal kraft som kan tilføres trunnionen er gitt av formelen

$$F = \frac{\sigma_{till} \cdot W}{L_t} \text{ (Formel 2-7)}$$

Hvor motstandsmomentet W beregnes med

$$W = \frac{\pi}{32 \cdot D} \cdot (D^4 - d^4) \text{ (Formel 2-8)}$$

Dette gir en maksimal tillatt belastning F lik

$$F = \sigma_{till} \cdot \frac{\pi}{32 \cdot D \cdot L_t} \cdot (D^4 - d^4) \text{ (Formel 2-9)}$$

For å finne spenningene i trunnionen ved en gitt bøyende belastning utledes formelen til

$$\sigma = \frac{32 \cdot F \cdot D \cdot L_t}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \text{ (Formel 2-10)}$$

Formelen for spenning er noe konservativ, siden den benyttede lengden på trunnionen tar utgangspunkt i at trunnionens veggtykkelse er den samme hele lengden. Som illustrert av de to figurene 1-3 og 1-6, som ble gitt av ekstern veileder som en del av oppgavens beskrivelse, vil veggtykkelsen øke gradvis i nær avstand til forsterkningsplaten som en følge av sveisens oppbygning. Den delen av røret som er berørt av dette er allikevel så liten at formelen vil gi et svar som er veldig nær virkeligheten, men noe konservativ. Det er også slik at sveisen med full gjennombrenning vil være sterkere enn røret i seg selv på grunn av at kapasiteten til sveiseavsettet er høyere enn for stålet i røret [4], og den nevnte veggtykkelsesøkningen.

Ved bøying av trunnionen, kan kraften F enten virke på langs med røret, F_L , eller på tvers av røret, F_C . Den kan også baseres på resultanten av de to kreftene, F_R .

F_R kan beregnes med følgende formel

$$F_R = \sqrt{F_L^2 + F_C^2} \text{ (Formel 2-11)}$$

Forutsatt lik lengde på trunnionen vil formelen virke noe mer konservativt på Metode A enn på Metode B, siden Metode A har en lengre del av trunnionens lengde forsterket. Forskjellen er uansett av ubetydelig størrelse i den store sammenhengen, så dette vil bare være av teoretisk interesse.

3 Trykkbelastning

Hovedrøret som skal støttes opp av trunnionen er i de aller fleste tilfeller innvendig trykksatt ved normal operasjon, og rørveggen er dermed allerede utsatt for de spenningene som det indre trykket tilfører. Veggtykkelsen til hovedrøret er i utgangspunktet dimensjonert etter hvor høyt trykk som skal gå i rørlinjen, men overdimensjoneres ofte. Det er denne overdimensjoneringen som tillater at røret utsettes for ytterligere bøyepeninger fra trunnionen.

Formlene som benyttes til å beregne nødvendig veggtykkelse er i følge ASME B31.3 [2], § 304.1.2. For rør der veggtykkelsen er mindre enn $D/6$, noe som er gjeldende i de aller fleste tilfeller bortsett fra for særdeles tykkveggede rør, vil følgende formel være gjeldende for å beregne minste tillatte veggtykkelse for rette rør

$$t = \frac{PD}{2(SEW+PY)} \quad (\text{Formel 3-1})$$

Hvor,

P = Innvendig designtrykk [Mpa]

D = Ytre diameter, hovedrør [mm]

S = Sh, som er tillatt spenning, hot [Mpa]

E = Kvalitetsfaktor som tar hensyn til sømsveisen på røret. Settes til 1 for sømløse rør.

W = Sveisefaktor. Settes her lik 1.

Y = Kompensasjonsfaktor for temperatur og materialtype, gis av tabell i ASME B31.3 [2].

Ved å se litt nærmere på denne formelen viser det seg at PY, med unntak av for svært høye trykklasser, blir veldig liten i forhold til SEW, der forøvrig både E og W som oftest settes lik 1. Dermed viser det seg at formelen, med en liten forenkling, i de fleste tilfeller er identisk med formelen som brukes til beregning av ringspenninger i rør.

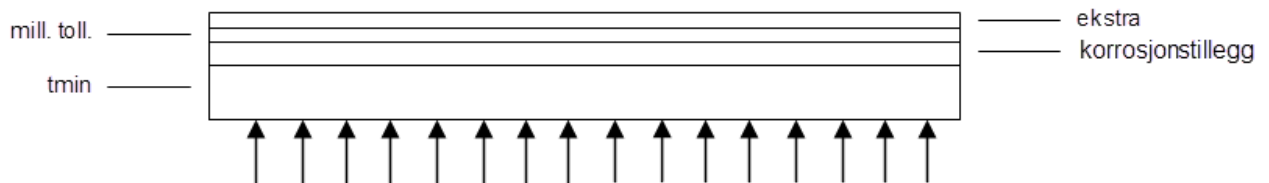
$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S} \quad (\text{Formel 3-2}) \qquad \sigma_H = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} \quad (\text{Formel 3-3})$$

Satt på spissen betyr det at hovedrøret i utgangspunktet er konstruert for å ta opp det innvendige trykket, og ikke noe mer. Det finnes imidlertid en god forklaring på hvorfor rørveggen allikevel kan utsettes for ytterligere spenninger.

På figur 3-1 under er det forsøkt å illustrere hvordan en typisk rørvegg er bygget opp. Figuren viser tydelig hvorfor det er helt vanlig at veggtykkelsen overdimensjoneres i forhold til hva designet tilsier. Det er spesielt i de tilfellene hvor det benyttes korrosjonstillegg at røret vil være svært overdimensjonert i starten av sin levetid, og røret vil potensielt kunne motstå langt høyere spenninger enn det er designet for å gjøre. Dette vil imidlertid jevne seg ut etter hvert som korrosjonstillegget korroderer bort, slik at denne tilleggstykkelsen normalt ikke kan tas med i beregninger basert på designet veggtykkelse.

Hvis det skulle vært aktuelt å ta korrosjonstillegget med i beregningene, måtte det ha blitt satt en maksimal levetid på designet som var definert på bakgrunn av forventet korrosjonshastighet, eller det måtte blitt iverksatt en jevnlig tilstandsovervåking av veggtykkelsen. Derfor er det vanlig å trekke fra korrosjonstillegget fra hovedrørets veggtykkelse når beregningene skal gjøres.

Den kalkulererte verdien t fra formel 3-1 over, tilsvarer andelen t_{min} på figur 3-1 under. Denne minimumstykkelen gir nødvendig veggtykkelse på hovedrøret for å kunne motstå det innvendige trykket. For karbonstål legges det også på den nevnte korrosjonstykkelen, som er basert på forventet korrosjonshastighet og rørets designlevetid. I tillegg benyttes det en undertoleranse på 12,5 %, som tar høyde for variasjoner i produksjonen.



Figur 3-1 Snitt av rørvegg

Summen av disse faktorene gir totalt sett den faktiske, nødvendige veggtykkelsen på røret. Denne tykkelsen rundes så opp til nærmeste kommersielle standardmål som leveres etter schedule.

Det er denne ekstra veggtykkelse som tillatter at rørveggen kan utsettes for ytterligere spenninger, uten at det oppnås tillatt spenning i røret. Faktisk veggtykkelse som benyttes ved kapasitetsberegninger er dermed den oppgitt veggtykkelsen i rørspesifikasjonen, minus undertoleransen og det eventuelle korrosjonstillegget. Hvor mye tilleggsbelastning den ekstra veggtykkelsen er i stand til å tåle avhenger av hvor stor forskjellen er på nødvendig veggtykkelse og levert standardmål.

Med mindre det foretas faktiske kontrollmålinger av veggtykkelsen på rørene som benyttes, vil dette altså bety at spenningene i realiteten vanligvis vil være en god del lavere enn det beregningene basert på innkjøpsspesifikasjonene tilsier, altså noe konservativt.

Bruken av schedule som målestokk for rørenes veggtykkelse er en gammel amerikansk metode som ASME implementerte så tidlig som i 1934 [16]. Det finnes også en formel som kan benyttes til å kalkulere nødvendig schedule direkte, kun basert på innvendig trykk og tillatt spenning. Denne formelen er allikevel ikke like nøyaktig som den overnevnte formelen for veggtykkelse, og bør derfor ikke brukes til annet enn informasjon[16].

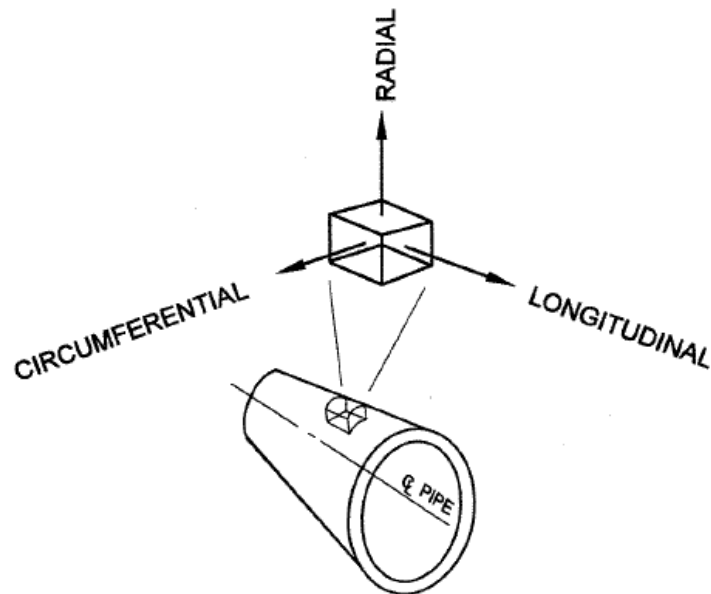
$$Schedule = \frac{1000 \cdot Pressure}{Sh} \quad (\text{Formel 3-4})$$

Hvor,

Sh = Tillatt spenning, hot [MPa]

Også her rundes det opp til nærmeste kommersielt tilgjengelige størrelse på markedet, da spesialbestilling av rørene for å tilpasse dem til det faktiske behov i hvert enkelt tilfelle vil være langt dyrere enn den potensielle overdimensjoneringen som forekommer ved bruk av forhåndsdefinerte standardmål, som også gir et noe sikrere design med en potensielt lengre levetid.

Hovedspenningskriteriet tilsier at det innvendige trykket utsetter røret for tre hovedspenninger [16], som illustrert av figuren under.



Figur 3-2 Hovedspenninger [16]

3.1.1 Trykkspenninger

Spenningsene i røret opptrer enten som strekk- eller kompresjonsspenninger, der strekkspenningene er definert som positive og kompresjonsspenningene er negative.

Radial

De radielle spenningsene er kompresjonsspenninger som virker fra senter av røret og ut gjennom rørveggen. De radielle spenningsene på innsiden av hovedrøret vil være lik det indre trykket, mens de på utsiden av rørveggen vil være lik null [16].

Innvendig spenning

$$\sigma_{Ri} = P \text{ (Formel 3-5)}$$

Utvendig spenning

$$\sigma_{Ro} = 0 \text{ (Formel 3-6)}$$

Longitudinal

De langsgående spenningsene er strekkspenninger som virker langs med hovedrøret, som illustrert av figur 3-2.

Spenningsene i langsgående retning som følge av innvendig trykk kan beregnes ved følgende formel [16].

$$\sigma_L = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t} \text{ (Formel 3-7)}$$

Circumferential

Ringspenningene, også kjent som hoop, er strekkspenninger som virker normalt på de radielle og langsgående spenningene.

Ringspenningene som følge av det innvendige trykket kan beregnes ved følgende formel [16].

$$\sigma_C = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} \quad (\text{Formel 3-8})$$

Hvor,

P = Innvendig trykk i hovedrøret [MPa]

D = Ytre diameter, hovedrøret [mm]

t = Veggtykkelsen til hovedrøret [mm]

3.1.2 Trykkets innvirkning på de totale spenningene

Spenningene som genereres av det innvendige trykket vil virke belastende på rørveggenes integritet og dermed svekke rørveggenes ytterligere belastningskapasitet. Når den allerede trykksatte rørveggen allikevel utsettes for ytterligere spenninger, vil spenningene som introduseres øke belastningen på en allerede belastet rørvegg. Disse tilleggspenningene er et resultat av kraften som påføres trunnionen.

Spenningene som trykket påfører konstruksjonen reduseres i takt med at veggtykkelsen øker. En forsterkningsplate vil øke den totale veggtykkelsen som trykket virker på, slik at de lokale trykkspenningene blir lavere der hvor røret er forsterket. Dette er tilfelle både for Metode A og B.

Det betyr videre at den totale veggtykkelsen som det innvendige trykket virker på, ved bruk av forsterkningsplate, er summen av rørveggenes og forsterkningsplatenes totale tykkelse.

$$t_{tot} = t_r + t_p \quad (\text{Formel 3-9})$$

Trykkspenningene i rørveggen vil, i teorien, til en viss grad reduseres gradvis i nærheten av den innsveiste regionen hvor den når sitt laveste punkt, før den tar seg opp igjen på andre siden av sveisen. Siden avstanden mellom sveisene langs den innvendige og utvendige diameteren av platen er relativt liten for Metode B, kan det antas at trykkspenningene i rørveggen ikke tar seg helt opp igjen mellom sveisene, og dermed ligger noe lavere ved den innvendige sveisen enn ved den ytre. Dette er fordelaktig siden det er den indre delen av platen som er dimensjonerende.

I beregningene antas det likevel konservativt at trykkspenningene er like store på den innvendige delen, som på den utvendige.

4 Metode A - Kelloggs formelverk

The M. W. Kellogg Company har utviklet et formelverk for å beregne kapasiteten til Metode A. Formelverket brukes også for trunnioner uten forsterkningsplate. [5, 6, 14]

Det er dette formelverket som benyttes av Aker Solutions til å beregne kapasiteten til trunnion-tilkoblinger i dag, både uten forsterkningsplate og forsterket med Metode A.

Momentet kan i følge Kelloggs teori [14], finnes ved

$$M = 0,1946 \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot t} \quad (\text{Formel 4-1})$$

Kellogg sier også at motstandsmomentet Z , for et skall er lik

$$Z = \frac{t^2}{6} \quad (\text{Formel 4-2})$$

Dette er samme formel for motstandsmoment som benyttes for bjelker, men er her representert uten bredden b , altså tilpasset bruk ved linjelaster, per millimeter.

Siden spenning er lik moment delt på motstandsmoment [17]

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (\text{Formel 4-3})$$

Som Kellogg velger å skrive som [14]

$$S = \frac{M}{Z} \quad (\text{Formel 4-4})$$

Vil dette gi den grunnleggende formelen for spenning som Kellogg benytter videre i sitt formelverk for beregning av Metode A [6, 14]

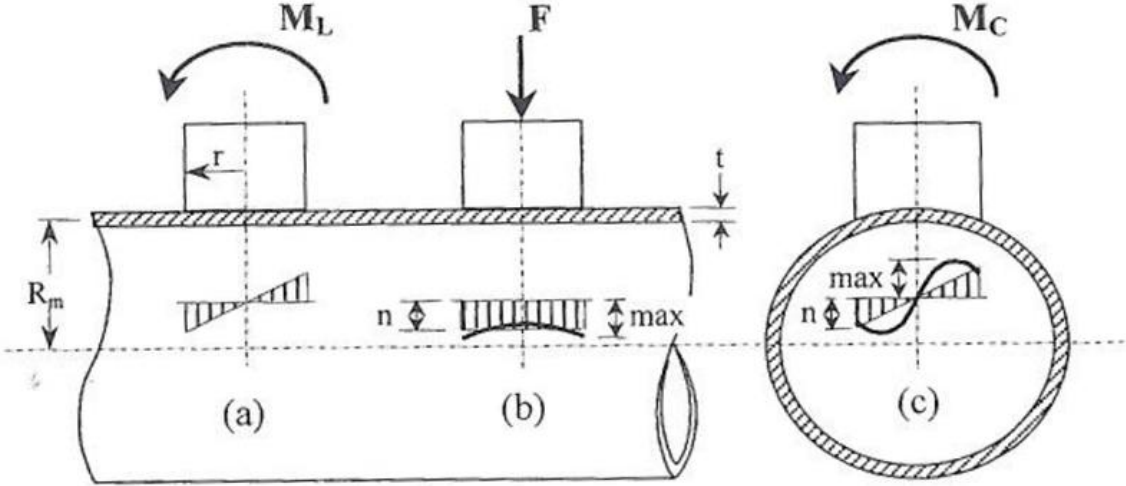
$$S = \frac{M}{Z} = \frac{0,1946 \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot t}}{\frac{t^2}{6}} = \frac{1,17 \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot t}}{t^2} \quad (\text{Formel 4-5})$$

For spenningsberegninger av tilleggskomponenter er det vanlig praksis å kun forholde seg til radiell kraft samt langsgående og tversgående moment. Torsjon og skjær ses det normalt sett bort ifra. [14]

Kelloggsmetoden simulerer trunnionbelastningen som en uniform linjebelastning som virker langs hele rørets omkrets. På grunn av rørets geometri vil elastisiteten variere, noe som fører til at beregningene i utgangspunktet ville blitt svært avanserte [14]. Derfor har Kellogg valgt å basere beregningene på at underlaget er av uniform, flat karakter. For å kompensere for at underlaget i realiteten ikke er flatt blir det brukt en korreksjonsfaktor som baserer seg på bruk av SIF (Stress Intensification Factor) [14] fra ASME B31.3.

Siden beregningene baserer seg på et flatt underlag, vil formlene og dermed også resultatene for bøyning på langs og på tvers av røret i utgangspunktet være de samme. Figur 4-1 under viser en sannsynlig antagelse av hvordan spenningene fordeler seg i rørveggen med rørets geometri tatt i betraktning, på bakgrunn av de forskjellige kreftene som virker på trunnionen. Spenningene vil som anvist være større ved tversgående bøyning enn ved langsgående. Aksiell belastning påvirkes også av den samme geometriske variasjonen i røret.

Kellogg kompenserer for dette med å legge til en den nevnte intensiveringsfaktor både for tversgående bøyning og aksial belastning. For langsgående bøyning tas ikke denne faktoren i bruk.



Figur 4-1 Antatt spenningsfordeling [14]

4.1 Bøyespenninger

Følgende formel er dermed utgangspunktet for beregning av alle bøyespenningene generert av trunnionen, i henhold til Kelloggs formelverk [6].

$$S_b = \frac{1,17 \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot t}}{t^2} \quad (\text{Formel 4-6})$$

$$S_b = \frac{1,17 \cdot f \cdot \sqrt{R}}{t^{1,5}} \quad (\text{Formel 4-7})$$

f = Linjelast [N/mm]

R = Hovedrørets radius [mm]

t = Hovedrørets veggtykkelse, pluss den eventuelle veggtykkelsen til forsterkningsplaten [mm]

Linjelaster

Verdien f i formelen for bøyespenning er linjelasten. Lasten virker per millimeter, og varierer etter hvilken type belastning som påføres trunnionen.

4.1.1 Langsgående bøyning

De største spenningen i den langsgående retningen som et resultat av bøyemomentet, kalkuleres med formelen under der linjelasten f er representert av f_L .

$$S_{bl} = \frac{1,17 \cdot f_L \cdot \sqrt{R \cdot t}}{t^2} \quad (\text{Formel 4-8})$$

Linjelasten for langsgående bøyning er [6]

$$f_L = \frac{M_L}{\pi \cdot r^2} \quad (\text{Formel 4-9})$$

Momentet er produktet av trunnionens lengde og den langsgående bøyekraften

$$M_L = F_L \cdot Lt \quad (\text{Formel 4-10})$$

Hvor,

F_L = Langsgående bøyekraft [N]

f_L = Linjelast, langsgående bøyning [N/mm]

M_L = Bøyemoment, langsgående [Nmm]

r = Trunnionens utvendige radius [mm]

Lt = Trunnionens lengde [mm]

4.1.2 Tversgående bøyning

Ved bøyning på tvers av hovedrøret flyttes fordelingen vekk fra toppunktet av røret og over til rørets sidevegg, noe som reduserer det effektive motstandsmomentet. I tillegg vil også bøyepeningene økes [14].

Kellogg har kommet frem til at den maksimale verdien som oppstår ved tversgående bøyning av trunnioner innenfor et antatt normalt dimensjonsforhold på 2 til 4 mellom hovedrøret og trunnionen, kan kalkuleres med den samme formelen som brukes til langsgående bøyning ved at det legges til en intensiveringsfaktor på 1,5 [14].

$$S_{bc} = \frac{1,755 \cdot f_C \cdot \sqrt{R \cdot t}}{t^2} \quad (\text{Formel 4-11})$$

Linjelasten for tversgående bøyning er [6]

$$f_C = \frac{M_C}{\pi \cdot r^2} \quad (\text{Formel 4-12})$$

Momentet er produktet av trunnionens lengde og den tversgående bøyekraften

$$M_C = F_C \cdot L_t \quad (\text{Formel 4-13})$$

Hvor,

F_C = Langsgående bøyekraft [N]

f_C = Linjelast, tversgående bøyning [N/mm]

M_C = Bøyemoment, tversgående [Nmm]

r = Trunnionens utvendige radius [mm]

L_t = Trunnionens lengde [mm]

4.1.3 Aksiell belastning

For beregninger av aksiell last benyttes det også en intensiveringsfaktor på 1,5.

$$S_a = \frac{1,755 \cdot f_A \cdot \sqrt{R \cdot t}}{t^2} \quad (\text{Formel 4-14})$$

Formelen for linjelasten f_A er noe annerledes enn den som brukes ved bøyning, dette er på grunn av den ulike fordelingen av krefter langs trunnionens omkrets ved aksiell belastning [6].

$$f_A = \frac{F_A}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (\text{Formel 4-15})$$

Hvor,

F_A = Aksiell kraft [N]

f_A = linjelast, aksiell belastning [N/mm]

r = Trunnionens utvendige radius [mm]

Spenningene fra den aksielle belastningen legges til de største spenningene for bøyning, uavhengig av om det er langsgående eller tversgående spenninger som dominerer, og det er summen av disse spenningene som da gir de største totale bøyespenningene, S_b .

4.2 Trykkspenninger

Hvilke trykkspenninger som skal benyttes er i følge Kellogg [6] avhengig av retningen til de største bøyespenningene.

Ved dominerende bøyespenninger på langs av rørveggen bruker Kellogg formelen for langsgående spenninger til å beregne trykkets innvirkning på de totale spenningene

$$S_{PL} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot t} = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t} \quad (\text{Formel 4-16})$$

Hvis bøyespenningene er størst på tvers av rørets lengderetning, vil det være de tversgående trykkreftene som påvirker de totale spenningene

$$S_{PC} = \frac{P \cdot R}{t} = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} \quad (\text{Formel 4-17})$$

Hvor,

P = Innvendig trykk i hovedrøret [MPa]

D = Ytre diameter, hovedrøret [mm]

t = Veggtykkelsen til hovedrøret, inkludert eventuell veggtykkelse fra forsterkningsplaten [mm]

4.3 Totale spenninger

Kellogg sier videre at de totale spenningene er summen av bøyespenningene og trykkspenningene [6].

$$S_{tot} = S_b + S_p \quad (\text{Formel 4-18})$$

Hvor,

S_b = Totale bøyespenninger [MPa]

S_p = Trykkspenninger [MPa]

5 Metode B - Ny beregningsmetode

Den nyutviklede beregningsmetoden for Metode B tar utgangspunkt i flere forenklinger og antagelser. Noen av disse forenklingene gjøres for å tilpasse problemstillingen slik at den passer inn i en allerede eksisterende, anerkjent teori. Den første og kanskje største antagelsen som gjøres er at forsterkningsplaten er flat og hviler på et flatt, uniformt underlag som er uendelig stivt. Dette må det senere kompenseres for ved å benytte en intensiveringsfaktor som tar høyde for den faktiske fleksibiliteten i systemet.

Som en del av utviklingen foreslås det også noen forbedringer av hvordan Metode B bør konstrueres slik at forsterkningsplaten kapasitet øker i forhold til opprinnelig design, uten at det i betydelig grad vil komplisere fabrikasjonen ytterligere.

Ved å ta i bruk en forsterkningsplate økes den faktiske tykkelsen til røret ved innsveisingene, slik at det innvendige trykket i røret vil virke på en tykkere rørvegg, lokalt sett. Dette medfører at trykkspenningene i forsterkningsplaten blir lavere enn trykkspenningene i den uforsterkede delen av hovedrøret utenfor platen.

5.1 Kilsveiser

NORSOK L-002 [10], § 6.17.4, sier at beregning av sveiser skal gjøres i henhold til NS 3472 [7]. I Aker Solutions er denne standarden nylig faset ut, og erstattet av Eurokode 3. For sveiserrelaterte spørsmål er det Eurokode 3: Del 1-8 om knutepunkter og forbindelser [8] som brukes.

Beregningsmetodene i NS 3472 og i Eurokode 3 er allikevel svært like, der det i begge dokumentene vektlegges at det skal brukes von Mises flytekriterium, som er representert ved den generelle formelen

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_{\parallel}^2 + \sigma_{\perp}^2 - \sigma_{\parallel} \cdot \sigma_{\perp} + 3 \cdot (\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} \quad (\text{Formel 5-1})$$

Ved beregning av kilsveiser tas ikke σ_{\parallel} med, slik at formelen kan forenkles til

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot (\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} \quad (\text{Formel 5-2})$$

Det tas heller ikke hensyn til torsjon i trunnionen, dermed utgår også τ_{\parallel} .

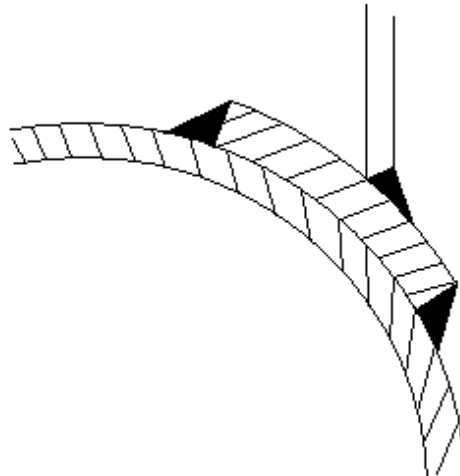
Til slutt er det en veldig forenklet formel av von Mises som kan brukes til å finne jevnførende spenning i kilsveisene.

$$\sigma_j = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{\perp}^2} \quad (\text{Formel 5-3})$$

5.2 Flatt sveisetverrsnitt

NORSOK L-002 [10], sier også at det er tillatt å gjøre den forenklete antagelsen at sveisetverrsnittet er flatt, noe som i realiteten ikke vil være helt sant for en trunnion som er sveist fast til et rør.

Det er spesielt når dimensjonsforholdet mellom røret og trunnionen er lite, som forsøkt illustrert under av figur 5-1, at forskjellen er mest tydelig. I tilfellene hvor dimensjonsforholdet er stort, der trunnionens dimensjon er mye mindre enn rørets, vil overflaten i større grad oppleves som flat. Dette kan sammenlignes med små utløp på store tanker, der radiusen til tanken er så stor at overflaten rundt utløpet vil kunne oppfattes som tilnærmet flat.



Figur 5-1 Sveisetverrsnitt

5.3 Optimalisering av kilsveisene

For Metode B er det, som tidligere beskrevet, opprinnelig brukt kilsveiser mellom forsterkningsplaten og hovedrøret. Det er flere årsaker til at bruk av kilsveiser i dette tilfellet ikke en god sveiseløsning.

Det kreves i utgangspunktet relativt mye sveiseavsett for å fylle opp en kilsveis så mye at platen kan betraktes som fullt innspent i begge ender, der en halvering av a-målet mer enn halverer innspenningsprosenten til sveisen. Selv når kilsveisen kan betraktes som fullt innspent er en annen svakhet med kilsveiser at kreftene som virker gjennom sveisen må gå vinkelrett gjennom a-målet, som vanligvis ligger i en 45° vinkel mellom de sammensveiste platene [4].

Standarden EN 13480-3, § 13.4.1 [3] sier at tillatt spenning for kilsveiser som utsettes for aksielle spenninger og bøyepenninger ikke skal overstige 0,7 ganger tillatt spenning i materialet det sveises mot. Tillatte skjærspenninger i kilsveiser skal ikke overstige den tillatte spenningen i materialet.

Siden kilsveiser her anses for å være en relativt svak løsning, vil det derfor være en fordel å optimalisere knutepunktet mellom forsterkningsplaten og det trykksatte røret med en bedre sveis, slik at sveisen kan utelukkes som den dimensjonerende delen av forsterkningsplaten. Optimalt sett er det ønskelig å bruke sveiser som har full gjennombrenning, men det lar seg ikke gjøre i dette tilfellet. Allikevel kan knutepunktets kapasitet potensielt forbedres i betydelig grad ved hjelp av en relativt liten forandring av sveisen.

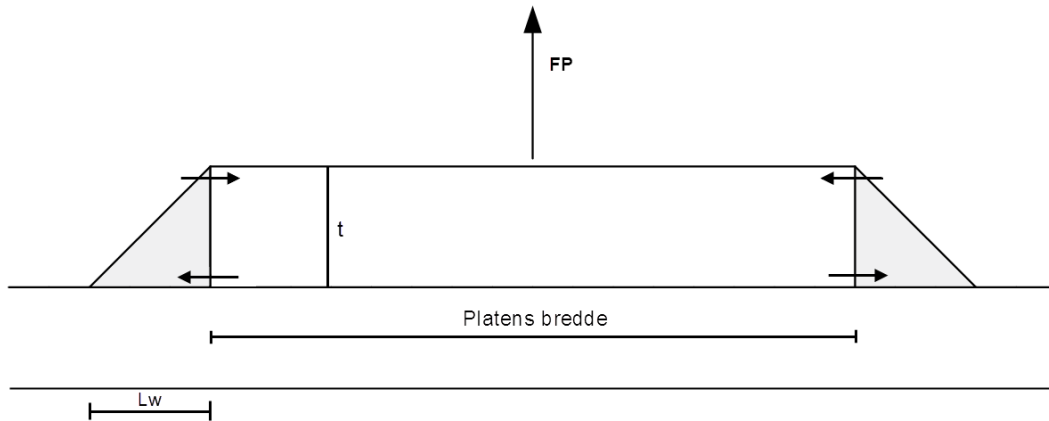
Måten denne forbedringen kan gjøres på, er ved å slippe til en 45° fuge på undersiden av platen som vender ned mot hovedrøret. Dette gjøres både langs den innvendige og den utvendige diameteren til forsterkningsplaten. Fugen fylles så helt opp med sveis når platen sveises fast til hovedrøret. Dette gjør at sveisen bygges innover i platen, som anvist på figurene 5-2, og 5-3 under, og brenner forsterkningsplaten fast til røret på en langt bedre måte enn en kilsveis ville gjort. Sveisen vil dermed ikke lenger være en kilsveis, men snarere en slags K-sveis.

