Levetidsbestemmelse og analyse af typisk svejst krandetalje i højstyrkestål.



10. semester projekt, gruppe 48C, Design af Mekaniske Systemer, Institut for Maskinteknik, Aalborg Universitet

ii

Titel:

Levetidsbestemmelse og analyse af typisk svejst krandetalje i højstyrkestål.

Tema:

Brudmekanik, Levetidsbestemmelse og FE-analyser.

Projekt periode:

 semester, Design af Mekaniske Systemer
 September 2008 - 18. December 2008

Projekt gruppe:

Pontoppidanstræde 105, DMS10, 48C

Gruppe medlemmer:

Lars V. Rasmussen

Vejleder:

Ole Ø Mouritsen Erik Lund

Antal print: 5

Antal sider: 78, (90 incl. forside o.lign.)

Bilag og Appendix sider: 45

Gennemført: 18. December 2008

SYNOPSIS:

Denne rapport tager udgangspunkt i en problemstilling stillet af virksomheden HMF A/S. Problemstillingen vedrører levetidsbestemmelse af komplekse svejste krandetaljer og behovet for et effektivt ingeniørmæssigt værktøj til dette. Gennem forsøg og analyser er specielt Effective Notch Stress metoden belyst, idet denne metode, som har potentiale til at kunne blive et effektivt ingeniørværktøj, er ny og dermed mangler vurdering i forhold til anvendelighed. Til forsøg er udarbejdet værktøj og et specifikt prøveemne og resultatet af forsøgene viser, at metoden stemmer godt overens med praksis. Med den vurdering som udgangspunkt er metoden brugt som værktøj til at udføre en designforbedring på et konkret produkt - i dette tilfælde en kranarm fra HMF A/S's produktsortiment.

iv

Forord

Denne rapport er produkt af projektet "Levetidsbestemmelse og analyse af typisk svejst krandetalje i højstyrkestål". Rapporten er udarbejdet af Lars Vermund Rasmussen, gruppe 48C, 10. semesters specialeprojekt på kandidat uddannelsen Design af Mekaniske Systemer, Institut for Maskinteknik, Aalborg Universitet. Projektet er udarbejdet i perioden 2. september 2008 - 18. december 2008 og henvender sig til personer med kendskab til ingeniørtermer og begreber. Temaet for projektet er brudmekanik, levetidsbestemmelse, FE-analyser og designforbedring af en typisk svejst krandetalje udført i højstyrkestål. I-gennem analyser og forsøg vurderes anvendeligheden af Effective Notch Stress metoden, og samtidig vises brugbarheden af metoden på et konkret produkt. Desuden undersøges en række efterbehandlingsmetoder af svejsninger for at finde effekten på udmattelseslevetiden.

Henvisninger er udført efter Harvard metoden, hvor referencer til litteratur i teksten er angivet som [Forfatter(ere), Udgivelses år]. Såfremt der er brugt specielle forkortelser, vil disse - første gang hele ordet forekommer i teksten, fremgå i parentes f.eks. Aalborg Universitet (Aau).

Rapporten er inddelt i kapitler, afsnit og underafsnit. Underafsnitene vil ikke blive vist i indholdsfortegnelsen. Litteraturlisten findes bagerst i rapporten sammen med appendiks. Derudover medfølger en CD, der indeholder alle beregninger udført i MathCad, MatLab og Excel, bilag, forsøgsdata, billeder, diverse 3D CAD modeller og en digital version af rapporten. Appendikser i rapporten er angivet med kapitæler og appendikser på CD'en er angivet med nummer.

Dette projekt er gennemført i samarbejde med Mikkel M. Pedersen (MMP), som fortjener stor tak for videndeling og rådgivning gennem hele projektperioden. Der henvises til Mikkel M. Pedersen og hans arbejde igennem hele rapporten. Derudover en stor tak til HMF A/S for et åbent samarbejde med adgang til al nødvendig information, samt fremstilling af værktøj og prøveemner.

vi

Indholdsfortegnelse

1	Abs	tract	1
2	Intr	oduktion	3
	2.1	HMF A/S, virksomheden og produktionen	3
	2.2	Problemstilling	4
	2.3	Afgrænsning af problemstillingen	5
3	Bru	dmekaniske teorier og metoder	7
	3.1	Definition af levetid	7
	3.2	Lineært elastisk brudmekanik	9
	3.3	Overenstemmelse med praksis	15
	3.4	Forbedring af levetiden for svejste detaljer	17
	3.5	Alternative metoder til levetidsbestemmelse	20
	3.6	ENS-metoden i detaljer	26
4	Svej	sedetalje og forsøgsopstilling	29
	4.1	Valg af svejst detalje	29
	4.2	Forsøgsopstilling	31
	4.3	Design af værktøj	33
5	Fors	søgsresultater	47
	5.1	As welded forsøgsresultater	47
	5.2	TIG forsøgsresultater	48

	5.3	SLIB forsøgsresultater	49
	5.4	Behandling af forsøgsresultater	50
6	Ana	lyser af den svejste detalje	53
	6.1	FE-analyser af prøveemne	53
	6.2	Spændingsvidder fra forsøg	57
7	Vure	lering af ENS-metoden og efterbehandlinger	61
	7.1	Vurdering af anvendeligheden af ENS-metoden	61
	7.2	Vurdering af efterbehandlingsmetoder	62
	7.3	Anbefalede SN-kurver	65
8	Desi	gnforbedring af kran inderarm	67
	8.1	Analyse af original 1700K inderarm	67
	8.2	Definition af objekt funktion og bibetingelser	69
	8.3	Analyse af nyt design	71
9	Kon	klusion	75
A	Fors	øg og værktøj	79
	A.1	Formål	79
	A.2	Forsøgsonstilling	79
	A.3	Dimensionering af værktøj	82
	A.3 A.4	Dimensionering af værktøj Dimensionering af prøveemner	82 96
B	A.3 A.4 FE-a	Dimensionering af værktøj Dimensionering af prøveemner Dimensionering af prøveemner Dimensionering af prøveemne	82 96 101
B	A.3 A.4 FE-a B.1	Dimensionering af værktøj Dimensionering af prøveemner Dimensionering af prøveemne Imalyser af værktøj og prøveemne FE-resultater for stiften	 82 96 101 101
B	A.3 A.4 FE-a B.1 B.2	Dimensionering af værktøj Dimensionering af prøveemner unalyser af værktøj og prøveemne FE-resultater for stiften FE-resultater for skruesamlingen	82 96 101 101 103
B	A.3 A.4 FE-a B.1 B.2 B.3	Dimensionering af værktøj Dimensionering af prøveemner unalyser af værktøj og prøveemne FE-resultater for stiften FE-resultater for skruesamlingen FE-resultater for fikstur	82 96 101 101 103 107
B	 A.3 A.4 FE-a B.1 B.2 B.3 B.4 	Dimensionering af værktøj	82 96 101 101 103 107 108

E	Arb	ejdstegninger	123
	D.2	Design forbedrede inderarm	121
	D.1	Original 1700K inderarm	119
D	Grat	fiske resultater fra FE-analyser af inderarm	119
	C.3	Eksperimentel procedure	114
	C.2	Eksperimentel setup	113
	C.1	Strain gauges generelt	111

Nomenklatur

Konstanter		$\Delta \Lambda_{eff}$	Ellektiv spændingsintensitetsfaktor
γ_f	Partialkoefficient på last	δy	Vertikal udbøjning
γ_m	Partialkoefficient på materiale	$\delta\left(x\right)$	Forskydelse af kraft placering
μ	Lame's konstant	$\frac{da}{dN}$	Revnevækstrate
ν	Poissons forhold	ϕ_0	Elliptisk integrale
A	Konstant	σ	Spændinger
a_{maal}	a-mål på svejsning	σ_a	Spændingsamplitude
E	Elasticitetsmodul	σ_b	Bøjningsspænding
K	Spændingsintensitetsfaktoren	σ_i, σ_{ikc}	pr. Forspændingskraft omregnet til spænding
K_c	Kritisk spændingsintensitetsfaktor	σ_k	Notch (kærv) spænding jf. ENS-metoden
K_s	Forholdet mellem belastning og spænding i	σ_n	Nominelle spændinger
	kærven	σ_{HS}	Hot Spot spænding
K_t	Spændingskoncentrationsfaktor	σ_m	Middelspænding
K_{th}	Spændingsintensitetsfaktor threshold value	σ_{op}	Revneåbningsspænding
n	Konstant, Antal forsøg	σ_{ref}	Von Mises referencespænding
R1	Rundingsradius på 1 mm	σ_v	Spændingsvidde
R_a	Overfladeruhed	au	Forskydningsspændinger
S_p	Proof strength for skrue	θ	Vinkel
S_y	Flydespænding	Υ	Geometri, last, form og revnelængde faktor
S_{Nf}	Udmattelsesstyrke ved N_f cyklusser	ε	Tøjning
S_{ut}	Brudspænding	a	Revnelængde
S_{yd}	Designmæssig flydespænding	a_f	Brud revnelængde
Notatio	on	a_i	Initial revnelængde
Δ	Indikation af vidde	A_t	Trækspændingsareal af skrue
→	Angiver en vektor på figurer	A_{95}	Areal der bærer 95% - 100% af maksimal spændingen
xx	Fed skrift angiver en vektor i tekst og lig- ninger	В	Eksponent, Hældning af log-log SN-Kurve

- Lokalt koordinatsystem u, v
- Kartetisk koordinat system $_{x,y,z}$
- Indeks notation med i x_i, y_i
- Karakteristisk udmattelsesgrænse ved $2{\cdot}10^6$ FAT cyklusser

Variable

- Tilpasset hældning vha. Mindste kvadraters α metode
- Effektiv spændingsintensitetsfakto ΛK

b	Bredde	N_i	Initieringslevetid
C	Udmattelseskapacitet	N_p	Propageringslevetid
$C_{50\%}$	Middel udmattelseskapacitet	N_s	Snit normalkraft
$C_{97,7\%}$	Udmattelseskapacitet med 97,7 % overle- velsessandsynlighed	P	Kraft
C_{load} .	Court, Coize. Korrektionsfaktorer	p_f	Fladetryk
Ctemp.	C_{reliab} Korrektionsfaktorer	P_s	Overlevelses sandsynlighed
d	Bolt diameter	R	Spændingsforhold
d_{eq}	Ækvivalent diameter	r	Radius fra revnespidsen
f	Frekvens i Hz	r_y	Radius i plastisk zone
F_i	Forspændingskraft	s	Logaritmisk standardafvigelse
l	Længde	S_e	Korrigeret udmattelsesgrænse
M	Moment	S_m	Udmattelsesstyrke ved 10^3 belastninger
m	Hældning	$S_{e'}$	Ukorrigeret udmattelsesgrænse
M_p, M_s	s1 Plasticitets- og overfladefaktor	t	Tykkelse
M_s	Snitmoment	U_s	Procentvis afvigelse, forbedring
M_t, M_k	Pladetykkelse- og spændingsfaktor	V_s	Snit forskydningskraft
N_f	Samlet udmattelseslevetid	BLF	Buckling Load Faktoren

This project concerns welded structures with joints of complex geometry, methods for determining the fatigue life of these joints and finally post-weld treatment for improving the fatigue strength. The project is carried out in cooperation with the Danish company HMF A/S, who manufactures truck-mounted loader cranes. HMF A/S is in constant development, trying to improve their existing and future products. With truck-mounted loader cranes, this primarily involves reduction of the self weight, and at the same time, maintaining a high lifting capacity. This requires thin plate structures that are reinforced with additional welded plates where necessary. The reinforcement plates are often of complex geometry and there is a need for an efficient engineering tool to estimate the fatigue of the critical welded joints.

The theory of Linearly Elastic Fracture Mechanics LEFM is one way to determine the fatigue life of a structure, but it requires knowledge of several parameters to give a correct result. A small change in initial crack length or crack opening stress has great influence on the fatigue life. Measurements of the initial crack length are hard to obtain without using destructive tests. LEFM is therefore rarely used by engineers in design practise. Other methods, such as the Nominal Stress method or the Hot-Spot Stress method are available, but they are hard to apply on the complex geometries. This report contains examples of applying both of these methods on a simple joint.

A new method is emerging, called the Effective Notch Stress (ENS) method. This method is easily applied to complex 3D geometries and the required stress ranges are usually achieved by performing a finite element analysis. The ENS-method is, however, still very new and lacks documentation with basis in practical experiments. This report gives an evaluation of the applicability of the method by use of practical experiments compared to the analyses results. The practical experiments are performed on a test specimen that comprises thin plates and complex geometry. The ENS-method and the experimental work correlate well and it is found that this method is an effective tool for fatigue estimations of welded joints. However, more experimental data is required to give a broader statistical safety of the conclusion.

Experiments on different post-weld treated specimens are performed to give the basis of a comparison of the methods and their effect of the lifetime for the weldings. Two methods have been investigated in this report; TIG dressing and grinding of the weld toe. Both methods improve the fatigue for the welded joints compared to the as welded test series. Additionally this report recommends fatigue classes for both methods. Due to a limited number of experiments, the recommendations can only be seen as a line of direction.

Finally, the report gives an example of how the ENS-method can be applied to make a design improvement of a real cane component. A FE-analysis of the original crane component gave indications to which areas improvement could be made. The improved crane component is designed to fulfil requirements in [DS412, 1998] and [DS409, 1998]. The design improvement reduces the weight of the original component with about 18% and maintains the fatigue strength of the original component. In addition to this report there is an appendix section and an enclosure CD with additional documentation that have been used and developed during the project.

Følgende kapitel giver en kort præsentation af baggrunden for den behandlede opgave, samt en beskrivelse af den problemstilling, der danner udgangspunkt for projektet. Endeligt beskrives afgrænsningen af problemstillingen.

2.1 HMF A/S, virksomheden og produktionen

Højbjerg Maskinfabrik A/S (HMF A/S) er en dansk lastbilkranproducent, der blev grundlagt i 1945. Udover lastbilkraner, se Fig. 2.1, producerer HMF A/S i dag også en række andre produkter til lastbiler, som f.eks. læssebagsmække, wirehejs, tippelad, påhængsvogne o.lign. Dette projekt tager udgangspunkt i de svejste detaljer, der er at finde på en lastbilkran. Produktion af lastbilkraner sker bl.a. på HMF A/S lokation i Århus. De færdige lastbilkraner sælges i hele verden, og der sælges ca. 4000 lastbilkraner om året, se Bilag 4, så behovet for hele tiden at have de bedste teknologier og værktøjer er stort.



Figur 2.1: Billede af HMF A/S lastbilkran.

Kranerne produceres primært af stålplader i højstyrkestål. Stort set samtlige dele til kranerne produceres af HMF A/S. Det gælder både hydrauliske dele, krandele og elektroniske systemer. Til kranarme og fundamenter tages udgangspunkt i stålplader, der bukkes til de ønskede dimensioner og derefter svejses til lukkede profiler. Da en kran skal veje mindst muligt for, at lastbilen kan bibeholde størst mulig lastevne til gods, og kranen samtidig skal have et lavt egenvægtsmoment for at have høj løfteevne, er der en konstant udvikling, hvor pladetykkelserne mimineres. De tynde plader nødvendiggør, at der lokalt svejses forstærkninger, hvor konstruktionen er hårdest belastet under drift. Med udviklingen af højstyrkestål har HMF A/S længe brugt stålplader med flydespænding fra 700 til 900 MPa og man ønsker endvidere at begynde at bruge ståltyper med en flydespænding på omkring 1100 MPa. Dermed kan der spares yderlige vægt eller der kan udvikles nye kraner med lav vægt og højere løfteevne. HMF A/S ønsker, at deres produkter er kendt som mærkevarer - kendetegnet ved høj kvalitet og service. Det er en væsentlig del af fundamentet for HMF A/S's fremtidige vækst og udvikling. Dette kræver en naturlig forbedring af metoder både til produktion, og til de ingeniørmæssige værktøjer, der ligger til grund for produktudviklingen.

2.2 Problemstilling

HMF A/S producerer deres kraner til en levetid, der ligger i det såkaldte medium-cycle interval, dvs. 50.000 til 250.000 belastninger. Den store konkurrence på markedet for lastbilkraner gør, at man ønsker, at kranens levetid ligger meget konstant i forhold til dette interval. Samtidig har man et udbredt behov for at anvende tyndere og tyndere stålplader for at opnå vægtbesparelse og øget løfteevne. Dette bliver typisk imødekommet ved brugen af forstærkningsplader, se Fig. 2.2, da der omkring bolthuller og andre detaljer opstår spændingskoncentrationer.



Figur 2.2: Billeder og skitse af typiske svejste detaljer.

Disse to aspekter, altså en veldefineret levetid samt ønsket om en let kran, opnået ved mange påsvejste forstærkninger, leder dog til nye problemer, der er karakteriseret ved følgende:

- Kompleks geometri, der udelukker brugen af nominelspændingsmetoden til vurdering af udmattelsesstyrke. Derfor må avancerede metoder såsom hot-spot, effective notch stress eller brudmekaniske metoder anvendes.
- Den øgede flydespænding hos højstyrkestålene S700 og S900 i forhold til traditionelle konstruktionsstål medfører dog langt fra en tilsvarende forøgelse af udmattelsesstyrken for svejste detaljer i disse stål. Derfor bør disse analyseres, men jf. den komplekse geometri er nominelspændingsmetoden ikke ideel. Desuden er højstyrkestål mere varmefølsomt og mindre duktilt, sammenlignet med traditionelt konstruktionstål. Højstyrkestål har dog den fordel, at udmattelsesstyrken i mediumcycle intervallet overstiger udmattelsesstyrken for traditionelt konstruktionsstål. Dog findes kun en begrænset mængde publicerede forsøgsresultater for dette område, se Bilag 1.
- Efterbehandling af svejsning, der for nuværende primært udføres v.h.a. vinkelsliber, hvilket i visse tilfælde giver små sliberidser, der ikke er hensigtsmæssige i forhold til udmattelsesstyrken. Der findes en række andre metoder, som TIG dressing, shot peening eller direkte hamring, der kan øge udmattelsestyrken.

2.3 Afgrænsning af problemstillingen

Projektet vil primært omhandle bestemmelse og analyse af komplekse svejste detaljers levetid. Til dette vil praktiske forsøg, på en specifik svejst detalje udviklet i samarbejde med HMF A/S, blive udført for at vurdere nøjagtigheden af analyseresultaterne. Formålet med dette arbejde er at analysere og vurdere ingeniørmæssige værktøjer, herunder primært Effective Notch Stress metoden (ENS-metoden), til vurdering af svejste detaljers udmattelsestyrke. Udover dette vil efterbehandlingsmetoder til at forbedre levetiden af en svejst detalje også blive en del af projektet. Nedenfor er listet hovedmålene i rækkefølge:

- 1. Vurdering af anvendeligheden af ENS-metoden i praksis, for reelle svejste detaljer. Verificering af ENS-metoden vha forsøg.
- 2. Forbedring af udmattelsesstyrken for den specifikke svejste krandetalje vha. efterbehandling af svejsningen.
- 3. Designforbedring af en specifik svejst krandetalje fra HMF A/S.

2 Introduktion

I dette kapitel vil teorien for behandling af revnevækst ved hjælp af lineær elastisk brudmekanik blive gennemgået. Dette vil blive sammenholdt med praktiske forsøg i form Wöhler kurver. Dermed kan denne teori bruges som systematisk måde til vurdering af mulige forbedringsmetoder

3.1 Definition af levetid

Begrebet levetid består af to faser, som ses defineret i (3.1). Denne definition er helt generel og beskriver, at der ved en cyklisk belastet konstruktion, kan være to faser af revneudvikling i den samlede levetid.

$$N_f = N_i + N_p \tag{3.1}$$

 N_f : Samlet udmattelseslevetid, N_i : Initieringslevetid, N_p : Propageringslevetid.

Den første fase N_i i (3.1) kaldet initieringstid eller revnedannelsestid, er den tid af den samlede udmattelseslevetid N_f , der går til at danne en revne, såfremt der ikke allerede findes revner eller fejl i det pågældende emne. Dernæst når revnen er dannet kommer propageringstiden N_p også kaldet revnevækstiden. I denne fase vil den før dannede revne begynde at vokse, indtil den når en kritisk størrelse og emnet under belastning bryder. Initieringstiden er styret af forskydningsspændinger, mikrostrukturen og overfladeeffekter, mens propageringstiden er styret primært af normal spændinger og er karakteriseret ved en stabil revnelængdeafhængig revnevækst. Desværre findes der ikke en entydig kvantitativ værdi af revnelængde eller andre parametre, der adskiller de to faser. Revner udvikler sig fra små dislokationer i strukturen af materialet, til mikrorevner, til makrorevner og endeligt til komplet brud. Hvornår den ene fase slutter og overtages af den anden, er der flere bud på. [Forsyth, 1963, s. 703] definerede overgangen mellem de to faser, som værende slutningen af initieringsfasen, se Fig. 3.1, men der er ingen enighed blandt forskere omkring dette og flere definitioner er foreslået.

I [Schijve, 2001] har Schijve forsøgt sig med en definition. Han skelner mellem de to faser ved at hævde, at revneinitiering er et materialeoverflade fænomen. Revnepropageringen begynder først, når mikrorevnevæksten ikke længere afhænger af de frie overfladers betingelser. Dette indebærer, at propageringsfasen starter, når kun revnevækstmodstanden i materialet styrer revnevækstraten. Han indikerer også, at ændringen af mikrorevner kan ske meget tidligt i udmattelseslevetiden, hvis der påføres en spænding over udmattelses-grænsen. På trods af dette mener han dog stadig, at initiationsperioden indeholder den initiale mikrorevnepropagering, da vækstraten er meget lav. Andre forskere har givet deres bud på en definition uden, at disse på væsentlige punkter viser sig meget bedre end Schijve's definition, hvorfor denne benyttes.

3 Brudmekaniske teorier og metoder



Figur 3.1: Udviklingen af en udmattelsesrevne jf. [Forsyth, 1963].

Denne definition indikerer samtidig, at ikke alle konstruktioner og materialer har samme fordeling af tid i henholdsvis initieringsfasen og propageringsfasen. I Tab. 3.1 ses, hvorledes den samlede levetid for en svejset detalje og en maskinbearbejdet detalje er fordelt.

Samlet levetid	Initieringstid	Propageringstid
Svejset detalje	ca 0 til 10 %	ca 90 til 100 %
maskinbearbejdet detalje	ca 90 til 100 %	ca 0 til 10 %

Tabel 3.1: Opdeling af levetid, se Bilag 2.

Det ses, at der kan være meget stor forskel på fordelingen af levetid. Ved svejste detaljer findes 3 primære grunde til den korte initieringstid. Først og fremmest er det stort set umuligt at lave en fejlfri svejsning uanset svejsesømsklasse og udstyr. Fejl ved svejsninger kan være mange f.eks. små sprækker, manglende gennemtrængning, manglende smeltning, slaggeindeslutninger, porøsitet og ikke mindst formdefekter, som svejsetå sidekærve og skæve opstillinger mellem to sammensvejste dele. Dernæst kommer der effekten af egenspændinger i svejsningerne, som indføres pga. sammentrækning når svejsningerne størkner. Disse egenspændinger kan gå helt op til flydespændingen i lokale områder. Egenspændingerne kan også indføres ved samling af dele, som ikke passer 100 % sammen. I mange tilfælde spændes løsdelene sammen i et fikstur, hvorefter svejsningen gennemføres. Når disse konstruktioner fjernes fra opspændingen, vil de have indført egenspændinger pga. unøjagtighederne. Sidste faktor er spændingskoncentrationsfaktoren der, pga. samlingens geometri kan være meget stor. Alle disse forskellige årsager, der kan forekomme gør, at initieringstiden er meget lav hvis ikke 0. I [Maddox, 1991, s. 23] er vist forskellen på levetiden for en svejset detalje, sammenlignet med et almindeligt ikke kærvet emne, og det ses også her, at initieringstiden for svejste detaljer er ubetydelig, hvorfor levetiden for en svejset detalje kan reduceres til propageringstiden, dvs. $N_f = N_p$. Ved maskinbearbejdede emner er den slags fejl stort set bortskaffet med de værktøjer og processer man har til rådighed i dag, og derfor går langt størstedelen af tiden med at danne revnerne. Propageringstiden kan beskrives vha. teorien for lineær elastisk brudmekanik og vil blive nærmere beskrevet i Afsnit 3.2.

3.2 Lineært elastisk brudmekanik

Lineær elastisk brudmekanik er en metode, der anvendes til bestemmelse af revnevækst i materialer under den antagelse, at materialet under hele udmattelsesbelastningen primært er domineret af lineær elasticitet dvs. spændingerne ikke overstiger flydespændingen i alt for store områder. Såfremt denne antagelse ikke er overholdt for et givent belastningsscenarie, kan der i stedet anvendes elastisk-plastisk brudmekanik. I [Stephens et al., 2001, s. 136], fremhæves, at kravet for, at den lineære elastiske brudmekanik er overholdt indebærer, at de nominelle spændinger i revneplanet bør være under 80 % af flydespændingen, da der ved denne værdi er en plastisk korrektion på spændingsintensitetsfaktoren K på ca. 20 %. Altså en mærkbar korrektion, som den linære elastiske brudmekanik ikke kan tage højde for.

Der findes tre former for revnevækst som vist på Fig. 3.2. Disse kaldes modus I, modus II og modus III revnevækst og er karakteriseret ved den belastning P som revnen udsættes for. Heri ligger, at det er belastningens retning sammenholdt med revnens lokale koordinatsystem, der angiver hvilken modus der er aktiv. Ved modus I revner, se Fig. 3.2, bliver de to revneflader trukket fra hinanden ortogonalt på revneplanet. Modus II beskrives som i planet forskydnings eller glidnings mode mens modus III er rivning eller anti plan forskydningsmode.



Figur 3.2: De forskellige revnemodus.

I praksis har det vist sig, at modus I revnevæksten er langt den mest dominerende inden for udmattelse. Trods det, at der kan forekomme kombinationer af de 3 modus former

3 Brudmekaniske teorier og metoder

samtidig, har det vist sig, at revnen i løbet af kort tid vil vokse på sådan en måde, at det primært bliver til en modus I revne, se [Stephens et al., 2001, s. 123]. Dette skyldes, at revnen har tendens til at vokse vinkelret på det plan, hvor der findes størst trækspændinger. Derfor er modus I revner også de mest undersøgte og den videre lineære brudmekanik, gennemgået i dette kapitel, forudsætter modus I revnevækst. Det vil sige, at spændingsintensitetsfaktoren for modus I revner K_I vil blive benævnt K eftersom K_{II} og K_{III} ikke bliver berørt yderligere.

Betragtes en spids revne, som går gennem hele tykkelsen i et plant emne fremstillet af et lineært elastisk isotropt materiale og som er udsat for modus I belastning, kan samtlige spændingskomponenter, se (3.2), (3.3) og (3.4), nær revnespidsen beskrives vha. Westergaards spændingsfunktion og teorien for lineær elasticitet, [Stephens et al., 2001], se Fig. 3.3.

$$\sigma_{y} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 + \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(3\frac{\theta}{2}\right)\right]$$

$$\sigma_{x} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(3\frac{\theta}{2}\right)\right]$$

$$\tau_{xy} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(3\frac{\theta}{2}\right)$$
(3.2)

 σ_y : Spænding i y-retningen, σ_x : Spænding i x-retningen, τ_{xy} : Forskydningspænding, K: Spændingsintensitetsfaktoren, r: Lokal radius fra revnespidsen, θ : Lokal vinkel mellem x-retningen og r.

I (3.3) ses de resterende spændingskomposanter for plan spændingstilstand,

$$\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \tag{3.3}$$

 σ_z : Spænding i z-retningen, τ_{xz} : Forskydningspænding, τ_{yz} : Forskydningspænding.

og (3.4) viser de resterende spændingskomposanter for plan tøjningstilstand

$$\sigma_z = \mu \left(\sigma_x + \sigma_y \right) \tag{3.4}$$
$$\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$$

 σ_z : Spænding i z-retningen, μ : Lame's konstant, τ_{xz} : Forskydningspænding, τ_{yz} : Forskydningspænding.