Ved å legge sveisen i en fuge innover i platen som beskrevet, oppnås først og fremst en større festeflate mellom forsterkningsplaten og røret. Dette gjør blant annet den optimaliserte forbindelsen stivere enn den opprinnelige, og er med på å hindre uønsket rotasjon i sveisen og defleksjon i platen. Sveisefotens bredde LW for den optimaliserte sveisen blir også større enn LW for kilsveisen. Ved beregninger av sveisenes kapasitet benyttes hele sveisens bredde for den optimaliserte sveisen, mens det for kilsveisen bare er a-målet som benyttes. Noe som resulterer i at den optimaliserte sveisen blir betydelig sterkere enn en vanlig kilsveis ville vært.

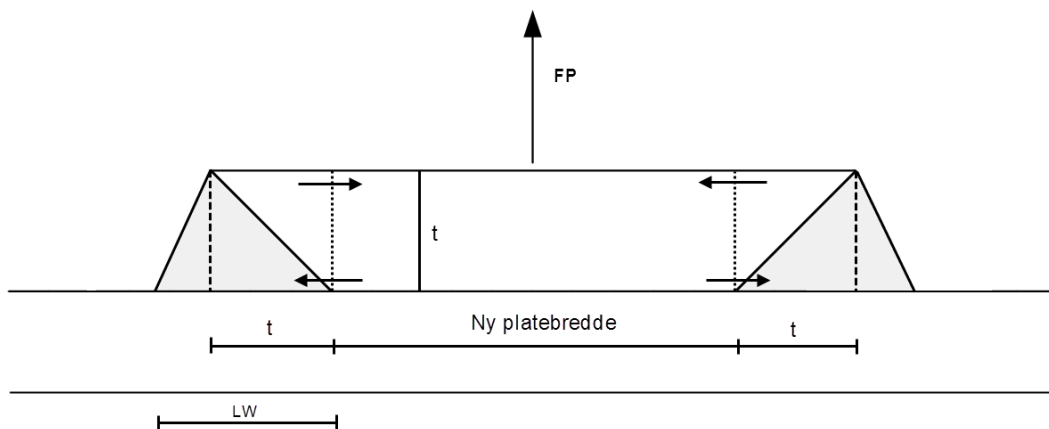
Som ytterligere beskrevet i kapittel 5.6 om forsterkningsplatenes kapasitet, vil momentet som skaper størst spenning i forsterkningsplaten virke på innsiden av sveisene, som anvist på figurene 5-2 og 5-3. Derfor er det en annen viktig fordel med den optimaliserte sveisen at snittet i platen hvor det største momentet virker flyttes nærmere senter av platen. Det betyr at den totale bredden av forsterkningsplaten som utsettes for bøyning reduseres både i inner- og ytterkant.

Ved å flytte det største momentet inn mot senter av platen, flyttes momentet som virker på den dimensjonerende innsiden av platen også til en potensielt bredere del, lenger inn mot platen senter. Dette vil også medføre at kapasiteten til konstruksjonen øker, siden motstandsmomentet til den dimensjonerende innsiden av platen økes i takt med den innvendige diameteren.

I tillegg til at motstandsmomentet til den dimensjonerende delen av platen økes, vil bøyemomentet i platen reduseres på grunn av den reduserte avstanden mellom opplagringene som utsettes for bøyning. Denne avstanden er illustrert som platens bredde på figur 5-2 og 5-3.



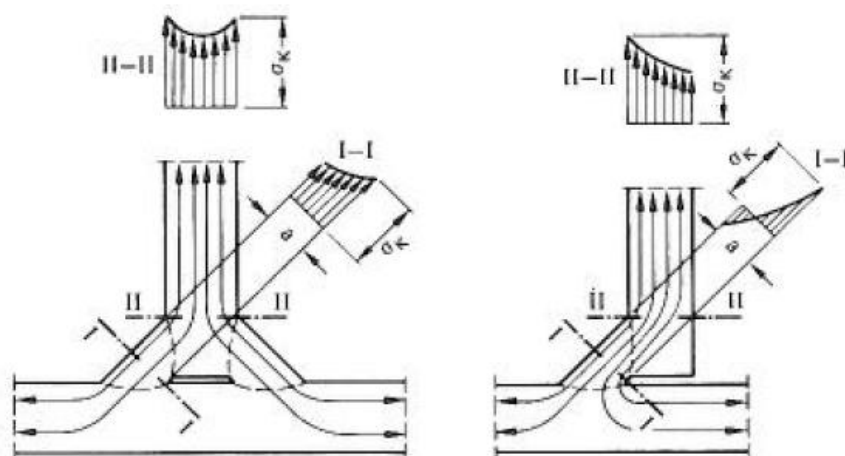
Figur 5-2 Forsterkningsplaten ved bruk av kilsveis



Figur 5-3 Forsterkningsplaten ved bruk av optimalisert sveis

Ulempene med den optimaliserte sveisen er hovedsakelig knyttet til fabrikasjonen, som vil være noe mer komplisert enn ved bruk av en vanlig kilsveis. Det kreves også litt mer forberedende arbeid i forbindelse med sliping av forsterkningsplatenes fuger. En slik sveisemetode er allikevel så mye brukt i andre konstruksjoner, og en trunnion-tilkobling er så komplisert og kostbar i utgangspunktet, at den optimaliserte sveisemetoden verken vil gjøre konstruksjonen spesielt mye mer komplisert eller kostbar enn den allerede er i utgangspunktet.

Siden den potensielle gevinsten med en slik designforandringen er høy, vil dette være en sveisemetode som anbefales. Det tas utgangspunkt i at denne sveisemetoden benyttes videre i oppgaven.



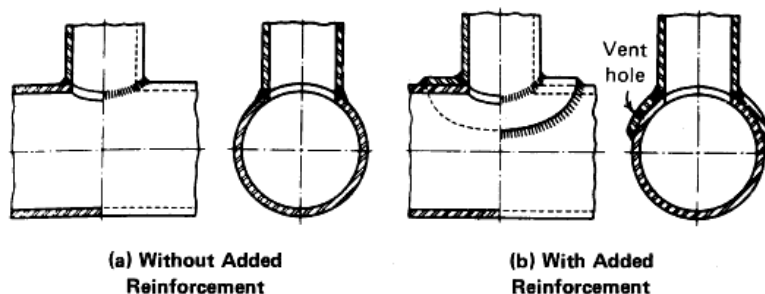
Figur 5-4 Spenningsforløp i kilsveiser [4]

Figur 5-4 over viser hvordan spenningsene fordeler seg gjennom kilsveisene til en T-forbindelse. Som illustrert av figuren til høyre vil det oppstå store bøyespenninger i selve sveisen ved at det bare sveises på den ene siden. Dette kan sammenlignes med at forsterkningsplaten bare sveises på enten innsiden eller utsiden. Disse bøyespenningene opptrer ikke på figuren til venstre, hvor T-forbindelsen er balansert med en sveis på hver side. Dette underbygger en antagelse om at det ikke vil forekomme bøyespenninger i sveisene når platen er sveist på begge sider, forutsatt at platen er tilstrekkelig stiv.

Det samme prinsippet overføres derfor til knutepunktet mellom forsterkningsplaten og hovedrøret, der forsterkningsplaten er fastsveist både på innsiden og utsiden, i likhet med eksempelet over. For den benyttede forsterkningsplaten antas det derfor at det ikke vil forekomme bøyespenninger i selve sveisene, men at de største spenningsene vil oppstå i forsterkningsplaten, like innenfor sveisene. Derfor anses det at det bare er nødvendig å beregne reaksjonskreftene i den optimaliserte sveisen, ikke normalkreftene og jevnførende spenning slik som ved bruk av kilsveiser.

5.4 Ventilasjonshull

I henhold til ASME B31.3 [2], § 328.5.4 og Fig. 328.5.4B skal forsterkningsplater konstrueres med et ventilasjonshull. Dette hullet skal sørge for ventilasjon ved sveising og varmebehandling, samt avdekke eventuelle lekkasjer under forsterkningsplaten ved hydrostatisk testing av hovedrøret.



Figur 5-5 Ventilasjonshull [2]

Det er nødvendig å bemerke at ASME også her henviser til rørgrener og utløp, noe som tar for seg rørgrener der det er hull i vegg til hovedrøret. Derfor vil ikke denne paragrafen nødvendigvis være tilpasset forsterkning av trunnioner, der hovedrørets fulle integritet ikke blir brutt.

NORSOK L-004 [11] viser også til overnevnte ASME B31.3 for fabrikasjon av nevnte rørgrener. Det sies at det for slike konstruksjoner skal bores et 3,0 mm bredt hull i forsterkningsplaten for ventilasjon og lekkasjedeteksjon.

Videre sier NORSOK L-004, § 6.6, som spesifikt omhandler pipesupporter, at bruk av ventilasjonshull i forsterkningsplater og trunnioner ikke er nødvendig, med mindre forsterkningsplaten dekker over en periferisk sveis på hovedrøret som ikke allerede er trykktestet. Faren med å unnlate bruk av ventilasjonshull i forsterkningsplaten er at det kan oppstå en lekkasje i den nevnte periferiske sveisen til røret uten at dette blir oppdaget, siden lekkasjen da vil bli fanget opp under forsterkningsplaten som ikke har ventilasjonshull. Tas det høyde for dette ved fabrikasjon er det altså ikke nødvendig å bruke ventilasjonshull i forsterkningsplaten i henhold til NORSOK.

En annen årsak til å benytte ventilasjonshull i platen er at det ved sveising normalt sett kan samle seg gasser mellom sveisene, under platen, noe som vil bli forhindret ved bruk av ventilasjonshull.

Men ved sveising av forsterkningsplaten vil platen bli klemt ned mot hovedrøret med stort kraft, samtidig som det vil være lufting under platen helt til siste del av ringen er sammensveist, slik at risikoen for at disse gassene skal akkumuleres under platen og skape problemer anses som liten.

Aker Solutions' pipesupportstandard tar heller ikke høyde for bruk av ventilasjonshull i noen av forsterkningsplatene til pipesupportene.

På bakgrunn av dette resonnetet og med vekt på informasjon fra NORSOK er det ikke tatt høyde for bruk av ventilasjonshull i forsterkningsplaten i denne oppgaven.

5.5 Forsterkningsplaten

Knutepunktet mellom trunnionen og forsterkningsplaten er sveist med full gjennombrenning og utsettes heller ikke for trykkspenningene i røret. Derfor anses dette som sterkere enn selve trunnionen.

Utfordringen ligger i hvordan kreftene som trunnionen belastes med påvirker forsterkningsplaten.

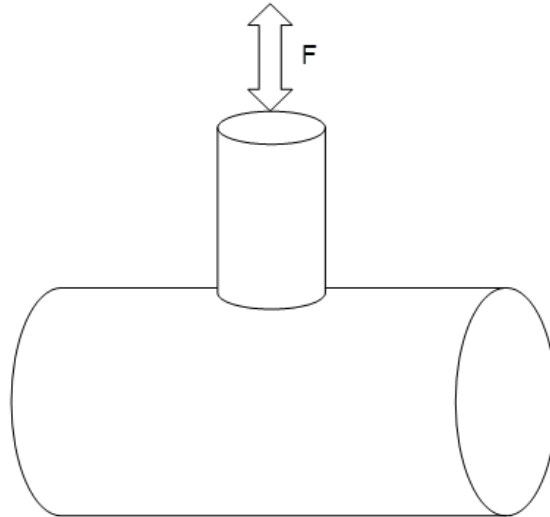
Det skilles mellom ren aksiell belastning og bøyning av trunnionen, der bøyeproblematikken er den klart mest utfordrende.

Det er ikke kompresjonen, men strekkproblematikken som er mest kritisk for innvendig trykksatte systemer. Dette kan forklares med at det innvendige trykket i røret virker i samme retning som strekkreftene i rørvæggen og dermed øker spenningene, mens det innvendige trykket virker i motsatt retning av kompresjonsspenningene som skapes på kompresjonssiden, ved bøyning av trunnionen.

Alle beregningene som utføres på de aksielle kreftene vil virke i samme retning som de største bøyekreftene. Dette anses som en konservativ tilnærming av problemet fordi en aksiell belastning potensielt kan virke både for og mot belastningen som genereres ved bøyning av trunnionen.

5.5.1 Aksiell belastning

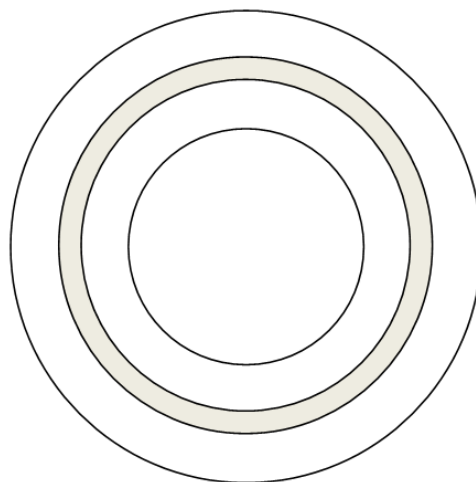
Med utgangspunkt i den aksielle belastningen, kan en trunnion både brukes til å støtte opp et rør fra undersiden og til å henge røret under. Dette er en av årsakene til at den aksielle lasten kan virke i begge retninger, altså enten som strekk eller trykk, avhengig av trunnionens konfigurasjon og bruksområde.



Figur 5-6 Aksiell belastning av trunnionen

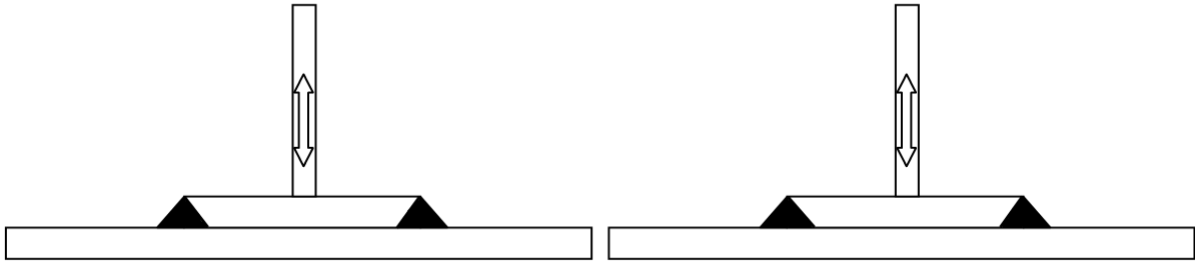
Kreftene som virker aksielt på trunnionen fordeles jevnt over hele trunnionens tverrsnitt. Dette er forutsatt at underlaget, og dermed også forsterkningsplaten, i likhet med Kelloggs formelverk for Metode A er av flat, uniform karakter [14]. Trunnionen som er fastsveist til forsterkningsplaten med en full gjennombrenningsssveis vil dermed overføre den aksielle lasten jevnt fordelt rundt hele senter av forsterkningsplaten som illustrert av figur 5-7.

Figuren under viser forsterkningsplaten sett ovenfra, med tverrsnittet av trunnionen i grått.



Figur 5-7 Forsterkningsplaten ved aksiell last, Metode B

Kraften som virker aksielt på trunnionen overføres direkte til forsterkningsplaten, og virker enten oppover eller nedover, jevnt fordelt over hele trunnionens omkrets. Dette gjør at forsterkningsplaten enten utsettes for strekk eller trykk. Dette illustreres av figur 5-8 under.



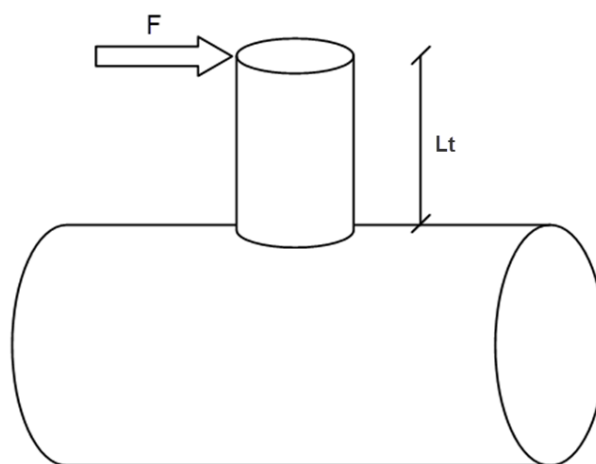
Figur 5-8 Tverrsnitt ved aksial belastning

Siden underlaget i realiteten ikke er flatt, men kurvet, er det nødvendig å benytte en intensiveringsfaktor ved aksial belastning som kompenserer for at kreftene virker på rørets sidevegg. Kellogg velger å legge til en faktor på 1,5 som benyttes både for ren aksial belastning og ved tversgående bøyning av Metode A.

Basert på resultatene fra den gjennomførte labtesten, er det for Metode B valgt å benytte en tilleggsfaktor på 2 for å ta høyde for dette.

5.5.2 Bøyning

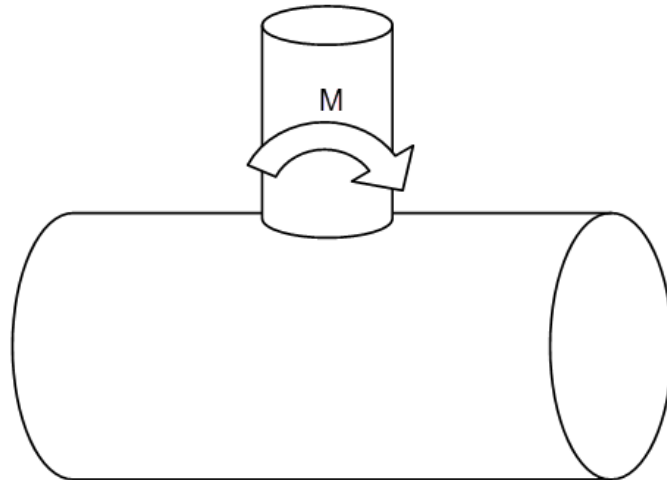
Når trunnionen utsettes for bøyning vil reaksjonene bli noe annerledes enn ved ren aksial kraft. Tilført kraft kan enten virke langs med hovedrøret eller på tvers. Det er produktet av tilført kraft og trunnionens lengde som skaper bøyemomentet som virker i trunnionen.



Figur 5-9 Kraftpåkjenning ved bøyning

Bøyemomentet kan beregnes med formelen for moment

$$M = F \cdot Lt \text{ (Formel 5-4)}$$

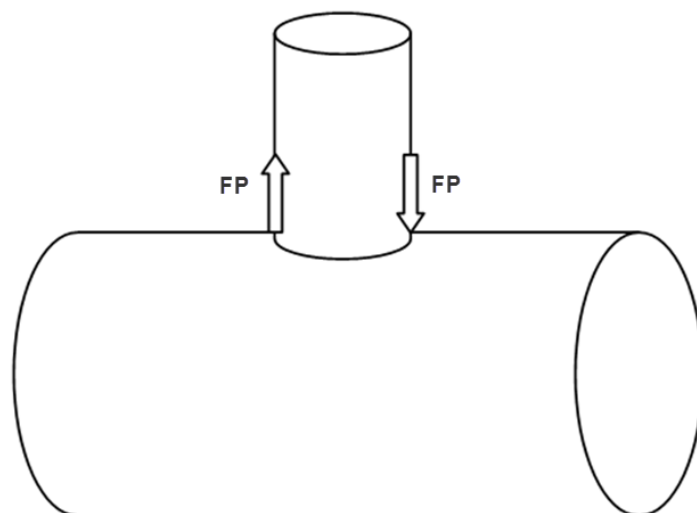


Figur 5-10 Moment i trunnion

Det kalkulerte bøyemomentet kan så omregnes til et kraftpar som virker på forsterkningsplaten. Dette er vist under på figur 5-11.

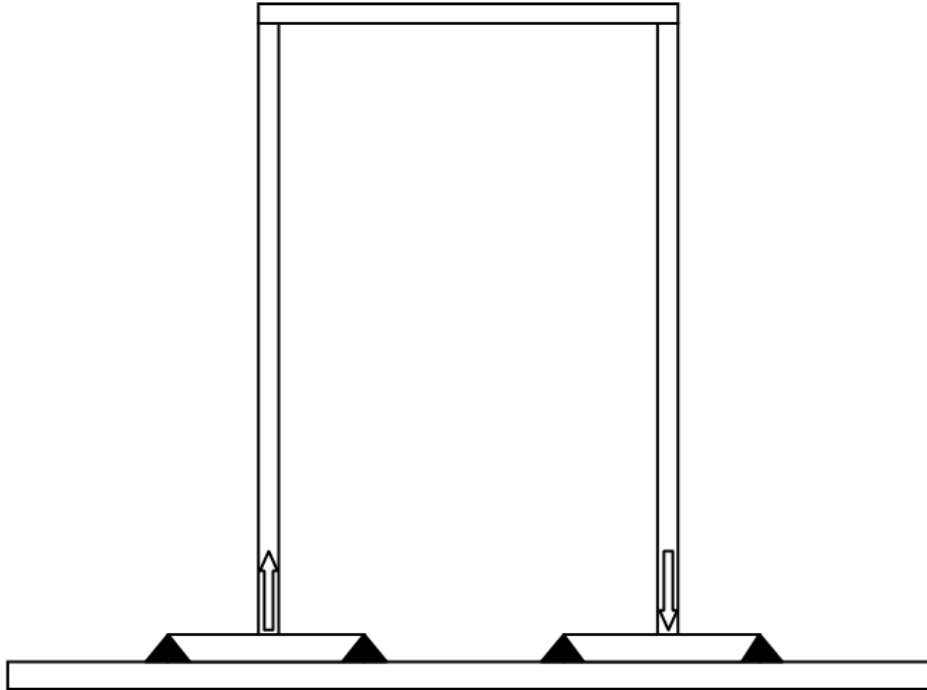
Kraftparets størrelse F_p kalkuleres ved å dele bøyemomentet i trunnionen på avstanden mellom kreftene i kraftparet. Denne avstanden er definert som D_{par} .

$$F_p = \frac{M}{D_{par}} \text{ (Formel 5-5)}$$

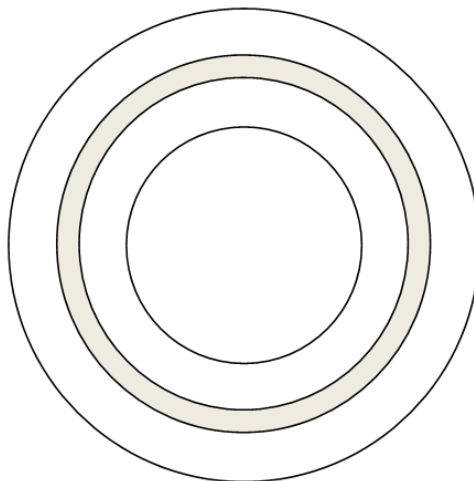


Figur 5-11 Kraftpar i trunnion

Figur 5-12 illustrerer et tverrsnitt av den forsterkede trunnionen, og viser hvordan kraftparet virker oppover på den ene siden og nedover på den andre. Det er avstanden mellom disse motsatt rettede kreftene som er definert som D_{par} .



Figur 5-12 Tverrsnitt ved bøyning

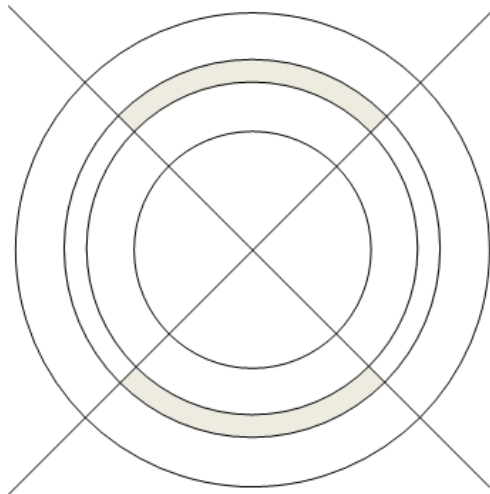


Figur 5-13 Forsterkningsplate ved bøyning, Metode B

Ved aksial belastning av trunnionen vil belastningen, som tidligere beskrevet, fordeles jevnt over hele det grå området på figur 5-13. Men når kraften som virker på forsterkningsplaten er et kraftpar som et resultat av bøyemomentet i trunnionen, vil kraftfordelingen i forsterkningsplaten være helt annerledes. Fordelingen av kreftene i platen vil i teorien være størst i samme retning som kraften tilføres, og reduseres gradvis ved en sinusfunksjon av vinkelen til den blir lik null normalt på kraften.

Derfor kan det gjøres en forenkling der det antas at det ved bøyning av trunnionen bare er enten det skraverte området på figur 5-14 under som er i inngrep eller det hvite. Dette er avhengig av hvilken av de to retningene trunnionen bøyes i. En vinkel på 90° kan benyttes mellom linjene som avgrenser områdene som er i inngrep ved bøyning. Det gir et område på pluss/minus 45° om punktet som utsettes for størst belastning.

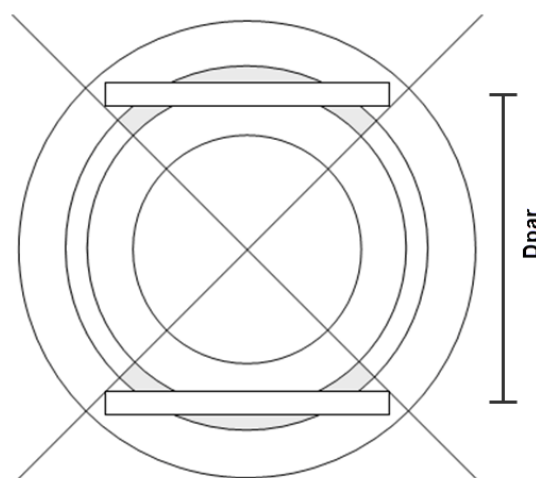
Dette er en tilnærmet sannhet, og en forenkling som gjøres for å kunne utføre de nødvendige beregningene videre.



Figur 5-14 Påvirket område ved bøyning

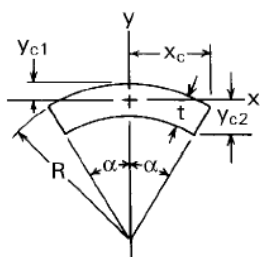
Deretter antas det at kraftparet ikke lenger er kurvet, men helt rett. Massesentrum for det teoretiske, flate kraftparet legges til det faktiske massesentrum for det kurvede kraftparet. For å gjøre dette må først massesentrum til hver av kurvene beregnes.

For å underbygge forenklingen om rette kraftpar, sammenlignes annet arealmoment for de kurvede områdene med de rette. Dette gjøres under de forutsetninger at kraftparenes tykkelse er lik, og at tyngdepunktet til den rette flaten legges i det kalkulerete massesenteret til den kurvede. Ved deretter å sette annet arealmoment for det kurvede området lik annet arealmoment for det rette, vil beregningene kunne gi bredden til det rette området hvor kraftparet antas å være i inngrep.



Figur 5-15 Kraftpar ved bøyning

21. Sector of hollow circle



(Note: If t/R is small, α can exceed π to form an overlapped annulus)

$$A = \alpha t(2R - t)$$

$$y_{c1} = R \left[1 - \frac{2 \sin \alpha}{3\alpha} \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{1}{2-t/R} \right) \right]$$

$$y_{c2} = R \left[\frac{2 \sin \alpha}{3\alpha(2-t/R)} + \left(1 - \frac{t}{R} \right) \frac{2 \sin \alpha - 3\alpha \cos \alpha}{3\alpha} \right]$$

$$x_c = R \sin \alpha$$

$$I_x = R^3 t \left[\left(1 - \frac{3t}{2R} + \frac{t^2}{R^2} - \frac{t^3}{4R^3} \right) \right.$$

$$\times \left(\alpha + \sin \alpha \cos \alpha - \frac{2 \sin^2 \alpha}{\alpha} \right)$$

$$\left. + \frac{t^2 \sin^2 \alpha}{3R^2 \alpha (2-t/R)} \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{t^2}{6R^2} \right) \right]$$

$$I_y = R^3 t \left(1 - \frac{3t}{2R} + \frac{t^2}{R^2} - \frac{t^3}{4R^3} \right) (\alpha - \sin \alpha \cos \alpha)$$

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, \quad r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

Figur 5-16 Annet arealmoment og massesentrum for en seksjon av en sirkel [17]

Formelen for y_{c1} gir plasseringen til kurvenes massesenter, som også defineres som massesentrene til det nye, rette paret. Avstanden mellom disse to massesentrene, på tvers av rørdiameteren, gir avstanden D_{par} for det forenklede, rette kraftparet.

$$D_{par} = D - (2 \cdot y_{c1}) \quad (\text{Formel 5-6})$$

Hvor,

$$y_{c1} = R \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha} \cdot \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{1}{2 - \frac{t}{R}} \right) \right] \quad (\text{Formel 5-7})$$

Vinkel α må være i radianer.

For å underbygge validiteten til forenklingen av kraftparets utforming, beregnes annet arealmoment for kurvet kraftpar, I_x og sammenlignes med annet arealmoment for rett kraftpar, I_{x2} .

$$I_x = I_g + A \cdot y^2 \quad (\text{Formel 5-8})$$

Hvor,

$$y = R - y_{c1} \quad (\text{Formel 5-9})$$

Det antas som tidligere illustrert at det bare er 90° , altså en fjerdepart av omkretsen til trunnionen som er i inngrep for hvert kraftpar. Derfor vil det benyttede tverrsnittsarealet være lik tverrsnittsarealet til en sylinder, delt på fire. Formelen for A gitt av figur 5-16 kan også benyttes, og vil gi samme resultat [17].

$$A = \frac{1}{4} [\pi \cdot R^2 - \pi \cdot (R - t)^2] \quad (\text{Formel 5-10})$$

Dermed kan formelen for annet arealmoment av den kurvede flaten utledes videre til

$$I_x = I_g + \frac{1}{4} \cdot [\pi \cdot R^2 - \pi \cdot (R - t)^2] \cdot (R - y_{c1})^2 \quad (\text{Formel 5-11})$$

Hvor,

$$I_g = R^3 \cdot t \cdot \left[\left(1 - \frac{3t}{2R} + \frac{t^2}{R^2} - \frac{t^3}{4R^3} \right) \cdot \left(\alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \frac{2 \cdot \sin^2 \alpha}{\alpha} \right) + \frac{t^2 \cdot \sin^2 \alpha}{3 \cdot R^2 \cdot \alpha \cdot (2 - \frac{t}{R})} \cdot \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{t^2}{6 \cdot R^2} \right) \right]$$

(Formel 5-12)

Annet arealmoment for det rette kraftparet er noe enklere å beregne, og gjøres med den utledede formelen [17]

$$I_{x2} = \frac{b \cdot t^3}{12} + b \cdot t \cdot (R - y_{c1})^2 \quad (\text{Formel 5-13})$$

Hvor benyttede symboler for både kurvet og rett arealmoment er,

α = Halvparten av den totale vinkelen som er i inngrep, illustrert på figur 5-16 [rad]

R = Utvendig radius på trunnionen [mm]

D = Utvendig diameter på trunnionen [mm]

b = Bredden til det flate kraftparet [mm]

t = Trunnionens veggtkjkkelse, tilsvarende kraftparets tykkelse [mm]

y_{c1} = Avstand fra trunnionens yttervegg til kraftparets massesentrum [mm]

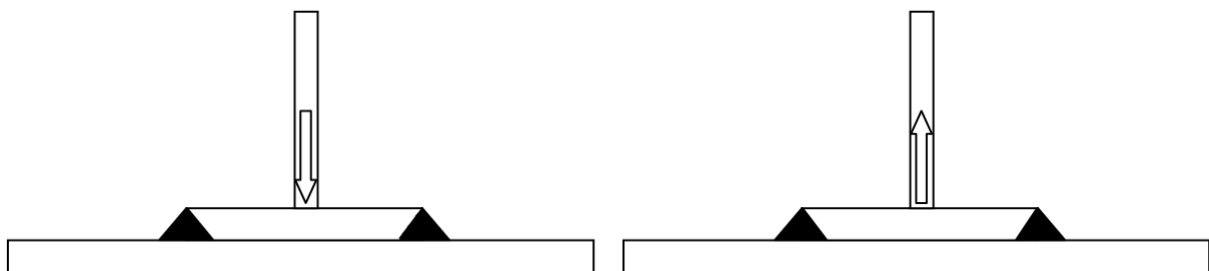
Følgende forutsetninger gjelder for sammenligning av arealmomentene

- Det antas at begge flatenes tykkelse t er lik trunnionens veggtkjkkelse.
- Massesenteret til den rette flaten plasseres i det kalkulerete massesenteret til den kurvede.
- Annet arealmoment for den rette flaten settes tilnærmet lik det kalkulerete kurvede arealmomentet, $I_x \approx I_x2$.
- Dermed gjenstår bare verdien b, som gir bredden til det rette kraftparet. Denne verdien benyttes også til å beregne dimensjonerende bredde på forsterkningsplatens kapasitet ved bøyning.

Med disse antagelsene kan forsterkningsplaten forenkles til en bjelke der kraften enten trekker bjelken oppover eller trykker den nedover, avhengig av hvilken side av trunnionen som analyseres.

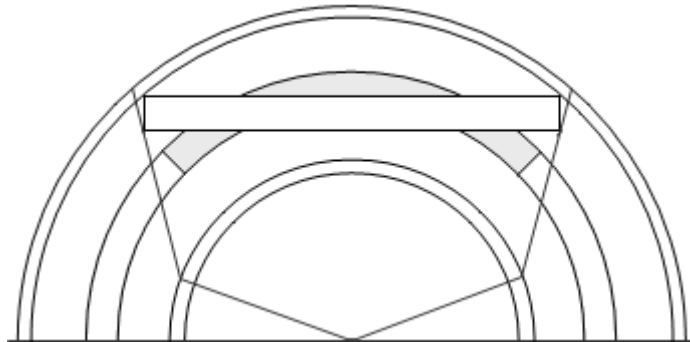
Kraften som virker i kraftparet, som dermed også er kraften som virker på bjelken, gis av den tidligere utledede formelen

$$F_P = \frac{M}{D_{par}} \quad (\text{Formel 5-14})$$



Figur 5-17 Tverrsnitt ved bøyning

Bjelkens lengde settes lik bredden på forsterkningsplaten. For å finne riktig bredde, må det tas hensyn til hvordan platen er sveiset til røret. Ved å legge sveisen innover i platen som gjøres ved den optimaliserte sveisen, vil inngrepspunktet til bøyemomentet flyttes innover mot senter av platen, og dermed korte ned på bjelkens bredde, som benyttes videre i beregningene.



Figur 5-18 Andel av platen i inngrep ved bøyning

Den innvendige bredden til forsterkningsplaten er mindre enn platens utvendige bredde, noe som betyr mindre motstandsmoment og dermed også en lavere kapasitet. Figur 5-15 viser en tilnærming av hvor kraftparet er i inngrep, og kan anses som en fornuftig forenkling for å beregne kraftparet. Forenklingen vil allikevel være altfor konservativ når platens inngrepsområde skal beregnes.

For innsiden av platen vil det i realiteten ikke bare være bredden innenfor de markerte 90° som motstår bøyningen av platen, det vil være en enda større andel av platen som holder igjen. Det vil heller ikke være slik at platens inngrepsbredde er helt ned til midtlinjen, der hvor kreftene i teorien er lik null. Platens innvendige bredde som er med på å motstå kreftene vil i praksis ligge omtrent midt mellom 0° og 45° fra midtlinjen, noe som viser seg å samsvare bra med lengden på det kalkulerte kraftparet. De to linjene som går utover fra sentrum av halvsirkelen på figur 5-18, markerer omtrent hvor stor andel av platen det vil være naturlig å anta at er i inngrep for hvert kraftpar, ved bøyning.

En fornuftig forenkling vil derfor være å bruke kalkulert bredde på det flate kraftparet som den innvendige bredden på platen som er i inngrep. Denne lengden har vist seg å stemme bra overens med de beskrevne forutsetningene, forutsatt at det benyttes sveisen som legges innover i platen.

Figur 5-18 viser en ekstra linje på innsiden av de opprinnelige yttermålene. Disse ringene indikerer at sveisen legges innover i platen, noe som igjen avkorter den reelle bredden av platen som påvirkes og øker kapasiteten til forsterkningsplaten.

Med dette som utgangspunkt kan den utvendige bredden av platen som er i inngrep antas å ligge omtrent i en rett linje fra ytterkant av den innvendige platens inngrepsområde, på utsiden av det flate kraftparet, til den utvendige delen av platen. Den ytre delen av platen, som alltid vil være lenger enn den indre, vil være utsatt for mindre spenninger enn den indre, og dermed ikke være dimensjonerende for konstruksjonen.

Det antas derfor som fornuftig å beholde den opprinnelige vinkelen på 45° for å finne den ytre påvirkede lengden av platen, noe som vil være konservativt, men mer riktig for utsiden av platen enn for innsiden. Den utvendige bredden tas uansett ikke med i de dimensjonerende beregningene av forsterkningsplaten kapasitet.

For bøyning av trunnionen på tvers av hovedrøret vil det i likhet med for ren aksial belastning være behov for å legge til en faktor som tar høyde for rørets geometri, siden belastning vil virke på rørets sidevegg. Basert på den gjennomførte labtosten er denne faktoren satt til to ganger langsgående bøyning. Ellers er prinsippene bak teorien de samme.

5.5.3 Kombinert aksial belastning og bøyning

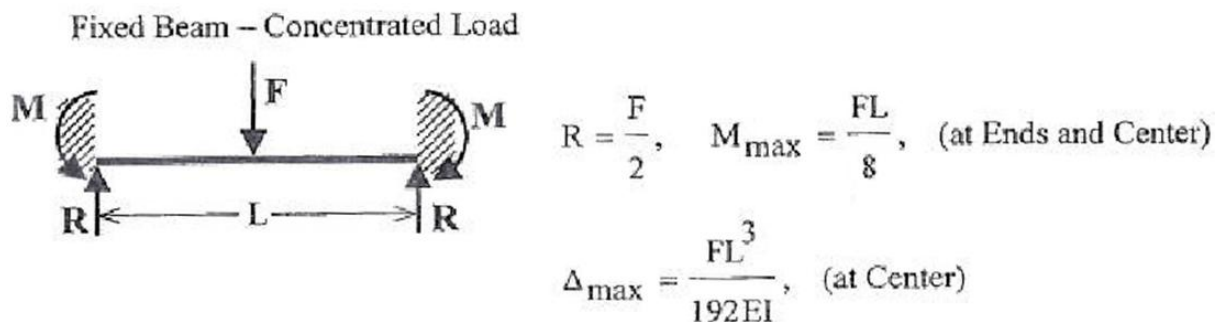
Forskjellen på å beregne kapasiteten til forsterkningsplaten ved rene aksiale krefter og ved bøyning av trunnionen, er hvordan kraften fordeler seg på platen. Ved bøyning regnes kraften som et kraftpar som virker på en definert seksjon av platen, med motsatt rettet kraft på hver side av trunnionens halvdel. Ved ren aksial påkjenning av trunnionen vil denne kraften fordele seg jevnt over hele omkretsen til forsterkningsplaten, og ikke bare over en liten seksjon. Det er under de forutsetninger at forsterkningsplaten er flat.

Dette gjør, som beregningene også viser, at lastkapasiteten ved ren aksial belastning er betydelig høyere enn ved bøyning av trunnionen.

I de tilfellene der det både forekommer aksial belastning og bøyning på en gang, vil spenningene først beregnes hver for seg for så og legges sammen til en total bøyespenning. Årsaken til det er at både den aksiale kraften og bøyningen vil skape et bøyemoment i selve forsterkningsplaten. Det er dette bøyemomentet i platen som igjen genererer de største spenningene i platen, og som vil virke på samme sted både ved aksial kraft og bøyning. Derfor legges disse sammen til slutt, for å gi de totale bøyespenningene i platen.

5.6 Kraftfordeling i forsterkningsplaten

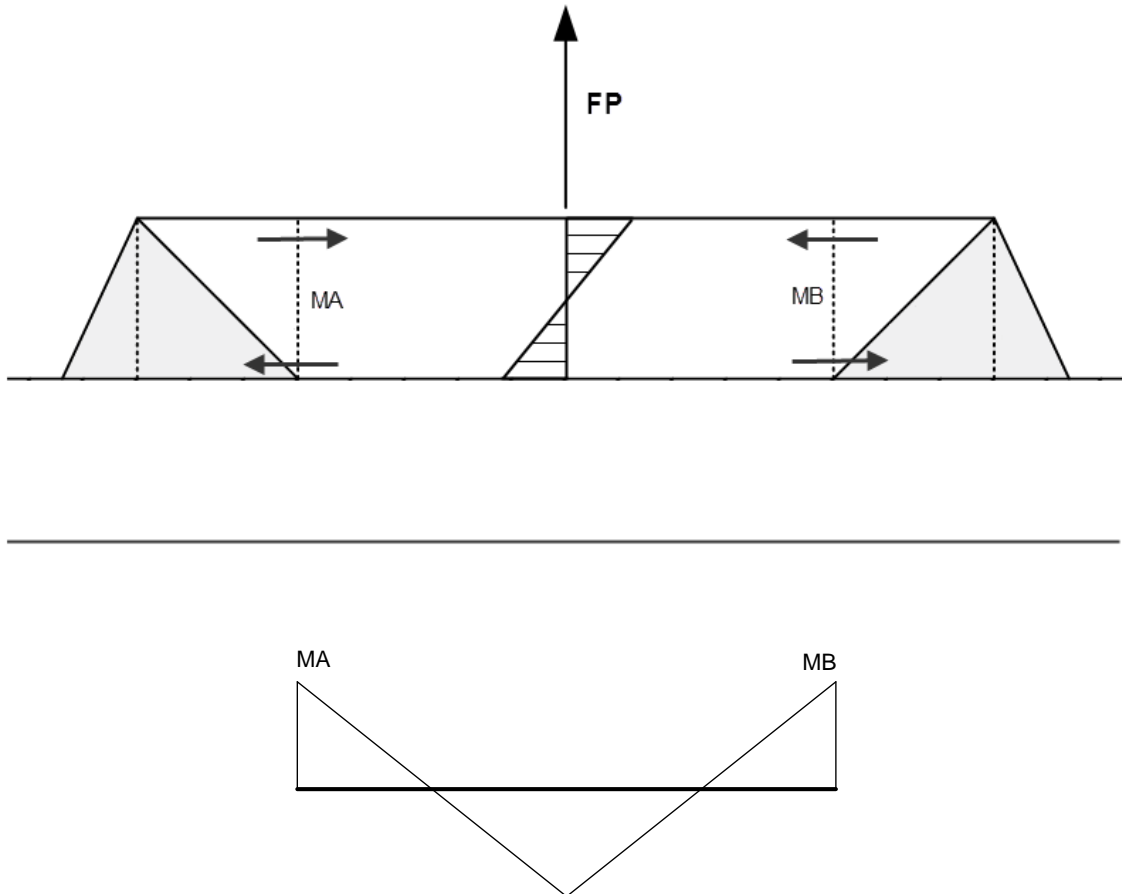
Forsterkningsplaten, som det videre er valgt å beregne som en bjelke, er fastsveist til røret med den optimaliserte sveisemetoden både på innsiden og utsiden, og antas derfor som fast innspent i begge ender. Når trunnionen er plassert i senter av forsterkningsplaten vil dette gi et moment som er like stort både i punktet hvor lasten er plassert og ved innspenningene. Dette momentet kan beregnes etter påfølgende formler for fast innspent bjelke [14].



Figur 5-19 Fast innspent bjelke [14]

5.6.1 Bøyemoment

Momentet som virker i platen vil fordele seg som anvist på figur 5-20 under. Det er momentene ved avmerkede MA og MB som er av videre interesse, da disse også påvirkes av spenningene som skapes av rørets innvendige trykk. I tillegg til at senter av platen ikke er utsatt for trykkspenningene, vil hele trunionens veggtykkelse være fastsveist nettopp i der, noe som gjør den midtre regionen stivere enn resten av den ikke-oplagrede delen av forsterkningsplaten.



Figur 5-20 Bøyemoment i forsterkningsplaten

Det største momentet som virker i platen kan beregnes med formelen fra figur 5-19

$$M_{max} = \frac{F_P \cdot L}{8} \text{ (Formel 5-15)}$$

Den faktiske lengden L som benyttes er som tidligere drøftet avhengig av hvilken type innspenning som er brukt. For en kilsveis vil lengden L være lik platens fulle bredde. Ved å benytte den optimaliserte sveisen vil lengden kortes ned som en følge av at sveisen legges innover i platen, og dermed brenner en gitt lengde av platens ytterkanter fast i hovedrøret.

Andelen av forsterkningsplaten som er fastsveist vil da bli en integrert del av hovedrøret, og det vil derfor være like i innerkant av sveisene at de største spenningene virker.

Bøying

Basert på overnevnt informasjon kan det utledes en formel som gir de største bøyespenningene som virker i forsterkningsplaten. Det tas utgangspunkt i formel 5-16 som tilsier at spenningene er lik momentet delt på motstandsmomentet [17].

$$\sigma = \frac{M}{W} \text{ (Formel 5-16)}$$

Formelen for største moment i platen er som beskrevet over lik

$$M = \frac{F_P \cdot L}{8} \text{ (Formel 5-17)}$$

Setter inn den tidligere utledede formelen for å kalkulere kraften som virker i kraftparet

$$F_P = \frac{F \cdot L_t}{D_{par}} \text{ (Formel 5-18)}$$

Dermed blir den endelige formelen for største moment i platen lik

$$M = \frac{F \cdot L_t \cdot L}{8 \cdot D_{par}} \text{ (Formel 5-19)}$$

Motstandsmomentet til en bjelke, som platen er forenklet til, beregnes ved følgende formel [17]

$$W = \frac{b \cdot t_p^2}{6} \text{ (Formel 5-20)}$$

Dermed står det igjen en ferdig utledet formel for de største bøyespenningene i forsterkningsplaten ved langsgående bøying av trunnionen

$$\sigma_{bl} = \frac{0,75 \cdot F_L \cdot L_t \cdot L}{D_{par} \cdot b \cdot t_p^2} \text{ (Formel 5-21)}$$

Justert for tversgående bøying, med en faktor på to, blir formelen

$$\sigma_{bc} = \frac{1,5 \cdot F_C \cdot L_t \cdot L}{D_{par} \cdot b \cdot t_p^2} \text{ (Formel 5-22)}$$

Hvor,

F_L = Langsgående tilført kraft på trunnionen [N]

F_C = Tversgående tilført kraft på trunnionen [N]

L_t = Trunnionens lengde [mm]

L = Forsterkningsplatens bredde [mm]

D_{par} = Avstanden mellom kraftparets krefter [mm]

b = Dimensjonerende inngrepsbredde på platen [mm]

t_p = Tykkelsen til forsterkningsplaten [mm]

Aksielt

Ved aksiell belastning tas det utgangspunkt i samme forutsetninger som ved bøyning, men utledningen blir noe annerledes som en følge av at kraften påføres aksielt, og ikke ved bøyning.

Formelen for spenning er den samme som ved bøyning

$$\sigma = \frac{M}{W} \text{ (Formel 5-23)}$$

Det er også formelen for største moment i platen

$$M = \frac{F_A \cdot L}{8} \text{ (Formel 5-24)}$$

Utgangspunktet til formelen for motstandsmoment er også likt, men bredden som benyttes ved aksiell belastning er betydelig større enn ved bøyning.

$$W = \frac{b \cdot t_p^2}{6} \text{ (Formel 5-25)}$$

Den dimensjonerende bredden som motvirker den aksielle belastningen er platens innvendige omkrets, justert til innsiden av sveisene som vist av figur 5-3.

$$b = (D_i + 2 \cdot t_p) \cdot \pi \text{ (Formel 5-26)}$$

I tillegg legges det til en faktor på 2 for å ta høyde for rørets geometri. For rene aksielle krefter gir dette til slutt en endelig formel ved ren aksiell belastning lik

$$\sigma_{ba} = \frac{1,5 \cdot F_A \cdot L}{(D_i + 2 \cdot t_p) \cdot \pi \cdot t_p^2} \text{ (Formel 5-27)}$$

Hvor,

F_A = Tilført aksiell kraft på trunnionen [N]

L = Forsterkningsplatens bredde [mm]

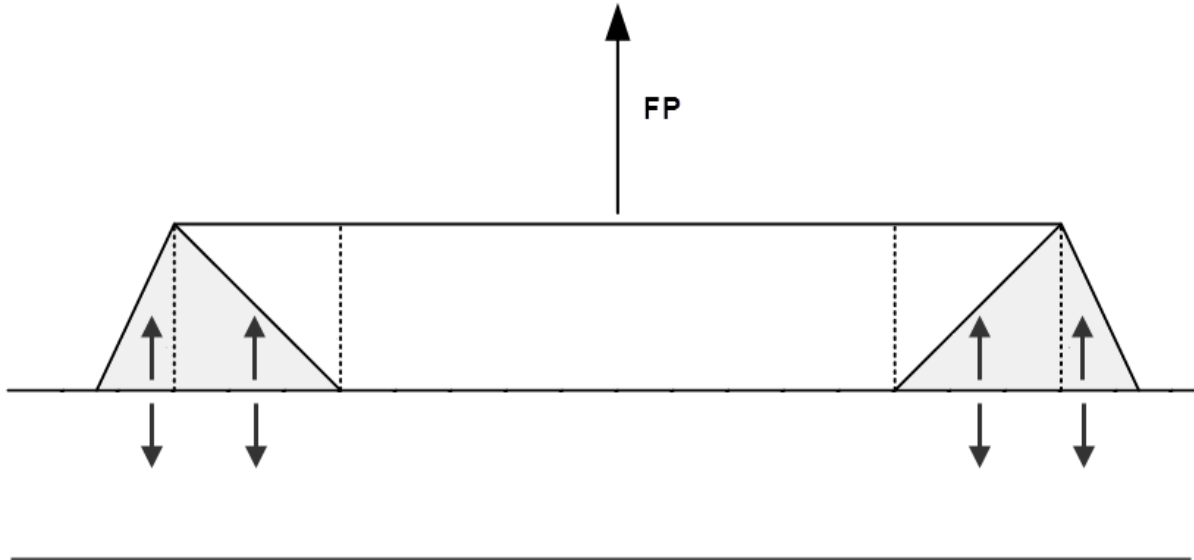
D_i = Forsterkningsplatens indre diameter [mm]

b = Dimensjonerende inngrepsbredde på platen [mm]

t_p = Tykkelsen til forsterkningsplaten [mm]

5.6.2 Reaksjonskrefter

Forsterkningsplaten må være i stand til å motstå reaksjonskreftene som virker mellom sveisen og hovedrøret. Derfor utledes det en teori som viser hvordan disse kreftene kan beregnes.



Figur 5-21 Reaksjonskrefter

Formelen for å finne arealet av sveisen som behøves for å ta opp hele reaksjonskraften kan utledes fra formelen [17]

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ (Formel 5-28)}$$

Siden det antas at kreftene fordeler seg likt til hver side av platen, når trunnionen er plassert i senter, vil reaksjonskraften ved hver opplagring være lik halvparten av kraften som virker i senter av bjelken. Dette kan omskrives til en formel som gir det største potensielle kraftparet sveisene har kapasitet til å motstå

$$F_P \leq \sigma_{till} \cdot A \cdot 2 \text{ (Formel 5-29)}$$

Nødvendig areal for å ta opp reaksjonskreftene blir da

$$A \geq \frac{F_P}{\sigma_{till} \cdot 2} \text{ (Formel 5-30)}$$

Hvor,

$$A = Lr \cdot b \text{ (Formel 5-31)}$$

Nødvendig lengde av sveisen som en funksjon av kraftparets størrelse og tillatt spenning gis dermed av formelen

$$Lr \geq \frac{F_p}{\sigma_{till} \cdot b \cdot 2} \quad (\text{Formel 5-32})$$

Hvor,

F_p = Kraftparets størrelse [N]

Lr = Breddeandelen av sveisen som er nødvendig for å ta opp reaksjonskreftene [mm]

σ_{till} = Tillatt spenning i materialet [MPa]

Dette gir vanligvis et veldig lavt tall, og er bare nødvendig hvis det skulle være tvil om at konstruksjonen er i stand til å ta opp reaksjonskreftene som oppstår mellom sveisen og hovedrøret.

For å finne lengden L , som er bjelkens avstand mellom de faste innspenningene, må distansen sveisen er lagt inn i platen trekkes fra platens opprinnelige bredde, fra indre diameter til ytre. Som vist på figur 5-3. Denne lengden vil være den dimensjonerende for å finne de største spenningene i platen, gitt at lasten regnes som en punktlast i senter av forsterkningsplaten. Siden fugen sveisen legges i er spesifisert til å være 45° , vil distansen sveisen legges innover i hver ende av platen være lik platens tykkelse, t_p .

$$L = \text{Platens bredde} - 2 \cdot t_p \quad (\text{Formel 5-33})$$

Det største momentet i platen finnes allikevel ved å legge til to ganger den kalkulerte lengden Lr på bjelkens kalkulerte bredde L . Selv om det er der det største momentet teoretisk vil virke, vil spenningene være lavere der fordi rørets veggtykkelse også må legges til platens tykkelse i området hvor platen er fastsveist til røret, noe som fører til en betydelig økning av motstandsmomentet som igjen reduserer spenningene i materialet.

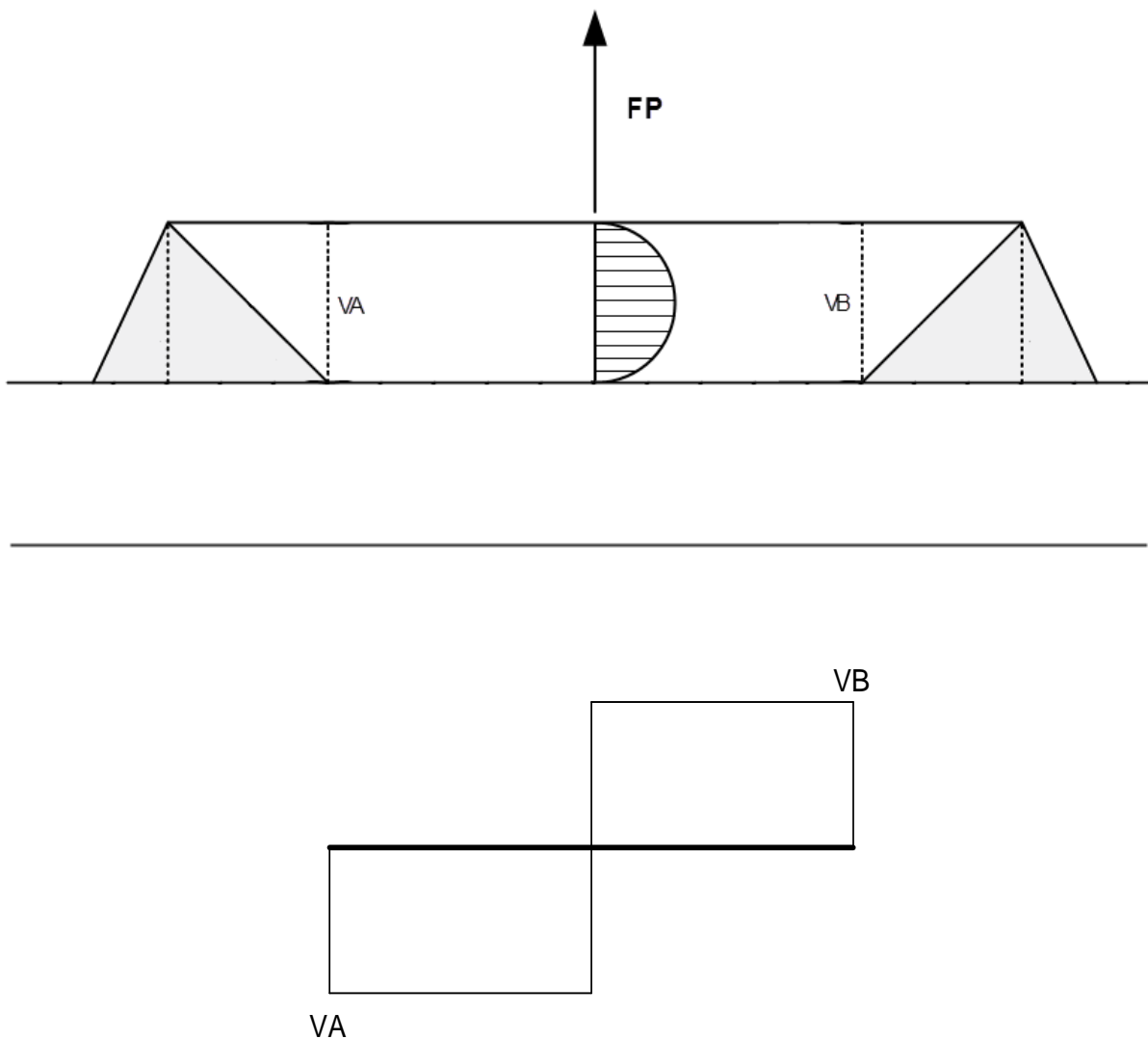
$$L_{max} = L + 2 \cdot Lr \quad (\text{Formel 5-34})$$

Lengden L_{max} benyttes derfor ikke for å beregne spenningene, men bare for å indikere hvor momentet, ikke spenningene, rent teoretisk vil være høyest i platen.

Dermed er det verdien L som er nødvendig å ta med i videre beregninger av platens kapasitet, mens teorien om L_{max} bare er informativ, og uten betydning for den dimensjonerende beregningen av forsterkningsplaten.

5.6.3 Skjærkrefter

I tillegg til bøyemoment vil det også virke skjærkrefter i platen. De største skjærspenningene vil i likhet med bøyespenningene opptre i overgangene hvor sveisene slutter, illustrert med VA og VB.



Figur 5-22 Skjærkrefter

Formel for å kalkulere skjærkrefter er [17]

$$\tau = \frac{V}{A} \text{ (Formel 5-35)}$$

Hvor tvernsnittsarealet A som kreftene virker på er produktet av platens tykkelse t_p og platens inngrepsbredde, b .

$$A = t_p \cdot b \text{ (Formel 5-36)}$$

Skjærkraften V som virker på dette arealet er halve kraften F_p , gitt at trunnionen er plassert i senter.

$$V = \frac{F_p}{2} \text{ (Formel 5-37)}$$

Siden kraften fordeler seg tilnærmet likt på begge sider av bjelken kan formelen dermed omskrives til

$$\tau = \frac{F_P}{2 \cdot t_p \cdot b} \quad (\text{Formel 5-38})$$

Selv om kraften teoretisk sett fordeler seg likt til hver side av platen, betyr ikke det at *spenningene* er like på hver side av platen. Årsaken til det er den samme som ved bøyning, der den innvendige bredden av platen er kortere enn den utvendige. Dette gjør at også skjærspenningene vil være større i den innvendige delen av platen enn i den utvendige.