En sådan revne er vist på Fig. 3.3, hvor også et vilkårligt spændingselement i nærheden af revnespidsen med koordinater r og θ relativt til revnespidsen og revne planet er vist. På Fig. 3.3, ses også spændingsfordelingen for σ_y , langs x-aksen.

$$K = \sigma \sqrt{\pi a} \tag{3.5}$$

K: Spændingsintensitetsfaktoren, σ : Ensfordelt trækspænding, a: Revnelængden.



Figur 3.3: σ_u spændinger nær revnespids, samt spændingselement.



Figur 3.4: Uendelig plade med centralt placeret revne.

Elber, se [Stephens et al., 2001, s.162], fandt ud af, at en propagerende revne kun er åben i en bestemt del af belastningscyklusen, også selvom belastningen udelukkende er i træk. Hans konklusion var, at dette revne-lukke-fænomen, er en konsekvens af de plastiske deformationer i nærheden af revnespidsen og foreslog derfor en effektiv spændingsintensitetsfaktor ΔK_{eff} . Denne indeholder kun den spændingsvidde, der er fra revnen åbner op , σ_{op} , og til den maksimale spænding σ_{max} . Den effektive spændingsintensitetsfaktor bestemmes som i (3.6)

$$\Delta K_{eff} = \Upsilon \Delta \sigma_{eff} \sqrt{\pi a}$$

$$\Delta \sigma_{eff} = \sigma_{max} - \sigma_{op}$$
(3.6)

 ΔK_{eff} : Effektiv spændingsintensitetsfaktor, Υ : Geometri, last, form og revnelængde faktor, $\Delta \sigma_{eff}$: Effektiv spændingsvidde, a: Revnelængden, σ_{max} : Maksimal spænding, σ_{op} : Spænding der åbner revnen.

Selvom det er et krav, at de nominelle spændinger er under $0.8 \cdot S_y$, vil der, som det også er antydet på Fig. 3.3, forekomme et område nær revnespidsen, hvor spændingerne

går mod uendelig, som konsekvens af geometrien i revnespidsen. Dette betyder i praksis, at et lille område foran revnespidsen vil opleve lokal plasticitet. Denne lokale plasticitet påvirker brudet og revnevæksten. Det er muligt at udregne den plastiske zones størrelse vha. spændingsintensitetsfaktoren og flydespændingen. Indsættes flydespændingen S_y i stedet for σ_y i en afstand r_y fra revnespidsen i (3.2), hvor $\theta = 0$ kan et udtryk for den plastiske zones størrelse udledes. Dette udtryk skal dog modificeres til (3.7), da udtrykket ikke tager højde for en refordeling af spændinger, der er højere end flydespændingen.

$$2r_y = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K}{S_y}\right)^2 \tag{3.7}$$

 r_y : Plastisk zone radius, K: Spændingsintensitetsfaktoren, S_y : Flydespænding.

I praksis betyder det, at kurven for σ_y på Fig. 3.3 bliver skubbet mod højre. Den fulde udledning af (3.7) kan ses i [Andreasen, 2008, s. 36-38]. Det skal iøvrigt fremhæves, at (3.7) gælder for plan spænding. Den plastiske zones størrelse under plan tøjning svarer til $\frac{1}{3}$ af den plastiske zone under plan spænding.

3.2.1 Udmattelses revnevækst

I Afsnit 3.1 blev den samlede levetid defineret som initieringstiden plus propageringstiden. Før propageringstiden eller udmattelsesrevnevæksten kan analyseres skal begreberne i Afsnit 3.2 dog først gennemgås, da de indgår i bestemmelsen af udmattelses revnevæksten.

Generelle forsøg har vist en sammenhæng mellem spændingsniveau og antal cyklusser før brud, se a) på Fig. 3.5. Forsøgene på 3 identiske emner viser, at ved samme initial revnelængde a_0 og påføring af forskellige spændingsniveauer σ_1 , σ_2 og σ_3 giver forskellige levetider. Samtidig har revnen ved brud også forskellig længde. Tendensen er, at jo lavere spændingsniveau, jo flere cyklusser og jo længere kan revnen blive før endeligt brud. Problemet med den slags forsøg er, at de ikke kan projiceres over på andre tilfælde, hvis ikke der er præcis de samme forhold, som under forsøgene og dermed kan de ikke bruges som analyseværktøj af propageringstiden generelt. Ud fra forsøgene kan man finde frem til hældningen af de kurver, som dannes af de enkelte forsøg. Denne hældning $\frac{da}{dN}$, se a) på Fig. 3.5, kaldes for udmattelsesrevnevækstraten.

Ved at finde hældningen til et givet punkt på kurven og samtidig kende spændingen og revnelængden, kan den tilhørende spændingsintensitetsfaktor beregnes og plottes sammen med revnevækstraten og dermed opnås b) på Fig. 3.5. Det ses, at i praksis har revnevækstkurven en s-lignede form. Denne simplificeres som oftest til en idealiseret revnevækstkurve, som vist på Fig. 3.6. Paris udledte et udtryk til at beskrive den lineære sammenhæng mellem værdierne K_{th} og K_c , som ses i (3.8) og kaldes for Paris' ligning. Af Fig. 3.6 ses det, at den idealiserede revnevækst kurve for $\frac{da}{dN}$ er inddelt i tre faser. I den første fase op til værdien K_{th} er der ingen revnevækst. Denne værdi kaldes "threshold value" og er en værdi, der kan bestemmes for forskellige materialer og som er meget afhængig af lasten



Figur 3.5: a) Revnelængde vs. cyklus, b) Revnevækstkurve.

og omgivelserne omkring konstruktionen. I den næste fase ses det, at revnevæksten er stabil og altså kan udtrykkes ved Paris' ligning. Efter værdien K_c er revnevæksten ustabil i det K_c repræsenterer en kritisk spændingsintensitetsværdi, hvorefter revnevæksten går mod uendelige indtil brud.



Figur 3.6: Idealiseret revnevækstkurve.

$$\frac{da}{dN} = A \left(\Delta K\right)^n \tag{3.8}$$

 $\frac{da}{dN}$: Revnevækstraten , A: Konstant, ΔK : Spændingsintensitetsvidden , n: Hældning.

I noget litteratur beskrives yderligere, hvordan brug af Paris' ligning i hele spekteret kan være en brugbar - om end konservativ metode. Dette vil dog ikke blive gennemgået nærmere. I stedet bliver først de enkelte led i (3.8) gennemgået og derefter vil integration af Paris' ligning blive beskrevet, således at det til sidst er muligt at bestemme antal cyklusser fra en initial revne til slutrevne under en given belastning. På den måde opnås et udtryk til at bestemme propageringstiden til brud. Leddet på venstre side af lighedstegnet i (3.8) er, som allerede nævnt flere gange, revnevækstraten og beskriver altså med hvilken hastighed i forhold til antal cyklusser revnen vokser. På højre side af lighedstegnet ses først en konstant A. Denne konstant er en materiale bestemt værdi og findes ved at forlænge den rette del af kurven på b) på Fig. 3.5 til $\Delta K = 1 Nmm^{\frac{-3}{2}}$. I Bilag 3 er vedlagt en mere detaljeret kurve og note, hvor konstanten A kan bestemmes. Næste konstant er n og denne angiver hældningen på linien, se b) på Fig. 3.5. Denne værdi er også materialeafhængig og i Bilag 3 ses sammenhængen mellem A og n. Begge konstanter bestemmes vha. eksperimenter. Til sidst indgår ΔK som er spændingsintensitetsvidden, denne bliver dog ved integration erstattet af ΔK_{eff} fra (3.6). Ifølge Barsom, se [Stephens et al., 2001, s. 150] er disse konstanter A og n primært materialeafhængige og er, til en hvis grad, ufølsomme overfor emne type, middel spændinger, tykkelse og miljø. Derfor kunne Barsom opstille de i Tab. 3.2 viste konservative, men realistiske værdier for A og n.

Materiale	Hældning, n	Afskæringsværdi, A	
Ferritisk-perlitisk stål	3,0	6,9E-12	
Martensitisk stål	2,25	1,35E-10	
Austenitisk rustfri stål	3,25	5,6E-12	

Tabel 3.2: Barsom materiale konstanter til bestemmelse af revnevækst.

Integrationen af Paris' ligning (3.8) giver som nævnt muligheden for at bestemme antal cyklusser i den fulde propageringstid. Først indsættes (3.6) i (3.8).

$$\frac{da}{dN} = A \left(\Upsilon \Delta \sigma_{eff} \sqrt{\pi a}\right)^n \tag{3.9}$$

 $\frac{da}{dN}$: Revnevækstraten, A: Konstant, Υ : Geometri, last, form og revnelængde faktor, $\Delta \sigma_{eff}$: Effektiv spændingsvidden, a: Revnelængden, n: Konstant.

Herefter samles led i (3.9), der afhænger af revnelængden a og der integreres mellem grænserne a_i og a_f , som er henholdsvis initial revnelængden og brud revnelængden. Grænsen for antal cyklusser er 0 og N_f , som er antal cyklusser til brud idet det er antaget at propageringstiden for en svejset detalje er lig med den samlede udmattelseslevetid, dvs. $N_f = N_p$. Antages samtidig konstant spændingsvidde $\Delta \sigma_{eff}$ opnås (3.10).

$$\int_{0}^{N_{f}} dN = \int_{a_{i}}^{a_{f}} \frac{da}{A \left(\Upsilon \Delta \sigma_{eff} \sqrt{\pi a}\right)^{n}} \Downarrow$$

$$= \frac{1}{A \left(\Delta \sigma_{eff}\right)^{n}} \int_{a_{i}}^{a_{f}} \frac{da}{\left(\Upsilon \sqrt{\pi a}\right)^{n}}$$
(3.10)

 N_f : Antal cyklusser til brud, a_i , a_f : Initial revnelængde og brud revnelængde, A: Konstant, a: Revnelængden, Υ : Geometri, last, form og revnelængde faktor, $\Delta \sigma_{eff}$: Effektiv spændingsvidde, n: Konstant. Antages nu, at $n \neq 2$ kan integralet fra udtrykket i (3.10) udledes til (3.11).

$$I = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{\left(\Upsilon\sqrt{\pi a}\right)^n} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{\Upsilon^n \pi^{\frac{n}{2}} a^{\frac{n}{2}}} = \Upsilon^{-n} \pi^{\frac{-n}{2}} \frac{\left(a_f^{\left(\frac{-n}{2}+1\right)} - a_i^{\left(\frac{-n}{2}+1\right)}\right)}{\frac{-n}{2} + 1}$$
(3.11)

I: Betegnelse for integralet, a_i , a_f : Initial revnelængde og brud revnelængde, Υ : Geometri, last, form og revnelængde faktor, a: Revnelængden, n: Konstant.

Dermed kan den samlede levetid bestemmes som vist i (3.12).

$$N_f = \frac{I}{A} \frac{1}{\Delta \sigma_{eff}^n} \tag{3.12}$$

 N_f : Antal cyklusser til brud, I: Betegnelse for integralet, A: Konstant, Υ : Geometri, last, form og revnelængde faktor, $\Delta \sigma_{eff}$: Effektiv spændingsvidde, n: Konstant.

Ifølge [Maddox, 2003], kan integralet I approksimeres som værende konstant for en given geometri med initial revnelængde. Dermed kan (3.12) yderligere omskrives til en form, som er lig en standard Basquin type SN-kurve, se (3.13).

$$\Delta \sigma_{eff}^n N_f = C = \frac{I}{A} \tag{3.13}$$

 $\Delta \sigma_{eff}$: Effektiv spændingsvidde, n: Konstant, N_f : Antal cyklusser til brud, C: Udmattelseskapacitet, I: Betegnelse for integralet, A: Konstant.

Dette udtryk vil blive brugt i Afsnit 3.3 til at vise sammenhængen med praksis.

3.3 Overenstemmelse med praksis

Wöhler startede tilbage i 1850'erne med at udføre systematiske udmattelsesforsøg på jernbaneaksler. Brud på disse var skyld i en række alvorlige togulykker og derfor blev interessen for årsagen til brud stor. Wöhler udviklede forsøgsopstillinger, således det blev muligt at måle en konstant spændingsamplitude og antal cyklusser til brud. Data fra disse forsøg plottes typisk ind i et dobbelt logaritmisk diagram og danner, med en vis spredning, en spænding-levetids kurve (SN-kurve) eller også kaldet Wöhler kurve. Basquin lavede i 1910, en approksimation, der beskriver sammenhængen mellem spændingsamplitude og levetid, se (3.14) og som bruges til at lave median SN-kurver (Wöhler kurver), se Fig. 3.7.

$$\sigma_a \ eller \ S_{N_f} = A \left(N_f \right)^B \tag{3.14}$$

 σ_a : Spændingsamplitude, S_{N_f} : Udmattelsesstyrke ved N_f cyklusser, A: Koefficient der repræsenterer σ_a ved 1 påvirkning, N_f : Antal cyklusser til brud, B: Eksponent eller hældning af log-log SN-kurve.

Betydningen af (3.13) er, at hvis udmattelseslevetiden for en revne udelukkende består af propageringstiden, så vil SN-kurven være en ret linie med hældningen $\frac{1}{n}$ når denne plottes i log-log diagram, [Gurney, 1979, s. 65]. Desuden foreligger der for svejste detaljer en almen eksperimentel bestemt værdi af hældningen på SN kurven på $\frac{-1}{3}$, dvs. hældningen er m = 3. I Tab. 3.2 var hældningen n for Paris' ligning bestemt af Barsom til en værdi på n = 3. For svejste detaljer, som nævnt i Afsnit 3.1, antages det, at initieringstiden er negligibel. Hvis denne antagelse skal være rimelig, må der være overensstemmelse mellem n og m. Denne overenstemmelse er veldokumenteret gennem eksperimentelt arbejde.



Figur 3.7: *a) Idealiseret revnevækstkurve og b) SN-kurve, begge med samme hældningsparameter.*

For svejste detaljer kan udmattelses levetiden N_f altså både bestemmes ved brug af lineær elastisk brudmekanik og ved brug af spændings-levetid metoden og dermed kan det konkluderes, at praktisk taget hele udmattelseslevetiden for en svejset detalje ligger i propageringsfasen hvilket medfører (3.15).

$$N_f = N_p \tag{3.15}$$
$$N_i = 0$$

 N_f : Samlet udmattelseslevetid, N_i : Initieringslevetid, N_p : Propageringslevetid.

Dette gælder dog kun for den kvalitative definition af forskellen mellem initiations- og propageringsfasen som Schijve fremstillede.

3.3.1 Stumpsømsdetaljer i høj kvalitet

Antagelsen af $N_i = 0$ i (3.15) gælder ikke for højkvalitetsstumpsømsdetaljer i "As-Welded"(AW) tilstand. Her har revnedannelsestiden en betydelig indflydelse på den samlede levetid. En bedre svejsekvalitet medfører færre fejl og dermed mindre og i bedste fald ingen initialrevner. Dette får den effekt på SN-kurverne, at disse får en mindre hældning, dvs. *m* er større end 3. Et eksempel på en SN kurve for en højkvalitetsstumpsømsdetalje kan ses på Fig. 3.8 "Class B og C", som er hentet fra [Maddox, 1991, s. 101].



Figur 3.8: Svejsesømskvalitetens effekt på hældningskoefficienten m.

Langsgående svejsninger oplever også en del af levetiden i revneinitieringsfasen.

3.4 Forbedring af levetiden for svejste detaljer

Forbedring af levetiden N_f for de mest almindelige kvaliteter af svejsninger, kan ske på to måder.

$$N_f = N_i + N_p \tag{3.16}$$

 N_f : Samlet udmattelseslevetid, N_i : Initieringslevetid, N_p : Propageringslevetid.

Enten kan der indføres initiering N_i , som antydet i (3.16) eller også kan der ændres på de parametre, der påvirker N_p . Disse parametre indgår i (3.17) og eftersom dette udtryk har vist sig at stemme overens med praksis, som beskrevet i Afsnit 3.3, kan effekten af ændringerne findes. I (3.17) er udtrykkene fra (3.11) og (3.12) skrevet sammen. Indførsel af initiering kræver, at initial revner og svejsefejl bortskaffes så vidt som muligt.

$$N_f = \frac{1}{A} \frac{1}{\left(\sigma_{max} - \sigma_{op}\right)^n} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{\left(\Upsilon\sqrt{\pi a}\right)^n}$$
(3.17)

 N_f : Antal cyklusser til brud, a_i , a_f : Initial revnelængde og brud revnelængde, Υ : Geometri, last, form og revnelængde faktor, a: Revnelængden, A: Konstant, σ_{max} : Maksimal spænding, σ_{op} : Spænding der åbner revnen, n: Konstant.

3 Brudmekaniske teorier og metoder

De vigtigste parametre, som kan ændres for at ændre levetiden, gennemgås nedenfor. Udover disse parametre er der den åbenlyse mulighed for at nedsætte belastningsniveauet eller øge dimensionerne på geometrien, men disse vil ikke blive diskuteret yderligere. Desuden indgår Υ også i (3.17). Υ er en korrektionsfaktor, der tager højde for forskellige geometriske karakteristika, se (3.18) defineret af [Gurney, 1979, s. 50].

$$\Upsilon = \frac{M_p M_{s1} M_t M_k}{\phi_0} \tag{3.18}$$

 Υ : Geometri, last, form og revnelængde faktor, M_p : Plasticitetsfaktor, M_s : Overfladefaktor, M_t : Pladetykkelsesfaktor, M_k : Spændingsfaktor, ϕ_0 : Elliptisk integrale.

 M_p er en korrektionsfaktor, der tager højde for plasticitet foran revnespidsen og i de fleste tilfælde sættes den til 1,0. M_s er en korrektionsfaktor, der tager højde for, at mundingen af revnen kan ligge ved en overflade. I basisdefinitionen af spændingsintensitetsfaktoren, (3.5), tages udgangspunkt i, at revnen er placeret centralt i en uendelig stor plade. M_s kan i værste tilfælde antage værdien 1,12, se [Gurney, 1979, s. 50]. M_t er en korrektionsfaktor for pladetykkelsen, der tillader, at der er en fri overflade foran revnen. Denne faktor afhænger af revnens form og revnens dybde i forhold til pladetykkelsen. M_k tillader, at revnen er placeret ved en spændingskoncentration, som er dannet af svejsetåen. Ved en uendelig lille revnedybde er M_k lig med spændingskoncentrationsfaktoren K_t . Når revnedybden øges, vil revnespidsen komme længere væk fra den spændingskoncentration, som svejsetåen danner og dermed falder M_k . Sidste faktor ϕ_0 er et elliptiske integrale, der beskriver revnen. Yderligere beskrivelse og beregning af disse faktorer kan findes i [Gurney, 1979, kap. 2].



Figur 3.9: Plade med kantrevne, udgangspunkt for paramterstudie.

På Fig. 3.10 ses et parameterstudie, som skal vise, hvorledes de forskellige parametre påvirker levetiden. Reduktion af σ_{max} og forøgelse af σ_{op} har samme effekt, da de begge vil ændre på den effektive spændingsvidde, derfor er kun vist σ_{op} i parameterstudiet. Udgangspunktet for beregningen er en plade med en kantrevne som vist på Fig. 3.9. Materiale værdierne for A og n er hentet fra Tab. 3.2 for ferristisk perlitisk stål. σ_{op} er sat til 0 MPa og σ_{max} er lig 100 MPa og a_i er lig 0,5 mm mens a_f er lig 50 mm. Υ er antaget konstant til 1,12 trods, at denne faktor vil ændre sig samtidig med revnelængden.

3 Brudmekaniske teorier og metoder



Figur 3.10: Parameterstudie der viser effekten på levetiden ved variation af a_i , σ_{op} og a_f .

Det ses af Fig. 3.10, at en lille initial revne har meget stor indflydelse på levetiden. Jo mindre initial revnen er, jo længere bliver levetiden. Sensitiviteten for brudrevnelængden a_f viser sig at være ubetydelig, når bare denne er tilpas større end a_i . Revneåbningsspændingen har også en positiv indvirkning på levetiden når denne øges. Dette er som nævnt forventet, da $\Delta \sigma_{eff}$ bliver reduceret. Derfor vil en kurve med σ_{max} , som parameter vise, at jo lavere maksimal spænding des længere levetid, igen $\Delta \sigma_{eff}$ reduceres. Dette parameterstudie viser tydeligt, hvor mulighederne for forbedring af udmattelseslevetiden for svejste detaljer kan findes. De 3 parametre er beskrevet nedenfor.

- σ_{max}, den maksimale spænding kan sænkes gennem et bedre design f.eks. placere svejsninger i områder med lave spændinger eller ved at formoptimere konstruktionen. Ved en formoptimering påvirkes Υ også i positiv retning, da M_k påvirkes, når kærven ændres.
- σ_{op} , revneåbningsspændingen kan øges således, den effektive spændingsvidde $\Delta \sigma_{eff}$ bliver mindre. Dette kan opnås gennem ændring af egenspændingstilstanden efter svejsning, dvs. fjerne trækspændinger eller introducere trykspændinger i svejste områder.
- a_i , den initiale revnelængde har stor indflydelse på levetiden og ved at reducere denne, kan levetiden forøges. Reducering af initial revnelængden kan ske ved at fjerne svejse sidekærve, indeslutninger og forbedre svejsetå radius f.eks. ved slibning.

3.5 Alternative metoder til levetidsbestemmelse

Trods den gode overenstemmelse mellem lineær elastisk brudmekanik og Wöhler kurver for svejste detaljer, er det sjældent særligt hensigtsmæssigt at anvende lineær elastisk brudmekanik, når levetiden for en konstruktion skal bestemmes. Årsagen hertil er, at der er en række usikkerheder i de data, som er krævet for at levetiden kan bestemmes ved det integrerede udtryk af Paris's ligning. Den primære usikkerhed er initial revnelængden a_i . Det blev vist via parameterstudiet i Afsnit 3.4, at initial revnelængden har meget stor indflydelse på udmattelseslevetiden og det vise sig også, at relativt små variationer i initial revnelængden har stor betydning. Det betyder i praksis, at en virksomhed, som HMF A/S, der årligt producerer omkring 4000 kraner, skal kende samtlige initialrevner i hver enkelt kran for at kunne bestemme levetiden. Det er klart, at det ikke er muligt især fordi måling af a_i er meget svær at måle ved ikke-destruktive værktøjer. Nogen ville måske foreslå, at der så blev lavet en statistisk fordeling af initialrevner og ud fra dette bestemme levetiden, men her er sensitiviteten af de små variationer med til, at den slags resultater bliver ubrugelige for HMF A/S som producent. Den anden helt afgørende årsag til, at brudmekanikken ikke er anvendelig er, at spændingstilstanden foran revnen gennem propageringstiden ændrer sig. Spændingsintensitetsfaktoren K vil ændre sig samtidig med revnelængden og som vist i Afsnit 3.2 er det afgørende for spændingstilstanden foran revnen. Med avancerede metoder kan denne problematik dog løses, men det er ikke en hensigtsmæssig metode til løsning af 3D tilfælde. Brudmekanikken er dog ikke uanvendelig i praksis generelt. Specielt ved konstruktioner, hvor en revne er opdaget kan brudmekanikken bruges til at bestemme, hvor lang levetid konstruktionen har tilbage under drift og dermed afgøre, hvorvidt revnen har en kritisk størrelse. På den måde kan sikres rettidig vedligeholdelse eller skrotning af konstruktionen. Eftersom brudmekanikken ikke er hensigtsmæssig som værktøj til designeren, vil her kort blive gennemgået en række andre metoder.

Nominel spændingsmetoden er en metode, der giver sammenhængen mellem de nominelle spændinger σ_n i konstruktionen og levetiden. De nominelle spændinger kan typisk regnes som $\frac{P}{A}$ eller $\frac{M \cdot y}{I}$ og bestemmes et godt stykke fra svejsningen. Nominelspændingsmetoden tager således kun højde for større geometriske ændringer, og ser helt bort fra geometrien af svejse, hvor der ikke er veldefinerede nominelle spændinger, er metoden ikke umiddelbart anvendelig.

Hot-spot metoden også kaldet *structural stress metoden* tager højde for såkaldte strukturelle spændinger (membran+skal bøjning). Typisk anvendes FE-programmer til at lave analysen, der skal bruges til hot-spot metoden. Ud fra analysen kan spændingerne på overfladen af konstruktionen i et antal foruddefinerede punkter bestemmes og vha. disse foretages en ekstrapolation, som giver den strukturelle spænding eller tøjning ved svejsetåen. I [Hobbacher, 2008] findes en udførlig beskrivelse af valg af disse punkter, elementtyper osv. Hot-spot metoden har den fordel, at den kan bruges sammen med strain gauge målinger idet spændingerne bestemmes på overfladen. Denne metode er meget brugt til rørsamlinger for boreplatforme mv. og har indtil for ganske nylig været det fortrukne valg til mere komplekse samlinger. Effective Notch Stress metoden sammenholder de spændinger, der kan bestemmes i en fiktiv kærv ved svejsetåen med radius R1 (for stål og aluminium). De bestemte spændinger anvendes sammen med en relativ høj SN-kurve FAT225. Metoden tager således højde for svejsningens geometri og anden ordens bøjning. Metoden tager også højde for den spredning, der vil være på svejsningens formparametre ved at indlægge en radius R1. Fordelen skulle være, at den bruger de spændinger, der er der, hvor svejsningen revner. Dog er de spændinger lidt mere fiktive end de to andre metoder, da der ikke eksisterer en R1 i de fleste svejsninger. Man kan derfor ikke måle og sammenligne, som man kan i de to andre metoder. ENS-metoden er stadig meget ny og lider lidt under dette, men virksomheder som Volvo CE og Liebherr anvender metoden i dag. Dette projekt skal være med til at vurdere metodens anvendelighed til levetidsbestemmelse ved meget komplekse samlinger, f.eks. knækarmshoved.

3.5.1 Levetid vha. Nominel-, Hot spot- og ENS-metoden

For at få et overblik over, hvorvidt de tre sidstnævnte metoder, dvs. nominel spændingsmetoden, hot spot metoden og ENS-metoden, stemmer overens, er der lavet en levetidsanalyse af en svejst detalje, som vist på Fig. 3.11. Detaljen består af to vinkelrette plader svejst med to kantsømme i hele bredden. Dimensionerne er angivet på Fig. 3.11.



Figur 3.11: Svejst detalje med kantsømme.

Kun levetiden i svejsetåen på bundpladen er undersøgt til at danne basis for sammenligningen af de tre metoder.

Nominel spændingsmetoden

For at analysere levetiden i svejsetåen vha. nominel spændingsmetoden er det nødvendigt, at kende samtlige snitkræfter i svejsetåen, som vist på Fig. 3.12.



Figur 3.12: Svejst detalje med kantsømme.

Beregningen af snitkræfter er udført i (3.19) med samme størrelser på de variable som vist på Fig. 3.12.

$$\sum M_{s} = 0 \Rightarrow M_{s} - P \cdot l_{1} + \frac{P}{2} \cdot l_{2} = 0$$

$$M_{s} = P \cdot l_{1} - \frac{P}{2} \cdot l_{2}$$

$$M_{s} = 2000N \cdot 8,66mm - \frac{2000N}{2} \cdot 133,66mm = -116340 \text{ [Nmm]} \quad (3.19)$$

$$\sum F_{y} = 0 \Rightarrow V_{s} - P + \frac{P}{2} = 0$$

$$V_{s} = \frac{P}{2} = \frac{2000N}{2} = 1000 \text{ [N]}$$

$$\sum F_{x} = 0 \Rightarrow N_{s} = 0$$

M_s: Snitmoment, P: Kraft, l₁, l₂: Længder, V_s: Forskydningskraft, N_s: Normalkraft.