Det er de største skjærkreftene som er de dimensjonerende, ikke gjennomsnittet. Disse maksimalkreftene opptrer som anvist på figur 5-22 midt på platens tykkelse, noe som er helt motsatt av bøyespenningene som vil være størst ved platens ekstremalverdier.

Siden de maksimale bøyespenningene og de maksimale skjærspenningene ikke opptrer i samme punkt, regnes skjær- og bøyespenningene hver for seg, ikke samlet.

De maksimale skjærspenningene kan kalkuleres ved å legge til en faktor på 1,5

$$\tau_{max} = \frac{F_P}{2 \cdot t_p \cdot b} \cdot 1,5 \quad (\text{Formel 5-39})$$

Setter inn formelen for kraftparet F_P

$$F_P = \frac{F \cdot L_t}{D_{par}} \quad (\text{Formel 5-40})$$

Står dermed igjen med formel for maksimal skjærspenning i platen som en funksjon av tilført kraft

$$\tau_{max} = \frac{0,75 \cdot F \cdot L_t}{t_p \cdot b \cdot D_{par}} \quad (\text{Formel 5-41})$$

Hvor,

F = Tilført kraft [N]

L_t = Trunnionens lengde [mm]

t_p = Tykkelsen til forsterkningsplaten [mm]

b = Dimensjonerende inngrepsbredde på platen [mm]

D_{par} = Avstanden mellom kraftparets krefter [mm]

De maksimale skjærspenningen må ikke overskride den dimensjonerende skjærkapasiteten, τ_d

$$\tau_{max} < \tau_d \quad (\text{Formel 5-42})$$

Hvor,

$$\tau_d = \frac{\sigma_{till}}{\sqrt{3}} \quad (\text{Formel 5-43})$$

5.7 Trunnionens plassering

I henhold til Aker Solutions' pipesupportstandard slik den er i bruk i dag, er ikke trunnionen plassert midt på forsterkningsplaten, men slik at den er nærmere den indre diameteren enn den ytre.

En årsak til at trunnionen er plassert utenfor senter i Akers pipesupportstandard kan være at Metode B er utviklet med bakgrunn i Metode A. Det kan forklare hvorfor det er valgt å bruke en bredde på forsterkningsplaten som til en viss grad følger Metode A.

En slik plassering av trunnionen på forsterkningsplaten vil potensielt kunne føre til en dårligere kapasitet i selve forsterkningsplaten, enn ved å plassere trunnionen i senter av platen. Dette er fordi avstanden økes mellom indre og ytre opplagring etter som dimensjonen går opp, noe som er nødvendig for å kunne beholde noe av platen på innsiden og fortsatt ha den største andelen av platen på utsiden. Dette fører til at utbøyningen og momentet i platen økes i takt med platenes bredde. Samtidig vil trunnionen ved en slik løsning være plassert nærmere den innvendige enn den utvendige opplagringen til platen, noe som også fører til en økt belastningen på den svakeste, innvendige delen av platen.

Ved å plassere trunnionen i senter av forsterkningsplaten vil belastningen fordeles tilnærmet likt på hver side av forsterkningsplaten. Selv om den jevne kraftfordelingen er bedre for forsterkningsplatenes kapasitet enn den asymmetriske løsningen som står beskrevet i pipesupportstandard, vil fortsatt den indre sveisen og delen av platen være noe svakere enn den ytre på grunn av mindre bredde.

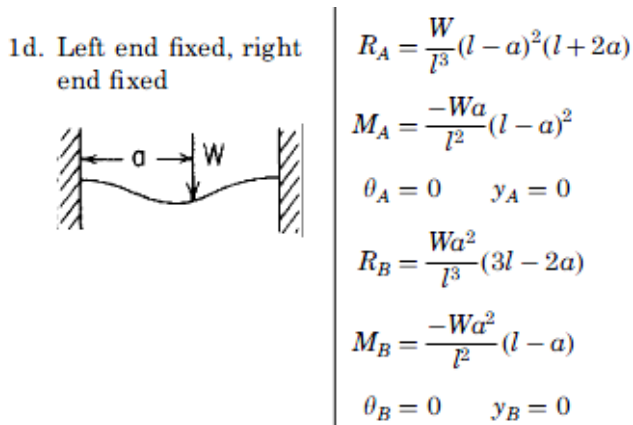
Sett fra et annet perspektiv kan forsterkningsplaten også være fordelaktig slik den står beskrevet, ved at den dekker et større område av røret på utsiden av trunnionen enn den ville gjort hvis den var likt fordelt både på innsiden og utsiden av trunnionen. Ved å dekke et større område av hovedrøret med forsterkningsplaten, vil en større andel av spenningene rent teoretisk kunne tas opp i platen relativt til selve rørveggen. Samtidig vil kreftene som overføres til hovedrøret virker på et større område, noe som igjen betyr lavere spenninger. Dette forutsetter selvsagt at forsterkningsplaten alene er sterk nok til å tåle den økte påkjenningen den utsettes for ved en slik asymmetrisk plassering.

I praksis er denne problemstillingen mest utfordrende for små dimensjoner der størrelsen begrenser muligheten til å benytte relativt brede plater, som ville blitt problematisk på innsiden av trunnionen med hensyn til mangel på plass og den korte innvendige diameteren.

For Metode A er ikke dette et problem, siden selve trunnionen er sveist direkte til røret med en full gjennombrenningssveis, og platen ligger som en forsterkning utenpå. Dette gjør at platen ikke vil oppleve utbøyning slik som Metode B, da det vil være selve knutepunktet og området rundt som tar opp belastningen og eventuell defleksjon, ikke forsterkningsplaten alene.

5.7.1 Asymmetrisk plassering av trunnionen på platen

For asymmetrisk plassering av trunnionen på platen blir de nødvendige formlene for å beregne momentet i platen noe annerledes enn ved sentrert plassering [17]. Det betyr at hvis det skulle være behov for å kalkulere kapasiteten til en forsterkningsplate som ikke har trunnionen plassert i senter, er det bare å bytte ut formelen for største moment i platen ved sentrert plassering, med formelen for ikke-sentrert plassering av lasten. Defleksjonen i platen vil også bli noe redusert ved asymmetrisk plassering, sammenlignet med en plassering i senter.



Figur 5-23 Asymmetrisk plassering av last [17]

Trunnionen har uansett et gitt byggemål, slik at for å få en asymmetrisk plassering av trunnionen på platen, uten å forandre trunnionens diameter, så må det gjøres en designforandring av selve forsterkningsplaten. Ved å konstruere platen slik at trunnionen plasseres asymmetrisk, forandres fordelingen av krefter i platen slik at påkjenningen øker i den delen av platen som flyttes nærmere trunnionen.

Hvis platen konstrueres slik at avstanden fra platens ytterkant plasseres nærmere trunnionen, og da teoretisk øker kapasiteten til selve forsterkningsplaten, vil det innebære at platen ikke avlaster hovedrøret i særlig grad. Hvis platens utforming er motsatt, slik at trunnionen plasseres nærmere den innvendige diameteren til platen, vil forsterkningsplaten være lavere samtidig som hovedrøret avlastes i større grad.

Forsterkningsplaten selv har også en direkte innvirkning på kapasiteten, der en kort forsterkningsplate vil ha en høyere egenkapasitet, mens en bredere plate i større grad vil avlaste hovedrøret.

Det blir på mange måter en slags balansegang mellom å konstruere en forsterkningsplate som er sterk nok i seg selv, men ikke avlaster hovedrøret av nevneverdig karakter, og det å konstruere en forsterkningsplate som avlaster hovedrøret i stor grad, men selv ikke er i stand til å tåle lastene.

Derfor tas det som utgangspunkt i denne oppgaven at trunnionen plasseres i senter av forsterkningsplaten.

5.8 Defleksjon

Det er også krav til hvor stor defleksjon trunnionen kan ha. Denne defleksjonen kan kalkuleres teoretisk ved hjelp av en tilnærmet beregningsmetode. Forsterkningsplaten må dimensjoneres slik at defleksjonen ligger innenfor definert akseptabelt nivå.

5.8.1 Defleksjon i forsterkningsplaten

Ved å bruke antagelsene illustrert av figurene under, kan defleksjonen i forsterkningsplaten beregnes tilnærmet.

Beregningene som gjøres av defleksjonen er et tilnærmet anslag ved hjelp av bjelketeori, der defleksjonen i platen antas å være like stor for begge sidene av trunnionen. I realiteten vil ikke dette være tilfelle siden platen på den ene siden blir trykket ned mot hovedrøret. Den faktiske defleksjonen i platen vil derfor være større på strekksiden som vist til høyre på figur 5-24, enn ved trykksiden til venstre.

Defleksjonsberegningene av forsterkningsplaten gjøres ved å benytte den generelle formelen for defleksjon ved fast innspent bjelke, som gitt av figur 5-19 [14].

$$\Delta p = \frac{F_p \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I} \text{ (Formel 5-44)}$$

Der annet arealmoment beregnes med følgende formel

$$I = \frac{b \cdot t_p^3}{12} \text{ (Formel 5-45)}$$

Hvor,

F_p = Kraftparets størrelse [N]

L = Forsterkningsplatenes bredde [mm]

E = Elastisitetsmodulen [MPa]

I = Annet arealmoment [mm⁴]

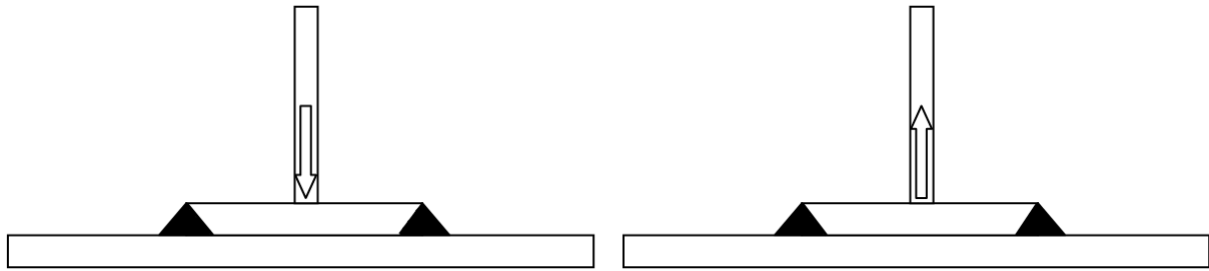
b = Forsterkningsplatenes inngrepsbredde [mm]

t_p = Tykkelsen til forsterkningsplaten [mm]

Defleksjon i trunnionen er i utgangspunktet uønsket. Det er krav til hvor mye en pipesupport kan gi etter, noe som fordeles mellom trunnionen og selve pipesupporten som trunnionen normalt sett er montert i. Hvis utslaget på trunnionen er for stort betyr det at det ikke er rom for noe defleksjon i pipesupporten. Overskrider den totale defleksjonen tillatt verdi, må konstruksjonen forsterkes for å kunne tas i bruk.

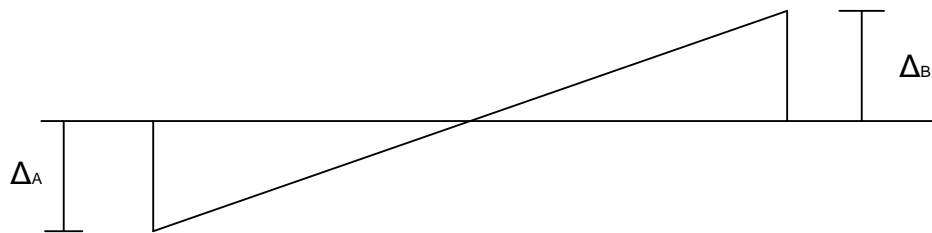
Kravene til defleksjon på tvers av rørets lengderetning er ikke like strenge som på langs. Dette er fordi utslagene på langs med rørlinjen påvirker resten av rørsystemet i betydelig større grad enn ved bøyning på tvers av rørets lengderetning.

Ved bøyning av trunnionen vil kraftparet som virker på platen fordele seg som illustrert på figur 5-24 under, der den ene kraften virker nedover og den andre oppover.



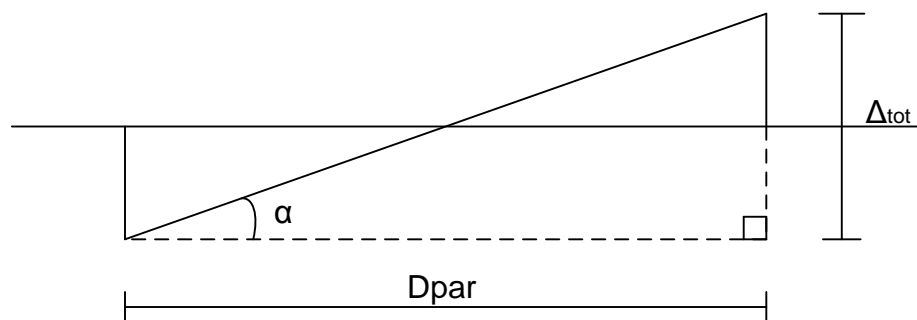
Figur 5-24 Tversnitt ved bøyning

Denne defleksjonen, definert som Δ_A og Δ_B , kan kalkuleres med formelen gitt over, og vil gi en defleksjon nedover på den ene siden og oppover på den andre siden. Det antas konservativt at defleksjonen nedover er like stor som defleksjon oppover, selv om den i realiteten vil være lavere der hvor platen trykkes ned mot hovedrøret, og dermed er avhengig av at hovedrøret trykkes sammen.



Figur 5-25 Defleksjon

De to utbøyningene gir til sammen en total defleksjon. Denne totale defleksjonen danner så en vinkel i forhold til opprinnelig plassering som igjen kan brukes til å finne det totale utslaget på trunnionen.



Figur 5-26 Total defleksjon

Vinkelen α kan beregnes ved å legge sammen defleksjonen som virker på hver siden av platen.

Dette gir $\Delta_A + \Delta_B = \Delta_{tot}$.

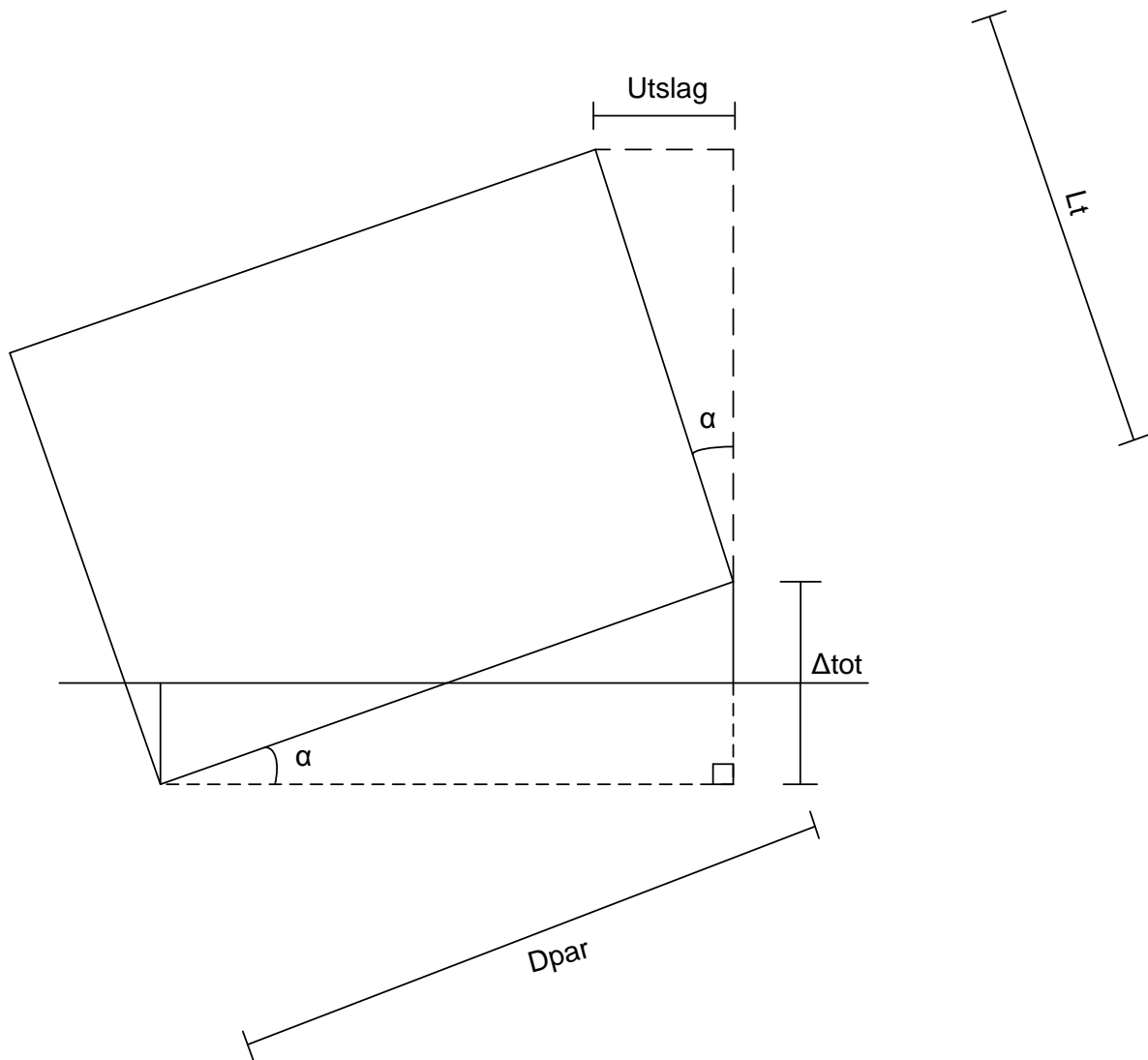
Deretter settes den totale defleksjonen inn i formelen

$$\sin \alpha = \left(\frac{\Delta_{tot}}{D_{par}} \right) \text{ (Formel 5-46)}$$

Som utledet med hensyn på vinkelen α gir

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{\Delta_{tot}}{D_{par}} \right) \text{ (Formel 5-47)}$$

Vinkelen α angir da vinkelen mellom de to utslagene i forsterkningsplaten. Dermed er det mulig å kalkulere hvilket endelig utslag denne vinkelen gir på enden av trunnionen, som har lengden L_t .



Figur 5-27 Totalt utslag på trunnionen

Det totale utslaget i enden av trunnionen kan beregnes med formelen

$$\Delta p = \sin \alpha \cdot L_t \text{ (Formel 5-48)}$$

5.8.2 Defleksjon i selve trunnionen

Beregningene over viser at trunnionen ikke er helt fast innspent, siden det som vist forekommer en viss defleksjon i forsterkningsplaten. Det foretas allikevel en konservativ antagelse som tilsier at trunnionen er fast innspent i enden, og at det derfor er null defleksjon i platen. Dette gjør at det også er mulig å regne ut hvor stor defleksjonen er i selve trunnionen, uavhengig av forsterkningsplaten.

Trunnionens defleksjonen kalkuleres da med formelen for utkraget bjelke [17]

$$\Delta t = \frac{F \cdot L t^3}{3 \cdot E \cdot I} \text{ (Formel 5-49)}$$

Der annet arealmoment beregnes med formelen for en hul sylinder

$$I = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} \text{ (Formel 5-50)}$$

Hvor,

F = Tilført kraft [Mpa]

Lt = Trunnionens lengde [mm]

E = Elastisitetsmodulen [MPa]

I = Annet arealmoment [mm⁴]

D = Utvendig diameter [mm]

d = Innvendig diameter [mm]

Dette kalkulerte utslaget Δt virker direkte på enden av trunnionen, og legges sammen med verdien for utslaget på enden av trunnionen som en følge av defleksjonen i platen, Δp .

5.8.3 Total defleksjon

Summen av forsterkningsplaten og trunnionens defleksjon vil dermed gi et konservativt anslag av hvor stor den totale defleksjonen i trunnionen vil være under gitte forutsetninger, ved langsgående bøyning. Den kalkulerte verdien kan dermed sammenlignes med største tillatte defleksjon i trunnionen for å se hvorvidt løsningen kan tillates.

$$\Delta_{total} = \Delta p + \Delta t \text{ (Formel 5-51)}$$

5.9 Trunnionens lengde

Kraftparet som virker på forsterkningsplaten er et resultat av bøyemomentet i trunnionen, som igjen er produktet av trunnionens lengde og tilførte kraft.

Dette betyr, noe selvforklarende, at en lenger trunnion vil gi et større moment og dermed også en større belastning enn en kortere trunnion vil gi med samme tilførte kraft.

Lengden til en trunnion er vanligvis over 150 millimeter. Er avstanden kortere brukes det normalt sett en sveist sko eller tilsvarende. En trunnion kan i prinsippet være veldig lang, men siden lengden som beskrevet har en direkte innvirkning på kapasiteten, forsøkes det designmessig å justere rørstøttestrukturen slik at det unngås at trunnionen blir alt for lang.

Lengden vil også ha en direkte innvirkning på det totale defleksjonsutslaget i enden av trunnionen, som sammen med lastkapasiteten vil kunne være utslagsgivende for om trunnionen kan benyttes eller ikke.

5.10 Trykkspenninger

I tillegg til bøyespenningene i forsterkningsplaten, vil det også virke spenninger i platen som en følge av det innvendige trykket.

Labtosten viser at trykkspenningenes påvirkning av forsterkningsplaten kan beregnes med formelen for langsgående trykkspenninger, uavhengig av om trunnionen bøyes på langs eller på tvers.

$$\sigma_p = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t_{tot}} \quad (\text{Formel 5-52})$$

Hvor,

P = Innvendig trykk i hovedrøret [MPa]

D = Utvendig diameter på hovedrøret [mm]

t_{tot} = Total veggtykkelse, summen av hovedrørets og forsterkningsplatens veggtykkelse [mm]

Total veggtykkelse kan beregnes med formelen

$$t_{tot} = t_r + t_p \quad (\text{Formel 5-53})$$

5.11 Totale spenninger

De totale spenningene vil i utgangspunktet enten være summen av trykkspenningene og bøyespenningene, eller summen av trykkspenningene og skjærspenningene. For denne oppgaven viser beregningene gjennomført i Vedlegg C at det er bøyespenningene sammen med trykkspenningene som forårsaker de største totale spenningene, og dermed også er dimensjonerende for konstruksjonen.

I likhet med Metode A [6], vil de totale spenningene for Metode B være summen av bøyespenningene og trykkspenningene.

$$\sigma_{tot} = \sigma_b + \sigma_p \quad (\text{Formel 5-54})$$

6 Laboratorietest av Metode B

Det ble besluttet å fabrikkere en fullskala testmodell av en trunnion forsterket med Metode B som en del av oppgaven. Det ble benyttet et 8" hovedrør med en 300 millimeter lang, 4" trunnion. Disse målene ble bestemt på bakgrunn av informasjon fra flere rørdesignere i Aker Solutions som mente at en slik dimensjonskombinasjon har vært mye brukt i Nordsjøen ved tidligere anledninger. Derfor ble disse dimensjonene ansett som et fornuftig utgangspunkt å utføre tester på.

I hver ende av 8" røret ble det påsveist endekapper med testplugg. Årsaken til det var å muliggjøre innvendig trykksetting av røret og dermed også åpne for å dokumentere hvordan trykket påvirker spenningene i røret og i forsterkningsplaten. Rent teoretisk vil trykket ofte stå for en stor andel av de totale spenningene, spesielt i hovedrøret. Derfor vil en slik test kunne gi svært interessant informasjon om hvordan dette virker i realiteten.

Trunnionen som ble testet var forsterket etter tidligere beskrevet prosedyre for Metode B. Forsterkningsplaten hadde en bredde på 50 millimeter mellom indre og ytre diameter, med trunnionen plassert i senter. Platen ble fabrikkert av et rørstykket fra det samme 8" røret som ble brukt til selve hovedrøret. Sveisene som knytter platen og hovedrøret sammen ble laget etter den foreslåtte optimalisert sveisemetoden som er illustrert av figur 5-3, med sveisen lagt inn i en 45° fuge innover i platen.

Rørspesifikasjonen som ble benyttet var NORSOK, BC21 [9].

Den faktiske veggtykkelsen til begge rørene ble målt før fabrikasjon, slik at tallene som ble brukt i beregningene skulle stemme overens med de reelle målene til modellen.

Trunnionen hadde en målt veggtykkelse på 6,2 millimeter, noe som var nesten 0,2 millimeter over kravet i rørspesifikasjonen på 6,02, mens veggtykkelsen til hovedrøret ble målt til 8,2 millimeter som stemte bra overens med designkravet på 8,18.

Aksiell belastning ble av praktiske årsaker ikke testet. Ved ren aksiell kraft vil det være nødvendig med en betydelig høyere tilført kraft for å overskride tillatte nivåer, enn ved bøyning, og anses dermed ikke som like kritisk for konstruksjonen.

På grunn av stivheten til forsterkningsplaten var det på forhånd forventninger om at spenningene i selve forsterkningsplaten ville være lavere enn hva den konservative teorien skulle tilsi. Dette avviket er tydeligere for små dimensjoner, der forsterkningsplaten er relativt kort og tykk, enn for større dimensjoner med påfølgende bredere forsterkningsplate og større avstand mellom sveisene.

I tillegg forteller teorien at de største spenningene i platen vil opptre på innsiden av trunnionen, som det ikke er mulig å komme til for montering av streklapper. Disse ble montert på forsterkningsplaten, på utsiden av trunnionen. Det var derfor forventet at også dette ville medføre at de avleste verdier ville være noe lavere enn hva teorien tilsa.

Formålet med testen var også å måle hvordan det innvendige trykket ville påvirke de forskjellige delene av konstruksjonen. I tillegg var det forventninger knyttet til hvor stort spenningsforholdet mellom langsgående og tversgående bøyning ville være, samt spenningsforskjellene mellom hovedrøret og forsterkningsplaten. Trunnionens faktiske defleksjon i forhold til teorien var også av stor interesse.

6.1 Fabrikking og forberedende arbeid

Før strekkklappene kunne tas i bruk var det behov for en viss klargjøring. For å kompensere for en eventuell temperaturforandring i materialet ble det benyttet dummy-strekkklapper som ble montert på et rørstykke som var til overs etter fabrikasjonen av selve rørkonstruksjonen. Bruk av dummyer betydde derfor at det var nødvendig å ta i bruk to strekkklapper for hver måling, med en aktiv part og en dummypart. Det ble loddet tre stykker 15-pins pluggen på hvert par med strekkklapper. Hver strekkklapp vil dermed gi målinger for de tre retningene A, B og C, som vist på figur 6-20.

Ønsket design på testmodellen ble formidlet til kvalifisert personell ved verftet Aker Egersund (AEG), og det ble opprettet en løpende dialog der det ble diskutert hvilke løsninger som faktisk lot seg gjennomføre. Etter at de endelige planene var på plass, fabrikerte AEG testmodellen og klargjorde innspenningsriggen. Selve testingen av modellen ble gjennomført i trykktestingslokalene til AEG.

6.1.1 Oppsett

Figur 6-1 under viser testmodellen ferdig innspent, før nødvendig måleutstyr har blitt montert.



Figur 6-1 Testmodellen

For å teste kapasiteten til trunnionen var det nødvendig å komme opp med en løsning som gjorde det mulig å feste testmodellen på en slik måte at den ikke ville bevege seg når trunnionen ble utsatt for de påtenkte bøyekreftene. I tillegg måtte det være mulig for røret å ekspandere fritt som en følge av det indre trykket.

Løsningen ble å sveise to sveisesko fast til undersiden av røret. Den ene sveiseskoen ble så sveist fast til et 35 millimeter tykt sveisebord som anvist på figur 6-2, slik at røret på den ene siden av trunnionen var helt fastankret og uten mulighet til å bevege seg i noen retning.



Figur 6-2 Sveisesko fastsveist til bordplaten

Sveiseskoen på andre siden av trunnionen ble ikke fastsveist til bordplaten, men som figur 6-3 viser, bare plassert løst slik at rørets ekspansjon som en følge av de innvendige trykkreftene ikke skulle forhindres ved trykksetting. En total fastsveising av røret på begge sider ville kunne forårsaket avvik i målingene av trykkpåkjenningen.



Figur 6-3 Sveisesko hvilende på bordplaten

For å hindre at den løse enden av røret skulle bevege seg sideveis eller oppover, ble det konstruert en ramme som ble plassert over røret som en bøylye, som anvist på figur 6-4 under. Rammen ble så sveist fast i bordplaten.



Figur 6-4 Opplagringsramme

Totalt sett gjorde innspenningen at røret kunne ekspandere fritt i lengderetningen uten at det hadde muligheten til å bevege seg i noen annen retning.

For å påføre bøyekreftene ble det vurdert to alternativer. Det ene alternativet var å plassere en oljejekk mellom trunnionen og bordplaten for så å påføre tversgående bøyemoment på trunnionen direkte fra sveisebordet. For langsgående bøyning var forslaget å sveise en vinkel fast til bordplaten, like ved trunnionen, slik at jekken kunne plasseres mellom vinkelen og trunnionen, og dermed påføre bøyekreftene på langs med røret. Disse alternativene ble forkastet på grunn av mangel på tilgjengelige veieceller av typen som kunne brukes til å lese av de påførte kreftene fra oljejekkerne.

Derfor ble løsningen å gå for det litt mer krevende alternativet med å sveise et løfteøre fast til bordplaten, i god avstand fra trunnionen, som vist på figur 6-5, slik at det kunne benyttes en kjetting og en talje til å påføre det nødvendige bøyemomentet på trunnionen i retningen langs med hovedrøret, som vist på figur 6-8.



Figur 6-5 Løfteøre på bordplaten

For å feste kjettingen til selve trunnionen ble det sveist løfteører på baseplaten til trunnionen, ett for langsgående og ett for tversgående bøyning, figur 6-6.



Figur 6-6 Løfteører på trunnions baseplate



Figur 6-7 Testrig for tversgående krefter



Figur 6-8 Testrig for langsgående bøyekrefter

For å kunne bøye trunnionene på tvers av hovedrøret ble det montert en ramme over trunnionen som kjettingen ble montert i. Dermed kunne trunnionen også bøyes oppover, som vist på figur 6-7.