Da forskydningspæningerne er 0 ved kanten af pladen , hvor bøjningsspændingen er størst jf. (3.20) bruges den største hovedspænding, som i dette tilfælde svarer til σ_b . Det ses af (3.19) at snitmomentet er negativt svarende til at momentet virker i modsat retning af det der er angivet. Dermed findes den største trækspænding i yderste fiber i overfladen og den numeriske bøjningsspænding i svejsetåen kan bestemmes.

$$\sigma_b = \frac{M_s \cdot y}{I} = \frac{116340Nmm \cdot \frac{6mm}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 50mm \cdot (6mm)^3}$$
$$\sigma_b = 387.8 \text{ [MPa]}$$
(3.20)

 σ_b : Bøjningsspænding, M_s : Snitmoment, y: Afstand ud til undersøgte punkt, I: Inertimoment.

Vha. [DS412, 1998] og udgangspunkt i at undersøge svejsetåen, hvor der er antaget sømklasse I fås, at belastningstilfældet skal vurderes efter detalje nr. 26. I dette tilfælde står henført til detalje nr. 25 når der ønskes at undersøge svejsesømmen. Detalje nr. 25 henviser videre til detalje nr. 23, og for pågældende tilfælde gælder, at $L \leq 50$ mm. Det betyder at levetiden skal vurderes ud fra kærvanvisningskategori kurve 80. For denne kurve gælder, at m = 3.0 og at udmattelsesgrænsen ved $2 \cdot 10^6$ cyklusser er 80 MPa. Dette kan bruges til at regne levetiden, da spændingsvidden svarende til $\sigma_b = 387.8$ MPa gør, at levetiden bestemmes ved denne del af kurven. Først bestemmes udmattelseskapaciteten C_{nom} i (3.21) hvorefter denne bruges til beregning af levetiden for pågældende spændingsvidde.

$$C_{nom} = (80 \text{ [MPa]})^3 \cdot 2 \cdot 10^6 \text{ [Cyklusser]}$$

$$N_{nom} = \frac{C_{nom}}{\Delta \sigma_b^m} = \frac{(80 \text{ [MPa]})^3 \cdot 2 \cdot 10^6 \text{ [Cyklusser]}}{(387,8 \text{ [MPa]})^3}$$

$$N_{nom} = 17608 \text{ [Cyklusser]}$$
(3.21)

 C_{nom} : Udmattelseskapacitet, N_{nom} : Nominel levetid, $\Delta \sigma_b$: Spændingsvidde, m: Hældning af kurven.

Hot spot metoden

Hot spot metoden er udført som FE-analyse og ud fra de krav, der er beskrevet for denne metode i [Niemi, 2003]. I denne litteratur er defineret forskellige typer af analyser og pågældende tilfælde hører under typen a. Det betyder, at hot spot spændingen kan bestemmes som beskrevet i [Niemi, 2003, Afs. 4.5], hvor der står, at hot spot spændingen bestemmes ud fra spændingerne i to punkter, der ligger henholdsvis $0,4 \cdot t$ og $1,0 \cdot t$ fra kærven, hvor t er pladetykkelsen. Spændingerne i disse to punkter er i FE-analysen fundet ved at lave kontrollerede elementstørrelser, svarende til de pågældende krav, i nærheden af de to svejsninger. Resultatet af analysen ses på Fig. 3.13.



Figur 3.13: Største hovedspænding på test emnet.

Ud af analysen kan hovedspændingerne i de to punkter, der kræves kendt for at kunne bestemme hot spot spændingen i kærven, findes til $\sigma_{0,4t} = 415,2$ MPa og $\sigma_{1,0t} = 378,3$ MPa. Se eventuelt Appendiks 6. Dermed kan hot spot spændingsvidden bestemmes via ligningen angivet i [Niemi, 2003, s. 20 ligning 9] og som angivet i (3.22).

$$\sigma_{HS} = 1,67 \cdot \sigma_{0,4t} - 0,67 \cdot \sigma_{1,0t} = 1,67 \cdot 415,2 \text{ [MPa]} - 0,67 \cdot 378,3 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{HS} = 439,9 \text{ [MPa]}$$
(3.22)

 σ_{HS} : Hot spot spænding, $\sigma_{0,4t}$, $\sigma_{1,0t}$: Spænding i kontrol punkt svarende til 0,4 og 1,0 gange pladetykkelse væk fra kærven.

For hot spot metoden passer SN-kurven FAT100 til vurderingen af levetiden for pågældende tilfælde, se [Niemi, 2003, tab. 3]. FAT100 svarer til udmattelsesgrænsen 100 MPa ved $2 \cdot 10^6$ cyklusser. Først bestemmes udmattelseskapaciteten C_{HS} i (3.23) og dermed kan levetiden bestemmes, som vist.

$$C_{HS} = (100 \ [\text{MPa}])^{3} \cdot 2 \cdot 10^{6} \ [\text{Cyklusser}]$$

$$N_{HS} = \frac{C_{HS}}{\Delta \sigma_{HS}^{m}} = \frac{(100 \ [\text{MPa}])^{3} \cdot 2 \cdot 10^{6} \ [\text{Cyklusser}]}{(439,9 \ [\text{MPa}])^{3}}$$

$$N_{HS} = 23491 \ [\text{Cyklusser}]$$
(3.23)

 C_{HS} : Udmattelseskapacitet, N_{HS} : Hot spot levetid, $\Delta \sigma_{HS}$: Spændingsvidde, m: Hældning af kurven.

ENS-metoden

ENS-metoden er ligeledes gennemført i en FE-analyse og efter de anvisninger, der er beskrevet i [Fricke, 2008] og som også forklares i Afsnit 3.6. Derfor forklares ikke yderligere om udførsel af selve analysen. Resultatet af analysen ses på Fig. 3.14.



Figur 3.14: Største hovedspænding på test emnet.

Det ses af analyseresultatet, at den maksimale hovedspænding i de rundinger, der er lavet i svejsetåen er $\sigma_{1max} = 827,7$ MPa. Denne spænding indsætte i beregningen af levetiden
jf. [Fricke, 2008]. Her skal levetiden vurderes ud fra FAT225 SN-kurven. De 225 MPa er her igen udmattelsesgrænsen ved $2 \cdot 10^6$ cyklusser. Og den endelige levetid bliver som beregnet i (3.24).

$$C_{ENS} = (225 \text{ [MPa]})^{3} \cdot 2 \cdot 10^{6} \text{ [Cyklusser]}$$

$$N_{ENS} = \frac{C_{ENS}}{\sigma_{1max}^{m}} = \frac{(225 \text{ [MPa]})^{3} \cdot 2 \cdot 10^{6} \text{ [Cyklusser]}}{(827,7 \text{ [MPa]})^{3}}$$

$$N_{ENS} = 40175 \text{ [Cyklusser]}$$
(3.24)

 C_{ENS} : Udmattelseskapacitet, N_{ENS} : ENS levetid, σ_{1max} : Maksimal hovedspænding, m: Hældning af kurven.

Sammenligning af levetiderne



Figur 3.15: SN-kurver for de tre analyse metoder, samt levetid ved pågældende belastning.

Resultatet af analyserne ses på Fig. 3.15. SN-kurverne og de beregnede levetider viser at de forskellige metoder giver forskellige resultater. Nominel spændingsmetoden giver N = 17608 cyklusser, hot spot metoden giver N = 23491 cyklusser og sidst giver ENSmetoden N = 40175 cyklusser. Beregningerne er ligeledes at finde i Appendiks 6. Levetiden burde principielt blive nogenlunde den samme, uanset anvendt metode, men det sker sjældent, hviklet ovenstående analyse antyder. Det skyldes, at der er rigtig mange usikkerheder indblandet i levetidsbestemmelse og derfor spreder resultaterne meget. ENS-metoden tager, modsat nominel spændingsmetoden og hot spot metoden, højde for tykkelsesforhold, da spændingerne til en vis grad er styret af forholdet $\frac{r}{t}$. I de to sidstnævnte metoder korrigeres der først for tykkelsen, når denne er større end ca. 25 mm, [Fricke, 2008, s. 15]. I dette projekt, som nævnt i Afsnit 2.3, vil fokus være at undersøge, hvorvidt ENS-metoden er brugbar på komplekse svejste geometrier, som dem HMF A/S har, når de anvender forstærkningsplader.

3.6 ENS-metoden i detaljer

ENS-metoden til udmattelsesbestemmelse af svejste detaljer, er baseret på den lokale elastiske spændingstilstand ved svejsetåen eller svejseroden. Antages en skarp overgang mellem svejsning og grundmateriale, vil der beregningsmæssigt opstå uendelig store meningsløse spændinger. For at undgå dette antages en runding med en referenceradius i kærvområderne. Når den højeste lokale elastiske spænding er fundet, typisk via en FEanalyse, er det muligt at bestemme levetiden ved den givne belastning. ENS-metoden anser brud af et emne eller en struktur, som værende fejlkriterie. Sammenlignes ENSmetoden med andre metoder er fordelen, at den geometriske udformning af svejsesømmen har direkte indflydelse på de spændinger, der beregnes og på den måde tillader metoden, at forskellige udformninger og tykkelsesforhold kan undersøges. Dette giver på sigt mulighed for målrettet optimering af svejste konstruktioner. Der findes dog en række krav og bagvedliggende antagelser for kærv spændingsmetoderne generelt og herunder også ENS-metoden. Disse skal opfyldes, før en ENS-analyse kan anses for at være korrekt. Disse vil blive gennemgået i dette afsnit med henvisning til [Fricke, 2008] for yderligere detaljer.

Kærv spændingsmetoderne er baseret på, at spændingerne i svejsetåen eller svejseroden, der analyseres, opfører sig efter den lineære elasticitetsteori under hele belastningen også selvom de beregnede spændinger overskrider den fysiske flydespænding eller brudspænding for materialet. Dvs. der tages ikke højde for elastisk-plastisk materialeopførsel. Dermed er det vigtigt at fremhæve, at de analyserede spændinger er yderst fiktive og derfor ikke kan relateres direkte med strain gauge målinger. De beregningsmæssige spændinger må i stedet betragtes som modeltal, der sandsynligvis med rimelig nøjagtighed kan anvendes til at estimere svejste detaljers levetid. I kærv spændingsmetoderne kan desuden implementeres mikrostrukturel indflydelse, der er forårsaget af inhomogen materialestuktur. Der er flere tilgange til dette i [Fricke, 2008, s. 3], herunder spændings-gennemsnitsmetoden fremført af Neuber i 1937, 1946 og 1968. Denne metode udføres hovedsageligt ved at anvende en fiktiv kærvradius dvs. ENS-metoden. Grundideen bag metoden er, at den spændingsreduktion, der sker som følge af at tage en gennemsnitsspænding over en vis dybde i kærven, kan opnås ved at indføre en fiktiv forøgelse af kærvradius. Denne radius gælder dog ikke for pladertykkelser under 5 mm, da en rundingsradius på 1 mm i sådan tilfælde fjerner en alt for stor procentdel af det bærende plademateriale, og dermed giver en negativ indflydelse på emnets samlede styrke. I disse tilfælde er det foreslået i [Fricke, 2008], at man bruger en radius på 0,05 mm i stedet.

Den spænding, der skal bruges for at bestemme levetiden af svejsningen, vil typisk være den største hovedspænding i den fiktive kærv. Der vil dog være tilfælde, hvor flerakset og mere komplekse belastningscenarier vil medføre, at hovedspændingerne ændrer retning under belastningscyklusen. I disse tilfælde kan den maksimale hovedspænding ikke benyttes. Dette vil dog ikke blive aktuelt inden for rammerne af dette projekt, hvorfor der kun ses på den maksimale hovedspænding. Selve svejsningen skal modelleres for at ENS-analysen kan udføres. Det kan gøres på to måder:

- Ved at tegne en idealiseret svejseprofil karakteriseret ved konstant sidefladevinkel eller a-mål, og hvor radius af svejsetåen og svejseroden er modelleret med en referenceradius f.eks R1 eller med en aktuel kærvradius.
- En virkelig svejseprofil, der er opnået ved målinger og er idealiseret til en form, der består af cirkulære og rette dele.

I [Fricke, 2008] er begge metoder nærmere beskrevet. I dette projekt vil der udelukkende blive modellerede idealiserede svejseprofiler med referenceradius og lige sidefladevinkler. Et sådan eksempel kan ses på Fig. 3.16.



Figur 3.16: Eksempel på idealiseret modellering af svejsning med fiktiv radius R1 og konstant sidefladevinkel θ .

Næste skridt i ENS-metoden er at inddele emnet eller strukturen i et mesh bestående af elementer, der i kærvene skal være af en bestemt størrelse, mens de i god afstand fra disse gerne må være mere grove. Eneste krav til det grove mesh er, at kraft- og deformations-flowet gennem strukturen skal være korrekt således, at kærvområderne belastet korrekt. Elementstørrelsen bør gradvis forfines, når der nærmes en kærv således, der undgås for store ændringer i to naboelementer. Målet er, at elementerne i de fiktive kærve er fine nok til at kunne modellere den stejle spændingsforøgelse, både normal og tangentialt til kærvoverfladen, således kærvspændingen er beregnet med tilstrækkelig nøjagtighed. Jf. [Fricke, 2008, s. 10 tab. 3.1] er der i Tab. 3.3 angivet krav til elementstørrelsen afhængig elementets forskydningsfunktion.

I tilfælde af, at konstruktionen, der ønskes analyseret, er så stor, at elementerne ikke kan blive fine nok i kærvområderne er det muligt at lave en såkaldt submodel. Denne metode består af en grov analyse af hele konstruktionen. Resultaterne, typisk deformationerne,

3 Brudmekaniske teorier og metoder

Element type	Relativ	Størrelse for	Størrelse for	Antal elementer	Antal elementer
(forskydningsfunktion)	størrelse	r = 1 [mm]	r = 0.05 [mm]	over 45° bue	over 360° bue
Kvadratisk (F.eks. med	$\leq \frac{r}{4}$	$\leq 0,\!25~{ m mm}$	$\leq 0,012 \text{ mm}$	≥ 3	≥ 24
side midts knudepunkter)					
Lineær	$\leq \frac{r}{6}$	$\leq 0,\!15~{ m mm}$	$\leq 0,008 \text{ mm}$	≥ 5	≥ 40
	-				

Tabel 3.3: Krav til elementstørrelser på langs og vertikal på kærvoverfladen, jf. [Fricke, 2008, s. 10 tab. 3.1].

fra denne analyse bruges som randbetingelser på den mindre del "submodel"af konstruktionen, som ønskes analyseret i detaljer. De forskellige FE-programmer har forskellige værktøjer til dette, derfor henvises til at læse vejledningen for submodel i de enkelte programmers hjælpefiler. En typisk fejl, der begås ved submodellering er, at stivheden i submodellen ikke er den samme som stivheden i den samlede model i samme område. Dette leder til forkerte spændinger, når analysen udføres. En sidste vigtig overvejelse i en modelopbygning er at tage højde for, om den virkelige konstruktion vil være helt ret og plader være fuldstændig rette i opstilling. Er tolerancerne for konstruktionen store nok til, der kan opstå skæve opstillinger, vil dette få indflydelse på spændingerne f.eks. i form af bøjning eller spændingskoncentrationer, som følge af geometriske kærve. Dette bør der tages hensyn til i FE-analysen, f.eks. ved at lave en analyse med fuldstændig perfekt opstilling og sammenligne den med en opstilling, hvor alle tolerancer er sat som værst mulige tilfælde. Således opnås et spredningsområde for den levetid, der kan forventes.

Levetiden for stål bestemmes ud fra en SN-kurve med en karakteristisk udmattelsesstyrke på 225 MPa ved $2 \cdot 10^6$ cyklusser. Denne værdi kaldes også FAT225, og er kendetegnet for SN kurven. FAT225 har en pålidelighed på 97,7 %, hvilket svarer til at 97,7 % af de målte resulatater ligger over kurven, dvs. kurven svarer til middelkurven -2 gange spredningen. Det skal i den sammenhæng fremhæves, at FAT-klasserne er baseret på største hoved-spænding og jf. tidligere kræver det, at såfremt der bruges Von Mises referencespænding skal spændingsvidden vurderes i forhold til en lavere FAT-klasse. I [Fricke, 2008, s. 14] anbefales at gå mindst en FAT-klasse ned. For aluminium anbefales en tilsvarende kurve kaldet FAT71 og for magnesium hedder kurven FAT28. Hældningen for FAT225 kurven under $N = 2 \cdot 10^6$ cyklusser har værdien m = 3,0. Dette stemmer overens med praksis jf. Afsnit 3.3. For pladetykkelser under 5 mm, hvor den fiktive radius er anbefalet til 0,05 mm er SN kurverne ikke de samme som ovenfor. For stål skal levetiden vurderes udfra FAT630, aluminum skal vurderes ud fra FAT180 og sidst magnesium efter FAT71. Disse udmattelsestyrker er også angivet ved $N = 2 \cdot 10^6$ cyklusser og hældningen m = 3,0. Tilsvarende er pålideligheden også 97,7 %.

Ved relativt flade svejsekærve, som på trods af en radius R1 har en lav kærv faktor, opstår der problemer med ENS-metoden. Sådanne kærve kan typisk være sammensvejsning af tynde plader, som har en stor vinkel mellem sig, dermed opnås små sidefladevinkler θ , se Fig. 3.16. Et andet tilfælde kan være stumpsamlinger med meget lille overvulst og dermed lille spændingskoncentrationsfaktor. I sådanne tilfælde skal FAT-klassen korrigeres, men der findes ikke en endelig metode endnu, og der arbejdes på at finde en løsning, således ENS-metoden også er entydig brugbar i disse tilfælde.

Svejsedetalje og forsøgsopstilling

Dette kapitel beskriver på hvilket grundlag den specifikke svejste detalje er udvalgt. Desuden indeholder kapitlet en kort gennemgang af forsøgsopstillingen og udvikling af værktøj til disse.

4.1 Valg af svejst detalje

Valget af den specifikke svejste detalje er sket i samarbejde med HMF A/S. På Fig. 4.1 og Fig. 4.2 ses CAD modeller og billeder af, hvorledes HMF A/S i praksis udfører påsvejste forstærkningsplader på deres kranarmeprofiler. Det er disse typiske praktiske tilfælde, der danner grundlag for udformning af de prøveemner, der skal produceres til forsøg.









2220-К

Figur 4.2: *Billeder fra HMF A/S*.

Det ses på Fig. 4.1 og Fig. 4.2, at forstærkningspladerne hos HMF A/S udføres på en sådan måde, at de spidser til i en god afstand fra det hul, de er monteret til at forstærke. I disse huller placeres stifte, der sammenholder de forskellige kranarme og samtidig bliver disse rotationspunkter, når kranen er i bevægelse. Det giver store lokale kræfter

4 Svejsedetalje og forsøgsopstilling

omkring disse punkter, mens belastningen aftager i resten af profilet. Det er derfor hovedprofilet kan fremstilles af en tynd plade, og det kun er i områder med store spændinger, at forstærkningsplader er nødvendige. Et optimalt design ville være opnået, hvis tøjningsenergidensiteten var konstant på hele kranprofilet, men i praksis er det ikke sandsynligt at opnå. Produktionen er naturligt afgrænset af de metoder, der står til rådighed og derfor er forstærkningsplader en god måde at forbedre profilernes styrke lokalt.

Brugen af forstærkningsplader introducerer dog en ny problematik, da overgangen fra forstærkning til hovedprofil medfører lokale spændingskoncentrationer, som konsekvens af ændring i pladetykkelse. Derudover har svejsninger, som vist i Kapitel 3 en dårligere udmattelsestyrke i forhold til grundpladematerialet. Det er forårsaget af spændingskoncentrationer i svejsetåen, dårligere styrke pga. svejsefejl og endeligt ugunstige egenspændinger i svejsningerne, der fremkommer pga. svejseprocessens høje varmeinput.



Figur 4.3: Endelig geometri af prøveemner.

Formålet med prøveemnet er at få undersøgt anvendeligheden af ENS-metoden på en kompleks svejst krandetalje, som relaterer sig til de design nuværende forstærknigsplader har. Viser analysen sig anvendelig vil det i fremtiden være muligt med resultater fra ENSmetoden at lave en målrettet optimering af udformningen af disse forstærkningsplader. Dette kan inkludere at ændre på geometri, tykkelsesforhold, svejseafslutning, efterbehandling o.lign. HMF A/S producerer en stor del af deres kraner i Domex 700 og typiske pladetykkelser er 5 mm for grundpladen/centerpladen og 8 mm for forstærkningspladen. Derfor er det besluttet at lave prøveemnerne i Domex 700 med disse pladetykkelser og med en geometri, som vist på Fig. 4.3. De øvrige mål på prøveemnet kan ses på arbejdstegningerne i Appendiks E. Belastningen er fastlagt til enakset træk på prøveemnerne. Belastningen på en kranarm er mere kompleks med de resulterende kræfter i stifthullerne, som vist på Fig. 4.4. Dog er det vurderet, at enakset træk til en vis grad kan efterligne reaktionerne ved spidserne af forstærkningspladerne. Hermed menes, at på en idealiseret kranarm, hvor profilet er helt ret på alle kanter vil spændingsflowet primært løbe på langs i profilet og dermed også på langs af de spidser, der eksisterer på forstærkningspladen. Dette flow kan tilnærmes ved enakset træk på de konstruerede prøveemner, men det skal dog fremhæves, at det er en noget simplificeret belastningssituation sammenlignet med den anvist på Fig. 4.4. Dimensionerne på prøveemnet er endeligt opnået gennem FE-analyser, der sikrer, at prøveemnet bryder i svejsespidsen, som ønsket, se Appendiks B.4.



Figur 4.4: Resulterende kræfter i stifthuller på en kranarm.

4.2 Forsøgsopstilling

Formålet med forsøgene er at undersøge ENS-metodens anvendelighed vha. praktiske målinger. Der findes allerede en række målte data på andre svejste detaljer, der har god overensstemmelse med ENS-metoden, men det er ønsket fra HMF A/S, at der laves en række forsøg, som undersøger ENS-metodens anvendelighed til levetidsbestemmelse på svejste detaljer med en kompleks geometri, som f.eks. en svejset krandetalje.

4.2.1 Forsøgsopstilling

Udviklingen af værktøjer til at udføre forsøgene tager udgangspunkt i det maskinelle udstyr til udmattelsesforsøg, der er til rådighed på Aalborg Universitet. På Fig. 4.5 ses den dynamiske udmattelsesmaskine fra producenten Schenck, som anvendes til forsøg på prøveemnerne.



Figur 4.5: Schenk udmattelses maskine 400 kN, samt kontrol opstilling.

Forsøgsopstillingen er, som vist på Fig. 4.6, hvor prøveemnet bliver fastgjort med stifter i de to fiksturer, der er monteret på trækmaskinens cylinderhoveder. Herefter kan man via styrings PC'en kontrollere udmattelsesmaskinen og påbegynde forsøget. Desuden er der på Fig. 4.6, vist udstyr til måling med strain gauges. Dette er en sikkerhedsforanstaltning, der kan afsløre, om emnerne bliver udsat for bøjning. Bøjning vil have stor indflydelse på resultaterne også selvom der kun er tale om en lille skævhed i opsætningen. I Appendiks A.2 er der foretaget en simpel sensitivitetsanalyse, der viser betydningen af en lille kraftforskydelse. Såfremt der opstår bøjning ved forspændingen, skal prøveemnet afmonteres og rettes op indtil strain gauge målingerne viser en ret forsøgsopstilling. En generel gennemgang af strain gaugen herunder teori og montering er gennemgået i Appendiks C. Kraftens placering, som anvist i analysen i Appendiks A.2 har stor indflydelse og derfor er hullerne i prøveemnet bearbejdet således de er koniske og dermed har en flade på ca. 3 mm i center af prøveemnet, hvor stiften kan overføre belastningen. For at centrere prøveemnet i center af gaflen i fiksturet indsættes de nødvendige antal tilpasningsplader. Dermed sikres, at kræften er placeret centralt i prøveemnet. Tilpasningen på prøveemnet kan ses på arbejdstegningerne i Appendiks E. De koniske stifthuller er illustreret i en kraftig overdrivelse på Fig. 4.7. I de planlagte forsøg vil udmattelsesmaskinen afgive et pulserende enakset træk på emnet, indtil dette bryder. For ikke at køre til grænsen med udnyttelse af udmattelsesmaskinens kræfter, er det besluttet, at dimensioneringen af prøveemner og værktøj skal tage højde for en maksimal belastning på 200 kN. Prøveemnerne er dimensioneret så brudet sker ved spidsen af svejsedetaljen, se Kapitel 6.



Figur 4.6: Skitse af forsøgsopstillingen.



Figur 4.7: Koniske stift huller i prøveemnet.

4.3 Design af værktøj

På Fig. 4.8 ses den samlede 3D CAD model af værktøj og prøveemne, samt benævnelser af de enkelte dele. I Appendiks E er vedlagt arbejdstegninger af samtlige dele til værktøj og prøveemner.



Figur 4.8: 3D model af forsøgsopstilling.

I de følgende afsnit vil dimensioneringen af de enkelte værktøjsdele blive gennemgået. Alle materialeværdier er hentet i den litteratur, der henvises til eller i materiale databladene, der findes i Bilag 5.

4.3.1 Stiften

Udviklingen af værktøjet blev gennemført efter en række iterationer. Et grundlæggende udkast, som tog udgangspunkt i de krav, der er til tilpasning på Schenck udmattelsesmaskinen viste, at stiften er den del af værktøjet, der er mest kritisk belastet mht. udmattelse og dermed dimensionsgivende. Den endelige diameter på stiften er Ø50 mm og den laves af materialet ETG 100 med flydespænding $S_y = 865$ MPa og brudspænding $S_{ut} = 960$ MPa. Analysen af stiften er foretaget i en FE-model samt håndberegninger, der er gemt i Appendiks 3.



Figur 4.9: Kontakttryk på bærende materiale i fiksturet.

En god tilnærmelse til at bestemme reaktionskræfterne på en stift er ved at antage, at den resulterende kraft fra fladetrykket mellem stiften og det bærende materiale er placeret $\frac{3}{4}$ fra den yderste kant. I dette tilfælde har FE-analysen dog vist, at kun en begrænset del af stiften og det bærende materiale bør regnes med, da stiften er så lang, at ikke hele samlingsfladen t_m bærer lasten. Vha. målinger i FE-analysen blev den tykkelse, hvorpå trykket overføres bestemt til $t_1 = 35$ mm, se Fig. 4.9.

Dvs., at den resulterende kraft antages at være placeret $\frac{3}{4}$ fra der, hvor t_1 starter, se Fig. 4.10. Det er samtidig antaget pga. symmetri på prøveemnet, at trækkraften P = 200 kN er placeret centralt i prøveemnet dvs. i $\frac{t_2}{2}$.

Reaktionskræfternes størrelse er $\frac{P}{2}$ og ud fra antagelsen om placering er det muligt at bestemme snitkræfter og momenter. Dette er gjort for snit 1 og 2 jf. Fig. 4.10 i henholdsvis (4.1) og (4.2).

Snitkræfter og momenter i snit 1 i området $0mm \le x \le 47,5mm$.

$$\sum M_s = 0 \Rightarrow M_1 - \frac{P}{2} \cdot \left(x - \frac{3}{4} \cdot t_1\right) = 0$$

$$M_1 = \frac{P}{2} \cdot \left(x - \frac{3}{4} \cdot t_1\right)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -V_1 + \frac{P}{2} = 0$$

$$V_1 = \frac{P}{2}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N_1 = 0$$
(4.1)

M: Snitmoment, P: Kraft, t₁, t_{delta}, t₂: Tykkelser/længder, V: Forskydningskraft, N: Normalkraft.



Figur 4.10: Snitkræfter og snitmomenter på stiften.

Snitkræfter og momenter i snit 2 i området 47,5 $mm \le x \le 68,8mm$.

$$\sum M_s = 0 \Rightarrow M_2 - \frac{P}{2} \cdot \left(x - \frac{3}{4} \cdot t_1\right) + P \cdot \left(x - t_1 - t_\delta - \frac{t_2}{2}\right) = 0$$

$$M_2 = \frac{-P}{2} \cdot \left(x - \left(\frac{5}{4} \cdot t_1 + 2 \cdot t_\delta + t_2\right)\right)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -V_2 + \frac{P}{2} - P = 0$$

$$V_2 = \frac{-P}{2}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N_1 = 0$$
(4.2)

M: Snitmoment, P: Kraft, t₁, t_{delta}, t₂: Tykkelser/længder, V: Forskydningskraft, N: Normalkraft.

Fig. 4.11 viser moment og forskydningskraft fordelingen og dermed kan ses, hvor stiften er hårdest belastet. Det er i dette punkt, at stiften skal dimensioneres for statisk påvirkning og for udmattelsespåvirkning.

Det ses af Fig. 4.11, at det største moment er 2,125 kNm og dermed kan den største bøjningsspænding i yderste fiber på stiften bestemmes som i (4.3).



Figur 4.11: Forskydningskraft og moment fordeling på stiften.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot y}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{2,125 \cdot 10^{6} \text{ [Nmm]} \cdot \frac{50 \text{ [mm]}}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot (50 \text{ [mm]})^{4}} = 173,16 \text{ [MPa]}$$
(4.3)

 σ_{max} : Maksimal bøjningspænding, M_{max} Maksimalt moment, y: Afstand fra center linie til undersøgte fiber, I Inertimoment af stiften.

Tilsvarende kan den største forskydningsspænding, se (4.4), findes i samme snit, hvor forskydningskraften også har sin maksimale værdi på 100 kN. De $\frac{4}{3}$ er en tilpasning, der tager højde for, at τ spændinger er fordelt parabolsk over tværsnittet.

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V_{max}}{3 \cdot A}$$

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3 \text{ [N]}}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (50 \text{ [mm]})^2}$$

$$\tau_{max} = 67.91 \text{ [MPa]}$$
(4.4)

 τ_{max} : Maksimal forskydningsspænding, V_{max} Maksimalt forskydningskraft, A: Tværsnitsareal af stift i undersøgte snit.

En FE-analyse af stiften gav en middel bøjningsspænding på 178,8 MPa og en middel forskydningsspænding på 70,4 MPa i det område hvor bolten er hårdest belastet, svarende til det samme sted, hvor momentet er størst, se Appendiks B.1. For en korrekt dimensionering skal von Mises referencespændingen, se (4.5), være mindre end designmæssige flydespænding. I (4.5) er referencespændingen beregnet til 216,4 MPa ud fra spændingerne fundet gennem FE-analysen. Typisk svarer den designmæssige flydespænding til flydespændingen divideret med en korrektionsfaktor på 1,17 jf. [DS412, 1998]. Det giver en designmæssig spænding på $f_{yd} = \frac{S_y}{1,17} = \frac{865 [MPa]}{1,17} = 739,32$ MPa, hvilket er større

end referencespændingen og dermed er stiften dimensioneret for en statisk belastning på P = 200 kN.

$$\sigma_{ref} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_y \cdot \sigma_z - \sigma_x \cdot \sigma_z + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

$$\sigma_{ref} = \sqrt{(178.8 \ [\text{MPa}])^2 + 3 \cdot (70.4 \ [\text{MPa}])^2} = 216.4 \ [\text{MPa}]$$
(4.5)

 σ_{ref} : Von Mises referencespænding, σ_{max} : Maksimal spænding, σ_{min} : Minimum spænding.

Ved udmattelsesdimensionering af en stift er det nødvendigt at tage højde for middelspændingen i stiften, når der skal beregnes en korrigeret udmattelsesgrænse til SN-kurven. Derfor er der taget højde for, at R = 0,1. Det betyder, at den mindste spænding som stiften vil mærke er $\sigma_{min} = 0,1 \cdot \sigma_{max} = 0,1 \cdot 173,16$ [MPa] = 17,32 MPa. Dermed kan middelspændingen og spændingsvidden beregnes som i (4.6).

$$\sigma_{m} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} + \sigma_{min}$$

$$\sigma_{m} = \frac{173,16 \text{ [MPa]} - 17,32 \text{ [MPa]}}{2} + 17,32 \text{ [MPa]} = 95,24 \text{ [MPa]}$$
(4.6)
$$\sigma_{v} = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

$$\sigma_{v} = 173,16 \text{ [MPa]} - 17,32 \text{ [MPa]} = 155,84 \text{ [MPa]}$$

 σ_m : Middel spænding, σ_v : Spændingsvidde, σ_{max} : Maksimal spænding, σ_{min} : Minimum spænding.

For at kunne korrigere udmattelsesgrænsen for middelspændingen kræves det først, at en SN-kurve med middelspænding på nul bestemmes for stiften. Ud fra brudspændingen $S_{ut} = 960$ MPa kan den ukorrigerede udmattelsesgrænse $S_{e'}$ estimeres som anført i (4.7).

$$S_{e'} = 0.5 \cdot S_{ut}$$
 (4.7)
 $S_{e'} = 0.5 \cdot 960 \ [\text{MPa}] = 480 \ [\text{MPa}]$

 $S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse, S_{ut} : Brudspænding.

For at have en komplet SN-kurve for stiften er det nødvendigt at kende udmattelsesstyrken ved een belastning svarende til brudspændingen S_{ut} , samt udmattelsesstyrken ved 10^3 cyklusser og sidst den korrigerede udmattelsesgrænse ved 10^6 eller 10^7 cyklusser. Udmattelsesstyrken ved 10^3 cyklusser er estimeret i (A.8) i Appendiks A.3.1 for et emne udsat for ikke roterende bøjning ligesom stiften. Beregningen er ikke vist her, da der dimensioneres til uendelig levetid.

Den korrigerede udmattelsesgrænse tager højde for ændringer i lastpåvirkning, størrelsesforhold, overflade beskaffenhed, drift temperatur og med hvilken pålidelighed udmattelsesgrænsen ønskes bestemt. Den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes ved (4.12). De enkelte korrektionsfaktorer er vist nedenfor og er bestemt jf. [Norton, 2006, Kap. 6]. Desuden kan beregningen ses i Appendiks 3. For ikke roterende bøjnings belastning gælder (4.8).

$$C_{load} = 1,0\tag{4.8}$$

Cload: Last korrektionsfaktor

Da stiften har en diameter på Ø50 mm, hvilket er større end 8 mm og mindre end 250 mm, skal der beregnes en korrektionsfaktor, der tager højde for størrelsen. Dette er vist i (4.9).

$$A_{95} = 0,010462 \cdot d^{2} = 0,010462 \cdot (50 \text{ [mm]})^{2} = 26,2 \text{ [mm^{2}]}$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} = \sqrt{\frac{26,2 \text{ [mm^{2}]}}{0,0766}} = 18,49 \text{ [mm]}$$

$$C_{size} = 1,189 \cdot d_{eq}^{-0,097} = 1,189 \cdot 18,49^{-0,097} = 0,9$$
(4.9)

 A_{95} : Del af tværsnitsarealet der er mærker mellem 95 % og 100 % af maksimal spændingen, d: Diameter af stiften, d_{eq} : Ækvivalent diameter, C_{size} : Størrelses korrektionsfaktor.

Korrektion for overfladebeskaffenheden er bestemt for et maskinbearbejdet emne og dermed kan C_{surf} bestemmes som i (4.10) vha. [Norton, 2006, Tab. 6-3], hvor A = 4,51 og b = -0,265.

$$C_{surf} = A \cdot S_{ut}^{b} = 4,51 \cdot 960^{-0,265}$$

$$C_{surf} = 0,73$$
(4.10)

A: Konstant, b: Konstant, S_{ut}: Brudspænding, C_{surf}: Overflade korrektionsfaktor.

Forsøgene bliver udført ved stuetemperatur, dvs. $T \le 450^{\circ}C$, se (4.11). Samtidig sættes pålideligheden højt, da det ikke er ønsket, at stiften ødelægges ved drift. Korrektionsfaktorer for forskellige pålideligheder er vist i [Norton, 2006, Tab. 6-4].

$$C_{temp} = 1,0 \tag{4.11}$$

$$C_{reliab} = 0.84$$

Ctemp: Temperatur korrektionsfaktor, Creliab: Pålidelighed korrektionsfaktor.

Endeligt kan den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes i (4.12).

$$S_e = C_{load} \cdot C_{size} \cdot C_{surf} \cdot C_{temp} \cdot C_{reliab} \cdot S_{e'}$$

$$S_e = 1,0 \cdot 0,9 \cdot 0,73 \cdot 1,0 \cdot 0,84 \cdot 480 \text{ [MPa]} = 264,9 \text{ [MPa]}$$

$$(4.12)$$

 S_e : Korrigeret udmattelsesgrænse, C_{xx} : Korrektionsfaktorer, $S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse.

Hermed er det muligt at korrigere denne udmattelsesgrænse for middelspænding $\sigma_m = 0$ til en ny korrigeret udmattelsesgrænse, som tager højde for, at middelspændingen i stiften ikke er nul, men er $\sigma_m = 95,24$ MPa. Dette gøres ved at tegne et Goodmandiagram, og



Figur 4.12: Goodman diagram for stift.

vha. spændingsamplituden $\sigma_a = \frac{\sigma_v}{2} = 77,9$ MPa, middelspændingen og den korrigerede udmattelsesgrænse for middelspænding 0, kan der findes en ny udmattelsesgrænse $S_{e@m}$ for den gældende middelspænding. Dette vises på Fig. 4.12. Af Goodman diagrammet Fig. 4.12 kan den nye udmattelsesgrænse aflæses til $S_{e@m} = 240$ MPa. Indsættes dette i SN-kurven sammen med de øvrige tidligere værdier fås Fig. 4.13, hvor spændingsamplituden $\sigma_a = 77,9$ er markeret med en rød linie på kurven. Heraf ses det, at stiften er dimensioneret til principielt uendelig levetid, når trækkraften er maksimalt 200 kN. Dette er ønsket, da værktøjet skal kunne bruges til dette projekt, hvor antallet af testserier vil medføre belastninger over $N = 10^6$, men også så værktøjet kan bruges ved evt. fremtidige opgaver.



Figur 4.13: SN-kurve for stift.

4.3.2 Skruesamlingen

På cylinderhovederne på Schenck udmattelsesmaskinen, er der en skruecirkel med diameter på Ø71 mm. I denne skruecirkel er der placeret 8 stk. M16 huller således, værktøj kan monteres på cylinderhovederne. For at opnå et værktøj med korrekt udmattelsestyrke bliver fiksturet, som beskrevet i Afsnit 4.3.3, nødt til at konstrueres specielt for at imødekomme denne skruecirkel. Dette medfører, at skruesamlingen bliver kompleks og dimensioneringen vil derfor primært foregå i en FE-model og Appendiks 5. Desuden refereres til [Norton, 2006, Kap.14], [Mouritsen, Februar 2005] og [Mouritsen, Juli 2005] for en detaljeret beskrivelse af skrue- og boltdimensionering. Et af kriterierne for skruesamlingen til fiksturet er, at skruerne er dimensioneret således, de kan købes i standardlængder ved leverandøren. Dermed undgås en merudgift til specialproducerede skruer.

Skruerne, der benyttes til opspænding af værktøj er som minimum af kvalitet 10.9 og derfor dimensioneres til denne kvalitet. Det medfører jf. [Norton, 2006, Tab. 14-7], at "proof strength"sættes til $S_p = 830$ MPa. Da skruesamlingen forventes at skulle adskilles i løbet af fiksturets levetid, er forspændingskraften, samt tilhørende spænding bestemt som i (4.13) jf. [Mouritsen, Februar 2005] og [Norton, 2006, Kap.14].

$$F_{i} = 0.75 \cdot S_{p} \cdot A_{t}$$

$$\sigma_{i} = 0.75 \cdot S_{p}$$

$$\sigma_{i} = 0.75 \cdot 830 \text{ [MPa]} = 622.5 \text{ [MPa]}$$
(4.13)

 F_i : Forspændingskraft, S_p : Proof strength for skrue, A_t : Trækspændingsareal af skrue, σ_i : Forspændingskraft omregnet til spænding.

I SolidWorks toolbox findes standardskruer og derfor er der valgt M16 skruer fra det katalog. Da de 3D modellerede M16 skruer har en modeldiameter på 16 mm over hele gevindlængden vil det medføre, at det bærende tværsnitsareal af skruen i FE-modellen er større end trækspændingsarealet, hvorfor den egenspænding, der skal pålægges skruerne i FE-analysen skal korrigeres. Den forspænding, der pålægges er udregnet i (4.14), A_t er fundet i [Norton, 2006][Tab. 14-2].

$$\sigma_{ikor} = \sigma_i \cdot S \frac{A_t}{A}$$

$$\sigma_{ikor} = 622.5 \text{ [MPa]} \cdot \frac{156.67 \text{ [mm^2]}}{\frac{\pi}{4} \cdot (16 \text{ [mm]})^2} = 485.1 \text{ [MPa]}$$
(4.14)

 σ_{ikor} : Korrigeret forspændingskraft omregnet til spænding, σ_i : Forspændingskraft omregnet til spænding, A_t : Trækspændingsareal af skrue, A: Ydre areal af gevindskaft.

Egenspændingerne er pålagt skruerne ved hjælp af en lav temperatur. Da skruerne er tildelt materialeegenskaber og herunder også en varmeudvidelseskoefficient, er det muligt at give skruerne en konstant nedkølet temperatur. I og med skruerne er fast indspændt i den ene ende og har kontaktflade med fiksturet under skruehovedet i den anden ende, vil en sammentrækning være forhindret og dermed opstår trækspændinger i skruen, se Fig. 4.14. På samme måde er topstykket af fiksturet påspændt bundstykket. Det er på den måde muligt at finde en temperatur, hvor de ønskede egenspændinger svarende til resultatet i (4.14) er opnået. Den endelige temperatur blev sat til -268° C for skruerne i bundstykket, og -250° C i topstykket, hvilket resulterer i en beregnet egenspænding i skruerne på 484,1 MPa for bundstykket og 483,4 MPa for topstykket, se Fig. 4.14 og (B.3). Fig. 4.14 viser desuden et snit, hvor skruernes placering i fiksturet kan ses og samtidig skal det fremhæves, at ingen ydre kræfter er pålagt konstruktionen i denne analyse.



Figur 4.14: FE-analyse, forspænding af skruer i top- og bundstykke.

For en korrekt forspændt skrue- og boltsamling gælder der, at samlingsfladerne aldrig adskilles eller forskydes relativt under drift. Dvs. der skal under enhver driftsform og belastning være trykspændinger på alle samlingsflader, og disse trykspændinger skal være store nok til at forhindre relative forskydninger af samlings-fladerne jf. [Mouritsen, Februar 2005]. Af Fig. B.4 ses at samlingsfladen mellem cylinderhovedet og bundstykket af fiksturet står med trykspændinger efter forspændingen, og det er af størrelsesorden på -87,2 MPa. Samlingsfladen mellem topstykket og bundstykket af fiksturet oplever trykspændinger på -56,7 MPa. Disse to værdier er gennemsnitsværdier af knudespændinger på hele fladen. Det vil være for omfattende at præsentere samtlige knudespændinger for begge flader her, se i stedet Appendiks 4.

Pålægges den ydre belastning svarende til, at udmattelsesmaskinen trækker i emnet vil det medføre, at skruesamlingen udsættes for træk og derfor skal det undersøges, om ovenstående krav er opfyldt ved maksimal belastning. I beregningen af skruesamlingen og fiksturet er denne belastning lagt på som en leje-last i de huller, hvor stiften hviler.



Figur 4.15: FE-analyse, spænding i skruer med ydre belastning påført.

Resultatet af analysen, se Fig. 4.15 og Afsnit B.2, viser, at samlingsfladerne stadig oplever tryk, men nu med en trykspænding på -67,4 MPa mellem cylinderhoved og bundstykke, mens trykspændingen mellem topstykke og bundstykke af fiksturet er -42,9 MPa. Det vurderes fornuftigt i forhold til kravet om, at samlingsflader aldrig må adskilles under drift. Analysen viser desuden, at trækspændingerne i skruerne i bundstykket er på 495,1 MPa, mens de er 497,9 MPa for skruerne i topstykket, se (B.4). Dermed er spændingerne stadig under $S_p = 830$ MPa, hvorfor skruerne er statisk korrekt dimensioneret. Ved hjælp af analysen med en ydre kraft pålagt, er det nu også muligt at bestemme den maksimale spændingsvidde, som skruerne er korrekt udmattelsesdimensioneret. Af [Mouritsen, Juli 2005] er (4.15) givet. (4.15) angiver den korrigerede udmattelsesgrænse for skruerne og i dette tilfælde ved en pålidelighed på 97,7 %, hvilket giver $C_{reliab} = 0,84$ jf [Norton, 2006, Tab.. 6-4].

$$S_{e} = \left(\frac{150 \text{ [mm]}}{d} + 45\right) \cdot C_{reliab} \text{ [MPa]}$$

$$S_{e} = \left(\frac{150 \text{ [mm]}}{16 \text{ [mm]}} + 45\right) \cdot 0.84 = 45.7 \text{ [MPa]}$$
(4.15)

 S_e : Korrigeret udmattelsesgrænse, d: Bolt diameter, C_{reliab} : Pålideligheds korrektionsfaktor.

Af FE-analyserne, se Fig. 4.14 og Fig. 4.15 kan spændingsniveauet for skruerne ses.

Spændingerne σ_1 i skruerne før den ydre belastning påføres er fundet til 484,1 MPa for skruer i bundstykket og 483,4 MPa for skruerne i topstykket. Efter belastningen er pålagt er spændingen σ_2 495,1 MPa for skruerne i bundstykket og 497,9 MPa for skruerne i topstykket. Det medfører spændingsvidder, som beregnet i (4.16).

$$\Delta \sigma = \sigma_2 - \sigma_1$$

$$\Delta \sigma_{bund} = 495,1 \ [MPa] - 484,1 \ [MPa] = 11 \ [MPa]$$

$$\Delta \sigma_{top} = 497,9 \ [MPa] - 483,4 \ [MPa] = 14,5 \ [MPa]$$

(4.16)

 $\Delta \sigma$: Spændingsvidde, σ_2 : Spænding i skrue med ydre belastning, σ_1 : Spænding i skrue uden ydre belastning.

Spændingsamplituderne, der skal sammenlignes med de korrigerede udmattelsesgrænser er $\sigma_{a \ bund} = \frac{\Delta \sigma_{bund}}{2} = \frac{11 \ [\text{MPa}]}{2} = 5,5 \ \text{MPa} \text{ og } \sigma_{a \ top} = \frac{\Delta \sigma_{top}}{2} = \frac{14,5 \ [\text{MPa}]}{2} = 7,25 \ \text{MPa}.$ Disse er mindre end den korrigerede udmattelsesgrænse i (4.15) $S_e = 45,7 \ \text{MPa}$ og skruerne er dermed korrekt dimensioneret for udmattelse.

4.3.3 Fiksturet

Design af fiksturet er, som allerede nævnt, underlagt de dimensioner som cylinderhovedet har. Det giver en tilpasning til cylinderhovedet med en ydre diameter på Ø125 mm og en skruecirkel på Ø71 mm med 8 stk M16 huller, se Fig. 4.16. Udover det findes en centreringsskål i cylinderhovedet på Ø40 h6 mm for at styre værktøjet på plads. Herefter er dimensionerne på bundstykket øget til Ø150 mm. Topstykket er designet med denne diameter så stiften, på Ø50 mm, kan gå fri af de skruehuller, der går på tværs af stifthullet. De tværgående skruehuller bruges til 8 stk M16 skruer, som spænder topstykket og bundstykket sammen, se Fig. 4.16.



Figur 4.16: Billeder af fiksturet fra 3D CAD model i SolidWorks.

Da fiksturet skal bruges til dynamisk trækforsøg, øges risikoen for udmattelse. Skruesamlingen er udført på en sådan måde, at 8 skruer giver tryk gennem hele tykkelsen af fiksturets topstykke og dermed også på de områder hvor trækkraften indføres. De 8 skruer i bundstykket sørger for en korrekt forspænding mellem cylinderhoved og bundstykke af fiksturet. På den måde indføres trykspændinger i fiksturet, som dermed ophæver enten dele eller hele den trækbelastning, som fiksturet udsættes for. En FE-analyse af fiksturet med forspændte skruer og en ydre kraft pålagt er gennemført for at bestemme spændingstilstanden i fiksturet, se Fig. 4.17 og Fig. 4.18.



Figur 4.17: *Trækspændinger i* bundstykket efter ydre belastning er pålagt.

Figur 4.18: *Trækspændinger i topstykket efter ydre belastning er pålagt.*

Af Fig. 4.17 og Fig. 4.18 ses at den maksimale trækspænding er 41,1 MPa på bundstykket og 23,0 MPa på topstykket. Da det kun er den del af spændingerne, der er i træk, der kan medføre udmattelse af fiksturet er spændingsvidden sat lig de ovennævnte trækspændinger. Fiksturet skal laves i IMATRA SS 2541-03 M, som er et sejhærdet stangstål med flydespænding på 700 MPa og en brudspænding på minimum 900 MPa. Belastningen er aksial udmattelsespåvirkning og overfladeruheden er sat til $R_a = 3,2 \mu$ m. Dermed er det muligt jf. [Norton, 2006, Kap. 6] at bestemme SN-kurven for fiksturet og dermed undersøge levetiden ved den givne spændingsvidde. Ud fra brudspændingen $S_{ut} = 900$ MPa kan den ukorrigerede udmattelsesgrænse $S_{e'}$ estimeres som anført i (4.17). Udmattelsesstyrken ved 10^3 cyklusser er estimeret i (A.20) i Appendiks A.3.3, men er ikke vist her, da der dimensioneres til uendelig levetid.

$$S_{e'} = 0.5 \cdot S_{ut}$$
 (4.17)
 $S_{e'} = 0.5 \cdot 900 \ [\text{MPa}] = 450 \ [\text{MPa}]$

$S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse, S_{ut} : Brudspænding.

Den korrigerede udmattelsesgrænse tager højde for, at emnet afviger fra de prøveemner, som danner basis for udtrykket i (4.17). Korrektionerne tager højde for ændringer i lastpåvirkning, størrelsesforhold, overfladebeskaffenhed, drifttemperatur og med hvilken pålidelighed udmattelsesgrænsen ønskes bestemt. Den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes ved (4.22). De enkelte korrektionsfaktorer er vist nedenfor og er bestemt jf. [Norton, 2006, Kap. 6]. Desuden kan beregningen ses i Appendiks 2. For ren aksial belastning gælder (4.18).

$$C_{load} = 0,70$$
 (4.18)
 $C_{size} = 1,0$

 C_{load} : Last korrektionsfaktor, C_{size} : Størrelses korrektionsfaktor.

Overflade ruheden er bestemt til $R_a = 3,2\mu m$ og dermed kan C_{surf} bestemmes som i (4.19) vha. [Norton, 2006][Fig. 6-27].

$$R_{a} = 3,2 \ [\mu m] = 3,2 \ [\mu m] \cdot \frac{1 \ [in]}{0,0254 \ [m]} = 125,98 \ [\mu in]$$
$$S_{ut} = 900 \ [MPa] = 900 \ [MPa] \cdot \frac{0,145 \ [kpsi]}{1 \ [MPa]} = 130,5 \ [kpsi] \ \Downarrow$$
(4.19)

$$C_{surf} = 0.84$$
 (4.20)

 R_a : Overfladeruhed, S_{ut} : Brudspænding, C_{surf} : Overflade beskaffenhedskorrektionsfaktor.

Forsøgene bliver udført ved stuetemperatur dvs. $T \le 450^{\circ}C$, se (4.21). Samtidig sættes pålideligheden højt, da det ikke er ønsket, at fiksturet ødelægges ved drift, da produktion af nyt fikstur vil være tidskrævende og dermed have stor konsekvens for projektet. Korrektionsfaktorer for forskellige pålideligheder er vist i [Norton, 2006, Tab. 6-4].

$$C_{temp} = 1,0 \tag{4.21}$$

$$C_{reliab} = 0,84$$

Ctemp: Temperatur korrektionsfaktor, Creliab: Pålidelighed korrektionsfaktor.

Endeligt kan den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes i (A.25).

$$S_e = C_{load} \cdot C_{size} \cdot C_{surf} \cdot C_{temp} \cdot C_{reliab} \cdot S_{e'}$$

$$S_e = 0.70 \cdot 1.0 \cdot 0.84 \cdot 1.0 \cdot 0.84 \cdot 450$$
[MPa] = 222 [MPa] (4.22)

 S_e : Korrigeret udmattelsesgrænse, C_{xx} : Korrektionsfaktorer, $S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse.

4 Svejsedetalje og forsøgsopstilling

Hermed er det muligt at plotte SN-kurven for fiksturet og dermed ved hjælp af spændingsamplituderne, regnet ud fra de ovenstående spændingsvidder, bestemme hvorvidt fiksturet er korrekt dimensioneret for udmattelse. Spændingsamplituderne er $\sigma_a = \frac{\sigma_v}{2}$, hvilket giver 20,55 MPa for topstykket og 11,50 MPa for bundstykket. Fig. 4.19 viser SN-kurven for fiksturet og det ses, at med de beregnede spændingsamplituder er levetiden principielt uendelig.



Figur 4.19: SN-kurve for fikstur.

Dette kapitel indeholder resultaterne fra de forsøgsserier, der er udført. I hver serie er udført minimum 10 forsøg, så der er basis for en generel sammenligning af efterbehandlingsmetoder. Derudover bruges resultaterne til at vurdere anvendeligheden af ENS-metoden i Kapitel 7.

5.1 As welded forsøgsresultater

Den første testserie er udført på prøveemner i AW tilstand. Resultaterne fra denne serie bruges til at vurdere anvendeligheden af ENS-metoden, samt som reference til vurdering af de forskellige efterbehandlingsmetoder. Prøveemnerne er produceret af HMF A/S, mens udmattelsestest og montering af strain gauges er foregået på Aalborg Universitet. Der er brugt strain gauges af typen FLA-3-11-1L fra Tokyo Sokki Kenkyujo Co. Ltd. anvist i Tab. C.2, Appendiks C, og monteringen og udførelse af forsøgene er ligeledes beskrevet i dette appendiks. Kontrolmålingerne med strain gauges viser, at de koniske huller, samt opretning af prøveemnerne i det nødvendige omfang, medfører en acceptabel ret belastningssituation, hvor bøjning kun forekommer i reduceret omfang. Strain gauge kontrolmåling udført på prøveemnet med forsøgsnavn AW8. Strain gauge målingen viser, at tøjningen på de to sider følges ad under belastningen, men at der er en lille forskydelse mellem størrelsen af de to. Denne forskel er svær at undgå helt og det er vurderet for hvert forsøg, at de målte tøjninger og forskelle er acceptable. Dermed kan der i FE-analyserne af prøveemnet i Kapitel 6 med god tilnærmelse antages ren trækbelastning.

I Tab. 5.1 ses resultaterne af forsøgene. Der er udført forsøg ved forskellige lastvidder, i et interval svarende til det, som HMF A/S ønsker undersøgt, dvs. ca. 10.000-250.000 cyklusser. Under udførsel af forsøgene indstilles Schenck maskinen til at trække med en fast lastvidde. Den virkelige lastvidde kan dog afvige lidt fra den instillede og derfor er maskinen indstillet til at udskrive de effektive lastvidder til en fil. Disse kan ses i Appendiks 8 for AW serien og er angivet i Tab. 5.1. Generelt er samtlige lastvidder givet så spændingsforholdet er R = 0,1. I starten af testserien blev forsøgene udført med lav frekvens, men med erfaring fra foregående forsøg blev denne øget til 12 Hz for at øge hastigheden af forsøgene. Det blev vurderet, at der ikke var grund til at presse maskinen op i højere frekvens, når der samtidig er store lastvidder i spil. Samtlige prøveemner i denne serie på nær en, er udført på prøveemner med svejsespids, se Fig. 5.2 og arbejdstegningen i Appendiks E.