6.1.2 Utstyr

Blant det viktigste utstyret som ble benyttet til testingen var

- **Strekkklapper**
- **Limesett for strekkklapper**
- **Kjetting og talje**
- **Spider 8 og bærbar datamaskin med programvaren Catman 4.5**

Målestasjon hvor verdiene ble avlest, og lagret.



Figur 6-9 Målestasjon

- **Veicelle og måleapparat for tilført kraft**

Veicellen avbildet på figur 6-10 under ble benyttet til å måle tilført kraft på taljen.



Figur 6-10 Veicelle

På figur 6-11 ses måleapparatet som var koblet til veiecellen og gjorde det mulig å lese av de tilførte kreftene. Kraften i skjermvinduet er oppgitt i tonn.



Figur 6-11 Måleapparat for veiecelle

- **Trykktestingspumpe og manometer**

Pumpen på figur 6-12 ble brukt til å trykksette hovedrøret, mens manometeret på figur 6-13 var fastmontert på et av rørets endestykker og ble benyttet til å avlese og kontrollere det innvendige trykket i røret.



Figur 6-12 Trykktestingspumpe



Figur 6-13 Manometer

6.1.3 Strekklassenes plassering

Før strekklassene kunne monteres på rørene måtte områdene hvor strekklassene skulle plasseres pusses til en jevn og glatt overflate.



Figur 6-14 Pussing av overflate

For å gi overflaten en passelig ruhet ble det deretter pusset for hånd med smergelpapir av type 220.



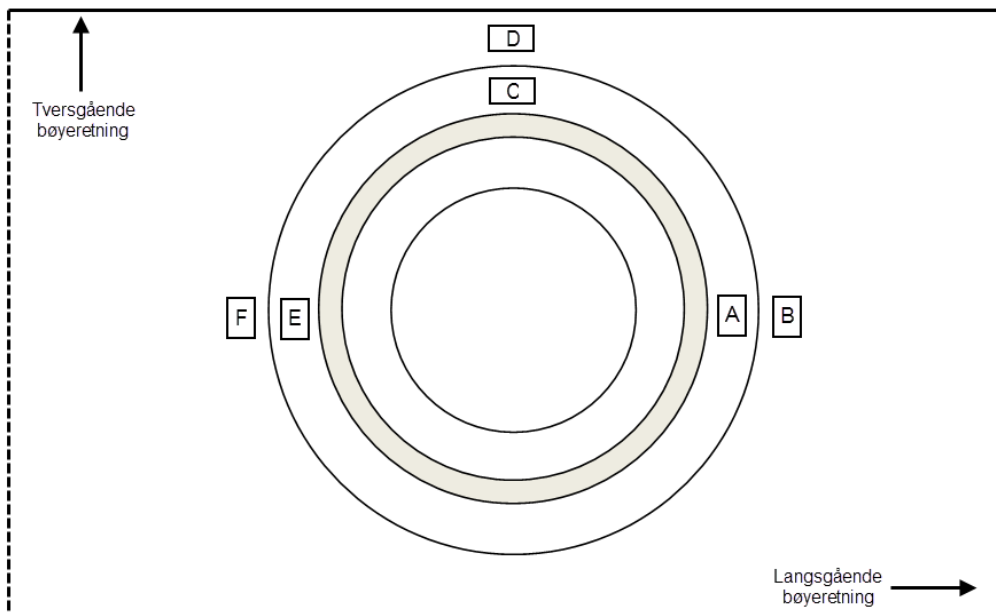
Figur 6-15 Ferdigpusset overflate

Strekklossene ble plassert der det var forventet at de største spenningene skulle oppstå, både på forsterkningsplaten og på hovedrøret. Som vist av figur 6-16 var denne plasseringen ved 0° og 90° langs de aksene som trunionen skulle bøyes om.

Plasseringen av strekklossene gjør at A og B vil være på kompresjonssiden ved langsgående bøyning, der A er plassert på forsterkningsplaten og B er montert på hovedrøret.

Strekklossene E og F vil være i strekk, med E på forsterkningsplaten og F på hovedrøret.

Ved tversgående bøyning vil strekklossene C og D være i kompresjon, der C måler tøyningene på forsterkningsplaten, mens D måler på hovedrøret.



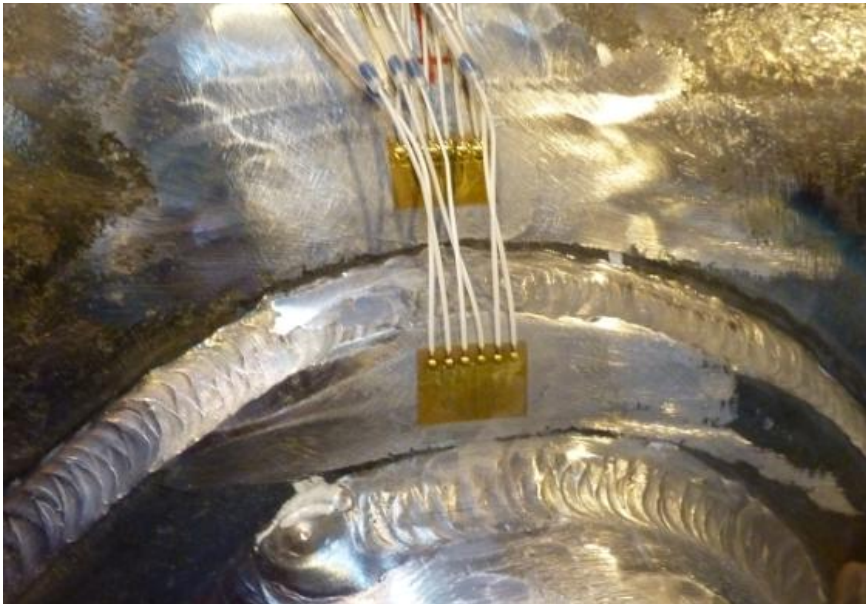
Figur 6-16 Strekklossene plassering

Figur 6-17 viser et bilde av strekklossene ferdig montert i samsvar med illustrasjonen over.



Figur 6-17 Monterte strekklossene

Figur 6-18 viser et nærbilde av strekkklappene C og D, som ble brukt til å lese av tøyningene på kompresjonssiden, ved tversgående bøyning.



Figur 6-18 Nærbilde av strekkklapp C og D

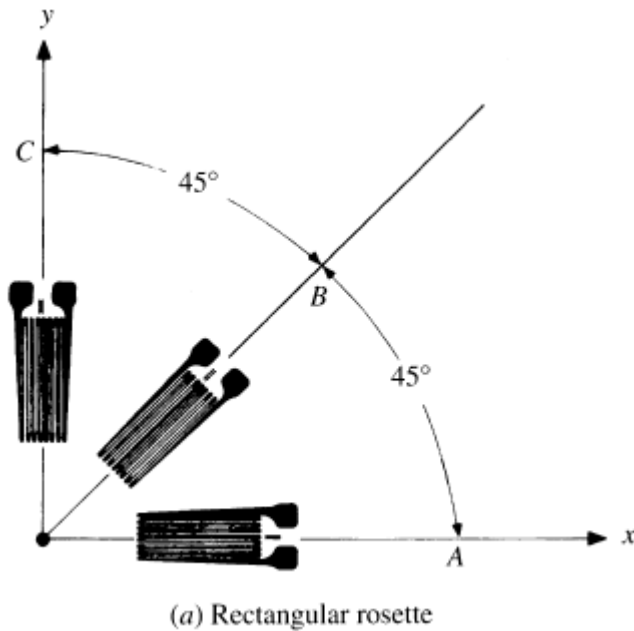
Overflaten til dummystykket ble også pusset ned og rengjort, i liket med på testmodellen, før strekkklappene ble montert.



Figur 6-19 Dummy

6.2 Målinger

Verdiene som avleses fra strekkloppene er tøyningene i materialet, og oppgis i $\mu\text{m}/\text{m}$. Disse verdiene må så omregnes til spenninger slik at det er mulig å dokumentere hvor store spenningene i materialet er i forhold til tilført kraft.



Figur 6-20 Rektangulær rosett [17]

Det ble valgt å bruke rektangulære rosetter til å avlese tøyningene, noe som betyr at for hver strekklopp avleses de respektive tøyningene A, B og C. Disse plasseres slik at A måler ved 0° , B ved 45° og C ved 90° i et definert koordinatsystem.

Strekkloppene ble av praktiske årsaker plassert slik at den midterste indikatoren, B, målte tøyningene i samme retning som bøyningen ble tilført. A og C ville dermed måle tøyningene ved 45° på hver side av akse den bøyes langs.

6.2.1 Spenninger

For å regne ut spenningsene i materialet basert på de avleste tøyingsverdiene benyttes en beregningsmetode fra Roarks formelverk [17] som beskriver bruken av rektangulære rosetter.

Streklappmålingene viser de avleste verdiene [$\mu\text{m}/\text{m}$]

ε_A , ε_B og ε_C

Dette gir tøyninger lik [$\mu\text{m}/\text{m}$]

$$\varepsilon_x = \varepsilon_A \quad (\text{Formel 6-1}) \qquad \varepsilon_y = \varepsilon_C \quad (\text{Formel 6-2}) \qquad \gamma_{xy} = 2 \cdot \varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C \quad (\text{Formel 6-3})$$

Når disse tøyningene er kjent, benyttes Hookes lov for å finne spenningsene

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_x + \nu \cdot \varepsilon_y) \quad (\text{Formel 6-4})$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_y + \nu \cdot \varepsilon_x) \quad (\text{Formel 6-5})$$

$$\tau_{xy} = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} \cdot \gamma_{xy} \quad (\text{Formel 6-6})$$

Deretter må hovedspenningsene beregnes

Hovedspenninger [Pa]

$$\sigma_{p1} = 0,5 \left[(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \cdot (\tau_{xy})^2} \right] \quad (\text{Formel 6-7})$$

$$\sigma_{p2} = 0,5 \left[(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \cdot (\tau_{xy})^2} \right] \quad (\text{Formel 6-8})$$

Hovedspenningsene vil da indikere størrelsen på de største spenningsene som opptrer i materialets overflate i det spesifikke området hvor streklappen er plassert.

Orienteringen til hovedspenningsene må også beregnes

Hovedspenningsenes retning [Grader]

$$\theta_{p1} = \tan^{-1} \left(\frac{\sigma_{p1} - \sigma_x}{\tau_{xy}} \right) \quad (\text{Formel 6-9})$$

$$\theta_{p2} = \tan^{-1} \left(\frac{\sigma_{p2} - \sigma_x}{\tau_{xy}} \right) \quad (\text{Formel 6-10})$$

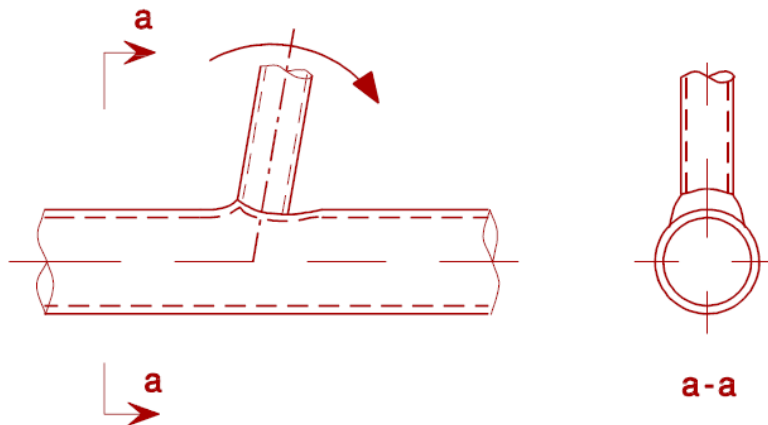
Verdiene viser hovedspenningsenes retning i forhold til den definerte x-aksen, vist på figur 6-20. Vinkelen er positiv *mot* klokken.

Benyttet elastisitetsmodul i oppgaven er 210 000 MPa, mens benyttet $\nu = 0,3$.

6.3 Testresultater

Resultatene fra laborietesten viser at tøyningene for den testede konstruksjonen er høyere i hovedrøret enn i forsterkningsplaten, både med og uten innvendig trykk i hovedrøret. Derfor vil det være interessant å foreta en videre analyse av hvordan selve hovedrøret, på utsiden av forsterkningsplaten påvirkes av kreftene.

Resultatene viser også veldig tydelig hvordan det innvendige trykket har en ulik påvirkning av spenningene i hovedrøret på utsiden av forsterkningsplaten enn i selve forsterkningsplaten.



Figur 6-21 Bøying av trunnion [8]

Etter figur 6-21 over er høyresiden referert til som kompresjonssiden, mens venstresiden er strekksiden, ved anvist langsgående bøying. Dette gjør at platen og hovedrøret på strekksiden har en tendens til å løfte seg, mens de på kompresjonssiden trykkes nedover.

6.3.1 Målte verdier

Verdiene som er brukt som input til grafene er de største kalkulert hovedspenningene basert på de avleste tøyingsverdiene til strekklappene, korrigert etter retning. For noen av strekklappene er begge hovedspenningene tatt med for å vise hvordan de største spenningene ved ren bøying, ikke nødvendigvis trenger å være de største totale spenningene etter at røret er trykksatt.

Tabellene er gjengitt i Vedlegg E.

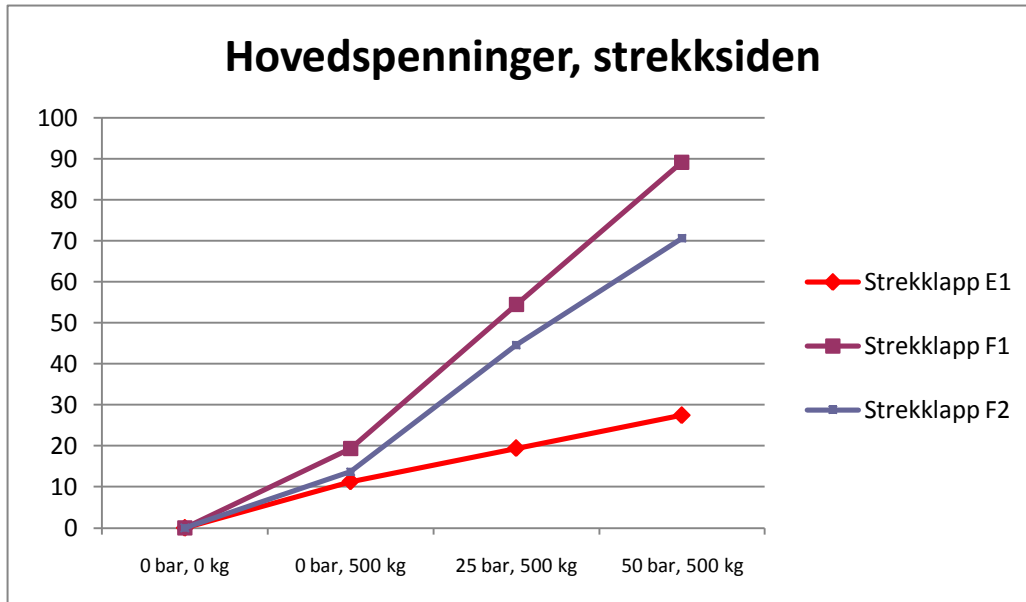
Av sikkerhetsmessige årsaker var det ikke tillatt å tilføre bøyekrefter på et allerede trykksatt rør. Derfor ble trunnionen først utsatt for bøying, deretter ble hovedrøret trykksatt. Resultatsmessig skal ikke rekkefølgen kreftene blir påført være av noen praktisk betydning.

Langsgående bøying

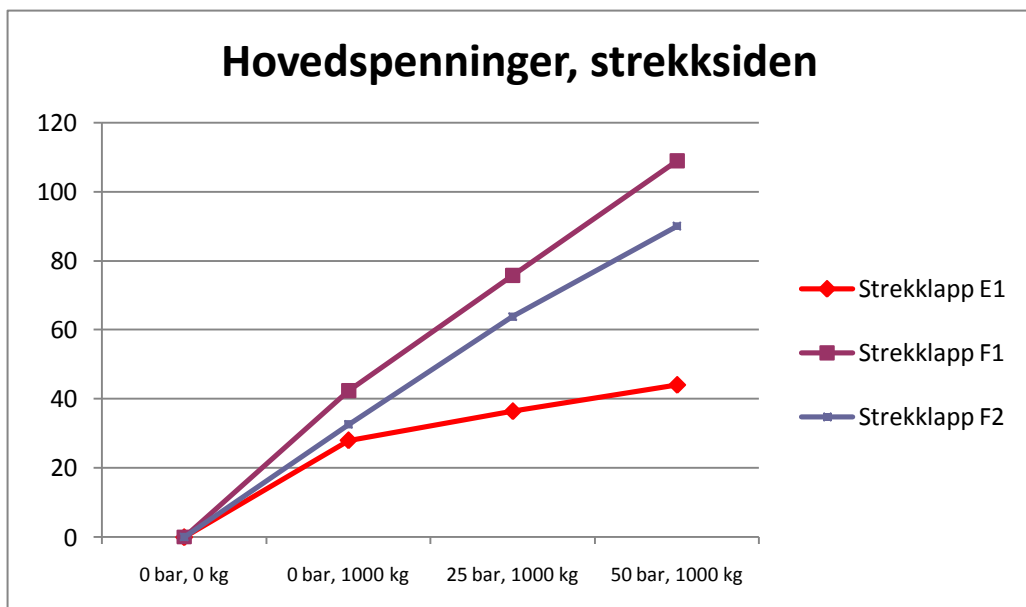
Trunnionen ble først utsatt for bøying med en langsgående kraft på 500 kg. Deretter ble hovedrøret trykksatt med henholdsvis 25 og 50 bar. Dette ble så gjentatt med en langsgående, bøyende kraft på 1000 kg.

Målingene viser tydelig hvordan spenningene øker med den påførte eksterne kraften, både i rørveggen (Streklapp B og F) og i forsterkningsplaten (Streklapp A og E). Målingene viser også hvordan spenningene fra det innvendige trykket har en tilnærmet lineær økning, uavhengig av den påførte bøyekraften.

Se figur 6-16 for detaljer rundt streklappenes plassering.



Figur 6-22 Største hovedspenninger ved 500 kg, strekksiden

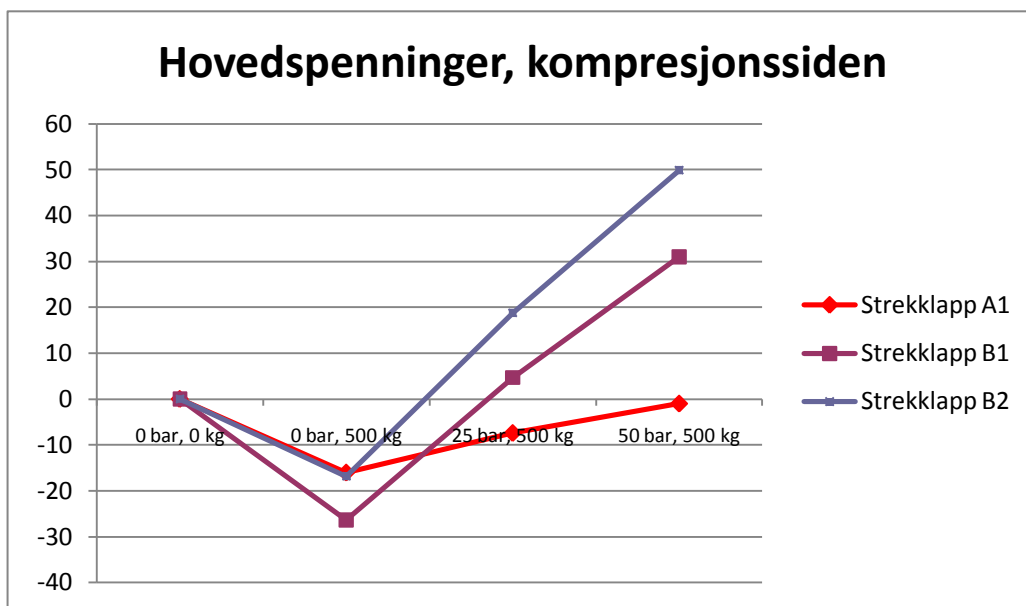


Figur 6-23 Største hovedspenninger ved 1000 kg, strekksiden

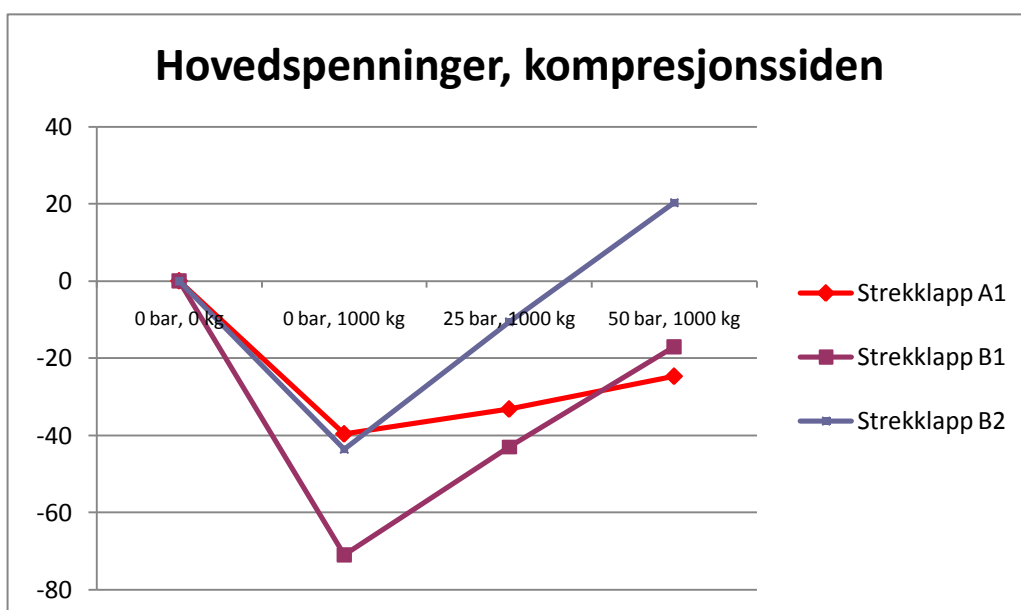
For strekksiden viser grafen også hvordan spenningene fra det innvendige trykket virker i samme retning som bøyepeningene, og dermed øker de totale spenningene både i rørveggen og i forsterkningsplaten.

For kompresjonssiden er utfallet noen annerledes. Her utsettes først rørveggen og forsterkningsplaten for kompresjonsspenninger som en følge av at trunnionen bøyes og grafen viser et negativt utslag, motsatt av for strekksiden. Når røret så utsettes for det innvendige trykket, vil disse kompresjonsspenningene reduseres i takt med økningen av det innvendige trykket i hovedrøret. Når det innvendige trykket blir høyt nok vil dermed også spenningene på kompresjonssiden være i strekk.

Dette bekrefter teorien om at det innvendige trykket reduserer bøyepeningene på kompresjonssiden, mens de øker dem på strekksiden. Det vil derfor, som tidligere forespeilt, være strekksiden som er mest kritisk for innvendig trykksatte rørsystemer.



Figur 6-24 Største hovedspenninger ved 500 kg, kompresjonssiden



Figur 6-25 Største hovedspenninger ved 1000 kg, kompresjonssiden

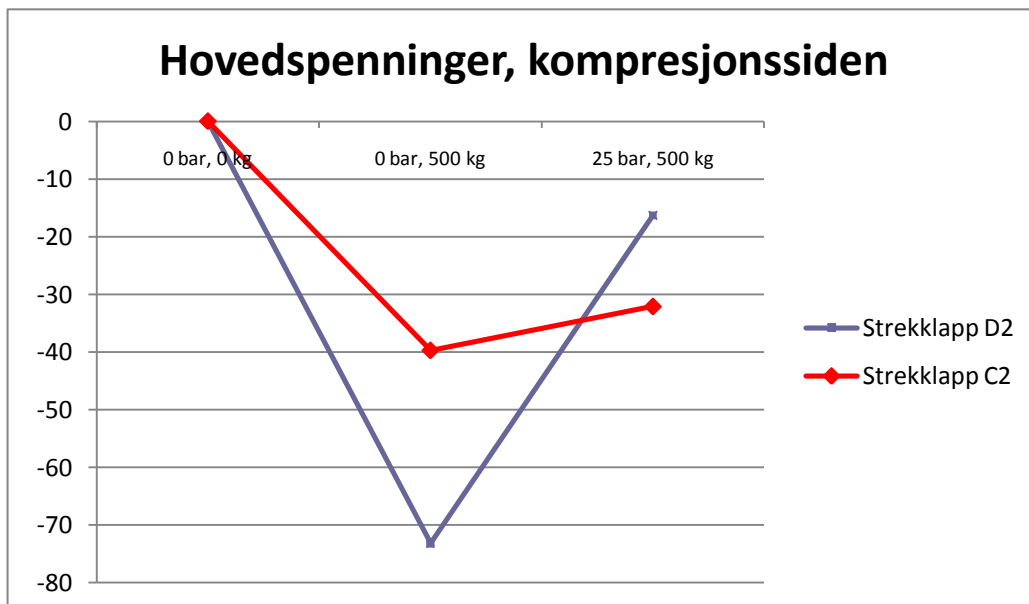
Tversgående bøying

Som figur 6-26 viser, er spenningsøkningen i rørveggen langt høyere ved tversgående bøying, enn for tilsvarende kraft ved bøying i langsgående retning, som vist på Figur 6-24.

Sammenlignes denne grafen for 500 kg i tversgående retning, med grafen for 1000 kg i langsgående retning, er utslaget nesten helt likt. Forskjellen ligger i trykkets påvirkning av spenningene, som er nesten dobbelt så stor ved tversgående bøying.

Spenningsøkningen på tvers ved 500 kg er altså like stor som ved 1000 kg på langs, og trykkpåvirkningen er nesten dobbelt så stor. Dette betyr at de totale spenningene ved langsgående bøying kan ganges med en faktor på to for å gi de totale spenningene ved tilsvarende bøyekraft og innvendig trykk ved tversgående bøying.

Det samme forholdet mellom langsgående og tversgående bøying gjelder også for bøyepeningene i forsterkningsplaten, mens trykkpåvirkningen i forsterkningsplaten er helt lik for tversgående som for langsgående bøying. For beregninger av forsterkningsplatenes kapasitet vil derfor intensiveringsfaktoren på 2 kun benyttes for bøyepeningene, ikke for trykkspenningene.



Figur 6-26 Største hovedspenninger ved 500 kg, kompresjonssiden

Selv om det bare var oppsiden som ble testet ved tversgående bøying, altså kompresjonssiden, er trenden så tydelig at de samme forholdstallene også antas å virke på strekksiden. Det betyr at de rene bøyepeningene vil være noe lavere på strekksiden enn på kompresjonssiden, i likhet med resultatene fra den langsgående bøying, mens de totale spenningene vil være høyere siden spenningene fra det innvendige trykket vil virke i samme retning som bøyepeningene på strekksiden.

7 Oppsummert beregningsmetode for forsterkningsplatens kapasitet ved bruk av Metode B

Resultatene fra teorien og labtosten viser at det ikke er alle de presenterte utregningene som er nødvendige å gjennomføre, siden det bare er de største og dermed også dimensjonerende spenningene som er av interesse.

Det er derfor valgt å legge frem en forenklet, oppsummert prosedyre basert på de dimensjonerende resultatene fra den presenterte teorien i kapittel 5 og fra labtosten beskrevet i kapittel 6.

Prosedyren lister på en enkel måte opp de beregningene det er nødvendig å gjennomføre for å finne de dimensjonerende spenningene i forsterkningsplaten.

Trunnionens kapasitet

Følgende formel kan benyttes for å regne ut spenningene i selve trunnionen.

$$\sigma = \frac{32 \cdot F \cdot D \cdot L_t}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \quad (\text{Formel 7-1})$$

Gitt at spenningene i trunnionen ikke overgår tillatt spenning, kan så platens kapasitet beregnes.

Hvor,

F = Tilført kraft på trunnionen [N]

L_t = Trunnionens lengde [mm]

D = Trunnionens ytre diameter [mm]

d = Trunnionens indre diameter [mm]

Kraftpar

Det første som er nødvendig å beregne er avstanden mellom kreftene i det flate kraftparet, deretter må bredden på området som kraftparet virker på beregnes. Dette gjøres ved å sammenligne annet arealmoment for det reelle kurvede kraftparet, med det forenklete flate kraftparet.

Avstanden mellom kraftparets krefter

$$D_{par} = D - (2 \cdot y_{c1}) \quad (\text{Formel 7-2})$$

Hvor,

$$y_{c1} = R \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha} \cdot \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{1}{2 \cdot \frac{t}{R}} \right) \right] \quad (\text{Formel 7-3})$$

Vinkel α må være i radianer.

Kraftparet bredde

Annet arealmoment for kurvet kraftpar

$$I_x = I_g + \frac{1}{4} \cdot [\pi \cdot R^2 - \pi \cdot (R - t)^2] \cdot (R - y_{c1})^2 \quad (\text{Formel 7-4})$$

Hvor,

$$I_g = R^3 \cdot t \cdot \left[\left(1 - \frac{3 \cdot t}{2 \cdot R} + \frac{t^2}{R^2} - \frac{t^3}{4 \cdot R^3} \right) \cdot \left(\alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \frac{2 \cdot \sin^2 \alpha}{\alpha} \right) + \frac{t^2 \cdot \sin^2 \alpha}{3 \cdot R^2 \cdot \alpha \cdot \left(2 - \frac{t}{R} \right)} \cdot \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{t^2}{6 \cdot R^2} \right) \right]$$

(Formel 7-5)

Annet arealmoment for rett kraftpar

$$I_{x2} = \frac{b \cdot t^3}{12} + b \cdot t \cdot (R - y_{c1})^2 \quad (\text{Formel 7-6})$$

Det velges en verdi for b i formelen for rett kraftpar, slik at $I_x \approx I_{x2}$. Den verdien for b som gir det riktige arealmomentet brukes videre som dimensjonerende bredde på forsterkningsplaten ved bøyning av trunnionen.