De målte levetider og tilhørende spændingsvidder er plottet på Fig. 5.3. De spændingsvidder, som levetiderne er plottet efter, er udregnet i Appendiks 9. Der er beregnet spændingsvidder både vha. ENS-metoden og efter nominel spændingsmetoden dvs. $\frac{\Delta P_{eff}}{A}$, hvor a-

5 Forsøgsresultater



Figur 5.1: Strain gauge kontrol måling fra forsøg AW8.

Forsøgsnavn	Effektiv lastvidde ΔP_{eff} [kN]	f [Hz]	N [cyklus]	Bemærkninger
AW1	19,75-187,60	3	18414	m. svejsespids
AW2	19,75-187,60	5	12966	u. svejsespids
AW3	9,83-98,27	10	183228	m. svejsespids
AW4	9,55-95,54	12	131935	m. svejsespids
AW5	11,50-126,50	12	48740	m. svejsespids
AW6	6,63-70,12	12	306932	m. svejsespids
AW7	19,27-183,05	12	12805	m. svejsespids
AW8	19,25-182,83	12	11148	m. svejsespids
AW9	9,69-96,87	12	346114	m. svejsespids
AW10	9,55-95,47	12	163270	m. svejsespids
AW11	11,53-126,86	12	64980	m. svejsespids
AW12	6,66-70,38	12	242445	m. svejsespids

Tabel 5.1: Levetider bestemt ved forsøg for prøveemner i AW tilstand.

realet svarer til tværsnitsarealet lige før svejsespidsen, $A = 5mm \cdot 66mm = 330mm^2$. Udregningen af spændingsvidden for ENS-metoden er beskrevet i Afsnit 6.1.

5.2 TIG forsøgsresultater

Forsøgene i denne serie er foretaget på prøveemner, hvor svejsningen er efterbehandlet lokalt med en TIG genopsmeltning. TIG efterbehandlingen har to formål. Dels udjævnes den skarpe kærv i svejsetåen, så spændingskoncentrationsfaktoren mindskes. Og dels mindskes svejsedefekter såsom sidekærve og slaggeindeslutninger, så man opnår en stort set defekt-fri svejsetå. For prøveemnerne i denne serie er kun svejsetåen mellem centerpladen og forstærkningspladen TIG-behandlet i et mindre område rundt om spidsen, se Fig. 5.2. Forsøgene er udført på samme måde som AW serien og strain gauge kontrolmålingerne er vist i Appendiks 11. Disse er kontrolleret og viser, at forsøgsopstillingerne var rette. De målte levetider og effektive lastvidder kan ses i Tab. 5.2 og er plottet på Fig. 5.3.

Forsøgsnavn	Effektiv lastvidde ΔP_{eff} [kN]	f [Hz]	N [cyklus]	Bemærkninger
TIG1	19,31-183,43	12	35132	m. svejsespids
TIG2	19,26-182,97	12	40266	m. svejsespids
TIG3	9,54-95,38	12	366137	m. svejsespids
TIG4	9,55-95,51	12	153702	m. svejsespids
TIG5	11,49-126,36	12	58615	m. svejsespids
TIG6	11,49-126,38	12	129241	m. svejsespids
TIG7	6,65-70,32	12	719140	m. svejsespids
TIG8	6,65-70,27	12	1156374	m. svejsespids
TIG9	11,48-126,33	12	146032	m. svejsespids
TIG10	9,55-95,49	12	228116	m. svejsespids

Tabel 5.2: Levetider bestemt ved forsøg for prøveemner med TIG efterbehandling.

5.3 SLIB forsøgsresultater

Forsøgene i denne serie er foretaget på prøveemner, hvor svejsningen er efterbehandlet ved slibning deraf "SLIB". Slibningen er koncentreret omkring svejsespidsen og metoden går på at ændre geometrien af svejsningen og fjerne svejsetåen fuldstændig, således kærv-faktoren reduceres, se Fig. 5.2. Slibningen er foretaget hos HMF A/S, som har erfaring med udførsel af denne metode i praksis. Spidsen er først grov-slebet med vinkelsliber på tværs af spidsen. Derefter slibes på langs af spidsen med en håndholdt båndsliber. Dette er gjort for at undgå tværgående slibespor, hvori revner kan initieres.



Slibe efterbehandling (SLIB)

TIG efterbehandling (TIG)

Figur 5.2: Billede af to efterbehandlede emner, TIG og SLIB.

Forsøgene er udført på samme måde, som AW- og TIG serien og strain gauge kontrolmålingerne er gemt i Appendiks 12. Hvert forsøg er kontrolleret og viser, at forsøgsopstillingerne var rette. De målte levetider og effektive lastvidder kan ses i Tab. 5.3 og er plottet på Fig. 5.3.

Forsøgsnavn	Effektiv lastvidde ΔP_{eff} [kN]	f [Hz]	N [cyklus]	Bemærkninger
SLIB1	19,33-183,61	12	30223	m. svejsespids
SLIB2	19,27-183,08	12	18363	m. svejsespids
SLIB3	9,55-95,51	12	240772	m. svejsespids
SLIB4	9,55-95,53	12	208630	m. svejsespids
SLIB5	11,49-126,43	12	70687	m. svejsespids
SLIB6	11,52-126,70	12	72654	m. svejsespids
SLIB7	6,67-70,48	12	492144	m. svejsespids
SLIB8	6,66-70,37	12	848016	m. svejsespids
SLIB9	19,26-182,95	12	19124	m. svejsespids
SLIB10	11,50-126,48	12	94337	m. svejsespids

Tabel 5.3: Levetider bestemt ved forsøg for prøveemner med slibe-efterbehandling.

5.4 Behandling af forsøgsresultater

På Fig. 5.3 er vist samtlige resultater for alle forsøgsserier i nominelle spændingsvidder. Udtrykket FAT, indikerer den karakteristiske spændingsvidde i MPa, som giver en udmattelseslevetid på $2 \cdot 10^6$ cyklusser. Der er udregnet to nominelle SN-kurver for hver serie for hhv. 50 % og 97,7 % overlevelsessansynlighed. De statistiske beregninger er udført ud fra anvisningerne i [Lihavainen, 2006, s.37] og ses i (5.1) til (5.5). Først beregnes udmattelseskapaciteten for hvert af de enkelte forsøg med m = 3,0, som vist i (5.1). På trods af, at antallet af forsøg er begrænset, regnes sandsynlighederne logaritmisk normal fordelte.

$$C_i = \Delta \sigma_i^m \cdot N_i \tag{5.1}$$

 $\Delta \sigma_i$: Spændingsvidde, m: Hældning af kurven, N_i Levetid, C_i : Udmattelseskapacitet.

Ud fra summen af udmattelseskapaciteten for hvert af forsøgene kan middel udmattelseskapaciteten findes som i (5.2).

$$logC_{50\%} = \frac{\sum logC_i}{n} \tag{5.2}$$

 $C_{50\%}$: Middel udmattelseskapacitet, C_i : Udmattelseskapacitet for det i'te forsøg, n: Antal forsøg.

Standardafvigelsen s på udmattelseskapaciteten fra forsøgsserien beregnes efter (5.3).

$$s = \sqrt{\frac{\sum (logC_i - logC_{50\%})^2}{n - 1}}$$
(5.3)

s: Standardafvigelse, $C_{50\%}$: Middel udmattelseskapacitet, C_i : Udmattelseskapacitet for det i'te forsøg, n: Antal forsøg.

Dermed kan udmattelseskapaciteten bestemmes for 97,7 % overlevelsessandsynlighed, som i (5.4), i det k = 2,0. Faktoren k har forskellige værdier ved forskellige sandsynligheder og k = 2,0 for 97,7 % overlevelsessandsynlighed, er fundet i [Blom-Hanssen, 2002, s. 368]. Sandsynligheden 97,7 % er valgt da det er tradition ved SN-kuver for svejste detaljer.

$$logC_{97.7\%} = logC_{50\%} - k \cdot s \tag{5.4}$$

 $C_{97,7\%}$: Udmattelseskapacitet med 97,7 % overlevelsessandsynlighed, $C_{50\%}$: Middel udmattelseskapacitet, s: Standardafvigelse, k: Faktor angivet ved 97,7 % overlevelsessandsynlighed.

Endeligt er det i (5.5) muligt at bestemme den karakteristiske spændingsvidde, som giver en udmattelseslevetid på $2 \cdot 10^6$ cyklusser.

$$FAT_{97,7\%} = \sqrt[m]{\frac{C_{97,7\%}}{2 \cdot 10^6}}$$
(5.5)

 $FAT_{97,7\%}$: Karakteristiske spændingsvidde for forsøg, m: Hældning af kurven, $C_{97,7\%}$: Udmattelseskapacitet med 97,7 % overlevelsessandsynlighed.

Beregningen af kurverne er lavet i Appendiks 10. Kurverne er som nævnt regnet med en fast hældning på m = 3,0. Det ses her, at efterbehandlingsmetoderne har positiv ind-flydelse på levetiden af svejsningen. Dette vil bliver yderligere omtalt i Afsnit 7.2.

5 Forsøgsresultater



Figur 5.3: Nominelle SN-kurver fundet vha. resultaterne fra de tre forsøgsserier.

Forsøgsserie	$FAT_{50\%}$ [MPa]	FAT _{97,7%} [MPa]
AW	FAT106	FAT80
TIG	FAT133	FAT104
SLIB	FAT120	FAT99

Tabel 5.4: Karakteristiske spændingsvidder for hver forsøgsserie.

I Tab. 5.4 ses de beregnede karakteristiske spændingsvidder til hver serie. Ses der bort fra, at datamængden er begrænset til ca. 10-12 målepunkter for hver serie, ville disse karakteristiske spændingsvidder kunne anvendes til dimensionering ud fra en nominel spændingsvidde beregnet i tværsnittet i svejsetåen. Det forudsætter følgeligt, at geometri og belastningsforhold er tilpas simple til, at der kan findes en repræsentativ nominel spænding.

Dette kapitel indeholder samtlige FE-analyser og øvrige analyser, der er foretaget på prøveemnet. Disse analyser danner grundlag for sammenligningen med resultaterne af de udførte forsøg, for at vurdere anvendeligheden af ENS-metoden.

6.1 FE-analyser af prøveemne

Prøveemnerne udføres i Domex 700 stål, som er et pladestål, der leveres med en flydespænding på minimum 700 MPa og en brudspænding på mindst 780 MPa, se Bilag 5. Geometrien er fastlagt i samarbejde med HMF A/S, jf. Kapitel 4, og dimensioneringen er underlagt de ønsker, som HMF A/S har stillet. Det indebærer primært, at prøveemnerne udføres således, at svejsedetaljen har udseende som en typisk svejst krandetalje og, at denne detalje belastes i enakset træk, som værktøjet i Kapitel 4.3 er designet til. Den endelige geometri af prøveemnet kan ses på Fig. 6.1 og i Appendiks E.



Figur 6.1: Endelig geometri af prøveemner.

I Appendiks A.4, er beskrevet, hvorledes koniske huller og strain gauge kontrolmålinger skal hjælpe til at sikre forsøgsopstilling således, at bøjningsbelastning ud af emnets plan

reduceres til et acceptabelt minimum under belastning. I Afsnit 5.1 viste målingerne, at opstillingerne var rette, og derfor vil de følgende analyser, tage udgangspunkt dette.

6.1.1 Estimering af levetid vha. ENS-metoden

Ved hjælp af (6.1) og spændingsvidden for prøveemnet er det muligt at bestemme den levetid prøveemnet vil have ifølge ENS-metoden. Den første analyse er udført med en trækkraft på 200 kN, dvs. den maksimale belastning og dermed kraftvidde, som prøveemnerne kan udsættes for. Samtidig undersøges det også, at brudet ikke sker andre steder end i svejsetåen ved spidsen af forstærkningspladen.

For at bestemme levetiden kræves, at spændingsvidden findes. Spændingsvidden er bestemt vha. af en FE-analyse, der opfylder de krav, der er angivet i Afsnit 3.6. FE-analysen er udført sådan, at prøveemnets dobbelte symmetri udnyttes således, at der kun er regnet på $\frac{1}{4}$ af emnet. Lasten er pålagt som en leje-last med størrelsen 100 kN pga. symmetri. Desuden er emnet fastholdt med symmetri-randbetingelser på snitfladen på bagsiden af centerpladen og på halssnittet for enden. Endeligt er det ene hjørne af snitfladen i halssnittet fastholdt i alle retninger således, emnet er forhindret i stivlegme flytninger. På Fig. 6.2 kan ses, hvorledes emnet er belastet og fastholdt.



Figur 6.2: FE-analyse af prøveemne, lastindføring samt indespændinger.

Da det er de største hovedspændinger minus initialspændingen, i det R = 0.1 dvs. $\Delta \sigma_k = (1 - R) \cdot \sigma_{max}$, der benyttes til at bestemme levetiden vha. ENS-metoden er disse vist på Fig. 6.4 og Fig. 6.3. Desuden findes resultaterne i Appendiks 4. FE-analysen giver en maksimal hovedspænding i den modellerede kærv med radius R1 ved svejsetåen på $\sigma_{max} = 1376.2$ MPa. Det ses desuden af Fig. 6.4, at svejsningen er udført med en spids som på arbejdstegningerne. Modelleringen af spidsen er foretaget ud fra et gennemsnit af en række opmålinger foretaget på den fysiske spids på AW prøveemnerne. Svejsespidsen er et tiltag, som HMF A/S gør for at flytte den kritiske kærv ned i et område med lavere spændinger, samt mindske spændingskoncentrationsfaktoren foran spidsen. En analyse på en FE-model uden svejsespidsen viste som forventet, at den største hovedspænding i kærven uden svejsespids er højere end de 1376,2 MPa ved samme belastning.



Figur 6.3: FE-analyse af prøveemne.



Figur 6.4: FE-analyse af prøveemne, fokus på spænding i R1 radius.

Indsættes spændingsvidden $\Delta \sigma_k = 1376.2 \text{ [MPa]} \cdot (1 - 0.1)$ og en hældning på m = 3.0 jf. Afsnit 3.3 kan levetiden beregnes, se (6.1).

$$N_{ENS} = \frac{C_{97}}{(\Delta \sigma_k)^m}$$

$$N_{ENS} = \frac{(225 \ [\text{MPa}])^3 \cdot 2 \cdot 10^6 \ [\text{Cyklusser}]}{(1376,2 \ [\text{MPa}] \cdot (1-0,1))^3}$$

$$N_{ENS} = 11990 \ [\text{Cyklusser}]$$
(6.1)

 C_{97} : Konstant ved 97,7 % pålidelighed, $\Delta \sigma_k$ Spændingsvidde, m Hældning, N_{ENS} : Antal cyklusser.

Dette er levetiden svarende til en pålidelighed på 97,7 %, i følge ENS-metoden, som kan opnås ud fra specifikationerne om ikke at overstige 200 kN i trækkraft. Dette gælder kun for prøveemner i AW tilstand. Udover at levetidsbestemme svejsespidsen er prøveemnet også undersøgt for belastning af plade materiale og eventuelle kanteffekter.

Af Fig. 6.5 ses det, at de nominelle spændinger er ca. 615 MPa i pladematerialet, hvilket ligger under flydespændingen for Domex 700. Der er dog små områder ved stifthullerne, hvor flydespændingen overskrides, men det tillades, at emnet flyder sig lidt ud af problemerne og det vurderes derfor, at pladematerialet ikke er overbelastet. Udover dette er der nu også mulighed for at regne en decideret spændingskoncentrationsfaktor for svejsespidsen. Dette er gjort ud fra den nominelle spænding i midten af prøveemnet og den maksimale spænding i kærven, se (6.2).



Figur 6.5: FE-analyse af prøveemne, fokus på spændinger i resterende materiale.

$$K_t = \frac{\sigma_k}{\sigma_n} = \frac{1376.2 \text{ [MPa]}}{615 \text{ [MPa]}}$$

$$K_t = 2.2 \tag{6.2}$$

 K_t : Spændingskoncentrationsfaktor, σ_k : Største ENS-spænding, σ_n : Nominel spænding.

For emner, som ved produktion bliver termisk skåret, er der risiko for, at revner starter ved de frie kanter. For prøveemnet er der undersøgt, hvorvidt denne proces kan medføre, at brudet ikke sker i svejsningen, men i stedet starter på de frie skårene kanter pga. den ruhed skæreprocessen efterlader, se Fig. 6.6.

International Institute of Welding (IIW) anbefaler, at man ved vurdering af maskinelt termiske skårene kanter bruger SN-kurven FAT125 og m = 3,0 til levetidsbestemmelse af kanterne, det samme siger [DS412, 1998]. Denne anbefaling leder til en levetid for prøveemnets kanter, som beregnet i (6.3), hvor spændingsvidden $\Delta \sigma_n$ er sat lig de maksimale



Figur 6.6: Skitse med forstørrelse af termiske skårene kanter.

spændinger i centerpladen svarende til de nominelle spændinger på 615 MPa.

$$N_{kant} = \frac{C_{kant}}{\Delta \sigma_n^m} = \frac{(125 \ [\text{MPa}])^3 \cdot 2 \cdot 10^6 \ [\text{Cyklusser}]}{(615 \ [\text{MPa}] \cdot (1 - 0, 1))^3}$$
(6.3)
$$N_{kant} = 23036 \ [\text{Cyklusser}]$$

 C_{kant} : Udmattelseskapacitet, N_{kant} : Levetid, $\Delta \sigma_n$: Nominel spændingsvidde, m: Hældning af kurven.

Dermed har kanten en højere levetid end svejsetåen, hvilket er ønsket. For at sikre, at der ikke starter revner på kanten, er det yderligere besluttet, at centerpladen skal slibes på skårene kanter, således ruheden bliver finere end antaget i ovenstående beregning. Dette gøres specielt med henblik på at sikre, at kanterne også har højere levetid end de efterbehandlede svejsninger. Slibe anvisningerne kan ses på arbejdstegningerne i Appendiks E.

6.2 Spændingsvidder fra forsøg

De gennemgåede analyser giver et billede af, hvorledes prøveemnet vil blive påvirket ved en belastning på 200 kN, men som beskrevet i Kapitel 5, er forsøgene udført således, der er konstant træk i prøveemnet dvs. R > 0 og samtidig er der målt forskellige effektive lastvidder, som dermed vil resultere i forskellige spændingsvidder. For at imødekomme dette tages udgangspunkt i FE-analysen ovenfor, som er udført med 100 kN pga symmetri. Dette giver en maksimal hovedspænding på 1376,2 MPa. FE-analyserne regner med en lineær sammenhæng mellem belastning, tøjning og spændinger og dermed kan superpositionsprincippet udnyttes. Først regnes en faktor, som angiver forholdet mellem belastning og spænding, se (6.4).

$$K_{s} = \frac{\Delta \sigma_{k}}{\Delta P_{1}}$$

$$K_{s} = \frac{1376.2 \text{ [MPa]}}{100 \text{ [kN]}} = 13,762 \left[\frac{MPa}{kN}\right]$$
(6.4)

 K_s : Faktor der angiver forholdet mellem belastning og spænding i kærven, $\Delta \sigma_k$: Spænding i kærven ved belastningen ΔP_1 , ΔP_1 : Belastningsvidde på prøveemnet.

Denne faktor K_s gælder for halv belastning af et prøveemne, da symmetrien er udnyttet i FE-analyserne af prøveemnet. Derfor skal de effektive lastvidder halveres, når de effektive spændingsvidder i kærven ønskes bestemt, se (6.5).

$$\Delta \sigma_k = \frac{\Delta P_{eff}}{2} \cdot K_s$$
$$\Delta \sigma_k = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \cdot K_s \tag{6.5}$$

 $\Delta \sigma_k$: Effektiv spændingsvidde i kærv, ΔP_{eff} : effektiv belastningsvidde på prøveemnet, K_s : Faktor der angiver forholdet mellem belastning og spænding i kærven, P_{max} : Maksimumsbelastning, P_{max} : Minimumsbelastning.

Forholdet mellem maksimum- og minimumsbelastning under forsøgene er forsøgt fastholdt på R = 0,1 og ud fra de effektive lastvidder angivet i Tab. 5.1 i Afsnit 5.1 kan de effektive spændingsvidder i svejsetåen beregnes. De effektive spændingsvidder er vist i Tab. 6.1.

Forsøgsnavn	Eff. lastvidde ΔP_{eff} [kN]	Eff. $\Delta \sigma_k$ [MPa]	Eff. $\Delta \sigma_n$ [MPa]
AW1	167,85	1155,0	508,6
AW2*	167,85*	1390,8*	508,6
AW3	88,44	608,6	268,0
AW4	85,99	591,7	260,6
AW5	115,00	791,3	348,5
AW6	63,49	436,9	192,4
AW7	163,78	1127,0	496,3
AW8	163,58	1125,6	495,7
AW9	87,18	599,9	264,2
AW10	85,92	591,2	260,4
AW11	115,33	793,6	349,5
AW12	63,72	438,5	193,1

Tabel 6.1: Effektive spændingsvidder svarende til de effektive lastvidder fra AW forsøg.

Bemærk iøvrigt, at den effektive spændingsvidde for AW2 ikke er udregnet efter ovenstående metode. Dette prøveemne blev leveret uden svejsespids, se Fig. 6.7 og den effektive spændingsvidde er derfor regnet vha. en FE-analyse, hvor svejsespidsen ikke er modelleret med.



Figur 6.7: 3D CAD model af prøveemne uden svejsespids.

På tilsvarende måde er der med de effektive lastvidder fra forsøgene med efterbehandlingsmetoderne TIG og SLIB, se Tab. 5.2 og Tab. 5.3, regnet effektive spændingsvidder til disse forsøg. Dog er svejsespidsen stadig den samme som for AW-serien i FE-analysen dvs. geometrien er uændret. Resultaterne er vist i Tab. 6.2 og Tab. 6.3.

Forsøgsnavn	Eff. lastvidde ΔP_{eff} [kN]	Eff. $\Delta \sigma_k$ [MPa]	Eff. $\Delta \sigma_n$ [MPa]
TIG1	164,12	1129,3	497,3
TIG2	163,71	1126,5	496,1
TIG3	85,84	590,7	260,1
TIG4	85,96	591,5	260,5
TIG5	114,87	790,4	348,1
TIG6	114,89	790,6	348,2
TIG7	63,67	438,1	192,9
TIG8	63,62	437,8	192,8
TIG9	114,85	790,3	348,0
TIG10	85,94	591,4	260,4

Tabel 6.2: *Effektive spændingsvidder svarende til de effektive lastvidder fra TIG forsøg.*

Forsøgsnavn	Eff. lastvidde ΔP_{eff} [kN]	Eff. $\Delta \sigma_k$ [MPa]	Eff. $\Delta \sigma_n$ [MPa]
SLIB1	164,28	1130,4	497,8
SLIB2	163,81	1127,2	496,4
SLIB3	85,96	591,5	260,5
SLIB4	85,98	591,6	260,5
SLIB5	114,94	790,9	348,3
SLIB6	115,18	792,6	349,0
SLIB7	63,81	439,1	193,4
SLIB8	63,71	438,4	193,1
SLIB9	163,69	1126,4	496,0
SLIB10	114,98	791,2	348,4

Tabel 6.3: Effektive spændingsvidder svarende til de effektive lastvidder fra SLIB forsøg.

Med disse spændingsvidder vist i Tab. 6.1 til Tab. 6.3 og de målte levetider fra Kapitel 5 er det nu muligt at lave en vurdering af ENS-metoden, samt en vurdering af effekten af efterbehandlinger i forhold til AW-serien.

6 Analyser af den svejste detalje
Vurdering af ENS-metoden og efterbehandlinger

Dette kapitel indeholder vurderingen af anvendeligheden af ENS-metoden, samt en vurdering af de efterbehandlingsmetoder, der er udført forsøg på.

7.1 Vurdering af anvendeligheden af ENS-metoden

På Fig. 7.1 er plottet FAT225 kurven, som anvist i ENS-metoden, samt forsøgsresultater. Kun AW forsøgene er plottet på Fig. 7.1, da disse skal danne grundlaget for vurderingen af metoden. På Fig. 7.1 er desuden vist en middel kurve med 50 % overlevelsessandsynlighed og en kurve med 97,7 % overlevelsessandsynlighed. Begge disse kurver er beregnet statistisk efter samme metode som gennemgået i Afsnit 5.4 og med en hældning m = 3,0.



Figur 7.1: FAT 225 SN-kurve med resultater fra AW forsøgsserien.

I (7.1) er udregnet den procentvise afvigelse mellem den karakteristiske spændingsvidde for FAT225 og FAT185, som er opnået ved AW-serien.

$$U_{s \ FAT225 \ vs \ AWFAT185} = \frac{225 \ [MPa] - 185 \ [MPa]}{225 \ [MPa]} \cdot 100\% = 17.8 \ [\%]$$
(7.1)

 U_s : Procentvis afvigelse, forbedring.

Ved vurdering af denne procentvise afvigelse på 17,8 % er det især svejsespidsen, der forventes at have forårsaget størstedelen af afvigelsen. I Bilag 7 er vedlagt en række forsøgsdata for forskellige svejste samlinger, herunder forsøg på en stumpsamling (samlinger med lav spændingskoncentrationsfaktor). Resultatet af analysen ved de forsøg viser, at

7 Vurdering af ENS-metoden og efterbehandlinger

det skal forventes, at lav-spændingskoncentrationsfaktor samlinger ligger under FAT225 kurven. Da det vurderes, at svejsespidsen til en vis grad ligner en stumpsøm pga. dens udformning, hvor der er søgt en lav spændingskoncentrationsfaktor, forventes det altså, at denne er den primære årsag til fejlprocenten. Denne procentvise afvigelse anses for at være af en størrelse, der bør tages højde for, når man ønsker at anvende svejsespidser. For HMF A/S vil dette betyde, at man ved brugen af svejsespidser bør dimensionere efter en FAT185 kurve, hvis svejsespidserne modelleres som anvist på Fig. 7.2.



Figur 7.2: Anvisning til modellering af svejsespids.

Det vurderes ud fra de udførte forsøg og analyser, at ENS-metoden er anvendelig på komplekse svejste geometrier. Det skal dog fremhæves, at et videre arbejde med forøgelse af forsøgsdatamængden bør foretages. På den måde opnås en større statistisk sikkerhed for metoderne.

7.2 Vurdering af efterbehandlingsmetoder

Ud fra forsøgene på de to efterbehandlingsmetoder er der lavet en vurdering af disse metoder sammenholdt med AW-serien. Igen er statistikken bestemt som i Afsnit 5.4 og med hældning m = 3,0. De målte levetider og tilhørende nominelle spændingsvidder er vist på Fig. 7.3. Det skal fremhæves, at kun kurverne med 97,7 % overlevelsessandsynlighed er vist for at gøre figuren mere overskuelig.

I Tab. 7.1 er angivet kurver både med 50 % og 97,7 % overlevelssandsynlighed, for at give et overblik over den karateristiske udmattelsesstyrke for de tre serier.