Hvor,

α = Halvparten av den totale vinkelen som er i inngrep, illustrert på figur 5-16 [rad]

R = Utvendig radius på trunnionen [mm]

t = Trunnionens veggtykkelse, tilsvarende kraftparets tykkelse [mm]

D = Utvendig diameter på trunnionen [mm]

b = Bredden til det flate kraftparet [mm]

y_{c1} = Avstand fra trunnionens yttervegg til kraftparets massesentrum [mm]

Bøyespenninger

For å finne momentkapasiteten i platen er det nødvendig å gjennomføre beregninger både for bøyning og for aksial belastning.

I beregningene av bøyespenningene under benyttes de utledede formlene fra kapittel 5.6.1.

Aksial last

$$\sigma_{ba} = \frac{1,5 \cdot F_A \cdot L}{(D_i + 2 \cdot t_p) \cdot \pi \cdot t_p^2} \text{ (Formel 7-7)}$$

For aksial last er tilleggsfaktoren på 2 inkludert i formelen.

Bøyning

Langsgående

$$\sigma_{bl} = \frac{0,75 \cdot F_L \cdot L_t \cdot L}{D_{par} \cdot b \cdot t_p^2} \text{ (Formel 7-8)}$$

Tversgående

$$\sigma_{bc} = \frac{1,5 \cdot F_C \cdot L_t \cdot L}{D_{par} \cdot b \cdot t_p^2} \text{ (Formel 7-9)}$$

For bøyning på tvers av rørlengden er det i likhet med for aksial last inkludert en tilleggsfaktor på 2 som tar høyde for at det bøyes på tvers av røret.

Hvor,

F_A = Tilført aksial kraft på trunnionen [N]

F_L = Tilført langsgående kraft på trunnionen [N]

F_C = Tilført tversgående kraft på trunnionen [N]

L = Forsterkningsplatens bredde [mm]

L_t = Trunnionens lengde [mm]

D_i = Forsterkningsplatens indre diameter [mm]

b = Dimensjonerende inngrepsbredde på platen [mm]

t_p = Tykkelsen til forsterkningsplaten [mm]

D_{par} = Avstanden mellom kreftene i kraftparene [mm]

Totale bøyespenninger

De totale bøyespenningene er summen av spenningene fra den aksielle lasten og den største av bøyespenningene.

Hvis bøyespenningene er størst i den langsgående retningen benyttes

$$\sigma_b = \sigma_{ba} + \sigma_{bl} \text{ (Formel 7-10)}$$

I tilfellene hvor det er de tversgående bøyespenningene som dominerer, vil formelen for de største totale bøyespenningene være lik

$$\sigma_b = \sigma_{ba} + \sigma_{bc} \text{ (Formel 7-11)}$$

Trykkbelastning

For trykksatte rørsystemer vil det i tillegg til bøyespenningene også forekomme spenninger i forsterkningsplaten som en følge av det innvendige trykket.

For å beregne trykkspenningene i forsterkningsplaten viser labtosten at det er formelen for de langsgående trykkspenninger som skal benyttes, uavhengig av hvilken retning trunnionen bøyes i. Veggtykkelsen som brukes i formelen er den totale veggtykkelsen, som er summen av hovedrørets veggtykkelse og tykkelsen på forsterkningsplaten.

Trykkspenninger

$$\sigma_p = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t_{tot}} \text{ (Formel 7-12)}$$

Totale spenninger

De totale spenningene i forsterkningsplaten beregnes dermed ved å legge sammen de største totale bøyespenningene med trykkspenningene.

$$\sigma_{tot} = \sigma_b + \sigma_p \text{ (Formel 7-13)}$$

Løsningen med å summere bøyespenningene med trykkspenningene for å finne de totale spenningene kan virke som en forenklet tilnærming, men labtosten viser at den gir svært nøyaktige resultater, omtrent helt uten avvik.

Hvor,

P = Innvendig trykk [MPa]

D = Hovedrørets utvendig diameter [mm]

t_{tot} = Total veggtykkelse, summen av hovedrørets og forsterkningsplatenes veggtykkelse [mm]

8 Hovedrørets kapasitet

Hovedrøret er det trykkførende røret som trunnionen skal støtte opp. Selv om problemstillingen for oppgaven i utgangspunktet omhandler hvorvidt forsterkningsplaten er i stand til tåle kreftene den utsettes for, viser labtesten at for det spesifikke oppsettet som ble testet, vil hovedrøret på utsiden av forsterkningsplaten utsettes for større spenninger enn både trunnionen og forsterkningsplaten i seg selv.

Hvilken del av konstruksjonen som utsettes for de største spenningene er avhengig av hvilke dimensjoner som benyttes på de forskjellige komponentene. Testen kunne like gjerne vist at det var forsterkningsplaten som var det svakeste leddet, men da måtte platen eksempelvis ha hatt en mindre tykkelse eller større bredde.

Det er særlig der det benyttes trunnioner med små dimensjoner at hovedrøret vil være spesielt utsatt, relativt til forsterkningsplaten. Grunnen til det er at forsterkningsplaten ved små dimensjoner av praktiske årsaker fort kan bli veldig kort relativt til tykkelsen, og dermed også veldig stiv, spesielt ved bruk av den optimaliserte sveisemetoden.

Det innvendige trykket i røret har en større innvirkning på hovedrøret enn det har på forsterkningsplaten, noe som er den avgjørende årsaken til at hovedrøret på utsiden av platen ble utsatt for så mye større totale spenninger enn forsterkningsplaten.

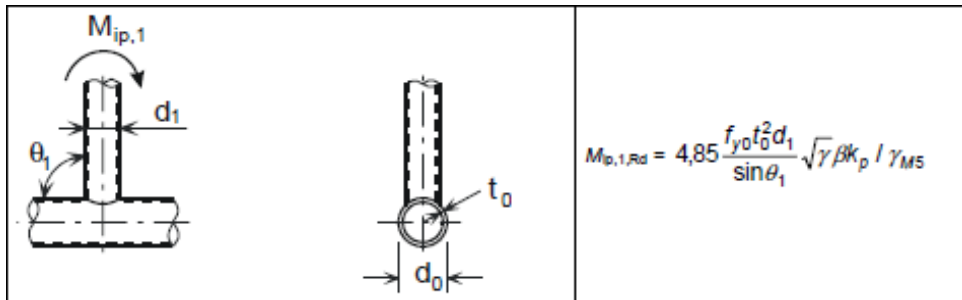
Dimensjonsforholdet mellom trunnionen og hovedrøret vil også være avgjørende, slik at hvis trunnionens størrelse økes, vil bøyespenningene gå markant ned.

Nødvendige formler for å beregne hovedrørets kapasitet er hentet fra Eurokode 3 [8]. Dette formelverket gir i utgangspunktet kapasiteten til røret som en funksjon av flytspenningen, f_{y0} . Formelverket tar ikke høyde for trykkets påvirkning av rørveggen. Formlene må derfor utledes til å gi bøyespenningene i røret for gitte tilførte krefter. Dermed kan også trykkspenningene legges til de kalkulerte bøyespenningene, slik at de totale spenningene kan kalkuleres.

Det tas heller ikke hensyn til forsterkningsplaten ved bruk av dette formelverket, derfor vil de kalkulerte verdiene være de største spenningene som kan oppstå i hovedrøret uten bruk av forsterkningsplate. Ved korrekt bruk av forsterkningsplaten vil spenningene i hovedrøret optimalt sett være lavere enn de kalkulerte spenningene fra dette formelverket.

Bøying

Langsgående bøying



Figur 8-1 Hovedrørets momentkapasitet ved langsgående bøying [8]

For trunnionene som benyttes er vinkelen mellom hovedrøret og trunnionen alltid lik 90° . Siden $\sin(90) = 1$, vil alle sinusleddene derfor utgå fra formlene.

Faktoren γ_{M5} settes også lik 1 i henhold til nasjonalt tillegg i Eurokode 3 [8]. Faktoren K_p er også lik 1 for strekksiden av røret, og det er som tidligere beskrevet strekksiden som er den kritiske for innvendig trykksatte rørsystem.

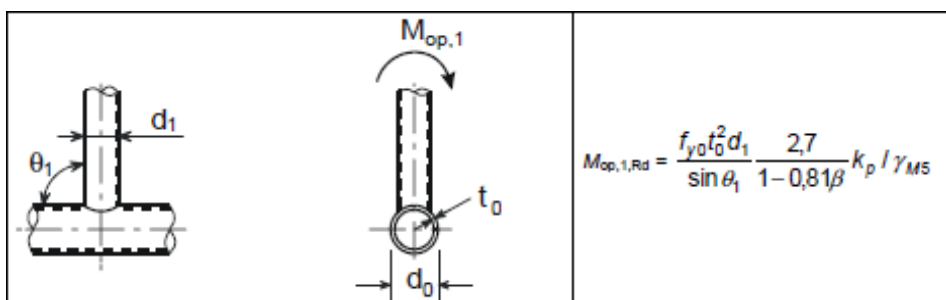
Rørets momentkapasitet, in plane (langsgående bøying)

$$M_{ip} = 4,85 \cdot \frac{f_{y0} \cdot t_0^2 \cdot d_1}{\sin \theta_1} \cdot \frac{\sqrt{\gamma} \cdot \beta \cdot k_p}{\gamma_{M5}} \quad (\text{Formel 8-1})$$

Formelen for langsgående bøying kan forkortes og skrives om til

$$\sigma_{bl} = \frac{F_L \cdot L}{4,85 \cdot t_0^2 \cdot d_1 \cdot \beta \cdot \sqrt{\gamma}} \quad (\text{Formel 8-2})$$

Tversgående bøying



Figur 8-2 Hovedrørets momentkapasitet ved tversgående bøying [8]

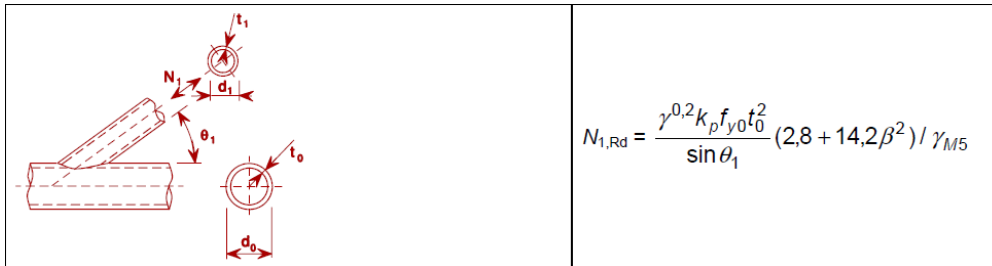
Rørets momentkapasitet, out of plane (tversgående bøying)

$$M_{op} = \frac{f_{y0} \cdot t_0^2 \cdot d_1}{\sin \theta_1} \cdot \frac{2,7}{1 - 0,81 \cdot \beta} \cdot k_p \cdot \frac{1}{\gamma_{M5}} \quad (\text{Formel 8-3})$$

Formelen utledes til

$$\sigma_{bc} = \frac{F_C \cdot L \cdot (1 - 0,81 \cdot \beta)}{2,7 \cdot t_0^2 \cdot d_1} \quad (\text{Formel 8-4})$$

Aksiell kraft



Figur 8-3 Hovedrørets kapasitet ved aksiell kraft på trunnionen [8]

Rørets kapasitet ved aksiell belastning av trunnion

$$N_1 = \frac{\gamma^{0,2} \cdot k_p \cdot f_{y0} \cdot t_0^2}{\sin \theta_1} \cdot \frac{(2,8 + 14,2 \cdot \beta^2)}{\gamma_{M5}} \quad (\text{Formel 8-5})$$

Formelen utledes til

$$\sigma_a = \frac{F_A}{\gamma^{0,2} \cdot t_0^2 \cdot (2,8 + 14,2 \cdot \beta^2)} \quad (\text{Formel 8-6})$$

Alle benyttede symbolene er gitt av de respektive figurene, bortsett fra [8]

$$\beta = \frac{d_1}{d_0} \quad (\text{Formel 8-7})$$

$$\gamma = \frac{d_0}{2 \cdot t_0} \quad (\text{Formel 8-8})$$

Trykkbelastning

For å finne de største trykkspenningene i rørveggen viser labttesten at formelen for ringsspenninger, som beskrevet i kapittel 3, bør benyttes både ved langsgående og tversgående bøyning.

Tykkelsen t er hovedrørets uforsterkede veggtykkelse, like utenfor forsterkningsplatens rekkevidde.

$$\sigma_p = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} \quad (\text{Formel 8-9})$$

Totale spenninger

De totale bøyespenningene i røret er i likhet med ved beregning av forsterkningsplaten summen av spenningene fra aksial belastning og de største spenningene fra bøyning av trunionen.

Dette kan enten være summen av spenningene fra de aksielle kreftene og langsgående bøyning

$$\sigma_b = \sigma_{ba} + \sigma_{bl} \quad (\text{Formel 8-10})$$

Eller de aksielle kreftene og tversgående bøyning

$$\sigma_b = \sigma_{ba} + \sigma_{bc} \quad (\text{Formel 8-11})$$

Deretter legges de største bøyespenningene sammen med trykkspenningene i røret for å gi de totale spenningene som virker i rørveggen.

$$\sigma_{tot} = \sigma_b + \sigma_p \quad (\text{Formel 8-12})$$

9 Tillatte spenninger

For denne oppgaven er den benyttede tillatte spenningen lik 2/3 ganger flytspenningen til materialet, i henhold til ASME B31.3 [2].

Det er tatt utgangspunkt i at flytspenningen for det aktuelle karbonstålet ved omgivelsestemperatur er, $\sigma_{\text{yield}} = 207 \text{ MPa}$.

Det gir en tillatte spenningen på, $\sigma_{\text{till}} = 138 \text{ MPa}$.

Hvor store spenninger som tillates i materialet er i hvert enkelt tilfelle avhengig av hvilken designkode som benyttes.

Felles for designkodene er at det normalt sett skilles mellom primærspenninger og sekundærspenninger. Primærspenninger er hovedsakelig en følge av vekt og trykk, mens sekundærspenningene vanligvis er et resultat av temperatur [16].

Det er ofte forskjellige tillatte verdier for primær- og sekundærspenninger.

10 Sammenligning av kapasitet

10.1 Resultater for Metode A

Beregningene i Vedlegg B gir påfølgende verdier for spenningene til Metode A.

10.1.1 Uten forsterkningsplate

Aker Solutions bruker samme formelverket til å beregne kapasiteten til trunnioner uten forsterkningsplate, som for trunnioner forsterket med Metode A.

Sammenlignes kapasitetsberegningene for en uforsterket trunnion ved bruk av Kelloggs formelverk med det utledede formelverket fra Eurokode 3 i kapittel 8, viser det seg at Kelloggs formelverk er svært konservativt.

Dette er noe Kellogg var klar over allerede når de publiserte formelverket. Kellogg sier selv at beregningsmetoden ikke er presis, men at den har vist seg å være svært sikker i bruk gjennom mange år, og vil være et godt grunnlag for videre utvikling [5].

For langsgående bøyning ligger de rene bøyepeningene over tre ganger høyere ved bruk av Kelloggs, sammenlignet med Eurokode 3. Trykkspenningene avhenger av hvilken formel som benyttes, men ved like kriterier bør også samme formel for trykk benyttes.

En fordel med å benytte det konservative formelverket til Kellogg, er at det ikke vil være like stor risiko for problemer med defleksjon eller vibrasjoner, noe som kan forekomme ved å benytte et mer liberalt formelverk, og dermed potensielt redusere dimensjonen på trunnionen.

Aksiell belastning

Verdiene som er benyttet er de verdiene som i utgangspunktet vil gi den største tillatte tilførte kraft for Metode B, uten bruk av en intensiveringsfaktor som tar høyde for fleksibiliteten. Ved aksiell belastning er det en kraft på 42 500 N. Innvendig trykk er på 5 MPa.

Bøyepeninger: 92,6 MPa

Trykkspenninger: 66,8 MPa.

Totale spenninger: 159,4 MPa.

Langsgående bøyning

Tilført kraft settes til 10 000 N. Trunnionens lengde lik 300 mm. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyepeninger: 152,5 MPa

Trykkspenninger: 33,4 MPa.

Totale spenninger: 185,9 MPa.

Tversgående bøying

Tilført kraft 5000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 2,5 MPa.

Bøyespenninger: 114,4 MPa.

Trykkspenninger: 66,8 MPa.

Totale spenninger: 181,2 MPa.

10.1.2 Med forsterkningsplate

Resultatene fra beregningene viser hvordan spenningene reduseres kraftig ved bruk av forsterkningsplaten til Metode A.

Aksiell belastning

Tilført kraft 42500 N. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 32,8 MPa.

Trykkspenninger: 33,4 MPa.

Totale spenninger: 66,2 MPa.

Langsgående bøying

Tilført kraft 10 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 53,9 MPa.

Trykkspenninger: 16,7 MPa.

Totale spenninger: 70,6 MPa.

Tversgående bøying

Tilført kraft 5 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 2,5 MPa.

Bøyespenninger: 40,5 MPa

Trykkspenninger: 33,4 MPa.

Totale spenninger: 73,9 MPa.

10.2 Resultater for Metode B

Beregningene i Vedlegg C gir følgende spenningsverdier for Metode B.

De påfølgende verdiene viser den teoretisk beregnede kapasiteten til den spesifikke forsterkningsplaten som ble brukt på testmodellen. For langsgående bøyning, som det også er gjennomført målte testverdier av, ligger de teoretiske bøyespenningene over tre ganger høyere enn verdiene som ble målt under testen. Årsaken til dette avviket beskrives i detalj i kapittel 11, og kan forklares kort med at det er nødvendig å ta i bruk en intensiveringsfaktor som tar høyde for fleksibilitetsforholdet mellom platen og hovedrøret for at teorien skal gi resultater som er mer i samsvar med virkeligheten.

Aksiell belastning

Tilført kraft 42500 N. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 137,9 MPa.

Trykkspenninger: 16,7 MPa.

Totale spenninger: 154,6 MPa.

Langsgående bøyning

Tilført kraft 10 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 137,3 MPa.

Trykkspenninger: 16,7 MPa.

Totale spenninger: 154 MPa.

Tversgående bøyning

Tilført kraft 5 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 2,5 MPa.

Bøyespenninger: 137,3 MPa.

Trykkspenninger: 16,7 MPa.

Totale spenninger: 154 MPa.

10.3 Resultater av hovedrørets kapasitet

Beregningene i Vedlegg D gir følgende verdier for hovedrørets kapasitet.

Verdiene under er resultater av de teoretiske beregningene av hovedrørets kapasitet, basert på formelverket fra Eurokode 3. Det tas ikke hensyn til forsterkningsplaten ved disse beregningene, men testmålingene viser at den benyttede forsterkningsplaten ikke hadde noen forsterkende effekt av hovedrøret. Derfor er disse beregningene av hovedrørets kapasitet gjennomført, slik at de kan sammenlignes med de avleste testresultatene.

Aksiell belastning

Tilført kraft 42500 N. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 56,5 MPa.

Trykkspenninger: 66,8 MPa.

Totale spenninger: 123,3 MPa.

Langsgående bøying

Tilført kraft 10 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 42,2 MPa.

Trykkspenninger: 66,8 MPa.

Totale spenninger: 109 MPa.

Tversgående bøying

Tilført kraft 5 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 2,5 MPa.

Bøyespenninger: 41,8 MPa.

Trykkspenninger: 66,8 MPa.

Totale spenninger: 108,6 MPa.

10.4 Resultater fra labtesten

Resultatene i Vedlegg E gir følgende verdier fra labtesten.

Ved å sammenligne resultatene fra labtesten med de teoretiske resultatene viser det seg at avviket for forsterkningsplaten til Metode B er relativt stort. Dette avviket var ventet, og må korrigeres med en intensiveringsfaktor.

For hovedrøret derimot er verdiene nesten helt identiske. Det er dette som støtter opp teorien om at forsterkningsplaten som ble benyttet under labtesten ikke er med på å avlaste hovedrøret fra bøyespenningene slik forsterkningsplaten i utgangspunktet er tiltenk å gjøre.

Det er forøvrig bare resultatene for langsgående bøying som sammenlignes med labtesten.

Aksiell belastning ble ikke gjennomført, og for tversgående bøyingen ble det bare foretatt målinger av kompresjonssiden, som ikke vil gi de nødvendige resultatene i denne sammenhengen siden trykket reduserer de totale spenningene på kompresjonssiden, ikke øker dem.

Bøyespenningene ligger også noe høyere på kompresjonssiden, før røret trykksettes, og kan dermed ikke direkte sammenlignes med bøyespenningene på strekksiden.

10.4.1 Målte testresultater for Metode B

Langsgående bøying

Tilført kraft 10 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 28 MPa.

Trykkspenninger: 16 MPa.

Totale spenninger: 44 MPa.

10.4.2 Målte testresultater av hovedrørets kapasitet

Langsgående bøying

Tilført kraft 10 000 N. Trunionens lengde 300 mm. Innvendig trykk på 5 MPa.

Bøyespenninger: 42,4 MPa.

Trykkspenninger: 66,6 MPa.

Totale spenninger: 109 MPa.

11 Resultater og diskusjon

11.1 Forsterkningsplaten og hovedrøret

Resultatene fra labtesten viser at spenningene i forsterkningsplaten er en god del lavere enn hva den nyutviklede teorien tilsier. Det betyr at teorien i utgangspunktet er for konservativ, noe som var forventet. Årsakene til dette avviket mellom teori og praksis er delt, men den mest åpenbare årsaken er at målingene ble foretatt på den utvendige delen av forsterkningsplaten, mens teorien tilsier at de største spenningene vil forekomme i den innvendige delen.

For testmodellen det ble utførte måling av, er den benyttede dimensjonen til trunnionen forholdsvis liten, noe som igjen fører til at forsterkningsplatenes bredde mellom indre og ytre diameter blir relativt kort. Dette er spesielt tydelig siden det ble valgt å plassere trunnionen i senter av platen, ikke asymmetrisk. Rørene er også ganske tykkveggede, noe som sammen med den korte platebredden fører til at forsterkningsplaten blir veldig stiv.

Når sveisen i tillegg legges innover i den allerede relativt korte forsterkningsplaten med de optimaliserte sveisene, både langs platens indre og ytre diameter, vil bredden på den ikke-opplagrede delen av platen reduseres ytterligere. Desto kortere den ikke-sveiste delen av platen blir, relativt til tykkelse, desto stivere blir den. Til slutt sveises trunnionen fast i platens senter, som også er med på å stive av platen ytterligere.

Hele grunnprinsippet for den nyutviklede beregningsmetoden av forsterkningsplaten til Metode B baserer seg på en antagelse om at forsterkningsplaten er flat og hviler på et flatt, uendelig stivt underlag. I realiteten er underlaget verken uendelig stivt eller flatt. Hovedrøret som platen er fastsveist til vil faktisk kunne være langt mer fleksibelt enn den korte forsterkningsplaten. Kreftene som virker mellom trunnionen og den stive forsterkningsplaten vil dermed også påvirke hovedrøret direkte, noe som igjen avlaster spenningene i forsterkningsplaten.

Isolert sett er dette den viktigste årsakene til at de avleste målingene i forsterkningsplaten ligger lavere enn teorien.

Når det er gjort en slik forenkling som sier at hovedrøret er uendelig stivt, må det senere kompenseres for dette ved at det legges til en intensiveringsfaktor som tar høyde for den faktiske fleksibiliteten til hovedrøret, relativt til forsterkningsplaten. Dette er fordi selv en liten utbøyning i hovedrøret vil kunne avlaste spenningene som opptrer i forsterkningsplaten betydelig, sammenlignet med utgangspunktet der hovedrøret er uendelig stivt.

Forholdet mellom forsterkningsplaten og hovedrørets fleksibilitet får også videre konsekvenser for hvordan hovedrøret påvirkes av bøyemomentet i trunnionen.

Utgangspunktet for designet av forsterkningsplaten som ble brukt i labtesten var at selve forsterkningsplaten skulle tåle mest mulig bøyemoment fra trunnionen, før den oppnådde tillatt spenning. Dermed ble forsterkningsplaten fabrikkert relativt kort og tykk som beskrevet, da dette i henhold til teorien ville gi forsterkningsplaten en god kapasitet. Problemet med dette designet viser seg å være at når platen blir for kort og for stiv, så vil ikke forsterkningsplaten lenger avlaste hovedrøret slik den er tiltenkt å gjøre.

De målte spenninger på strekksiden av hovedrøret ved langsgående bøyning stemmer nøyaktig overens med de teoretiske beregningene som er gjennomført med formelverket til Eurokode 3, utledet i kapittel 8. Verdiene som er brukt som inndata for beregningene av spenningene i hovedrøret tar kun utgangspunkt i trunnionen og hovedrøret, og beregnes som om forsterkningsplaten ikke er benyttet.

Selv om det ikke tas hensyn til forsterkningsplaten i disse beregningene, stemmer altså allikevel resultatet fra teorien overens med de avleste verdiene fra labtesten der forsterkningsplaten faktisk ble benyttet. Det må derfor bety at hovedrøret faktisk utsettes for like store spenninger ved bruk av forsterkningsplaten som ble benyttet under labtesten, som det ville blitt uten platen.

Dette underbygger teorien om at en kort, tykk og dermed også stiv forsterkningsplate ikke vil fungere som noe annet enn en liten veggtykkelsesøkning av trunnionen ned mot hovedrøret. Noe som verken medfører noen direkte fordeler for hovedrørets kapasitet, eller hvor mye det blir belastet av kreftene fra trunnionen.

Som beskrevet i kapittel 3 om det innvendige trykkets belastning på rørveggen, kan hovedrøret faktisk allerede være belastet nesten helt opp til tillatt spenning, avhengig av hvor mye ekstramateriale rørveggen har i forhold til det som er nødvendig for å motstå det innvendige trykket. I noen tilfeller kan den kalkulerede nødvendige veggtykkelse stemme veldig bra overens med kommersielt solgte mål, slik at rørveggen omtrent ikke har noe ekstra å gå på, og dermed ikke er i stand til å ta opp mer spenninger enn den allerede er utsatt for fra det innvendige trykket.

Like utenfor forsterkningsplaten rekkevidde, der hvor målingene av spenningene i hovedrøret er foretatt, vil det innvendige trykket alltid virke like belastende på rørveggen, uavhengig av forsterkningsplaten kapasitet. Det er dette området som, avhengig av design, allerede kan være utsatt for trykkspenninger helt opp mot tillatt nivå.

Dette betyr at forsterkningsplaten alene er nødt til å ta opp nesten alle bøyenspenningene fra trunnionen, slik at disse spenningene ikke påvirker hovedrøret på utsiden av platen.

Det er altså ikke nødvendigvis bøyemomentet i trunnionen som utsetter rørveggen for de største spenningene. For hovedrøret vil det ofte være det innvendige trykket som står for den største andelen av spenningene. På grunn av forsterkningsplaten utforming og ekstra veggtykkelse, viser de målte verdiene at det innvendige trykkets påvirkning er betydelig høyere i hovedrøret enn i forsterkningsplaten. Dette gjør at det kan tillates større rene bøyenspenninger i forsterkningsplaten enn i hovedrøret, siden det er de totale spenningene, altså summen av bøyenspenningene og trykkspenningene som vil være dimensjonerende.

En måte å løse problemet med at forsterkningsplaten ikke avlaster hovedrøret, slik som for labtesten, er å forandre på selve designet til forsterkningsplaten. Resultatene fra labtesten viser at forsterkningsplaten kapasitet vil ligge godt over de opprinnelige teoretiske verdiene. Derfor kan det tillates å benytte en design på forsterkningsplaten som ikke er fullt så stivt som det som opprinnelig ble brukt under labtesten, uten at det er fare for at forsterkningsplaten svekkes alt for mye.

En design der det benyttes en bredere forsterkningsplate vil tillate at mer av platens kapasitet utnyttes, samtidig som forsterkningsplaten får en større ytre diameter og dermed sprer kreftene over en større av del av hovedrøret enn den korte platen ville gjort. Selv om en slik forandring av designet potensielt vil svekke forsterkningsplaten i seg selv, vil det også gjøre at selve platen tar opp en høyere andel av kreftene, og dermed avlaster hovedrøret i større grad. Det kan derfor i noen tilfeller også være en fordel å benytte asymmetrisk design på platen, spesielt på små dimensjoner, så lenge beregningene tilsier at platen selv er i stand til å tåle påkjenningene.

Et annet problem som kan oppstå ved at det benyttes en potensielt svakere forsterkningsplate er defleksjonen. Den optimaliserte forsterkningsplaten viser veldig gode tall når det kommer til defleksjon i forsterkningsplaten, men hvis platens kapasitet svekkes, kan det bety at den totale defleksjonen blir alt for stor. Defleksjonen bør derfor kontrolleres som en del av designberegningene der det er mistanke om at denne kan bli for stor.

En løsning som er enda bedre enn å forandre designet på forsterkningsplaten vil faktisk være å øke dimensjonen på trunnionen. Dette vil det gi en god økning av kapasiteten, men en slik løsning betyr mer vekt og tar mer plass enn en forsterkningsplate, med de problemene det måtte medføre. Kostnadmessig vil fabrikasjonen av forsterkningsplaten sannsynligvis ofte overgå kostnaden av å gå opp i dimensjon på trunnionen.

11.2 Trykkets påvirkning

Det innvendige trykket virker mot bøyepeningene på kompresjonssiden av røret og forsterkningsplaten. Dette er fordi det innvendige trykket virker utover, likt fordelt rundt hele rørveggen, og dermed forsøker å rette ut røret til en helt rund profil. Bøyepeningene på kompresjonssiden av røret vil forsøke å trykke rørveggen innover, og virker dermed i motsatt retning av det innvendige trykket. Kompresjonssiden av røret vil derfor ikke være den dimensjonerende delen av konstruksjonen, siden spenningene har en tendens til å utligne hverandre.

For strekksiden av røret vil reaksjonene virke helt motsatt, der bøyekreftene fra trunnionen sørger for at rørveggen og platen blir utsatt for strekkrefter ved at rørveggen løftes oppover. Disse strekkreftene fra bøyingen virker i samme retning som de innvendige trykkreftene, og øker dermed de totale spenningene i rørveggen, i motsetning til på kompresjonssiden.

Selv om resultatene viser at det er kompresjonssiden av røret som utsettes for de største bøyepeningene når systemet er trykkløst, er store deler av lastene som virker på hovedrøret en direkte følge av at røret faktisk er innvendige trykksatt, med unntak av egenvekten til rørene og et eventuelt trykkløst medie inne i hovedrøret. Det kan derfor konkluderes med at det alltid vil være strekksiden som er den mest kritiske delen av innvendig trykksatte rør, i motsetning til for hulprofiler som benyttes til strukturkonstruksjoner og ikke utsettes for innvendig trykk, men hovedsakelig belastning i form av vekt. For slike konstruksjoner vil det være trykksiden som er den dimensjonerende.

Spenningspåvirkningen som en følge av det indre trykket er større i hovedrøret enn i forsterkningsplaten. Dette er fordi den totale veggykkelsen som trykket virker på er summen av både rørveggenes og forsterkningsplatenes tykkelse. For hovedrøret alene er det bare den opprinnelige veggykkelsen som motstår det innvendige trykket. Det er bra samsvar mellom verdiene fra teorien og labtosten for dette.

11.3 Forhold mellom langsgående og tversgående bøyning

Testresultatene viser at spenningene er omtrent dobbelt så store ved tversgående bøyning som ved langsgående. Dette indikerer at det for disse spesifikke dimensjonene vil være fornuftig å bruke en faktor på 2 ved beregning av tversgående bøyning, i forhold til langsgående. Kellogg benytter en faktor på 1,5 for Metode A, men sier også at spenningene ved tversgående bøyning i noen tilfeller kan være opp til flere ganger større enn ved langsgående [5]. Alt avhenger av dimensjonsforholdet mellom trunnionen og hovedrøret.

En annen interessant sammenligning er at de teoretiske beregningene som er gjort av hovedrørets kapasitet i kapittel 8, basert på formelverket i Eurokode 3, også gir et forhold på 2 mellom langsgående og tversgående bøyning.

11.4 Defleksjon

Defleksjonen var som ventet svært liten ved langsgående bøyning, mens den var mer tydelig for tversgående bøyning. Det var på forhånd forventet at defleksjonen, i likhet med spenningene, skulle være noe større ved tversgående bøyning enn ved langsgående. Den viste seg å være flere ganger så stor. Avviket er ikke av oppsiktsvekkende karakter, siden det kan tillates mer defleksjon på tvers av røret enn på langs. Dette er fordi defleksjonen sideveis ikke tilfører noen videre belastning på resten av rørlinjen, i motsetning til defleksjonen på langs med røret.

En av årsakene til at defleksjonen ved tversgående bøyning var såpass mye høyere kan være et resultat av rørets innspenning under testen. Røret var festet i bunnen med en sveisesko. Sveiseskoen er lang og smal, og sveises på langs med røret, noe som gir en meget god innspenning ved langsgående bøyning, men det er en mulighet for at innspenning har medført en viss grad av vridning i røret ved tversgående bøyning, som igjen slår ut på defleksjonsmålingen. Forskjellen er uansett ikke veldig stor, og kan derfor også være reell.

11.5 Uforsterket trunnion

Analysene viser at når Kelloggs formelverk blir benyttet til å beregne uforsterkede trunnioner vil verdiene være svært konservative, sammenlignet med beregninger gjennomført med det alternative formelverket fra Eurokode 3 som beskrevet i kapittel 8. Resultatene fra labtesten indikerer også at bøyepeningene gitt av dette formelverket stemmer bra overens med virkeligheten.

Det kan derfor være en god løsning å ta i bruk en tilpasset variant av formelverket for å beregne uforsterkede trunnioner, som sammenlignet med Kellogg vil gi langt mer presise resultater. Det vil være nødvendig å utføre ytterligere analyser rundt denne spesifikke problemstillingen, før en slik avgjørelse kan besluttes.

12 Konklusjon

Utgangspunktet for oppgaven var å komme opp med et forslag til en beregningsmetode som ville gi en god indikasjon på kapasiteten til forsterkningsplaten ved bruk av Metode B. Som en løsning på denne problemstillingen er det i løpet av oppgaven utledet et formelverk som kan benyttes til å beregne de største spenningene som opptrer i forsterkningsplaten, basert på tilført belastning og innvendig trykk i hovedrøret. Beregningsmetoden er et forenklet formelverk som tar utgangspunkt i grunnleggende mekanikk og bjelketeori. Resultatene vil derfor være omtrentlige, men de vil gi en god indikasjon på hvor store spenninger som opptrer i forsterkningsplaten.

For å kunne ta i bruk den utledede beregningsmetoden for Metode B er det nødvendig å legge til en intensiveringsfaktor som tar høyde for underlagets fleksibilitet. Hvis ikke vil resultatene som baserer seg på et uendelig stivt underlag være veldig konservative. Dette er spesielt gjeldende der hvor det benyttes trunnioner med små dimensjoner relativt til hovedrøret, noe som bekreftes av resultatene fra laboratorietesten.

Resultatene fra laboratorietesten viser imidlertid også at det ikke nødvendigvis trenger å være forsterkningsplaten som er den svakeste delen av konstruksjonen, slik det ble forespeilt ved oppgavens oppstart. Dimensjonsforholdet mellom de benyttede komponentene er helt avgjørende for hva som vil være den svakeste, og dermed også dimensjonerende delen av konstruksjonen.

Labtosten viser videre at det å benytte en forsterkningsplate ikke nødvendigvis er ensbetydende med å forsterke hovedrørets kapasitet. For at forsterkningsplaten til Metode B skal kunne forhindre at bøyepeningene belaster hovedrøret i for stor grad, er det nødvendig å benytte en plate som ikke er for kort og stiv. En slik plate vil ha en høy egenkapasitet, men det er også en viss risiko for at den ikke vil avlaste selve hovedrøret i det hele tatt. Benyttes det en bredere, mindre rigid forsterkningsplate som dekker en større del av hovedrøret, vil platen kunne ta opp mer av kreftene samtidig som at de kreftene som overføres til hovedrøret vil virke på en større flate, og dermed gi lavere spenninger.

Samtidig er det også viktig å dimensjonere forsterkningsplaten slik at den selv er sterk nok til at den tåler de påkjenningene den utsettes for. Det blir dermed en slags balansegang, der hensikten er å benytte en plate som har høy egenkapasitet, men også er i stand til å avlaste hovedrøret.

Det innvendige trykket sørger for at de totale spenningene i hovedrøret på utsiden av forsterkningsplaten alltid vil være opp mot tillatt nivå i materialet. Derfor er det nødvendig at forsterkningsplaten er utformet på en slik måte at hovedrøret utenfor platen ikke blir utsatt for bøyemomentet fra trunnionen, og dermed risikere at de totale spenningene blir for høye. Forsterkningsplaten er langt mindre påvirket av trykkspenningene, og det kan derfor tillates at platen utsettes for mer av bøyepeningene enn det hovedrøret kan utsettes for.

Det er først og fremst ved bruk av trunnioner med relativt små dimensjoner at det kan være litt utfordrende å finne den riktige dimensjonen på forsterkningsplaten, som både ivaretar egenkapasiteten til platen, samtidig som den avlaster hovedrøret. For små dimensjoner kan det være nødvendig å vurdere bruken av asymmetrisk plassering av trunnionen på forsterkningsplaten, slik at platens bredde også kan økes tilstrekkelig der hvor den innvendige diameteren til platen setter begrensninger. Det forutsettes da at beregningene tilsier at platen i seg selv er sterk nok.

- [1] A000-L02, 2008, *Pipe Support Standard Details*, Rev. 2, Aker Solutions.
- [2] ASME B31.3, *Process Piping*, 2006 Edition, American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [3] European Standard EN-13480-3:2002+A4:2010, *Metallic Industrial Piping – Part 3: Design and Calculation*, European Committee for Standardization.
- [4] Larsen, P. K., 1990, *Dimensjonering av stålkonstruksjoner*, 4. opplag, Tapir Akademiske Forlag, Trondheim.
- [5] M. W. Kellogg Company, 1956, *Design of Piping Systems*, revised 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc, New York
- [6] M. W. Kellogg Company, 1988, *Design Manual - Piping Mechanical, Subject 3810*,
- [7] Norsk Standard NS 3472, 2001, *Prosjektering av stålkonstruksjoner, Beregnings- og konstruksjonsregler*, 3. utgave, Standard Norge.
- [8] Norsk Standard NS-EN 1993-1-8:2005+NA:2009, *Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner - Del 1-8: Knutepunkter og forbindelser*, Standard Norge.
- [9] NORSOK L-001, 1999, *Piping and Valves*, Rev. 3, Standard Norge.
- [10] NORSOK L-002, 2009, *Piping system layout, design and structural analysis*, Ed. 3, Standard Norge.
- [11] NORSOK L-004, 2010, *Piping fabrication, installation, flushing and testing*, Ed. 2, Standard Norge.
- [12] NORSOK L-CR-003, 1996, *Piping details*, Rev. 1, Standard Norge.
- [13] NORSOK N-004, 2004, *Design of steel structures*, Rev. 2, Standard Norge.
- [14] Peng, L. C., 2009, *Pipe Stress Engineering*, ASME, New York.
- [15] Timoshenko, S., 1959, *Theory of plates and shells*, 2nd ed., McGraw-Hill Co., New York.
- [16] Woods, G. E., 1996, Volume 3 – *The Practical Guide to ASME B31.3 – Process Piping*, CASTI Publishing Inc, Edmonton, Alberta, Canada.
- [17] Young, W. C., 2001, *Roark's Formulas for Stress and Strain*, 7th ed., McGraw-Hill Co., New York.

Vedlegg A – Beregninger av trunnionens kapasitet

Beregningseksempler av trunnionens kapasitet

Trunnionen kan belastes enten ved bøyning eller strekk/trykk. Som beregningene under viser vil belastningen påført ved bøyning være den dimensjonerende belastningen for trunnionens kapasitet, da det skal svært mye strekk eller trykk til for å påføre trunnionen store nok krefter til å oppnå tillatt spenning.

Beregningseksempelene baserer seg på trunnionen som ble testet i laboratorieforsøket.

4" trunnion:

Ytre diameter [mm]	Veggtykkelse [mm]	Indre veggtykkelse [mm]	Tillatt spenning [MPa]
$D := 114.3$	$t := 6.2$	$d := D - 2 \cdot t = 101.9$	$\sigma_{\text{till}} := 138$

Trunnion utsatt for aksial belastning

Spenningene finnes ved formelen [MPa]

$$\sigma := \frac{F}{A}$$

Tverrsnittsarealet [mm²]

$$A := \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2.106 \times 10^3$$

Største tillatte tilførte kraft blir da [N]

$$F := A \cdot \sigma_{\text{till}} = 2.906 \times 10^5$$

Hvilket betyr at nødvendig tilført kraft i aksial retning på trunnionen er ca. 29 tonn før materialet i trunnionen oppnår tillatt spenning. Denne kraften er så stor at det sannsynligvis aldri vil oppnå tillatt spenning i trunnionen i aksial retning, da noe annet vil overbelastes før trunnionen.

Vedlegg A 1 Trunnionens aksielle kapasitet

Trunnion utsatt for bøyning

Utvendig diameter [mm]	Veggtykkelse [mm]	Innvendig diameter [mm]
$D := 114.3$	$t := 6.2$	$d := D - 2 \cdot t = 101.9$

Trunnionens lengde [mm]	Tillatt spenning [MPa]
$L := 300$	$\sigma_{\text{till}} := 138$

Trunnionens motstandsmoment [mm³]

$$W := \frac{\pi}{32 \cdot D} \cdot (D^4 - d^4) = 5.399 \times 10^4$$

Maksimalt tillatt moment [Nmm]

$$M := \sigma_{\text{till}} \cdot W = 7.451 \times 10^6$$

Største tilførte kraft før tillatt spenning oppnås i trunnion [N]

$$F := \frac{M}{L} = 2.484 \times 10^4$$

Tillatt tilført kraft på trunnionen ved gitte betingelser er dermed ca. 2,5 tonn.

Kraften som trengs for å oppnå tillatt spenning i aksial retning er over ti ganger så stor som ved bøyning. Det bekrefter tidligere antagelser om at trunnionen tåler mye mer ved aksial belastning, enn den tåler ved bøyning.

Ofte vil det virke en kombinasjon av aksielle, langsgående og tversgående krefter. Selv om de aksielle kreftene i teorien enten kan virke for eller mot de langsgående og tversgående kreftene brukes absoluttverdien ved beregning, noe som vil gi den største potensielle spenningen.

Trunnionens kapasitet ved bøyning vil være det øvre dimensjonerende tallet for hvor stor den største belastningen hele konstruksjonen kan utsettes for er. Selv om både rørveggen og forsterkningsplaten i seg selv skulle være kapabel til å ta større krefter, vil konstruksjonens kapasitet uansett begrenses av trunnionen, hvis denne oppnår tillatt spenning først. Dette vil være mest aktuelt ved bruk av trunnioner med liten veggtykkelse.

Vedlegg A 2 Trunnionens bøyekapasitet

Vedlegg B – Beregninger av forsterkningsplaten for Metode A

Beregningseksempler på Metode A

Uten forsterkningsplate

Aksielt

Tilført kraft [N]

$$F_A := 42500$$

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 5$$

Rørets radius [mm]

$$R := \frac{219.1}{2} = 109.55$$

Trunnionens radius [mm]

$$r := \frac{114.3}{2} = 57.15$$

Linjelast [N/mm]

$$f_A := \frac{F_A}{2\pi \cdot r} = 118.357$$

Veggtykkelse, rør [mm]

$$t_r := 8.2$$

Total veggtykkelse [mm]

$$t_{tot} := t_r = 8.2$$

Spenninger [MPa]

$$S_A := \frac{1.5 \cdot 1.17 \cdot f_A \cdot \sqrt{R \cdot t_{tot}}}{t_{tot}^2} = 92.588$$

Spenninger, trykk [MPa]

$$\sigma_C := \frac{P \cdot R}{t_{tot}} = 66.799$$

Totale spenninger [MPa]

$$S_{tot} := S_A + \sigma_C = 159.387$$

Vedlegg B 1 Metode A, uten forsterkningsplate, aksielt

Langsgående bøying

Tilført kraft [N]

$$FL := 10000$$

Trunnionens lengde [mm]

$$L := 300$$

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 5$$

Rørets radius [mm]

$$R := \frac{219.1}{2} = 109.55$$

Trunnionens radius [mm]

$$r := \frac{114.3}{2} = 57.15$$

Moment [Nmm]

$$ML := FL \cdot L = 3 \times 10^6$$

Linjelast [N/mm]

$$fL := \frac{ML}{\pi \cdot r^2} = 292.374$$

Veggtykkelse, rør [mm]

$$t_r := 8.2$$

Total veggtykkelse [mm]

$$t_{tot} := t_r = 8.2$$

Spenninger, bøying [MPa]

$$SL := \frac{1.17 \cdot fL \cdot \sqrt{R \cdot t_{tot}}}{t_{tot}^2} = 152.479$$

Spenninger, trykk [MPa]

$$\sigma_L := \frac{P \cdot R}{2 \cdot t_{tot}} = 33.399$$

Totale spenninger [MPa]

$$Stot := SL + \sigma_L = 185.878$$

Vedlegg B 2 Metode A, uten forsterkningsplate, langsgående bøying

Tversgående bøying

Tilført kraft [N]

$$FC := 5000$$

Trunnionens lengde [mm]

$$L := 300$$

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 2.5$$

Rørets radius [mm]

$$R := \frac{219.1}{2} = 109.55$$

Trunnionens radius [mm]

$$r := \frac{114.3}{2} = 57.15$$

Moment [Nmm]

$$MC := FC \cdot L = 1.5 \times 10^6$$

Linjelast [N/mm]

$$fC := \frac{MC}{\pi \cdot r^2} = 146.187$$

Veggtykkelse, rør [mm]

$$tr := 8.2$$

Total veggtykkelse [mm]

$$ttot := tr = 8.2$$

Spenninger, bøying [MPa]

$$SC := \frac{1.5 \cdot 1.17 \cdot fC \cdot \sqrt{R \cdot ttot}}{ttot^2} = 114.359$$

Spenninger, trykk [MPa]

$$\sigma C := \frac{P \cdot R}{ttot} = 33.399$$

Totale spenninger [MPa]

$$Stot := SC + \sigma C = 147.759$$

Vedlegg B 3 Metode A, uten forsterkningsplate, tversgående bøying

Med forsterkningsplate

Aksielt

Tilført kraft [N]

$$FA := 42500$$

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 5$$

Rørets radius [mm]

$$R := \frac{219.1}{2} = 109.55$$

Trunionens radius [mm]

$$r := \frac{114.3}{2} = 57.15$$

Linjelast [N/mm]

$$fA := \frac{FA}{2\pi \cdot r} = 118.357$$

Veggtykkelse, rør [mm]

$$tr := 8.2$$

Tykkelse, forsterkningsplate [mm]

$$tp := 8.2$$

Total tykkelse [mm]

$$ttot := tr + tp = 16.4$$

Spenninger, aksielt [MPa]

$$SA := \frac{1.5 \cdot 1.17 \cdot fA \cdot \sqrt{R \cdot ttot}}{ttot^2} = 32.735$$

Spenninger, trykk [MPa]

$$\sigma_C := \frac{P \cdot R}{ttot} = 33.399$$

Totale spenninger [MPa]

$$Stot := SA + \sigma_C = 66.134$$

Vedlegg B 4 Metode A, med forsterkningsplate, aksielt

Langsgående bøying

Tilført kraft [N]

$$F_L := 10000$$

Trunnionens lengde [mm]

$$L := 300$$

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 5$$

Rørets radius [mm]

$$R := \frac{219.1}{2} = 109.55$$

Trunnionens radius [mm]

$$r := \frac{114.3}{2} = 57.15$$

Moment [Nmm]

$$M_L := F_L \cdot L = 3 \times 10^6$$

Linjelast [N/mm]

$$f_L := \frac{M_L}{\pi \cdot r^2} = 292.374$$

Veggtykkelse, rør [mm]

$$t_r := 8.2$$

Tykkelse, forsterkningsplate [mm]

$$t_p := 8.2$$

Total tykkelse [mm]

$$t_{tot} := t_r + t_p = 16.4$$

Spenninger, bøying [MPa]

$$S_L := \frac{1.17 \cdot f_L \cdot \sqrt{R \cdot t_{tot}}}{t_{tot}^2} = 53.909$$

Spenninger, trykk [MPa]

$$\sigma_L := \frac{P \cdot R}{2 \cdot t_{tot}} = 16.7$$

Totale spenninger [MPa]

$$S_{tot} := S_L + \sigma_L = 70.609$$

Vedlegg B 5 Metode A, med forsterkningsplate, langsgående bøying

Tversgående bøying

Tilført kraft [N]

$$F_C := 5000$$

Trunnionens lengde [mm]

$$L := 300$$

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 2.5$$

Rørets radius [mm]

$$R := \frac{219.1}{2} = 109.55$$

Trunnionens radius [mm]

$$r := \frac{114.3}{2} = 57.15$$

Moment [Nmm]

$$M_C := F_C \cdot L = 1.5 \times 10^6$$

Linjelast [N/mm]

$$f_C := \frac{M_C}{\pi \cdot r^2} = 146.187$$

Veggtykkelse, rør [mm]

$$t_r := 8.2$$

Tykkelse, forsterkningsplate [mm]

$$t_p := 8.2$$

Total tykkelse [mm]

$$t_{tot} := t_r + t_p = 16.4$$

Spenninger, bøying [MPa]

$$\sigma_C := \frac{1.5 \cdot 1.17 \cdot f_C \cdot \sqrt{R \cdot t_{tot}}}{t_{tot}^2} = 40.432$$

Spenninger, trykk [MPa]

$$\sigma_C := \frac{P \cdot R}{t_{tot}} = 16.7$$

Totale spenninger [MPa]

$$\sigma_{tot} := \sigma_C + \sigma_C = 57.132$$

Vedlegg B 6 Metode A, med forsterkningsplate, tversgående bøying

Vedlegg C – Beregninger av forsterkningsplaten for Metode B

Beregningseksempel av forsterkningsplaten kapasitet for Metode B

De gjennomførte beregningene under baserer seg på de eksakte målene som for modellen det ble utført tester på.

Sammenligne annet arealmoment for kurvet og rett kraftpar

For å kunne beregne platens kapasitet er det nødvendig å gjøre noen forenklinger underveis. En av disse forenklingene er å anta at kraftparet som virker på platen er flatt, ikke kurvet. For å underbygge validiteten av denne forenklingen gjøres det en sammenligning av annet arealmoment mellom det flate og det kurvede arealet.

For å finne annet arealmoment benyttes formelen

$$I_x := I_g + A \cdot y^2$$

Kurvet flate

Veggtkylse, trunnion [mm]

Halve vinkelen i inngrep [rad]

Radius, trunnion [mm]

$$t := 6.2$$

$$\alpha := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.785$$

$$R := \frac{114.3}{2} = 57.15$$

$$I_g := R^3 \cdot t \cdot \left[\left(1 - \frac{3 \cdot t}{2 \cdot R} + \frac{t^2}{R^2} - \frac{t^3}{4 \cdot R^3} \right) \cdot \left(\alpha + \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha) - \frac{2 \cdot \sin(\alpha)^2}{\alpha} \right) + \frac{t^2 \cdot \sin(\alpha)^2}{3 \cdot R^2 \cdot \alpha \cdot \left(2 - \frac{t}{R} \right)} \cdot \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{t^2}{6 \cdot R^2} \right) \right] = 1.331 \times 10^4$$

Massesentrum til kurven beregnes med

$$y_{c1} := R \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot \sin(\alpha)}{3 \cdot \alpha} \cdot \left(1 - \frac{t}{R} + \frac{1}{2 - \frac{t}{R}} \right) \right] = 8.435$$

Annet arealmoment for den kurvede flaten vil dermed være

$$I_x := I_g + \frac{1}{4} \left[\pi \cdot R^2 - \pi (R - t)^2 \right] \cdot (R - y_{c1})^2 = 1.263 \times 10^6$$

Annet arealmoment for det kurvede arealet er lik, $I_x = 1\,263\,000 \text{ mm}^4$.

Ved å sette arealmomentet for den rette flaten tilnærmet lik den kurvede, kan nødvendig bredde på kraftparet kalkuleres.

Det gjøres følgende forutsetninger

- Det antas at begge flatenes tykkelse er lik trunnionens veggtykkelse.
- Massesenter av den rette flaten plasseres i massesenteret til den kurvede flaten.
- Annet arealmoment for den rette flaten settes tilnærmet lik det kalkulerede arealmomentet for kurven, $I_x \approx I_{x2}$. Det rundes ned til nærmeste hele tall.

Dermed gjenstår bare flatens bredde, som kan kalkuleres med formelverket under

Rett flate

Samme formel for annet arealmoment benyttes for rett flate som for kurvet, men variablene i formelen for rett flate baserer seg på andre formler

$$I_x := I_g + A \cdot y^2$$

Kraftparet bredde [mm]

Kraftparet tykkelse [mm]

Kraftparets plassering [mm]

$$b := 85$$

$$t := 6.2$$

$$y_c := R - y_{c1} = 48.715$$

$$I_{g2} := \frac{b \cdot t^3}{12} = 1.688 \times 10^3$$

Hvor arealet som benyttes er produktet av bredden og tykkelsen til den rette flaten

$$A := b \cdot t$$

Dette gir et annet arealmoment for den rette flaten lik

$$I_{x2} := I_{g2} + b \cdot t \cdot y^2 = 1.252 \times 10^6$$

En bredde på 85 er det nærmeste hele tallet. Dette er verdien som definerer det rette kraftparets bredde. Tallet brukes også som bredden på den indre delen av forsterkningsplaten som er i inngrep ved bøyning av trunnionen. Derfor rundes det nedover, ikke oppover.

Avstanden mellom kraftparets krefter, D_{par}

Avstanden mellom kreftene i det rette kraftparet kan dermed kalkuleres ved å sette verdien for y_{c1} inn i formelen

$$D_{par} = D - (2 \cdot y_{c1})$$

$$D_{par} = 114,3 - (2 \cdot 8,435) = 97,431$$

Momentkapasitet

Forsterkningsplaten kapasitet analyseres med hensyn til bøyemomentet som oppstår i platen, både ved aksial belastning av trunnionen og ved bøyning.

Aksielt

Beregning av platens momentkapasitet ved aksial belastning

Bøyespenninger

Tilført kraft [N]

$$FA := 42500$$

Platens bredde [mm]

$$L := 34$$

Platens tykkelse [mm]

$$tp := 8.2$$

Innvendig diameter, forsterkningsplaten [mm]

$$Di := 58$$

Bøyespenninger [MPa]

$$\sigma_{ba} := \frac{1.5 \cdot FA \cdot L}{(Di + 2 \cdot tp) \cdot \pi \cdot tp^2} = 137.914$$

Her er intensiveringsfaktoren inkludert i formelen.

Trykkspenninger

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 5$$

Hovedrørets diameter [mm]

$$D := 219.1$$

Hovedrørets veggtykkelse [mm]

$$tr := 8.2$$

Total veggtykkelse [mm]

$$ttot := tr + tp = 16.4$$

Trykkspenninger [MPa]

$$\sigma_p := \frac{P \cdot D}{4 \cdot ttot} = 16.7$$

Totale spenninger [MPa]

$$\sigma_{tot} := \sigma_{ba} + \sigma_p = 154.614$$

Vedlegg C 1 Metode B, aksielt

Langsgående bøying

Beregning av platens momentkapasitet ved langsgående bøying

Bøyespenninger

Tilført kraft [N]

$$FL := 10000$$

Platens bredde [mm]

$$L := 34$$

Platens tykkelse [mm]

$$tp := 8.2$$

Lengde trunnion [mm]

$$LT := 300$$

Distanse mellom kraftpar [mm]

$$Dpar := 97.5$$

Bredde, påvirket område [mm]

$$b := 85$$

Bøyespenninger [MPa]

$$\sigma_{bl} := \frac{0.75 \cdot FL \cdot LT \cdot L}{Dpar \cdot b \cdot tp^2} = 137.281$$

Trykkspenninger

Innvendig trykk [MPa]

$$P := 5$$

Hovedrørets diameter [mm]

$$D := 219.1$$

Hovedrørets veggtykkelse [mm]

$$tr := 8.2$$

Total veggtykkelse [mm]

$$ttot := tr + tp = 16.4$$

Trykkspenninger [MPa]

$$\sigma_p := \frac{P \cdot D}{4 \cdot ttot} = 16.7$$

Totale spenninger [MPa]

$$\sigma_{tot} := \sigma_{bl} + \sigma_p = 153.981$$

Vedlegg C 2 Metode B, langsgående bøying

Tversgående bøyning

Beregning av platens momentkapasitet ved tversgående bøyning

Tilført kraft [N] Platens bredde [mm] Bjelkens tykkelse [mm]

$$FC := 5000$$

$$L := 34$$

$$tp := 8.2$$

Lengde trunnion [mm]

Distanse mellom kraftpar [mm]

$$LT := 300$$

$$Dpar := 97.5$$

Bredde, påvirket område [mm]

$$b := 85$$

Bøyepenninger [MPa]

$$\sigma_{bc} := \frac{1.5 \cdot FC \cdot LT \cdot L}{Dpar \cdot b \cdot tp^2} = 137.281$$

Her er intensiveringsfaktoren inkludert i formelen.

Trykkspenninger

Innvendig trykk [MPa]

Hovedrørets diameter [mm]

Hovedrørets veggtykkelse [mm]

$$P := 2.5$$

$$D := 219.1$$

$$tr := 8.2$$

Total veggtykkelse [mm]

$$ttot := tr + tp = 16.4$$

Trykkspenninger [MPa]

$$\sigma_p := \frac{P \cdot D}{2 \cdot ttot} = 16.7$$

Totale spenninger [MPa]

$$\sigma_{tot} := \sigma_{bc} + \sigma_p = 153.981$$

Vedlegg C 3 Metode B, tversgående bøyning

Skjærkapasitet

Det kan i noen tilfeller også være nødvendig å kontrollere skjærkreftene for å sikre at skjærspenningene ikke overskrider tillatt verdi.

Aksiell

Beregning av platens skjærkapasitet ved aksiell belastning

Tilført kraft [N] Platens tykkelse [mm] Tillatt bøyespenning [MPa]

FA := 42500 tp := 8.2 σ_{till} := 138

Innvendig diameter, forsterkningsplaten [mm]

Di := 58

Tillatt skjærspenning [MPa]

$$\tau_{\text{till}} := \frac{\sigma_{\text{till}}}{\sqrt{3}} = 79.674$$

Maksimal skjærspenning [MPa]

$$\tau_{\text{max}} := \frac{0.75 \cdot FA}{(Di + 2 \cdot tp) \cdot \pi \cdot tp} = 16.631$$

Vedlegg C 4 Metode B, skjærspenninger, aksielt

Bøying

Beregning av platens skjærkapasitet ved bøying

Tilført kraft [N]

$$FL := 10000$$

Platens bredde [mm]

$$L := 34$$

Platens tykkelse [mm]

$$tp := 8.2$$

Lengde trunnion [mm]

$$LT := 300$$

Distanse mellom kraftpar [mm]

$$Dpar := 97.5$$

Bredde, påvirket område [mm]

$$b := 85$$

Tillatt bøyespenning [MPa]

$$\sigma_{ill} := 138$$

Tillatt skjærspenning [MPa]

$$\tau := \frac{\sigma_{ill}}{\sqrt{3}} = 79.674$$

Maksimal skjærspenning [MPa]

$$\tau_{max} := \frac{0.75 \cdot FL \cdot LT}{tp \cdot b \cdot Dpar} = 33.109$$

Skjærspenningene viser seg som forventet å være lavere enn bøyespenningene, både for aksiell belastning og bøying av trunnionen.