Forsøgsserie	$FAT_{50\%}$ [MPa]	$FAT_{97,7\%}$ [MPa]
AW	FAT106	FAT80
TIG	FAT133	FAT104
SLIB	FAT120	FAT99

Tabel 7.1: *Karakteristiske spændingsvidder ved* $2 \cdot 10^6$ *cyklusser.*

Det ses, at AW serien er den serie med lavest FAT kurve og den karakteristiske udmattelsesgrænse er på 80 MPa ved $2 \cdot 10^6$ cyklusser. Den næste FAT kurve, hvis man går nedefra



Figur 7.3: SN-kurver ud fra nom. spændingsvidder og levetider fra de tre forsøgsserier.

og op, er FAT99. Denne karakteristiske udmattelsesgrænse er resultat af forsøgsserien SLIB, hvor prøveemnerne fik fjernet svejsetåen med en båndsliber. Det ses, at denne metode har positiv effekt på levetiderne. I (7.2) er beregnet hvor stor procentvis forbedring på udmattelsesgrænsen der er fra AW prøveemner og op til SLIB prøveemner. Det ses, at ved at slibe svejsetåen bort forøges udmattelsesgrænsen med 23,8 %. Dette svarer omregnet i cyklusser til en forbedring på en faktor ca 1,9 altså knap en fordobling af levetiden.

$$U_{s \ SLIB \ vs \ AW} = \frac{99 \ [\text{MPa}] - 80 \ [\text{MPa}]}{80 \ [\text{MPa}]} \cdot 100\% = 23.8 \ [\%]$$
(7.2)

U_s : Procentvis afvigelse, forbedring.

Den sidste FAT kurve er FAT104, som er resultat af forsøgene på prøveemner med en TIG efterbehandling. Denne metode giver altså de højeste levetider og i (7.3) er vist hvor stor en procentvis forbedring TIG er i forhold til både AW serien og SLIB serien.

$$U_{s \ TIG \ vs \ AW} = \frac{104 \ [\text{MPa}] - 80 \ [\text{MPa}]}{80 \ [\text{MPa}]} \cdot 100\% = 30,0 \ [\%]$$
$$U_{s \ TIG \ vs \ SLIB} = \frac{104 \ [\text{MPa}] - 99 \ [\text{MPa}]}{99 \ [\text{MPa}]} \cdot 100\% = 5,1 \ [\%]$$
(7.3)

U_s : Procentvis afvigelse, forbedring.

Det ses, at TIG efterbehandlingen giver 30,0 % forbedring på den karateristiske udmattelesesgrænse sammenlignet med AW serien og regnes dette om i cyklusser giver det ca. en faktor 2,2 i forbedring på levetiden. TIG efterbehandlingen er også 5,1 % bedre end SLIB serien svarende til en forbedringsfaktor på levetiden på ca. 1,2. Alt i alt viser resultaterne altså, at TIG efterbehandlingen giver bedst resultater på levetiden, men samtidig er slibning stadig en næsten lige så effektiv behandling.

7.2.1 Tilpassede udmattelseskurver

TIG behandlingen viste sig som værende den mest effektive metode til forbedring af levetiden gennem forsøg. De diskuterede resultater og FAT kurver i Afsnit 7.2 bygger dog alle på en fast hældning m = 3,0. I dette afsnit er der undersøgt, hvorvidt det er muligt at finde en mere passende hældning til måleresultaterne. Til beregning af en mere tilpasset hældning anvendes mindste kvadraters metode, som er en metode der ud fra de målte værdisæt $(x_1; y_1), (x_2; y_2), \ldots, (x_n; y_n)$ søger at lægge en linie, regressionslinien, således, at punkternes spredning i forhold til linien bliver mindst mulig. I (7.4) er vist, hvorledes den tilpassede hældning α er fundet.

$$\alpha = \frac{n \cdot \sum x_i \cdot y_i - \sum x_i \cdot \sum y_i}{n \cdot \sum x_i^2 - \left(\sum x_i\right)^2}$$
(7.4)

 α : Tilpasset hældning, n: Antal forsøg, x_i , y_i : Værdisæt.

Ved behandling af forsøgene i (7.4) er der byttet om på variabel og afhængig svarende til, at x_i er den afhængige og y_i er den fri variable i det der som input gives en spændingsvidde og som resultat fås en levetid. Med en tilpasset hældning og de målte data kan der, jf. Afsnit 5.4, regnes en karakteristisk udmattelsesgrænse for en tilpasset levetidskurve. Disse er vist på Fig. 7.4.



Figur 7.4: Tilpassede levetidskurver med 97,7% overlevelsessandsynlighed.

I Tab. 7.2 er vist de karakteristiske udmattelsesgrænser for både 50 % og 97,7 % overlevelsessandsynligheder. Desuden er vist de tilpassede hældninger α ,

Generelt ses det af Fig. 7.4 og Tab. 7.2 at den tilpassede hældning α ikke afviger væsentligt fra m = 3,0. Taget i betragtning af den relative lille mængde dataopsamling og den lille ændring i hældning findes det derfor ikke relevant at foreslå en bedre tilpasset levetidskurve, sammenlignet med FAT185 kurve for AW. Modelleres spidsen, som

Forsøgsserie	$FAT_{50\%}$ [MPa]	$FAT_{97,7\%}$ [MPa]	α
AW	FAT122	FAT98	3,44
TIG	FAT143	FAT115	3,28
SLIB	FAT141	FAT126	3,58

Tabel 7.2: *Karakteristiske spændingsvidder ved* $2 \cdot 10^6$ *cyklusser og en tilpasset hældning* α .

anvist i Afsnit 7.1, kan de fundne ENS-spændingsvidder $\Delta \sigma_k$ også sammenlignes med FAT235 for TIG efterbehandling og FAT224 for SLIB efterbehandling, for at finde levetiden ved efterbehandlede svejsninger. Disse karakteristiske udmattelsesgrænser er beregnet i Appendiks 10.

Det ses dog af Fig. 7.4, at TIG levetidskurven, som med fast hældning var den bedste i denne analyse, har en mindre hældning end levetidskurven for SLIB serien, hvilket resulterer i en lavere karakteristisk udmattelsesgrænse ved 97,7 % overlevelsessandsynlighed. Dette virker umiddelbart ikke helt som forventet, og et nærstudie af målepunkterne viser, at to af de målte levetider afviger markant fra tendensen, som TIG forsøgene ellers viser. Det drejer sig om TIG4 og TIG5 målingerne, se evt. Tab. 5.2. Her er levetiderne ca. halvt så store som tilsvarende målinger for TIG serien med samme belastning. Der er ikke fundet tydelige fejl eller lign. der retfærdiggør, at disse forsøgsresultater bortkastes, men der er mistanke om, at disse emner var blandt de første som blev lavet. TIG behandlingen er ikke en kendt metode i HMF A/S produktionen og det tyder på, at produktionsmedarbejderen gradvist er blevet bedre til at udføre proceduren. Resultatet fra Afsnit 7.2 underbygger i hvertfald et stort potentiale ved TIG efterbehandling, men understreger også at udførelseskvaliteten er afgørende for levetidsforøgelsen.

7.3 Anbefalede SN-kurver



Figur 7.5: Anbefalede ENS-levetidskurver med 97,7% overlevelsessandsynlighed.

Ud fra de tre forsøgsserier og den gennemgåede databehandling af disse målinger anbefales de i Tab. 7.3 nævnte levetidskurver og hældninger for dimensionering af komplekse svejste geometrier i henhold til ENS-metoden. På Fig. 7.5 ses desuden SN-kurve for disse.

Svejsningstype	$FAT_{97,7\%}$ [MPa]	m
AW	FAT185	3,0
TIG	FAT235	3,0
SLIB	FAT224	3,0

Tabel 7.3: Anbefalede FAT-kurver og hældninger.

Dette kapitel indeholder en intuitiv designforbedring af en 1700K inderarm fra HMF A/S' produktsortiment. Udgangspunktet for designændringerne er en FE-analyse, hvor svejsningerne analyseres vha. ENS-metoden. Dermed ønskes illustreret, hvorledes metoden kan gøres anvendelig i praksis. Derudover vil den forbedrede inderarm blive vurderet i forhold til de styrkemæssige krav i [DS412, 1998] og [DS409, 1998]

8.1 Analyse af original 1700K inderarm

Analysen af 1700K inderarmen er foretaget på en model belastet som vist på Fig. 8.1. Desuden er der gjort brug af symmetri, således der kun regnes på den ene halvdel af inderarmen. Størrelsen af belastningerne er givet af HMF A/S og vist i Tab. 8.1. I disse størrelser, som er den maksimale belastning på inderarmen, er inkluderet en stødfaktor på 1,19 jf. den krannorm, som HMF A/S dimensionerer efter. Denne faktor tager højde for den merlast kranen oplever under acceleration af byrden. Belastningerne i Tab. 8.1 er for en komplet inderarm og derfor er disse halveret i FE-analysen pga. symmetribetragtningen. Overordnet minder inderarmen om en bjælke i bøjning, men pga. cylinderne er den desuden udsat for træk.



Figur 8.1: Definition af svejsespids 1, 2 og 3.

Belastning	Størrelse [kN]	Belastning	Størrelse [kN]	Belastning	Størrelse [kN]
PK_u	183	PLK_u	392	$PCK1_u$	-578
PK_v	583	PLK_v	-676	$PCK1_v$	73

Tabel 8.1: Maksimal belastning på 1700K inderarm, incl. stødfaktor på 1,19.

På Fig. 8.1 er defineret 3 svejsespidser, som er interessante i analyserne og designforbedringen idet disse er kritiske i forhold til udmattelse. Desuden er foretaget en konvergens analyse af elementstørrelsen sammenholdt med de største hovedspændinger i kærvene. Resultatet af denne analyse er vist i Fig. 8.2. Det ses, at de største hovedspændinger i svejsetåen ved de tre svejsespidser er næsten konstante ved elementstørrelser fra 20,0 mm til 8,0 mm. Der findes kun små variationer i ændringen af spændinger i forhold til mindre elementer og det er vurderet, at en elementstørrelse på 12,50 mm er fornuftig i forhold til nøjagtigheden af de største hovedspændinger sammenholdt med den computertid, der skal bruges på analyserne. Ved denne elementstørrelse er den største hovedspænding i svejsespids 1 lig $\sigma 1_k = 590$ MPa, i svejsespids 2 er den lig $\sigma 2_k = 45$ MPa og i svejsespids 3 er den lig $\sigma 3_k = 723$ MPa.



Figur 8.2: Konvergens analyse af elementstørrelsen og ENS-spændinger i de 3 kærve.

Dermed bliver spændingen foran svejsespids 3 den dominerende mht. levetid, da hovedspændingen er størst her. Dog er der først undersøgt, hvorledes disse største hovedspændinger angriber svejsespidsen. Dette er vist på Fig. 8.3, hvor det tydeligt ses, at hovedspændingsretningerne løber på tværs af svejsetåen foran spidsen og dermed angriber svejsningen på den svageste led.



Figur 8.3: Retningen af største hovedspænding ved svejsespids 3.

På Fig. 8.4 ses desuden niveauet og fordelingen af de største hovedspændinger. Det ses, at ved svejsespids 3 og op mod ryggen af inderarmen er der store spændinger. Det ses også,

at svejsespids 2 befinder sig i et område, hvor armen ikke er belastet kritisk. Geometrien omkring svejsespids 1 medfører også store hovedspændinger, da spidsen ligger i et område hvor hovedspændingsretningerne igen ligger på tværs af spidsen og svejsningen.



Figur 8.4: De største hovedspændinger på den originale 1700K inderarm.

Udover de største hovedspændinger er undersøgt en række andre egenskaber for armen. Disse er vertikal udbøjning, sikkerhedsfaktor i forhold til flydning og endeligt en lineær buckling analyse. I Appendiks D er vist plot af disse analyser, på Fig. 8.5 er vist plottet af bucklingsanalysen. Det ses af Fig. 8.5 at Buckling-Load-Faktoren (BLF) er lig med -1,10. Dette betyder, at under den givne belastning er der ikke risiko for buckling. BLF regnes som $BLF = \frac{F_{kritisk}}{F_{aktuel}}$ og da det dermed giver et negativt resultat viser det samtidig, at vendes fortegnene på kræfterne vil faktoren blive positiv, men større end 1,0 og dermed er buckling stadig ikke sandsynligt. Det vurderes, at indførslen af cylinderkræfterne $PCK1_u$ og PK_u er årsag til at inderarmen sikres mod buckling, da disse kræfter udsætter inderarmen for træk.



Figur 8.5: Buckling Load Faktor på den originale 1700K inderarm.

8.2 Definition af objekt funktion og bibetingelser

Objekt funktion

Ud fra ovenstående FE-analyse af inderarmen og de tilhørende resultater i Appendiks D.1, er der belyst nogle muligheder for forbedringer i forhold til en ny inderarm. Før der kan foretages en designforbedring, er det nødvendigt først at finde en kvantitativ objekt funktion for analysen. Denne er med til at afgøre, hvorvidt et nyt design er brugbart eller bør bortkastes. I Kapitel 2, blev det introduceret, at egenvægten af kranen har stor indflydelse på markedet. Er egenvægten høj, reduceres lastbilens lastevne og samtidig vil egenvægtsmomenterne reducere kranens potentielle løfteevne. HMF A/S har bidraget til analysen med en 3D model af deres 1700K inderarm, som ses i Afsnit 8.1. Massen er bestemt i SolidWorks for en halv inderarm, som de pågældende analyser er foretaget på. Massedensiteten for stålet er sat til 7850 $\frac{kg}{m^3}$, hvilket giver den halve inderarm en vægt på 85,7 kg. Denne vægt refereres til som 3D modelvægten og det er denne, der søges minimeret.

Bibetingelser

Den første bibetingelse for forbedringsanalysen er udbøjningen. Lastbilskraner er kendt for en stor udbøjning, når de løfter i stor afstand fra lastbilen. Derfor er kravene ikke så skærpede på dette område, men det vurderes dog alligevel, at en for stor udbøjning vil have betydning for kranføreren under drift, da dette kan efterlade det indtryk, at kranen ikke er stærk nok, og samtidig kan det være svært at styre kranspidsen nøjagtigt. På det grundlag er det bestemt, at udbøjningen fra den originale inderarm på 17,5 mm, regnet med laster uden en partialkoefficient γ_f på 1,3 for variabel last jf. [DS409, 1998, Afs. 5.2.8], ikke må overstiges med mere end 35 %, se Tab. 8.2. Dette er udelukkende et estimat.

Den sidste bibetingelse er levetiden. Af konvergensanalysen ses det på Fig. 8.2, at den største kærvspænding findes i svejsespids 3, og at denne har en værdi på $\sigma 3_k = 723$ MPa, ved den valgte elementstørrelse på 12,50 mm. Da en inderarm altid vil bære sin egenvægt, samt vægten af teleskopsystemet og dermed sjældent aflastes helt, betyder det, at spændingsvidden skal reduceres. HMF A/S regner normaltvis med et spændingsforhold R = 0.2, hvorfor minimumsspændingen bliver $\sigma_{min} = 0.2 \cdot 723$ MPa = 144,6 MPa. Levetiden er beregnet i (8.1). Denne levetid sættes som bibetingelse for designforbedringen, se Tab. 8.2, idet, der kræves et nyt design med minimum tilsvarende eller højere levetid.

$$N_{org} = \frac{C_{97}}{(\sigma 3_{org})^m}$$

$$N_{org} = \frac{(185 \ [\text{MPa}])^{3,0} \cdot 2 \cdot 10^6 \ [\text{Cyklusser}]}{(723 \ [\text{MPa}] - 144,6 \ [\text{MPa}])^{3,0}}$$

$$N_{org} = 65443 \ [\text{Cyklusser}]$$
(8.1)

 C_{97} : Konstant ved 97,7 % pålidelighed, $\sigma 3_{org}$ Spændingsvidde i svejsepids 3 på original inderarm, m Hældning, N_{org} : Levetid for original inderarm.

I Tab. 8.2 ses den endelige objekt funktion og bibetingelser, der er til designforbedringen af inderarmen.

Objekt funktion	Originalt design	Nyt design mål
3D modelvægt	$m_{org} = 85,7 \text{ kg}$	$m_{ny} \leq 85,7~{ m kg}$
Bibetingelser	Originalt design	Nyt design mål
Vertikal udbøjning	$\delta y_{org} = 17,5 \text{ mm}$	$\delta y_{ny} \le 1.35 \cdot 17.5 \text{ mm} = 23.6 \text{ mm}$
Levetid	$N_{org} = 65443$ Cyklusser	$N_{ny} \ge 65443$ Cyklusser

Tabel 8.2: Objekt funktion og bibetingelser for designforbedringen af 1700K inderarmen.

8.3 Analyse af nyt design

Designforbedringen af inderarmen tager udgangspunkt i brug af højere stålkvalitet. Ved at ændre materialet var det muligt, at minimere pladetykkelserne på hovedprofilet og de forstærkningsplader der svejses på. Dermed opnås en vægtreducering, som i 3D modelvægt endeligt endte på ca.70,4 kg. I samråd med MMP fra HMF A/S er det besluttet at bruge Domex 960 til både forstærkningsplader og hovedprofil. Dette stål har en flydespænding på 960 MPa og en brudspænding på 1060 MPa, se Bilag 5. Det er et stål som HMF A/S allerede kender, og samtidig er det billigere og nemmere at bearbejde frem for stål med endnu højere styrke, som Domex 1100 og 1300. Pladetykkelserne på hovedprofil og forstærkning er ændret så tykkelsesforholdet mellem de to plader $\frac{t_{hovedprofil}}{t_{forstaerkning}}$ er tæt på 1. Dermed reduceres spændingerne i rundingsradiusen R1 i svejsespidsen. En FE-analyse på modellen af prøveemnet underbyggede dette resultat. Den designforbedrede inderarm har en pladetykkelse på 4 mm mod den originale inderarm, hvor tykkelsen var 5 mm. De ydre forstærkningsplader er ændret til at være 6 mm tykke, mod de tidligere 10 mm. Ændring af pladetykkelserne medfører naturligt, at arealet af trykfladerne i stifthullerne bliver mindre og derfor er der tilføjet en ny bagforstærkning, se Fig. 8.6, udover den allerede eksisterende plade og samtidig er tykkelsen af disse øget. Således kan spændingerne holdes på niveau med de oprindelige spændinger på disse rande. Tykkelsen af de indvendige forstærkningsplader er ændret til 7 mm mod de tidligere 5 mm.



Figur 8.6: 3D CAD model af indvendige forstærkningsplader

Udover dette tiltag er geometrien af forstærkningspladerne også ændret. Indledende analyser af den originale 1700K inderarmen, se Fig. 8.4, viste, at der er områder på kranarmen, hvor de største hovedspændingerne er lavere end i de områder, hvor spidserne er placeret for nuværende. Ved at flytte spidserne via geometriændringer på forstærkningspladerne kan de placeres, hvor spændingerne er lavere og dermed mindskes spændingen i den kritiske svejsetå og levetiden forbedres. De ydre forstærkningsplader ses på Fig. 8.7. Da tykkelsen af profilet samtidig reduceres kan de to tiltag udligne hinanden således, levetiden er lidt længere eller lig den oprindelige levetid for inderarmen. Efterfølgende er vist FE-analyse resultaterne af det nye design.



Figur 8.7: 3D CAD model af ydre forstærkningsplader

Designforbedringen er dimensioneret efter 3 krav. Først og fremmest er den dimensioneret mod flydning ud fra de styrkemæssige krav, der er angivet i [DS412, 1998] og [DS409, 1998]. Dernæst er der udført en levetidsanalyse vha. ENS-metoden og endeligt er det undersøgt, hvorvidt inderarmen er i risiko for buckling. Dimensioneringen mod flydning medfører, at lasten og flydespændingen korrigeres med hver deres partialkoefficient. Den statiske last skal multipliceres med en faktor $\gamma_f = 1,3$ jf. [DS409, 1998, Afs. 5.2.8]. Dette er vist for alle laster i Tab. 8.3. Samtidig skal flydespændingen reduceres til en designmæssig flydespænding S_{yd} ved at dividere den oprindelige flydespænding S_y med en faktor $\gamma_m = 1,17$ jf. [DS412, 1998, Afs. 5.2.2]. På Fig. 8.8 ses et resultat plot fra FEanalysen. Her er von Mises spændingerne på inderarmen sammenholdt med den designmæssige flydespænding $S_{yd} = \frac{S_y}{\gamma_m} = \frac{960}{1,17} = 820,5$ MPa, dvs., at røde områder på Fig. 8.8 betyder, at von Mises spændingerne er større end den designmæssige flydespænding. Blå områder viser at materialet ikke er fuldt udnyttet.

Belastning	Størrelse [kN]	Belastning	Størrelse [kN]	Belastning	Størrelse [kN]
PK_u	237,9	PLK_u	509,6	$PCK1_u$	-751,4
PK_v	757,9	PLK_v	-878,8	$PCK1_v$	94,9

Tabel 8.3: Laster med partialkoefficient 1,3 og stødfaktor 1,19 til dimensionering mod flydning.

På Fig. 8.8 er vist de områder på den designforbedrede inderarm hvor der opstår flydning under den givne last. Sammenlignes disse områder med Fig. D.3 ses det, at den originale 1700K inderarm også oplever områder med flydning lokalt i disse områder. I den designforbedrede inderarm er disse områder dog mindsket.

På Fig. 8.9 er vist et resultatplot med de største hovedspændinger på den designforbedrede inderarm. Det ses, at svejsespids 2 er ændret til en stor cirkelbue, men for nemheds skyld bevares benævnelsen. De største spændinger i de tre spidser er fundet som følger: $\sigma 1_k = 385$ MPa, $\sigma 2_k = 38$ MPa og $\sigma 3_k = 652$ MPa. Generelt er det med ændringen af udformningen af forstærkningspladerne lykkedes at bringe de største hovedspændinger ned i forhold til udgangspunktet. Det er stadig svejsespids 3, der er hårdest udsat, men



Figur 8.8: Sikkerhedsfaktor i forhold til design flydespændingen $S_{yd} = \frac{S_y}{\gamma_m} = \frac{960}{1,17} = 820,5$ MPa på den design forbedrede inderarm.

regnes levetiden på tilsvarende vis, som vist i (8.1), fås, at levetiden er øget til ca. 89234 cyklusser.



Figur 8.9: De største hovedspændinger på den design forbedrede inderarm.

På Fig. D.8 er vist, hvorledes en lineær bucklingsanalyse foreskriver, hvordan bucklingmoden vil komme til at se ud. BLF er for den designforbedrede kranarm beregnet til -0,57. Dette betyder, modsat før, at vendes alle kræfter, så vil buckling være sandsynlig, men da dette ikke vil ske i praksis, har det ikke konsekvenser for designet.

De tre analyser af den designforberede inderarm viser, at den har tilstrækkelig styrke til at opfylde dimensioneringskravene. I Tab. 8.4 ses således, hvordan de enkelte kriterier er opfyldt. På Fig. D.6 er vist resultatet for den vertikale udbøjning. Denne er beregnet til 22,6 mm.

Det ses af Tab. 8.2 og Tab. 8.4, at objektfunktionen og bibetingelserne er opfyldt og dermed foreligger et design, som kunne blive en mulig afløser for den nuværende inderarm. 3D modelvægten er reduceret med 15,3 kg og sammenlagt vil det for en komplet inderarm betyde en reduktion på 30,6 kg, ca 17,9 %. Føres dette igennem på samtlige dele

8 Designforbedring af kran inderarm

Objekt funktion	Originalt design	Nyt design	Forbedring
3D modelvægt	$m_{org} = 85,7 \ \mathrm{kg}$	$m_{ny} = 70,4 \ \mathrm{kg}$	17,9 %
Bibetingelser	Originalt design	Nyt design	Forbedring
Vertikal udbøjning	$\delta y_{org} = 17,5 \text{ mm}$	$\delta y_{ny} = 22,6 \text{ mm}$	-29,1 %
Levetid	$N_{org} = 65443$ Cyklusser	$N_{ny} = 89234$ Cyklusser	36,4 %

Tabel 8.4: Opnåede værdier for designforbedringen.

fra søjlen og ud til sidste teleskoparm, er muligheden for yderligere vægtreducering stor. Udbøjningen vil naturligt blive øget når vægten reduceres ved at mindske pladetykkelsen, og det må vurderes fra gang til gang, hvor skærpet dette krav skal være. I ovenstående designforbedring blev udbøjningen forøget med 29,1 % i forhold til oprindeligt, svarende til 5,1 mm. Endeligt ses, at levetiden kan forbedres ved at flytte svejsespidser til mindre belastede områder og med de anbefalede efterbehandlingsmuligheder fra Kapitel 7 kan denne forbedres yderligere. I denne designforbedringsanalyse er der opnået en forbedring i levetid på ca 36,4 %. Samtidig er der vist, hvordan ENS-metoden kan bruges sammen med andre ingeniørmæssige værktøjer til at opnå et bedre design, hvilket var det egentlige formål med designforbedringen.

For at have basis for en vurdering af ENS-metoden er denne sammenholdt teorien fra brudmekanik og med tilsvarende metoder, dvs. nominel spændingsmetoden og hot spot metoden. Beregninger med de tre metoder, viser hvordan de hver især udføres og fremhæver, at de beregnede levetider ikke er ens.

For at kunne vurdere anvendeligheden af ENS-metoden er der udviklet værktøj til udførelse af udmattelsesforsøg. Dette indebærer statisk- og udmattelsesdimensionering af samtlige dele bl.a. en stift, et fikstur, samt skruesamlinger. HMF A/S har produceret og leveret disse dele samt prøveemnerne til forsøgene.

Der er udført tre forsøgsserier på Aalborg Universitet. Den primære serie er As Welded serien, der danner grundlaget for vurderingen af ENS-metoden. Resultatet af forsøgene er sammenholdt med levetider opnået via ENS-metoden og viser en relativ god overenstemmelse. Den anviste karakteristiske udmattelsesgrænse for ENS-metoden er FAT225 og de målte levetider har en værdi på FAT185. Afvigelsen på udmattelsesstyrken er på 17,8 % og skyldes primært, at svejsningerne på prøveemnerne er udført med en såkaldt s-vejsespids, hvis formål er at give en lav spændingskoncentrationsfaktor. Tidligere data for ENS-metoden viser, at det skal forventes, at samlinger med lav spændingskoncentrationsfaktor har en lavere karakeristisk udmattelsesgrænse end FAT225. Det er vurderet, at ENS-metoden er anvendelig på svejsninger med komplekse geometrier. Det anbefales, at ved estimering af levetider, hvor der er anvendt svejsespidser, som på kranarme, så skal levetiden bestemmes ud fra FAT185. Inden for dette projekts rammer har det været muligt at opnå 12 levetidsmålinger i AW-serien, og derfor skal det fremhæves, at ovenstående anbefaling bør understøttes af yderligere forsøg for større statistisk sikkerhed.

Udover forsøget med AW-serien er der foretaget forsøg med to forskellige efterbehandlingsmetoder. TIG efterbehandlingen har to formål. Dels udjævnes den skarpe kærv i svejsetåen, så spændingskoncentrationsfaktoren mindskes, og dels fjernes mindre svejsedefekter, så man opnår en stort set defekt-fri svejsetå. Den sidste metode er slibning. Denne er koncentreret omkring svejsespidsen og metoden går på at ændre geometrien af svejsningen og fjerne svejsetåen fuldstændig, således spændingskoncentrationsfaktoren reduceres. Begge metoder viser en forbedring af levetiden i forhold til AW-serien. Slibningen forbedrer levetiden med en faktor 1,9, mens TIG efterbehandlingen forbedrer levetiden med en faktor 2,2. Ved disse forsøgsserier er gennemført 10 målinger og igen anbefales det at opsamle yderligere resultater.

Endeligt er ENS-metoden anvendt i praksis i forbindelse med en designforbedring af en kranarm fra HMF A/S. Formålet var at reducere vægten og samtidig overholde minimum samme levetid som originalen. Den designforbedrede kranarm er dimensioneret mod flydning og udmattelse og med ENS-metoden som værktøj er vægten af kranarmen reduceret med 17,9 % og samtidig er levetiden forbedret med 36,4 %.

9 Konklusion

Litteratur

J. H. Andreasen. Brudmekanik. Institut for maskinteknik, Aalborg Universitet, 2008.

Jesper Blom-Hanssen. Statistik for praktikere. Ingeniøren Bøger, 1. edition, 2002. ISBN: 87-571-2151-0.