Vedlegg C 5 Metode B, skjærspenninger, bøying

Defleksjon

Det kan forekomme defleksjon både i forsterkningsplaten og i selve trunnionen, derfor er det nødvendig å beregne begge disse.

Defleksjon i forsterkningsplaten

Platens bredde [mm] Platens tykkelse [mm] Trunnionens lengde [mm] Bjelkens bredde [mm]

$b := 85$ $tp := 8.2$ $Lt := 300$ $L := 34$

Kraftpar [N] E-modul [MPa] Avstand mellom kraftpar [mm]

$FP := 30930$ $E := 210000$ $Dpar := 97.5$

Annet arealmoment [mm⁴]

$$I := \frac{b \cdot tp^3}{12} = 3.906 \times 10^3$$

Defleksjon i platen [mm]

$$\Delta := \frac{FP \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I} = 7.72 \times 10^{-3}$$

$$\Delta_{tot} := 2 \cdot \Delta = 0.015$$

Vinkelutslag [grader]

$$\sin(\alpha) := \frac{\Delta_{tot}}{Dpar}$$

$$\alpha := \arcsin\left(\frac{\Delta_{tot}}{Dpar}\right) = 1.584 \times 10^{-4}$$

Utslag på trunnionen [mm]

$$\Delta_p := \sin(\alpha) \cdot Lt = 0.048$$

Defleksjon i trunnionen

For å få maksimal defleksjon i selve trunnionen etter formelverket under, er det en forutsetning at trunnionen er fast innspent i enden. Som beregnet over er ikke det helt tilfelle, siden forsterkningsplaten har en viss defleksjon, men for å finne den største potensielle defleksjonen i trunnionen gjøres beregningene med den forutsetningen at trunnionen er fast innspent. Det betyr at også denne kalkulasjonen er noe konservativ.

Tilført kraft [N]	Trunnionens lengde [mm]	Utvendig diameter [mm]
$F := 10000$	$L_t := 300$	$D := 114.3$
Veggtykkelse [mm]	Innvendig diameter [mm]	E-modul [MPa]
$t := 6.2$	$d := D - 2 \cdot t = 101.9$	$E := 210000$

Annet arealmoment [mm⁴]

$$I := \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} = 3.086 \times 10^6$$

Defleksjon i trunnionen [mm]

$$\Delta_t := \frac{F \cdot L_t^3}{3 \cdot E \cdot I} = 0.139$$

Total defleksjon [mm]

Det totale utslaget i enden av trunnionen vil dermed være summen av trunnionens utslag som en følge av platens defleksjon og defleksjonen til selve trunnionen. Som beskrevet er dette et konservativt anslag, men vil gi en indikasjon på hvor stor den største totale defleksjonen potensielt kan bli.

$$\Delta_{\text{total}} := \Delta_p + \Delta_t = 0.187$$

Selv med de konservative anslagene det tas høyde for, vil defleksjonen altså være svært liten for aktuelle betingelser. Det antas derfor at defleksjon vil derfor ikke være et problem for konstruksjonen ved gitte betingelser.

Vedlegg C 6 Metode B, defleksjon

Vedlegg D – Beregninger av hovedrørets kapasitet

Beregningseksempel på hovedrørets kapasitet

Aksiell kraft

Veggtykkelse, rør [mm]	Diameter, rør [mm]	Veggtykkelse, trunnion [mm]
$t_0 := 8.2$	$d_0 := 219.1$	$t_1 := 6.2$

Diameter, trunnion [mm]

$$d_1 := 114.3$$

Forholdsfaktor

$$\beta := \frac{d_1}{d_0} = 0.522$$

Forholdsfaktor

$$\gamma := \frac{d_0}{2 \cdot t_0} = 13.392$$

Tilført kraft [N]

$$F_A := 42500$$

Trunnionens lengde [mm]

$$L := 300$$

Bøyespenninger [MPa]

$$\sigma_a := \frac{F_A}{\gamma^{0.2} \cdot t_0^2 \cdot (2.8 + 14.2 \cdot \beta^2)} = 56.472$$

Trykkspenninger

Innvendig trykk [Mpa]	Diameter, rør [mm]	Veggtykkelse, rør [mm]
$P := 5$	$D := 219.1$	$t := 8.2$

Formelen for trykkspenninger gir da [MPa]

$$\sigma_p := \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} = 66.799$$

Totale spenninger [MPa]

$$\sigma_{tot} := \sigma_a + \sigma_p = 123.271$$

Denne verdien representerer summen av bøye- og trykkspenningene i rørveggen, like i ytterkant av forsterkningsplaten.

Langsgående bøyning

Bøyespenninger

Veggtykkelse, rør [mm] Diameter, rør [mm] Veggtykkelse, trunnion [mm]

$$t_0 := 8.2$$

$$d_0 := 219.1$$

$$t_1 := 6.2$$

Diameter, trunnion [mm]

$$d_1 := 114.3$$

Forholdsfaktor

Forholdsfaktor

$$\beta := \frac{d_1}{d_0} = 0.522$$

$$\gamma := \frac{d_0}{2 \cdot t_0} = 13.392$$

Tilført kraft [N]

Trunnionens lengde [mm]

$$FL := 10000$$

$$L := 300$$

Bøyespenninger [MPa]

$$\sigma_{bl} := \frac{FL \cdot L}{4.85 \cdot t_0^2 \cdot d_1 \cdot \beta \cdot \sqrt{\gamma}} = 42.209$$

Trykkspenninger

Innvendig trykk [Mpa]

Diameter, rør [mm]

Veggtykkelse, rør [mm]

$$P := 5$$

$$D := 219.1$$

$$t := 8.2$$

Formelen for trykkspenninger gir da [MPa]

$$\sigma_p := \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} = 66.799$$

Totale spenninger [MPa]

$$\sigma_{tot} := \sigma_{bl} + \sigma_p = 109.008$$

Denne verdien representerer summen av bøye- og trykkspenningene i rørveggen, like i ytterkant av forsterkningsplaten. Verdien er nøyaktig den samme som resultatene fra labtesten.

Vedlegg D 2 Hovedrørets kapasitet, langsgående bøyning

Tversgående bøyning

Bøyespenninger

Veggtykkelse, rør [mm] Diameter, rør [mm] Veggtykkelse, trunnion [mm]

$$t_0 := 8.2$$

$$d_0 := 219.1$$

$$t_1 := 6.2$$

Diameter, trunnion [mm]

$$d_1 := 114.3$$

Forholdsfaktor

Forholdsfaktor

$$\beta := \frac{d_1}{d_0} = 0.522$$

$$\gamma := \frac{d_0}{2 \cdot t_0} = 13.392$$

Tilført kraft [N]

Trunnionens lengde [mm]

$$FC := 5000$$

$$L := 300$$

Bøyespenninger [MPa]

$$\sigma_{bc} := \frac{FC \cdot L \cdot (1 - 0.81 \cdot \beta)}{2.7 \cdot t_0^2 \cdot d_1} = 41.741$$

Trykkspenninger

Innvendig trykk [Mpa]

Diameter, rør [mm]

Veggtykkelse, rør [mm]

$$P := 2.5$$

$$D := 219.1$$

$$t := 8.2$$

Formelen for trykkspenninger gir da [MPa]

$$\sigma_p := \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} = 66.799$$

Totale spenninger [MPa]

$$\sigma_{tot} := \sigma_{bc} + \sigma_p = 108.54$$

Denne verdien representerer summen av bøye- og trykkspenningene i rørveggen, like i ytterkant av forsterkningsplaten. Verdien stemmer bra overens med resultatene fra labtosten, forutsatt at det tas høyde for at de målte verdiene fra labtosten var på trykksiden, og disse kalkulerte verdiene er på strekksiden. Dette medfører at de målte verdiene ligger høyere enn de kalkulerte, men forholdstallet mellom strekk og trykk antas å være omtrent det samme som for langsgående bøyning.

Vedlegg E - Testresultater

Resultater fra laboratorietest

Trunnionene ble utsatt for gitte, forhåndsdefinerte belastninger, og tøyningene ble avlest for hver spesifikke last. Det vil kunne forekomme noen små avvik som en følge av at det var vanskelig å få belastningen på taljen til treffe nøyaktig 500 og 1000 kg.

Det samme gjelder hovedspenningenes retning, som varierer litt mellom strekkklappene. Dette er på grunn av strekkklappenes faktiske plassering i forhold til den aksens som trunnionen ble bøyd om. Noen av strekkklappene ble ikke montert nøyaktig nok, og fikk dermed en viss rotasjon i forhold til denne aksens. Dette har ingenting å si i forhold til størrelsen på hovedspenningene, men det gir altså utslag på orienteringen, som kompenserer for rotasjonen ved monteringen. Et eksempel på dette er hvis strekkklappen er montert med en rotasjon på ti grader i forhold til aksens det bøyes om, da vil resultatene vise en orientering på ti grader mer eller mindre enn den ville gjort hvis strekkklappen var helt nøyaktig montert. Dette er det tatt høyde for i grafene som er presentert i kapittel 6.

Den totale defleksjonen til trunnionen ble også målt. Det var bare bøyekraften som gjorde utslag på defleksjonen. Det innvendige trykket hadde ingen merkbar påvirkning.

Uten trykk i hovedrøret

Langsgående bøyning

Avleste verdier fra strekkklappene

Belastning	Tøyninger [$\mu\text{m}/\text{mm}$]					
	Plassering A			Plassering B		
	Måler			Måler		
	A	B	C	A	B	C
500 kg	-36	-22,56	-48,48	-79,92	-100,56	-64,08
1000 kg	-78,24	-48,48	-124,08	-194,88	-276	-187,2

Avleste verdier fra strekkklappene

Belastning	Tøyninger [$\mu\text{m}/\text{mm}$]					
	Plassering E			Plassering F		
	Måler			Måler		
	A	B	C	A	B	C
500 kg	18	-15,6	19,92	40,47	64,71	69,88
1000 kg	50,4	-37,2	44,64	98,35	139,76	151,53

Kalkulerte hovedspenninger

Belastning	Hovedspenninger [MPa]							
	Plassering							
	A		B		E		F	
	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2
500 kg	-9,34	-16	-16,8	-26,4	11,3	0,1	19,4	13,7
1000 kg	-21,07	-39,63	-43,6	-71	28	0,6	42,4	32,6

Hovedspenningenes kalkulerete retning

	Hovedspenningenes retninger [grader]							
Belastning								
	<i>Plassering</i>							
	A		B		E		F	
	θ_1	θ_2	θ_1	θ_2	θ_1	θ_2	θ_1	θ_2
500 kg	36,2	-53,8	-52,75	37,25	-45,8	44,2	73,5	-16,5
1000 kg	33,2	-56,8	-46,3	43,7	-44	46	75,4	-14,6

Defleksjon - Metode B	
Belastning	Utbøyning
500 kg	<0,5 mm
1000 kg	<0,5 mm

Vedlegg E 1 Testresultater - Langsgående bøying, uten trykk

Tversgående bøying

Avleste verdier fra streklappene

	Tøyninger [$\mu\text{m}/\text{mm}$]					
Belastning	<i>Plassering C</i>			<i>Plassering D</i>		
	Måler			Måler		
	A	B	C	A	B	C
500 kg	-95,52	-161,28	-101,76	-183,12	-300,24	-173,52

Kalkulerete hovedspenninger

	Hovedspenninger [MPa]			
Belastning				
	<i>Plassering</i>			
	C		D	
	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2
500 kg	-19,5	-39,7	-33,8	-73,2

Hovedspenningenes kalkulerete retning

	Hovedspenningenes retninger [grader]			
Belastning				
	<i>Plassering</i>			
	C		D	
	θ_1	θ_2	θ_1	θ_2
500 kg	-43,6	46,4	-46,1	43,9

Målt defleksjon

Defleksjon - Metode B	
Belastning	Utbøyning
500 kg	1 - 1,5 mm

Vedlegg E 2 Testresultater – Tversgående bøying, uten trykk

Med trykk i hovedrøret

I løpet av testen ble også hovedrøret trykksatt for å gjøre det mulig å sammenligne resultatene og dermed se hvor stor påvirkning det innvendige trykket har på de totale spenningene.

Langsgående bøying

Avleste verdier fra streklappene

Belastning	Tøyninger [$\mu\text{m}/\text{mm}$]					
	Plassering A			Plassering B		
	Måler			Måler		
	A	B	C	A	B	C
500 kg 25 bar	-34,56	-58,08	-38,34	33,84	-4,32	44,4
500 kg 50 bar	-35,28	-90,24	-31,92	131,28	76,56	138,48
1000 kg 25 bar	-79,92	-83,76	-116,4	-90,96	-189,84	-86,88
1000 kg 50 bar	-81,36	-115,44	-109,44	5,04	-110,4	5,52

Belastning	Tøyninger [$\mu\text{m}/\text{mm}$]					
	Plassering E			Plassering F		
	Måler			Måler		
	A	B	C	A	B	C
500 kg 25 bar	33,6	-27,36	31,44	143,29	143,29	186,82
500 kg 50 bar	19,2	-37,92	42,96	236,94	216,71	295,29
1000 kg 25 bar	66,24	-49,2	56,88	198,12	218,35	267,06
1000 kg 50 bar	80,88	-60,24	67,68	289,65	290,35	373,65

Kalkulerte hovedspenninger

Belastning	Hovedspenninger [MPa]							
	Plassering							
	A		B		E		F	
	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2
500 kg 25 bar	-7,4	-14,4	18,8	4,7	19,4	0	54,5	44,6
500 kg 50 bar	-1	-19,2	49,9	31	27,4	0,3	89,1	70,6
1000 kg 25 bar	-25,7	-33,2	-10,4	-43	36,4	0,6	75,8	63,8
1000 kg 50 bar	-24,7	-32,6	20,3	-17,1	44	0,5	109	90

Hovedspenningenes retning

	Hovedspenningenes retninger [grader]							
Belastning								
	<i>Plassering</i>							
	A		B		E		F	
	θ1	θ2	θ1	θ2	θ1	θ2	θ1	θ2
500 kg 25 bar	-42,5	47,5	-48,5	41,5	-44,5	45,5	-67,5	22,5
500 kg 50 bar	-45,9	44,1	-46,8	43,2	-43,9	46,1	-60,3	29,7
1000 kg 25 bar	19,1	-70,9	-45,6	44,4	-43,8	46,2	-78,8	11,2
1000 kg 50 bar	-27,5	62,5	-45	45	-43,6	46,4	-67,7	22,3

Målt defleksjon

Defleksjon - Metode B	
Belastning	Utbøyning
500 kg 25 bar	<0,5 mm
1000 kg 25 bar	<0,5 mm
500 kg 50 bar	<0,5 mm
1000 kg 50 bar	<0,5 mm

Vedlegg E 3 Testresultater – Langsgående bøying, med trykk

Tversgående bøying

Avleste verdier fra strekkklappene

	Tøyninger [$\mu\text{m}/\text{mm}$]					
Belastning	<i>Plassering C</i>			<i>Plassering D</i>		
	Måler			Måler		
	A	B	C	A	B	C
500 kg 25 bar	-72,48	-128,64	-89,28	-47,52	-65,76	-31,68

Kalkulerte hovedspenninger

	Hovedspenninger [MPa]			
Belastning	<i>Plassering</i>			
	C		D	
	σ_1	σ_2	σ_1	σ_2
500 kg 25 bar	-16,4	-32,1	-7,5	-16,3

Hovedspenningenes kalkulerte retning

	Hovedspenningenes retninger [grader]			
Belastning	<i>Plassering</i>			
	C		D	
	θ_1	θ_2	θ_1	θ_2
500 kg 25 bar	-40	50	-53,4	36,6

Målt defleksjon

Defleksjon - Metode B	
Belastning	Utbøyning
500 kg 25 bar	1 - 1,5 mm

Vedlegg E 4 Testresultater – Tversgående bøying, med trykk

Beregningseksempel av hovedspenningene

Materialverdier

$$E := 210000 \quad \nu := 0.3$$

Strekklappmålingene viser [$\mu\text{ m/m}$]

$$\varepsilon_A := 98.35 \quad \varepsilon_B := 139.76 \quad \varepsilon_C := 151.53$$

Dette gir en tøyning på [$\mu\text{ m/m}$]

$$\varepsilon_x := \varepsilon_A = 98.35 \quad \varepsilon_y := \varepsilon_C = 151.53 \quad \gamma_{xy} := 2 \cdot \varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C = 29.64$$

Spenningene kalkuleres så ved bruk av Hooke's lov [Pa]

$$\sigma_x := \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot (\varepsilon_x + \nu \cdot \varepsilon_y) = 3.319 \times 10^7$$

$$\sigma_y := \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot (\varepsilon_y + \nu \cdot \varepsilon_x) = 4.178 \times 10^7$$

$$\tau_{xy} := \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \cdot \gamma_{xy} = 2.394 \times 10^6$$

Spenninger [MPa]

$$\sigma_X := \frac{\sigma_x}{10^6} = 33.187 \quad \sigma_Y := \frac{\sigma_y}{10^6} = 41.777 \quad \tau_{XY} := \frac{\tau_{xy}}{10^6} = 2.394$$

Hovedspenninger [MPa]

$$\sigma_{p1} := 0.5 \left[(\sigma_X + \sigma_Y) + \sqrt{(\sigma_X - \sigma_Y)^2 + 4 \cdot (\tau_{XY})^2} \right] = 42.399$$

$$\sigma_{p2} := 0.5 \left[(\sigma_X + \sigma_Y) - \sqrt{(\sigma_X - \sigma_Y)^2 + 4 \cdot (\tau_{XY})^2} \right] = 32.565$$

Orientering [radianer]

$$\theta_{p1} := \text{atan} \left(\frac{\sigma_{p1} - \sigma_X}{\tau_{XY}} \right) = 1.317 \quad \theta_{p2} := \text{atan} \left(\frac{\sigma_{p2} - \sigma_X}{\tau_{XY}} \right) = -0.254$$

Orientering [grader]

$$\theta_1 := \theta_{p1} \cdot \frac{180}{\pi} = 75.433 \quad \theta_2 := \theta_{p2} \cdot \frac{180}{\pi} = -14.567$$

Vedlegg F - Spesifikasjoner og sertifikater

Title :	Piping and Valves	Doc. No.	L-001	Annex:	B	Class	BC21
Project :	NORSOK	Company :		Rev.Date :	20.09.99	Rev. :	3

Max Design Pressure at Temperature										Rating		
Pressure (Barg)	51.1	51.1	50.1	46.4	45.2	43.8	41.7	38.7	37.0	34.5	CL 300	
Temperature (Deg. C)	-15	38	50	100	150	200	250	300	350	400	Branch Table	NBR3
											Service Code	N-C200

Design Code ASME B31.3
 Corr. Allow. 3.0
 Wall Thickness Under Tolerance 12.5%, SEE NOTE 2
 Longitudinal Weld Efficiency 1

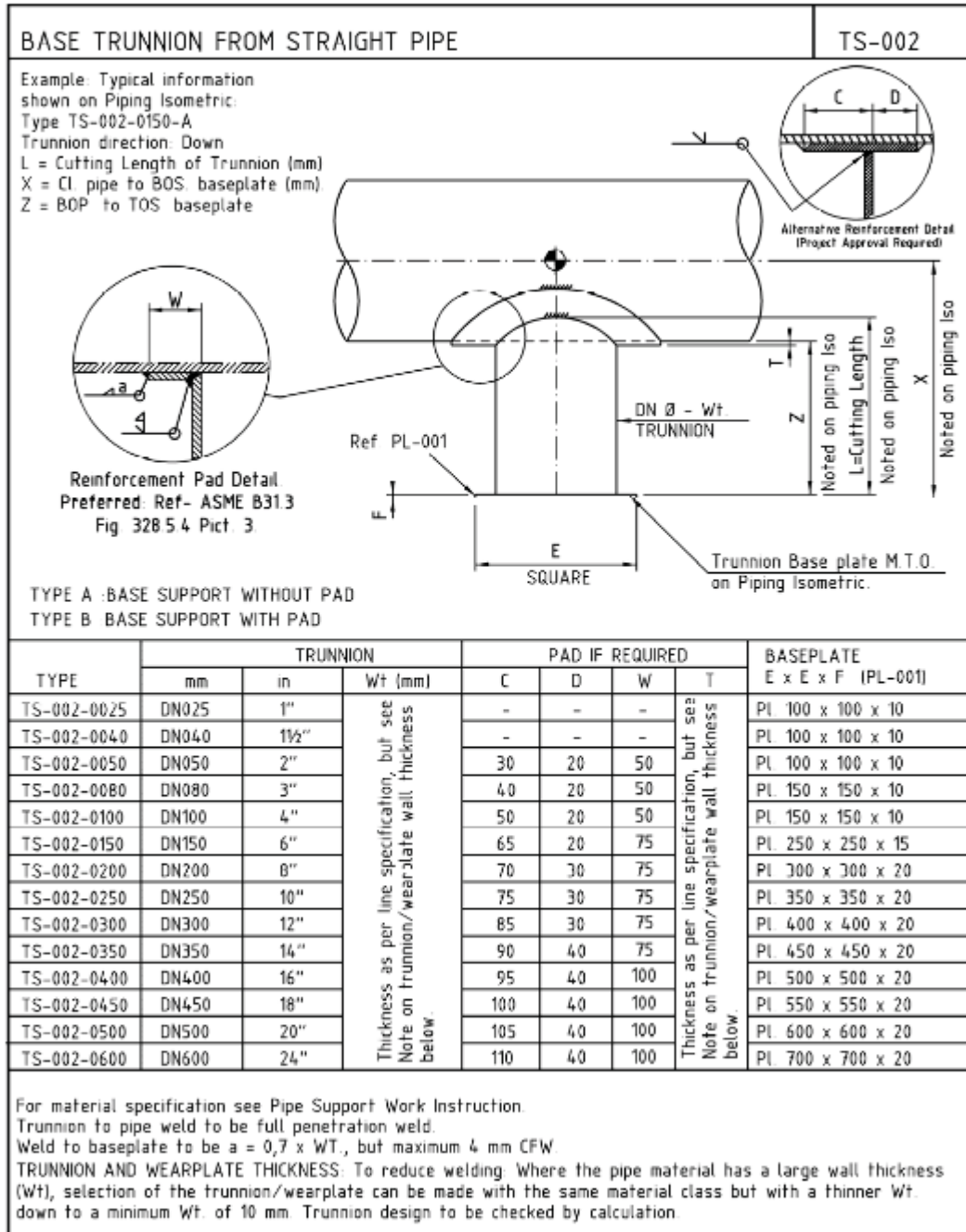
ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00	12.00	14.00	16.00	18.00	20.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1	323.8	355.6	406.4	457.0	508.0
THK (mm)	4.78	5.56	6.35	5.08	5.54	5.49	6.02	7.11	8.18	9.27	10.31	11.13	12.70	14.27	15.09
SCH	160	160	160	80	80	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
WEIGHT				XS	XS	STD	STD	STD	STD	STD			XS		

ITEM TYPE	RANGE FROM TO		GEOMETRIC STANDARD	EDS/VDS	END CONN #1 #2		MATERIAL DESCR.	MDS	RATING	SCHD.	NOTES
PIPE	0.50	20.00	ASME B36.10M		PE	PE	A106 B	C01			

Vedlegg F 1 Utdrag fra NORSOK BC21 [9]

Pipe Support Standard Details
A000-L02

Rev. 2
Date : Mai 2008
Page: 204 of 283



PIP080027

28488



A02 Inspection certificate "3.1" (EN 10 204)

A03 Document No.: 21383/08

A07	Customer's Order (P.O.) No./Item No.: 35430787	A08	Manufacturer's Works Order No.: 1511/67218/0/08
A11	Supplier's Order No.: 3150028790	A10	Advice - Note No.: 150600
B08, B12/B13	Quantity delivered: pcs mtrs 28 169,668	B10 Actual mass kgs 7220	A09 Customer / Consignee: AHLSELL NORGE AS GAMLE FORUSVEI 53, P.B. 184 4065 STAVANGER NORWAY
B09-11	Dimensions: 219.1 x 8.18 mm (8" SCH 40)		
B02	Steel designation: B		
B01, B03, B04	Product, conditions and terms of delivery: Seamless steel pipes, acc. to, ASTM A106/A106M-06 - PED 97/23/EC Annex I par.4.3. NACE MR0175/ISO 15156-03. Hot finished as rolled. MDS-S&GO Rev.4. Specification SB-2000 Rev.4.	 Cert./QC Inspector BJØRN SKATEN	
Z99	<input type="checkbox"/> continues on appendix		

A04, B06 Marking: Manufacturer's mark, mill inspector's stamp

NH 2

C71-82 Heat chemical analysis (%)											Steel made by basic oxygen process, fully killed, strand cast.			
Heat No.:	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cr	Mo	V	Caq			
92973K	0.18	0.62	0.298	0.008	0.009	0.05	0.02	0.05	0.006	<0.003	0.30			
Z99	<input type="checkbox"/> continues on appendix													

C04 Test results:		MPa		MPa		% 2"		C40-43 Impact Test		HRB		
Heat No.	c00 Specimen No.	c11 Yield Point	c12 Tensile Strength	c13 Elongation	c14-43 Impact Test	c20-32 Hardness						
92973K		min. 240	min. 415	min. 28.0	Ø	max. 99	Longitudinal strip specimen 38.1 mm					
		336	486	38.6		70						
Z99	<input type="checkbox"/> continues on appendix											

C01	Visual and dimensional inspection with satisfactory results	<input checked="" type="checkbox"/>	C51	Hydraulic test - min. test pressure and test pressure duration	MPa / s	12.0 / 6
C09	Flattening test - satisfactory	<input checked="" type="checkbox"/>	D02	The pipes tested on tightness by NDT - In acc. to		
C51	Expanding test - satisfactory	<input type="checkbox"/>				
C52	Bending test - satisfactory	<input type="checkbox"/>				
C53	Ring expanding test (DIN EN 10236) - satisfactory	<input type="checkbox"/>	D03	Nondestructive Elektromagnetic Testing		
C54	Ring tensile test (DIN EN 10237) - satisfactory	<input type="checkbox"/>				
22 HRC = 99 HRB max.						

Z01 All pipes conform to the above mentioned standards and ordering requirements and agreements.

Z02 Date of issue: 26.11.2008/AV

ArcelorMittal Tubular Products Ostrava a.s.
 Vrstimovská 688, 707 02 Ostrava 7
 Czech Republic

Dipl. Ing. Petr Šťáhlavský
 Work's Inspector
 z02 Validation

E.L. 2574/18/13/07

Vedlegg F 3 Materialsertifikat, 8" (sch. 40)

KG CERTIFICATE NO:

TP-0045



ArcelorMittal

PIP040022 26624

AC2 Inspection certificate "3.1" (EN 10 204)

AC3 Document No.: 59237/08

A07 Customer's Order (P.O.) No./Item No.: 35178577		A08 Manufacturer's Works Order No.: 72151/0/08	
A11 Supplier's Order No.: NH 3180026029		A10 Advice - Note No.: 914744	
B08, B12 Quantity delivered:		A06 Customer / Consignee	
pcs	mtrs	AHLSELL NORGE AS Gamle Foruveel 53, P.B. 184 4066 Stavanger Norway	
bdls	feet		
186	954.820		
B09-11 Dimensions: 114.3 x 6.02mm (4" SCH 40)			
B02 Steel designation: B			
B01, B03, B04 Product, conditions and terms of delivery: Seamless steel pipes, acc. to ASTM A106/A106M-06 - PED 97/23/EC Annex I par.4.3, NACE MR 0175/ISO 15156-1,2-03. Hot finished as rolled. Specification NDS-5B C01 Rev.4 and specification 5B-2000 Rev.4.		ahsell oil & gas as Po.No.: 21142108 Item No.: Stock No.:	
A24, B06 Marking: Manufacturer's mark, mill inspector's stamp NH 3			
C11-42 Heat chemical analysis (%)		C12 Steel made by basic oxygen process, fully killed, strand cast.	
Heat No.:	C	MN	Si
92419K	0.99	0.85	0.187
			P
			0.008
			S
			0.005
			CU
			0.09
			NI
			0.03
			CR
			0.04
			MO
			0.008
			V
			<0.003
			CEQ
			0.25
continues on appendix			
B07 Test results:		MPa	MPa
Heat No.:	Specimen No.	c11 Yield Point	c12 Tensile Strength
92419K	B	min. 240	min. 415
			c13 Elongation
			25.4 mm
			min. 23.5
			J
			c40-43 Impact test
			min
			HRB
			c30-32 Hardness
			max. 98
			78
continues on appendix			
D01 Visual and dimensional inspection with satisfactory results		X	D05 Hydraulic test - min. test pressure MPa / s
D06 Flattening test - satisfactory		X	15.0 / 5
D07 Expanding test - satisfactory			D02 The pipes tested on tightness by NDT
D08 Bending test - satisfactory			In acc. to
D09 Ring expanding test (DIN EN 10236) - satisfactory			D03 Nondestructive Elektromagnetic Testing
D10 Ring tensile test (DIN EN 10237) - satisfactory			
22HRC=99HRBmax.			
201 All pipes conform to the above mentioned standards and ordering requirements and agreements.			
202 Date of issue 13.10.2008/Vo			

A01 ArcelorMittal Tubular Products Ostrava a.s.
A06 QA Department
Vratimovská 689
707 02 Ostrava-Kunčice
Czech Republic

ArcelorMittal

ArcelorMittal Tubular Products Ostrava a.s.
Vratimovská 689, 707 02 Ostrava 7
Czech Republic

Dipl. Ing. Pekař

Work's Inspector
202 Validation

E.z. 2674/16/1 5P

Vedlegg F 4 Materialsertifikat, 4" (sch. 40)