- DS409. Norm for sikkerhedsbestemmelser for konstruktioner. Dansk Standard, 2. edition, 1998.
- DS412. Norm for stålkonstruktioner. Dansk Standard, 3. edition, 1998.
- P. J. E. Forsyth. Fatigue Damage and Crack Growth in Aluminium Alloys. Acta. Meta, 11. edition, 1963.
- W. Fricke. <u>Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures</u>. International Institute of Welding, juni edition, 2008. IIW-Doc. XIII-2240-08/XV-1289-08,.
- T. R. Gurney. Fatigue of Welded Structures. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2. edition, 1979. ISBN: 0-521-22558-2.
- A. Hobbacher. <u>Recommendations for fatigue design of welded joints and components</u>. International Institute of Welding, juni edition, 2008. IIW document IIW-1823-07 ex XIII-2151r3-07/XV-1254r3-07,.
- Karl Hoffmann. <u>An introduction to measurements using strain gages</u>. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, . edition, 1989.
- V. M. Lihavainen. A novel approach for assessing the fatigue strength of ultrasonic impact treated welded structures. ISBN 952-214-304-9, ISBN 952-214-305-7 (pdf), ISSN 1456-4491, pages 1–101, 2006.
- S. J. Maddox. <u>Fatigue Strength of Welded Structures</u>. Abington Publishing., Cambridge, England, 2. edition, 1991. ISBN: 1-85573-013-8.
- S. J. Maddox. 2003 iiw portwin lecture key developments in the fatigue design of welded constructions. Welding in the World - London, 47:7–42, 2003.
- Ole Ø. Mouritsen. Notat vedrørende forspændte skrue-/boltsamlinger. Aalborg Universitet, Februar 2005.
- Ole Ø. Mouritsen. <u>Notat vedrørende udmattelsestyrken for gevindområdernei skruer og bolte</u>. Aalborg Universitet, Juli 2005.
- E. Niemi. <u>Structural Hot-spot stress approach to fatigue analysis of welded components</u>. International Institute of Welding, juni edition, 2003. XIII-1819-00/XV-1090-01/XIII-WG3-06-99,.
- R. L. Norton. <u>Machine Design, An Integrated Approach</u>. Pearson Prentice Hall, 3. edition, 2006. ISBN: 0-13-148190-8.

Jaap Schijve. Fatigue of Structures and Materials. Kluwer Aca, 2001. ISBN: 0-792-37014-7.

Jan-Olof Sperle. Influence of parent metal strength on the fatigue strength of parent material with machined and thermally cut edges. International Institute of Welding, 2007. IIW Document XIII-2174-07,.

Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens, and Henry O. Fuchs. <u>Metal Fatigue in Engineering</u>. John Wiley & Sons Inc., New York, 2. edition, 2001. ISBN: 0-471-51059-9.



Dette appendiks giver en beskrivelse af forsøgsopstillingen og hvorledes forsøgene skal udføres. Derudover gennemgås dimensioneringen, der ligger til grund for det ny udviklede værktøj til praktisk bestemmelse af levetiden for den komplekse svejste detalje. Dette indebærer korrekt dimensionering af skruesamlinger og levetid for disse, levetidsbestemmelse for fiksturet og korrekt dimensionering af stiften, der låser prøveemnerne til fiksturet.

A.1 Formål

Formålet med forsøgene er at undersøge ENS-metodens anvendelighed vha. praktiske målinger. Der findes allerede en række målte data på andre svejste detaljer, der har god overensstemmelse med ENS-metoden, men det er ønsket fra HMF A/S jf. Kapitel 4, at der laves en række forsøg, som undersøger ENS-metodens anvendelighed til levetidsbestemmelse på svejste detaljer med en kompleks geometri, som f.eks. en svejset krandetalje.

A.2 Forsøgsopstilling

Udviklingen af værktøjer til at udføre forsøgene tager udgangspunkt i det maskinelle udstyr til udmattelsesforsøg, der er til rådighed på Aalborg Universitet. På Fig. A.1 ses den dynamiske udmattelsesmaskine fra producenten Schenck, som anvendes til forsøg på prøveemnerne.



Figur A.1: Schenk udmattelses maskine 400 kN, samt kontrol opstilling.

Forsøgsopstillingen er som vist på Fig. A.2, hvor prøveemnet bliver fastgjort med stifter i de to fiksturer, der er monteret på trækmaskinens cylinderhoveder. Herefter kan man

via styrings PC'en gennem styringsreolen kontrollere udmattelsesmaskinen og påbegynde forsøget. I de planlagte forsøg vil udmattelsesmaskinen afgive et pulserende enakset træk på emnet, indtil dette bryder. Prøveemnerne er dimensioneret, så brudet sker ved spidsen af svejsedetaljen, se Afsnit A.4.



Figur A.2: Skitse af forsøgsopstillingen.

Ud fra ovenstående forsøgsopstilling og gennem indledende analyse af prøveemnet, se Afsnit A.4, kan følgende liste over nødvendigt forsøgsudstyr og planlagt indstilling af parametre præsenteres.

- Schenck Hydropuls, $P_{max} = 400$ kN, $f_{max} = 200$ Hz, samt tilhørende udstyr. For ikke at køre til grænsen med udnyttelse af udmattelsesmaskinens kræfter, er det besluttet at dimensioneringen af prøveemner og værktøj skal tage højde for en maksimal belastning på 200 kN.
- Belastning: Konstant amplitude, enakset træk
- Forventet levetid: N = 50000 til N = 250000
- Spændingsvidde: Nominelle spændinger i center af prøve
emne $\sigma_n=60$ MPa til $\sigma_n=615$ MPa
- Spændingsforhold: R = 0.1
- Frekvens: f = 3 Hz til f = 12 Hz

- Forsøgsserie: Ca. 10 emner i hver serie, se Afsnit A.4
- Svejsetype: Kantsøm
- Svejsning: $a_{maal} = 4$ mm, Varme input jf. HMF A/S specifikationer, svejsetråd Migatronic HTS
- Plademateriale: S700M (Domex 700 fra SSAB, varmvalset båndplade)
- Strain Gauge udstyr: PC, Spider 8-box, strain gauges

Schenck 400 kN er valgt frem for den mindre udmattelsesmaskine på 100 kN, fordi prøveemnerne skal udsættes for store spændinger, og da prøveemnets dimensioner ikke ønskes mindre, kræver det, at den store udmattelsesmaskine benyttes. Erfaring viser, at udmattelsesforsøg med enakset træk, kan give stor spredning på de målte resultater og en af årsagerne kan være en skæv opstilling, der introducerer bøjning i emnet. En generel analyse af betydningen af en forskydelse af trækkraften er udført, se Appendiks 1 og Fig. A.3.



Figur A.3: Sensitivitetsanalyse model.

Analysen viser f.eks, se Fig. A.4, at hvis kraften forskydes med en halv pladetykkelse så introduceres et bøjningsmoment. Dette moment giver bøjningsspændinger, der vil give en spænding på den ene overflade af emnet, der er 4 gange så stor som de nominelle trækspændinger. På modsatte overflade af emnet vil bøjningsspændingerne være i tryk og det af sådan en størrelse, at den totale spænding bliver tryk frem for nominelt træk. Effekten af forskydelsen $\delta(x)$ som funktion af pladetykkelsen er vist på Fig. A.4. x = 0 svarer til at kraften er centreret, mens x = 1 eller x = -1 svarer til at kraften er forskudt en halv pladetykkelse i henholdsvis positiv eller negativ retning når center aksen dvs x = 0 er reference. Analysen er foretaget på en bjælke i aksialt træk og med rektangulært tværsnit, se Fig. A.3. For at undgå dette fænomen, eller i det mindste opnå kontrol over størrelsen af bøjningen, er det planlagt at udføre strain gauge målinger på midten af prøveemnet, mens forsøgene udføres.

Blandt det udstyr der i tiden er udviklet til udmattelsesmaskinen findes desværre ikke et fikstur, der er korrekt dimensioneret til den slags forsøg, som ønskes udført. Derfor var det nødvendigt at udvikle værktøj, der kan klare denne belastning. Dimensioneringen af alle komponenter til opspændingen bliver gennemgået i de næste afsnit.



Figur A.4: Sensitiviteten af forskydelse på indeks form.

A.3 Dimensionering af værktøj

På Fig. A.5 ses den samlede opstilling af værktøj og prøveemne, samt benævnelser af de enkelte dele. I Appendiks E er vedlagt arbejdstegninger af samtlige dele til værktøj og prøveemner.



Figur A.5: 3D model af forsøgsopstilling.

Generelt for alle analyser gælder, at spændingsvidden er regnet som værst mulige tilfælde dvs. for R = 0, altså hvor minimum spændingen er lig 0. Dermed opnås den største spændingsvidde. Forsøgene udføres med R = 0.1, således, der hele tiden er træk i værktøjet og prøveemnet. Formålet med dette er at undgå at der opstår slip mellem komponenter, da det vil have en kraftig negativ indflydelse på målingerne. Her tænkes primært på den manglende kontrol over korrekt kraftindførsel således bøjning undgås, men også støj.

A.3.1 Stiften

Udviklingen af værktøjet blev gennemført efter en række iterationer. Et grundlæggende udkast, som tog udgangspunkt i de krav, der er til tilpasning på Schenck udmattelsesmaskinen viste, at stiften er den del af værktøjet, der er mest kritisk belastet mht. udmattelse og dermed dimensionsgivende. Den endelige diameter på stiften er Ø50 mm og den laves af materialet ETG 100 med flydespænding $S_y = 865$ MPa og brudspænding $S_{ut} = 960$ MPa. Analysen af stiften er foretaget i en FE-model samt håndberegninger, der er gemt i Appendiks 3.



Figur A.6: Kontakt tryk på bærende materiale i fiksturet.

En god tilnærmelse til at bestemme reaktionskræfterne på en stift er ved at antage, at den resulterende kraft fra fladetrykket mellem stiften og det bærende materiale er placeret $\frac{3}{4}$ fra den yderste kant. I dette tilfælde har FE-analysen dog vist, at kun en begrænset del at stiften og det bærende materiale bør regnes med, da stiften er så lang at ikke hele samlingsfladen t_m bærer lasten. Vha. målinger i FE-analysen blev den tykkelse, hvorpå trykket overføres bestemt til $t_1 = 35$ mm, se Fig. A.6.

Dvs., at den resulterende kraft antages at være placeret $\frac{3}{4}$ fra der, hvor t_1 starter, se Fig. A.8. Det er samtidig antaget pga. symmetri på prøveemnet, at trækkraften P = 200 kN er placeret centralt i prøveemnet dvs. i $\frac{t_2}{2}$.

Reaktionskræfternes størrelse er $\frac{P}{2}$ og ud fra antagelsen om placering er det muligt at bestemme snitkræfter og momenter. Dette er gjort for snit 1 og 2 jf. Fig. A.8 i henholdsvis (A.1) og (A.2).

A Forsøg og værktøj



Figur A.7: Tværsnit af stift forbindelse og placering af længder og kræfter.

Snitkræfter og momenter i snit 1 i området $0mm \leq x \leq 47,5mm.$

$$\sum M_s = 0 \Rightarrow M_1 - \frac{P}{2} \cdot \left(x - \frac{3}{4} \cdot t_1\right) = 0$$

$$M_1 = \frac{P}{2} \cdot \left(x - \frac{3}{4} \cdot t_1\right)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -V_1 + \frac{P}{2} = 0$$

$$V_1 = \frac{P}{2}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N_1 = 0$$
(A.1)

M: Snitmoment, P: Kraft, t₁, t_{delta}, t₂: Tykkelser/længder, V: Forskydningskraft, N: Normalkraft.



Figur A.8: Snitkræfter og snitmomenter på stiften.

Snitkræfter og momenter i snit 2 i området 47,5mm $\leq x \leq 68,8mm$.

$$\sum M_s = 0 \Rightarrow M_2 - \frac{P}{2} \cdot \left(x - \frac{3}{4} \cdot t_1\right) + P \cdot \left(x - t_1 - t_\delta - \frac{t_2}{2}\right) = 0$$

$$M_2 = \frac{-P}{2} \cdot \left(x - \left(\frac{5}{4} \cdot t_1 + 2 \cdot t_\delta + t_2\right)\right)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -V_2 + \frac{P}{2} - P = 0$$

$$V_2 = \frac{-P}{2}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N_1 = 0$$
(A.2)

M: Snitmoment, P: Kraft, t₁, t_{delta}, t₂: Tykkelser/længder, V: Forskydningskraft, N: Normalkraft.

Fig. A.9 viser moment og forskydningskraftfordelingen og dermed kan ses, hvor stiften er hårdest belastet. Det er i dette punkt, at stiften skal dimensioneres for statisk påvirkning og for udmattelsespåvirkning.



Figur A.9: Forskydningskraft og moment fordeling på stiften.

Det ses af Fig. A.9, at det største moment er 2,125 kNm og dermed kan den største bøjningsspænding i yderste fiber på stiften bestemmes som i (A.3).

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot y}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{2,125 \cdot 10^6 \text{ [Nmm]} \cdot \frac{50 \text{ [mm]}}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot (50 \text{ [mm]})^4}$$

$$\sigma_{max} = 173,16 \text{ [MPa]}$$
(A.3)

 σ_{max} : Maksimal bøjningspænding, M_{max} Maksimalt moment, y: Afstand fra center linie til undersøgte fiber, I Inertimoment af stiften.

Tilsvarende kan den største forskydningsspænding, se (A.4), findes i samme snit, hvor forskydningskraften også har sin maksimale værdi på 100 kN. De $\frac{4}{3}$ er en tilpasning, der tager højde for at τ spændinger er fordelt parabolsk over tværsnittet.

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot V_{max}}{3 \cdot A}$$

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3 \text{ [N]}}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (50 \text{ [mm]})^2}$$

$$\tau_{max} = 67,91 \text{ [MPa]}$$
(A.4)

 τ_{max} : Maksimal forskydningsspænding, V_{max} Maksimalt forskydningskraft, A: Tværsnitsareal af stift i undersøgte snit.

En FE-analyse af stiften gav en middel bøjningsspænding på 178,8 MPa og en middel forskydningsspænding på 70,4 MPa i det område hvor bolten er hårdest belastet, svarende til det samme sted, hvor momentet er størst, se Appendiks B.1. For en korrekt dimensionering skal von Mises referencespændingen, se (A.5), være mindre end designmæssige flydespænding. I (A.5) er reference spændingen beregnet til 216,4 MPa ud fra spændingerne fundet gennem FE-analysen. Typisk svarer den designmæssige flydespænding til

flydespændingen divideret med en korrektionsfaktor på 1,17 jf. [DS412, 1998]. Det giver en designmæssig spænding på $f_{yd} = \frac{S_y}{1,17} = \frac{865 \, [\text{MPa}]}{1,17} = 739,32$ MPa, hvilket er større end referencespændingen og dermed er stiften dimensioneret for en statisk belastning på $P = 200 \, \text{kN}$.

$$\sigma_{ref} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_y \cdot \sigma_z - \sigma_x \cdot \sigma_z + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

$$\sigma_{ref} = \sqrt{(178,8 \ [\text{MPa}])^2 + 3 \cdot (70,4 \ [\text{MPa}])^2} = 216,4 \ [\text{MPa}]$$
(A.5)

 σ_{ref} : Von Mises referencespænding, σ_{max} : Maksimal spænding, σ_{min} : Minimum spænding.

Ved udmattelsesdimensionering af en stift er det nødvendigt at tage højde for middelspændingen i stiften, når der skal beregnes en korrigeret udmattelsesgrænse til SN-kurven. Derfor er der taget højde for at R = 0,1. Det betyder at den mindste spænding, som stiften vil mærke er $\sigma_{min} = 0,1 \cdot \sigma_{max} = 0,1 \cdot 173,16$ [MPa] = 17,32 MPa. Dermed kan middelspændingen og spændingsvidden beregnes som i (A.6).

$$\sigma_{m} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} + \sigma_{min}$$

$$\sigma_{m} = \frac{173,16 \text{ [MPa]} - 17,32 \text{ [MPa]}}{2} + 17,32 \text{ [MPa]} = 95,24 \text{ [MPa]}$$
(A.6)
$$\sigma_{v} = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

$$\sigma_{v} = 173,16 \text{ [MPa]} - 17,32 \text{ [MPa]} = 155,84 \text{ [MPa]}$$

 σ_m : Middel spænding, σ_v : Spændingsvidde, σ_{max} : Maksimal spænding, σ_{min} : Minimum spænding.

For at kunne korrigere udmattelsesgrænsen for middelspændingen kræves det først, at en SN-kurve med middelspænding på nul bestemmes for stiften. Ud fra brudspændingen $S_{ut} = 960$ MPa kan den ukorrigerede udmattelsesgrænse $S_{e'}$ estimeres som anført i (A.7).

$$S_{e'} = 0.5 \cdot S_{ut}$$
 (A.7)
 $S_{e'} = 0.5 \cdot 960 \text{ [MPa]} = 480 \text{ [MPa]}$

$S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse, S_{ut} : Brudspænding.

For at have en komplet SN-kurve for stiften er det nødvendigt at kende udmattelsesstyrken ved een belastning svarende til brudspændingen S_{ut} , samt udmattelsesstyrken ved 10^3 belastninger og sidst den korrigerede udmattelsesgrænse ved 10^6 eller 10^7 belastninger. Udmattelsesstyrken ved 10^3 belastninger er estimeret i (A.8) for et emne udsat for ikke roterende bøjning ligesom stiften.

$$S_m = 0.9 \cdot S_{ut}$$
 (A.8)
 $S_m = 0.960 \text{ [MPa]} = 864 \text{ [MPa]}$

 S_m : Udmattelsesstyrke ved 10^3 belastninger, S_{ut} : Brudspænding.

Den korrigerede udmattelsesgrænse tager højde for ændringer i lastpåvirkning, størrelsesforhold, overflade beskaffenhed, drift temperatur og med hvilken pålidelighed udmattelsesgrænsen ønskes bestemt. Den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes ved (A.13). De enkelte korrektionsfaktorer er vist nedenfor og er bestemt jf. [Norton, 2006, Kap. 6]. Desuden kan beregningen ses i Appendiks 3. For ikke roterende bøjnings belastning gælder (A.9).

$$C_{load} = 1,0\tag{A.9}$$

Cload: Last korrektionsfaktor

Da stiften har en diameter på Ø50 mm, hvilket er større end 8 mm og mindre end 250 mm, skal der beregnes en korrektionsfaktor, der tager højde for størrelsen. Dette er vist i (A.10).

$$A_{95} = 0.010462 \cdot d^2 = 0.010462 \cdot (50 \text{ [mm]})^2 = 26.2 \text{ [mm^2]}$$
$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = \sqrt{\frac{26.2 \text{ [mm^2]}}{0.0766}} = 18.49 \text{ [mm]}$$
$$C_{size} = 1.189 \cdot d_{eq}^{-0.097} = 1.189 \cdot 18.49^{-0.097} = 0.9$$

 A_{95} : Del af tværsnitsarealet der mærker mellem 95 % og 100 % af maksimal spændingen, d: Diameter af stiften, d_{eq} : Ækvivalent diameter, C_{size} : Størrelses korrektionsfaktor.

Korrektion for overflade beskaffenheden er bestemt for et maskinbearbejdet emne og dermed kan C_{surf} bestemmes som i (A.11) vha. [Norton, 2006, Tab. 6-3], hvor A = 4,51 og b = -0,265.

$$C_{surf} = A \cdot S_{ut}^b = 4,51 \cdot 960^{-0,265}$$

$$C_{surf} = 0,73$$
(A.11)

A: Konstant, b: Konstant, S_{ut} : Brudspænding, C_{surf} : Overflade korrektionsfaktor.

Forsøgene bliver udført ved stue temperatur dvs $T \le 450^{\circ}C$, se (A.12). Samtidig sættes pålideligheden højt, da det ikke er ønsket at stiften ødelægges ved drift. Korrektionsfaktorer for forskellige pålideligheder er vist i [Norton, 2006, Tab. 6-4].

$$C_{temp} = 1,0 \tag{A.12}$$

$$C_{reliab} = 0.84$$

 C_{temp} : Temperatur korrektionsfaktor, C_{reliab} : Pålidelighed korrektionsfaktor.

Endeligt kan den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes i (A.13).

$$S_e = C_{load} \cdot C_{size} \cdot C_{surf} \cdot C_{temp} \cdot C_{reliab} \cdot S_{e'}$$

$$S_e = 1.0 \cdot 0.9 \cdot 0.73 \cdot 1.0 \cdot 0.84 \cdot 480 \text{ [MPa]} = 264.9 \text{ [MPa]}$$
(A.13)

 S_e : Korrigeret udmattelsesgrænse, C_{xx} : Korrektionsfaktorer, $S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse.

Hermed er det muligt at korrigere denne udmattelsesgrænse for middelspænding $\sigma_m = 0$



Figur A.10: Goodman diagram for stift.

til en ny korrigeret udmattelsesgrænse, som tager højde for at middelspændingen i stiften ikke er nul, men er $\sigma_m = 95,24$ MPa. Dette gøres ved at tegne et Goodman diagram, og vha. spændingsamplituden $\sigma_a = \frac{\sigma_v}{2} = 77,9$ MPa, middelspændingen og den korrigerede udmattelsesgrænse for middelspænding 0, kan der findes en ny udmattelsesgrænse $S_{e@m}$ for den gældende middelspænding. Dette vises på Fig. A.10.

Af Goodman diagrammet Fig. A.10 kan den nye udmattelsesgrænse aflæses til $S_{e@m} = 240$ MPa. Plottes dette i SN-kurven sammen med de øvrige tidligere værdier fås Fig. A.11, hvor spændingsamplituden $\sigma_a = 77,9$ er markeret med en rød linie på kurven. Heraf ses det, at stiften er dimensioneret til principielt uendelig levetid når trækkraften er maksimalt 200 kN. Dette er ønsket da værktøjet skal kunne bruges til dette projekt, hvor antallet af testserier vil medføre belastninger over $N = 10^6$, men også så værktøjet kan bruges ved evt. fremtidige opgaver.

Det sidste der er undersøgt er det største fladetryk, som vil forekomme mellem stiften og prøveemnet, hvor der samtidig er taget højde for at hullet i prøveemnet er konisk og kun har en trykflade med en bredde på ca 3 mm. Resultatet af den manuelle beregning er vist



Figur A.11: SN-kurve for stift.

i (A.14), hvor kraften er fordelt ud på skygge arealet af stiften.

$$p_f = \frac{P}{t_2 \cdot d}$$

$$p_f = \frac{200 \cdot 10^3 \text{ [N]}}{3 \text{ [mm]} \cdot 50 \text{ [mm]}} = 1333MPa$$
(A.14)

 p_f : Fladetryk på stiften, P: Trækkraften, t_2 : Bredden af samlingsfladen mellem stift og prøveemne, d: diameter af stiften.

Det ses, at der vil forekomme flydning, men dette tillades, da det medfører, at trykfladen forøges indtil spændingerne er under flydespændingen. Dermed sikres, at kraften påføres så centralt som muligt i prøveemnet.

A.3.2 Skruesamlingen

På cylinderhovederne på Schenck udmattelsesmaskinen er der en skruecirkel med diameter på Ø71 mm. I denne skruecirkel er der placeret 8 stk. M16 huller således værktøj kan monteres på cylinderhovederne. For at opnå et værktøj med korrekt udmattelsestyrke bliver fiksturet, som beskrevet i Afsnit A.3.3, nødt til at konstrueres specielt for at imødekomme denne skruecirkel. Dette medfører, at skruesamlingen bliver kompleks og dimensioneringen vil derfor primært foregå i en FE-model og Appendiks 5. Desuden refereres til [Norton, 2006, Kap.14], [Mouritsen, Februar 2005] og [Mouritsen, Juli 2005] for en detaljeret beskrivelse af skrue- og boltdimensionering. Et af kriterierne for skruesamlingen til fiksturet er, at skruerne er dimensioneret således, de kan købes i standardlængder ved leverandøren. Dermed undgås en merudgift til specialproducerede skruer. Skruerne der benyttes til opspænding af værktøj er som minimum af kvalitet 10.9 og derfor dimensioneres til denne kvalitet. Det medfører jf. [Norton, 2006, Tab. 14-7], at "proof strength"sættes til $S_p = 830$ MPa. Da skruesamlingen forventes at skulle adskilles i løbet af fiksturets levetid er forspændingskraften, samt tilhørende spænding bestemt som i (A.15) jf. [Mouritsen, Februar 2005] og [Norton, 2006, Kap.14].

$$F_{i} = 0,75 \cdot S_{p} \cdot A_{t}$$

$$\sigma_{i} = 0,75 \cdot S_{p}$$

$$\sigma_{i} = 0,75 \cdot 830 \text{ [MPa]} = 622,5 \text{ [MPa]}$$
(A.15)

 F_i : Forspændingskraft, S_p : Proof strength for skrue, A_t : Trækspændingsareal af skrue, σ_i : Forspændingskraft omregnet til spænding.

I SolidWorks toolbox findes standard skruer, og derfor er der valgt M16 skruer fra det katalog. Da de 3D modellerede M16 skruer har en modeldiameter på 16 mm over hele gevindlængden vil det medføre, at det bærende tværsnitsareal af skruen i FE-modellen er større end trækspændingsarealet, hvorfor den egenspænding, der skal pålægges skruerne i FE-analysen skal korrigeres. Den forspænding, der pålægges er udregnet i (A.16), A_t er fundet i [Norton, 2006, Tab. 14-2].

$$\sigma_{ikor} = \sigma_i \cdot \frac{A_t}{A}$$
(A.16)

$$\sigma_{ikor} = 622.5 \text{ [MPa]} \cdot \frac{156.67 \text{ [mm^2]}}{\frac{\pi}{4} \cdot (16 \text{ [mm]})^2} = 485.1 \text{ [MPa]}$$

 σ_{ikor} : Korrigeret forspændingskraft omregnet til spænding, σ_i : Forspændingskraft omregnet til spænding, A_t : Trækspændingsareal af skrue, A: Ydre areal af gevindskaft.

Egenspændingerne er pålagt skruerne ved hjælp af en lav temperatur. Da skruerne er tildelt materialeegenskaber, og herunder også en temperatur sammentrækningskoefficient, er det muligt at give skruerne en konstant nedkølet temperatur. I og med skruerne er fast indspændt i den ene ende og har kontaktflade med fiksturet under skruehovedet i den anden ende, vil en sammentrækning være forhindret og dermed opstår trækspændinger i skruen, se Fig. A.12. På samme måde er topstykket af fiksturet påspændt bundstykket. Det er på den måde muligt at finde en temperatur, hvor de ønskede egenspændinger svarende til resultatet i (A.16) er opnået. Den endelige temperatur blev sat til -268° C, for skruerne i bundstykket, og -250° C i topstykket, hvilket resulterer i en beregnet egenspænding i skruerne på 484,1 MPa for bundstykket og 483,4 MPa for topstykket, se Fig. A.12 og (B.3). Fig. A.12 viser desuden et snit, hvor skruernes placering i fiksturet kan ses og samtidig skal det fremhæves, at ingen ydre kræfter er pålagt konstruktionen i denne analyse.

For en korrekt forspændt skrue- og boltsamling gælder der, at samlingsfladerne aldrig adskilles eller forskydes relativt under drift. Dvs. der skal under enhver driftsform og belastning være trykspændinger på alle samlingsflader, og disse trykspændinger skal være store nok til, at forhindre relative forskydninger af samlings-fladerne jf [Mouritsen, Februar 2005]. Af Fig. B.4 ses at samlingsfladen mellem cylinderhovedet og bundstykket



Figur A.12: FE-analyse, forspænding af skruer i top- og bundstykke.

af fiksturet står med trykspændinger efter forspændingen, og det er af størrelsesorden på -87,2 MPa. Samlingsfladen mellem topstykket og bundstykket af fiksturet oplever trykspændinger på -56,7 MPa. Disse to værdier er gennemsnitsværdier af knudespændinger på hele fladen. Det vil være for omfattende at præsentere samtlige knudespændinger for begge flader her, se i stedet Appendiks 4.

Pålægges den ydre belastning svarende til, at udmattelsesmaskinen trækker i emnet vil det medføre, at skruesamlingen udsættes for træk og derfor skal det undersøges om ovenstående krav er opfyldt ved maksimal belastning. I beregningen af skruesamlingen og fiksturet er denne belastning lagt på som en leje-last i de huller, hvor stiften hviler.

Resultatet af analysen, se Fig. A.13 og Afsnit B.2, viser, at samlingsfladerne stadig oplever tryk, men nu med en trykspænding på -67,4 MPa mellem cylinderhoved og bundstykke, mens trykspændingen mellem topstykke og bundstykke af fiksturet er -42,9 MPa. Det vurderes fornuftigt i forhold til kravet om, at samlingsflader aldrig må adskilles under drift. Analysen viser desuden, at trækspændingerne i skruerne i bundstykket er på 495,1 MPa, mens de er 497,9 MPa for skruerne i topstykket, se (B.4). Dermed er spændingerne stadig under $S_p = 830$ MPa, hvorfor skruerne er statisk korrekt dimensioneret. Ved hjælp af analysen med en ydre kraft pålagt, er det nu også muligt at bestemme den maksimale spændingsvidde, som skruerne udsættes for pga. den dynamiske belastning og dermed bestemme, hvorvidt skruerne er korrekt udmattelsesdimensioneret. Af [Mouritsen, Juli 2005] er (A.17) givet. (A.17) angiver den korrigerede udmattelsesgrænse for skru-



Figur A.13: FE-analyse, spænding i skruer med ydre belastning påført.

erne og i dette tilfælde ved en pålidelighed på 97,7 %, hvilket giver $C_{reliab} = 0.84$ jf [Norton, 2006, Tab.. 6-4].

$$S_{e} = \left(\frac{150 \text{ [mm]}}{d} + 45\right) \cdot C_{reliab} \text{ [MPa]}$$

$$S_{e} = \left(\frac{150 \text{ [mm]}}{16 \text{ [mm]}} + 45\right) \cdot 0.84 = 45.7 \text{ [MPa]}$$
(A.17)

 S_e : Korrigeret udmattelsesgrænse, d: Bolt diameter, C_{reliab} : Pålideligheds korrektionsfaktor.

Af FE-analyserne, se Fig. A.12 og Fig. A.13 kan spændingsniveauet for skruerne ses. Spændingerne σ_1 i skruerne før den ydre belastning påføres er fundet til 484,1 MPa for skruer i bundstykket og 483,4 MPa for skruerne i topstykket. Efter belastningen er pålagt er spændingen σ_2 495,1 MPa for skruerne i bundstykket og 497,9 MPa for skruerne i topstykket. Det medfører spændingsvidder som beregnet i (A.18).

$$\Delta \sigma = \sigma_2 - \sigma_1$$

$$\Delta \sigma_{bund} = 495,1 \ [MPa] - 484,1 \ [MPa] = 11 \ [MPa]$$

$$\Delta \sigma_{top} = 497,9 \ [MPa] - 483,4 \ [MPa] = 14,5 \ [MPa]$$

(A.18)

 $\Delta \sigma$: Spændingsvidde, σ_2 : Spænding i skrue med ydre belastning, σ_1 : Spænding i skrue uden ydre belastning.

Spændingsamplituderne der skal sammenlignes med de korrigerede udmattelsesgrænser

er $\sigma_{a \ bund} = \frac{\Delta \sigma_{bund}}{2} = \frac{11 \, [\text{MPa}]}{2} = 5,5 \text{ MPa og } \sigma_{a \ top} = \frac{\Delta \sigma_{top}}{2} = \frac{14.5 \, [\text{MPa}]}{2} = 7,25 \text{ MPa. Disse er mindre en den korrigerede udmattelsesgrænse i (A.17)} S_e = 45,7 \text{ MPa og skruerne er dermed korrekt dimensioneret for udmattelse.}$

A.3.3 Fiksturet

Design af fiksturet er, som allerede nævnt, underlagt de dimensioner som cylinderhovedet har. Det giver en tilpasning til cylinderhovedet med en ydre diameter på Ø125 mm og en skruecirkel på Ø71 mm med 8 stk M16 huller, se Fig. A.14. Udover det findes en centreringsskål i cylinderhovedet på Ø40 h6 mm for at styre værktøjet på plads. Herefter er dimensionerne på bundstykket øget til Ø150 mm. Topstykket er designet med denne diameter, så stiften på Ø50 mm, kan gå fri af de skruehuller, der går på tværs af stifthullet. De tværgående skrue huller bruges til 8 stk M16 skruer, som spænder topstykket og bundstykket sammen, se Fig. A.14.



Figur A.14: Billeder af fiksturet fra 3D CAD model i SolidWorks.

Da fiksturet skal bruges til dynamisk trækforsøg, øges risikoen for udmattelse. Skruesamlingen er udført på en sådan måde, at 8 skruer giver tryk gennem hele tykkelsen af fiksturets topstykke og dermed også på de områder, hvor trækkraften indføres. De 8 skruer i bundstykket sørger for en korrekt forspænding mellem cylinderhoved og bundstykke af fiksturet. På den måde indføres trykspændinger i fiksturet, som dermed ophæver enten dele eller hele den trækbelastning, som fiksturet udsættes for. En FE-analyse af fiksturet med forspændte skruer og en ydre kraft pålagt er gennemført for at bestemme spændingstilstanden i fiksturet, se Fig. A.15 og Fig. A.16.

Af Fig. A.15 og Fig. A.16 ses at den maksimale trækspænding er 41,1 MPa på bundstykket og 23,0 MPa på topstykket. Da det kun er den del af spændingerne, der er i træk, der kan medføre udmattelse af fiksturet er spændingsvidden sat lig de ovennævnte trækspændinger. Fiksturet skal laves i IMATRA SS 2541-03 M, som er et sejhærdet stangstål med flydespænding på 700 MPa og en brudspænding på minimum 900 MPa. Belastningen er aksial udmattelsespåvirkning og overflade ruheden er sat til $R_a = 3,2 \ \mu$ m. Dermed



Figur A.15: *Trækspændinger i bundstykket efter ydre belastning er pålagt.*

Figur A.16: *Trækspændinger i topstykket efter ydre belastning er pålagt.*

er det muligt jf. [Norton, 2006, Kap. 6] at bestemme SN-kurven for fiksturet og dermed undersøge levetiden ved den givne spændingsvidde. Ud fra brudspændingen $S_{ut} = 900$ MPa kan den ukorrigerede udmattelsesgrænse $S_{e'}$ estimeres som anført i (A.19).

$$S_{e'} = 0.5 \cdot S_{ut}$$
 (A.19)
 $S_{e'} = 0.5 \cdot 900 \text{ [MPa]} = 450 \text{ [MPa]}$

 $S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse, S_{ut} : Brudspænding.

For at have en komplet SN-kurve for fiksturet er det nødvendigt at kende udmattelsesstyrken ved een belastning svarende til brudspændingen S_{ut} , samt udmattelsesstyrken ved 10^3 belastninger og sidst den korrigerede udmattelsesgrænse ved 10^6 eller 10^7 belastninger. Udmattelsesstyrken ved 10^3 belastninger er estimeret i (A.20).

$$S_m = 0.75 \cdot S_{ut}$$
 (A.20)
 $S_m = 0.75 \cdot 900 \text{ [MPa]} = 675 \text{ [MPa]}$

 S_m : Udmattelsesstyrke ved 10^3 belastninger, S_{ut} : Brudspænding.

Den korrigerede udmattelsesgrænse tager højde for, at emnet afviger fra de prøveemner, som danner basis for udtrykket i (A.19). Korrektionerne tager højde for ændringer i lastpåvirkning, størrelsesforhold, overfladebeskaffenhed, drifttemperatur og med hvilken pålidelighed udmattelsesgrænsen ønskes bestemt. Den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes ved (A.25). De enkelte korrektionsfaktorer er vist nedenfor og er bestemt jf. [Norton, 2006, Kap. 6]. Desuden kan beregningen ses i Appendiks 2. For ren aksial belastning gælder (A.21).

$$C_{load} = 0,70 \tag{A.21}$$

$$C_{size} = 1,0$$

 C_{load} : Last korrektionsfaktor, C_{size} : Størrelses korrektionsfaktor.

Overflade ruheden er bestemt til $R_a = 3,2\mu m$ og dermed kan C_{surf} bestemmes som i (A.22) vha. [Norton, 2006, Fig. 6-27].

$$R_{a} = 3,2 \ [\mu m] = 3,2 \ [\mu m] \cdot \frac{1 \ [in]}{0,0254 \ [m]} = 125,98 \ [\mu in]$$
$$S_{ut} = 900 \ [MPa] = 900 \ [MPa] \cdot \frac{0,145 \ [kpsi]}{1 \ [MPa]} = 130,5 \ [kpsi] \Downarrow$$
(A.22)
$$C_{surf} = 0,84$$
(A.23)

 R_a : Overflade ruhed, S_{ut} : Brudspænding, C_{surf} : Overflade beskaffenhedskorrektionsfaktor.

Forsøgene bliver udført ved stuetemperatur dvs $T \le 450^{\circ}C$, se (A.24). Samtidig sættes pålideligheden højt, da det ikke er ønsket, at fiksturet ødelægges ved drift, da produktion af nyt fikstur vil være tidskrævende og dermed have stor konsekvens for projektet. Korrektionsfaktorer for forskellige pålideligheder er vist i [Norton, 2006, Tab. 6-4].

$$C_{temp} = 1,0 \tag{A.24}$$

$$C_{reliab} = 0,84$$

Ctemp: Temperatur korrektionsfaktor, Creliab: Pålidelighed korrektionsfaktor.

Endeligt kan den korrigerede udmattelsesgrænse bestemmes i (A.25).

$$S_e = C_{load} \cdot C_{size} \cdot C_{surf} \cdot C_{temp} \cdot C_{reliab} \cdot S_{e'}$$

$$S_e = 0.70 \cdot 1.0 \cdot 0.84 \cdot 1.0 \cdot 0.84 \cdot 450 \text{ [MPa]} = 222 \text{ [MPa]}$$
(A.25)

 S_e : Korrigeret udmattelsesgrænse, C_{xx} : Korrektionsfaktorer, $S_{e'}$: Ukorrigeret udmattelsesgrænse.

Hermed er det muligt at plotte SN-kurven for fiksturet og dermed ved hjælp af spændingsamplituderne, regnet ud fra de ovenstående spændingsvidder, bestemme hvorvidt fiksturet er korrekt dimensioneret for udmattelse. Spændingsamplituderne er $\sigma_a = \frac{\sigma_v}{2}$ hvilket giver 20,55 MPa for topstykket og 11,50 MPa for bundstykket. Fig. A.17 viser SN-kurven for fiksturet og det ses, at med de beregnede spændingsamplituder er levetiden principielt uendelig.

A.4 Dimensionering af prøveemner

Prøveemnerne udføres i Domex 700 stål, som er et pladestål, der leveres med en flydespænding på 700 MPa og en brudspænding på mindst 780 MPa. Geometrien er fastlagt i samarbejde med HMF A/S, jf. Kapitel 4, og dimensioneringen er underlagt de ønsker som HMF A/S har stillet. Det indebærer primært, at prøveemnerne udføres således, at svejsedetaljen har udseende, som en typisk svejst krandetalje og, at denne detalje belastes i enakset træk, som det beskrevede værktøj derfor er dimensioneret efter. Den endelige geometri af prøveemnet kan ses på Fig. A.18.


Figur A.18: Endelig geometri af prøveemner.

Figur A.19: 3D model af forsøgsopstilling.

På Fig. A.19 er vist en 3D CAD model af den forsøgsopstilling, der er planlagt og udviklet værktøj til. På Schenck udmattelsesmaskinens cylinderhoveder påspændes fiksturerne med skruer med den korrekte forspænding. Derefter sættes prøveemnerne fast i disse med de specielt dimensionerede stifter. For at sikre, at der ikke opstår bøjning i emnerne skal prøveemnerne centreres med tilpasningsplader. Ydermere vil der blive monteret strain gauges på emnerne så eventuel bøjning kan afsløres og dermed give mulighed for at korrigere for dette.

Den sidste foranstaltning er, at stifthullerne i prøveemnerne gøres koniske, som illustreret i en kraftig overdrivelse på Fig. A.20. Herved vil den flade, der overfører trækket til prøveemnerne være kontrolleret til at ligge i centerlinien af emnerne og således undgås bøjning. På arbejdstegningerne i Appendiks E kan ses, hvorledes disse koniske huller udføres.



Figur A.20: Koniske stift huller i prøveemnet.

Ved hjælp af (A.27) og en forudbestemt ønsket levetid ned til 4000-18000 cykluser for prøveemner i "As welded"tilstand ved maksimal belastning, er det muligt at bestemme den spændingsvidde, der skal være i kærven jf. ENS metoden. Dermed sikres, at trækkraften på de 200 kN er tilstrækkelig til at bringe levetiden så langt ned, at forsøgstiden ikke bliver for lang. Det betyder altså, at prøveemnets dimensioner fastlægges efter en ønsket levetid. Samtidig skal spændingerne i resten af prøveemnet være af en sådan størrelse, at brudet kun vil ske i svejsedetaljen. Jf. [Fricke, 2008] kan udmattelses konstanten for stål beregnes, som i (A.26), når levetiden ønskes bestemt vha. ENS-metoden.

$$C = (\sigma_v)^m \cdot N$$

$$C_{97} = 225^3 \cdot 2 \cdot 10^6$$

$$C_{97} = 2.27813 \cdot 10^{13}$$
(A.26)

C: Konstant, C_{97} : Konstant ved 97,7 % pålidelighed, σ_v Spændingsvidde: , m Hældning: , N: Antal cykluser.

Indsættes en levetid på 18000 cykluser og en hældning på m = 3 jf. Afsnit 3.3 kan den effektive kærvspænding beregnes, se (A.27).

$$C_{97} = (\sigma_v)^m \cdot N$$

$$\sigma_v = \left(\frac{C_{97}}{N}\right)^{\frac{1}{m}}$$

$$\sigma_v = \left(\frac{2,27813 \cdot 10^{13}}{18000}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\sigma_v = 1081,7 \text{ [MPa]}$$
(A.27)

 C_{97} : Konstant ved 97,7 % pålidelighed, σ_v Spændingsvidde: , m Hældning: , N: Antal cykluser.

Denne spænding er den mindste spænding, der må være i svejsningen, som resultat af en FE-analyse. Indsættes i stedet N = 4000 cykluser fås en tilsvarende spænding på 1785,8 MPa, som er den højeste spænding der tillades. Dette gælder dog kun for prøveemner i "As welded"tilstand, da der senere vil blive lavet forsøg med efterbehandlinger, der øger

levetiden. Det er for at sikre, at disse levetider ikke bliver for høje, at de ubehandlede emner skal så langt ned i levetid. Generelt er der i forsøgene lavet forsøg ved forskellige spændingsvidder for at sikre forsøgsdata i et bredt spekter. For at lave en korrekt FE-analyse af prøveemnet er det dog vigtigt, at modellen opfylder de krav, der er stillet i ENS-metoden. Først og fremmest skal der modelleres en rundingsradius i svejsetåen på 1 mm. Når der generes elementer på FE-modellen skal elementstørrelsen i rundingsradiusen være mindst 0,25 mm for elementer med kvadratiske flytningsfunktioner. For at bestemme levetiden skal resultatet vurderes i forhold til den SN-kurve, der kaldes FAT 225 for svejsesøms kvalitet "B", når der arbejdes med stål. Overholdes disse krav vil de største hovedspændinger der beregnes, være korrekte i forhold til ENS-metoden. Størrelsen af de største hovedspændingerne er, som også antydet i (A.27), relative størrelser, der ikke umiddelbart kan sammenlignes med stålets materiale egenskaber. For at lette FE-analysen er der gjort brug af dobbeltsymmetrien i både belastning og geometri i prøveemnerne og derfor ses kun $\frac{1}{4}$ af emnet i analysen, se Fig. A.21.



Figur A.21: FE-analyse af prøveemne.

Den maksimale hovedspænding findes i kærven og har størrelsen 1376,26 MPa. Denne spænding ligger inden for det ønskede interval og dermed opnås den ønskede levetid. Det ses, at de nominelle spændinger i centerpladen er dem, som belaster prøveemnets hårdest når man ser bort fra svejsningerne. Her er spændingen aflæst til en maksimal værdi på 615 MPa hvilket ligger under flydespændingen for Domex 700 pladestål. Dermed vurderes at prøveemnets dimensioner opfylder de krav, der er til at udføre forsøgene med succes.

For emner, som ved produktion bliver termisk skåret, er der risiko for at revner starter ved de frie kanter. For prøveemnet er der undersøgt, hvorvidt denne proces kan medføre, at brudet ikke sker i svejsningen, men i stedet starter på de frie skårene kanter pga. den ruhed skære processen efterlader, se Fig. A.22.

I [Sperle, 2007] er der henvist til International Institute of Welding (IIW), som anbefaler, at man ved vurdering af termisk skårede kanter bruger SN-kurven FAT125 til levetidsbestemmelse af kanterne. Her de 125 MPa angivet ved $N = 2 \cdot 10^6$ belastninger. Denne anbefaling leder til en levetid for prøveemnets kanter, som beregnet i (A.28), hvor spæn-



Figur A.22: Skitse med forstørrelse af termiske skårene kanter.

dingsvidden σ_{nom} er sat lig de nominelle spændinger på 615 MPa mens m = 3,0.

$$C_{kant} = 125^{3} \cdot 2 \cdot 10^{6}$$

$$N_{kant} = \frac{C_{kant}}{\Delta \sigma_{nom}^{m}} = \frac{125^{3} \cdot 2 \cdot 10^{6}}{615^{3,0}}$$

$$N_{kant} = 16793 \text{ [Cykluser]}$$
(A.28)

 C_{kant} : Udmattelses kapacitet, N_{kant} : Levetid for kanten, $\Delta \sigma_{nom}$: Nominel spændingsvidde, m: Hældning af kurven.

Dermed har kanten en højere levetid end svejsetåen, hvilket er ønsket. For at sikre, at der ikke starter revner, er det yderligere besluttet, at centerpladen skal slibes på skårede kanter således ruheden bliver finere end antaget i ovenstående beregning. Dette kan ses på arbejdstegningerne i Appendiks E.

FE-analyser af værktøj og prøveemne

Følgende appendiks indeholder analyseresultater fra de FE beregninger, der er udført på værktøjet og prøveemnet. Kapitlet er inddelt efter komponenter således der er et afsnit med resultater for stiften, et afsnit med resultater for skruesamlingen, et afsnit med resultater for fiksturet og endeligt et afsnit med resultater for prøveemnet.

B.1 FE-resultater for stiften

Følgende afsnit viser de vigtigste resultater fra FE-analysen af stiften.

Største Hovedspænding



Figur B.1: Største hovedspænding på stiften, maksimalt område.

På Fig. B.1 ses hovedspændingerne i den hårdest belastede del af stiften. Det fremgår samtidig, at der er små områder med store spændinger, markeret med rød og gul farve. Disse områder opstår pga., at stiften er inddelt i mindre overfladesektioner således, at det er muligt at specificere kontaktfladetryk mellem fikstur og stift og prøveemne og stift. Disse inddelinger medfører, at der mellem to sektioner opstår store spændinger. Dette er dog ikke et korrekt billede af virkeligheden, hvorfor der ses bort fra dette i vurderingen af hovedmiddelspændingen σ_{1m} i Tab. B.1 og (B.1).

B FE-analyser af værktøj og prøveemne

Node	Value [MPa]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Components
105970	255,2	225	5,3364E-014	-10,55	stift
16683	141,9	225	5,294E-014	-6,1	stift
495	140,3	225	5,5969E-014	-2,6	stift
518	142,5	225	5,5945E-014	1,7914E-015	stift
17187	143,9	225	5,5945E-014	2,6	stift
31483	142,1	225	5,9006E-014	6,1	stift
16750	231,7	225	5,5945E-014	9,6	stift
7	232,8	225	5,6035E-014	-9,6	stift

Tabel B.1: Største hovedspænding i knudepunkter på den hårdest belastede del af stiften.

$$\sigma_{1m} = \frac{255,2 + 141,9 + 140,3 + 142,5 + 143,9 + 142,1 + 231,7 + 232,8}{8}$$

$$\sigma_{1m} = 178,8 \text{ [MPa]}$$
(B.1)

 σ_{1m} : Middel største hovedspænding.

Forskydningsspændinger



Figur B.2: Forskydningsspændinger på stiften, maksimalt område.

På Fig. B.2 ses forskydningsspændingerne i den hårdest belastede del af stiften. Det fremgår samtidig, at der er små områder med store spændinger, markeret med rød farve. Disse områder opstår pga., at stiften er inddelt i mindre overfladesektioner således, at det er muligt at specificere kontaktfladetryk mellem fikstur og stift og prøveemne og stift. Disse inddelinger medfører, at der mellem to sektioner opstår store spændinger. Dette er dog ikke et korrekt billede af virkeligheden, hvorfor der ses bort fra dette i vurderingen af forskydningsmiddelspændingen τ_{xzm} i Tab. B.2 og (B.2).

Node	Value [MPa]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Components
69419	54,1	187,78	21,812	-10,55	stift
95312	63,2	189,98	22,905	-10,55	stift
69423	66,8	191,35	23,455	-10,55	stift
69425	72,1	193,21	24,061	-10,55	stift
69427	78,8	195,12	24,52	-10,55	stift
95371	87,3	197,55	24,88	-10,075	stift

Tabel B.2: Forskydningsspændinger τ_{xz} i knudepunkter på den hårdest belastede del af stiften.

$$\tau_{xzm} = \frac{54,1+63,2+66,8+72,1+78,8+87,3}{6}$$

$$\tau_{xzm} = 70,4 \text{ [MPa]}$$
(B.2)

 τ_{xzm} : Middelforskydningsspænding i xz planet.

B.2 FE-resultater for skruesamlingen

Følgende afsnit viser de vigtigste resultater fra FE-analysen af skruesamlingen.

Forspænding af skruer

På Fig. B.3 ses de aksiale spændingerne i det forspændte fikstur. Det fremgår, at der er små områder med store spændinger markeret med rød farve. Disse områder opstår pga. de skarpe kanter der er på modellen, hvorfor der ses bort fra disse. I Tab. B.3 og Tab. B.4 er angivet spændingerne målt i center af skruerne i et snit, der er placeret midt på skruens længde således, spændingerne ikke er påvirket af skruehoved eller indespænding jf. Saint Vernant's princippet. I (B.3) er middelspændingen for skruerne i top- og bundstykket beregnet.

B FE-analyser af værktøj og prøveemne



Figur B.3: FE-analyse, forspænding af skurer i top- og bundstykke.

Location	Value [MPa]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Components
1	475,2	60	7,434E-013	35,5	Bolt fem
2	486,1	60	-25,102	25,102	Bolt fem
3	482,9	60	-35,5	6,2114E-013	Bolt fem
4	484,1	60	-25,102	-25,102	Bolt fem
5	491,8	60	-4,9463E-013	-35,5	Bolt fem
6	488,7	60	25,102	-25,102	Bolt fem
7	479,6	60	35,5	-8,6173E-013	Bolt fem
8	484,5	60	24,373	25,242	Bolt fem

Tabel B.3: Spændinger i center af skurerne i bundstykket, som følge af forspænding.

$$\sigma_{bundm} = \frac{475,2 + 486,1 + 482,9 + 484,1 + 491,8 + 488,7 + 479,6 + 484,5}{8}$$

$$\sigma_{bundm} = 484,1 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{topm} = \frac{483,7 + 481,4 + 485,5 + 483,0 + 482,6 + 483,4 + 485,6 + 481,9}{8}$$

$$\sigma_{topm} = 483,4 \text{ [MPa]}$$
(B.3)

 σ_{bundm} : Middelspænding i bundskruer, som følge af forspænding, σ_{topm} : Middelspænding i topskruer, som følge af forspænding.

Location	Value [MPa]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Components
1	483,7	177	39,244	46,7	Bolt fem
2	481,4	177	55,275	25,8	Bolt fem
3	485,5	177	55,275	-25,8	Bolt fem
4	483,0	177	39,244	-46,7	Bolt fem
5	482,6	177	-39,244	-46,7	Bolt fem
6	483,4	177	-55,275	-25,8	Bolt fem
7	485,6	177	-55,275	25,8	Bolt fem
8	481,9	177	-39,244	46,7	Bolt fem

 Tabel B.4: Spændinger i center af skurerne i topstykket, som følge af forspænding.





Figur B.4: FE-analyse, spænding på samlingsflader, som følge af forspænding.

står med trykspændinger efter forspændingen, og det af størrelsesorden på -87,2 MPa. Samlingsfladen mellem topstykket og bundstykket af fiksturet oplever trykspændinger på -56,7 MPa. Disse to værdier er gennemsnitsværdier af knudespændinger på hele fladen. Det vil være for omfattende at præsentere samtlige knudespændinger for begge flader her, se i stedet Appendiks 4.

Spænding i skruer med ydre belastning

På Fig. B.5 ses de aksiale spændinger i det forspændte fikstur. I Tab. B.5 og Tab. B.6 er angivet spændingerne målt i center af skruerne i et snit, der er placeret midt på skruens længde, således spændingerne ikke er påvirket af skruehoved eller indespænding jf. Saint Vernant's princippet. I (B.4) er middelspændingen for skruerne i top- og bundstykket beregnet. Desuden viser Fig. B.5 også spændingerne på de de to samlingsflader. Igen er antallet af knudespændinger for omfangsrigt til at præsentere her, se i stedet Appendiks 4. Resultatet af analysen viser, at samlingsfladerne stadig oplever tryk, men nu med en tryks-

B FE-analyser af værktøj og prøveemne



Figur B.5: FE-analyse, spænding i skruer med ydre belastning påført.

Location	Value [MPa]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Components
1	496,6	60	25,102	25,102	Bolt fem
2	490,5	60	35,5	-8,6483E-013	Bolt fem
3	497,8	60	25,102	-25,102	Bolt fem
4	501,5	60	-4,9603E-013	-35,5	Bolt fem
5	494,1	60	-25,102	-25,102	Bolt fem
6	495,8	60	-35,5	6,1662E-013	Bolt fem
7	497,7	60	-25,102	25,102	Bolt fem
8	487,0	60	7,4243E-013	35,5	Bolt fem

Tabel B.5: Spændinger i center af skurerne i bundstykket, som følge af forspænding.

pænding på -67,4 MPa mellem cylinderhoved og bundstykke, mens trykspændingen mellem topstykke og bundstykke af fiksturet er -42,9 MPa.

Location	Value [MPa]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Components
1	504,9	177	39,244 v46,7	Bolt fem	
2	489,2	177	55,275	25,8	Bolt fem
3	493,3	177	55,275	-25,8	Bolt fem
4	504,2	177	39,244	-46,7	Bolt fem
5	503,8	177	-39,244	-46,7	Bolt fem
6	491,3	177	-55,275	-25,8	Bolt fem
7	493,4	177	-55,275	25,8	Bolt fem
8	503,0	177	-39,244	46,7	Bolt fem

Tabel B.6: Spændinger i center af skurerne i topstykket, som følge af forspænding.

$$\sigma_{bundm} = \frac{496,6 + 490,5 + 497,8 + 501,5 + 494,1 + 495,8 + 497,7 + 487,0}{8}$$

$$\sigma_{bundm} = 495,1 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{topm} = \frac{504,9 + 489,2 + 493,3 + 504,2 + 503,8 + 491,3 + 493,1 + 503,0}{8}$$

$$\sigma_{topm} = 497,9 \text{ [MPa]}$$
(B.4)

 σ_{bundm} : Middelspænding i bundskruer, som følge af forspænding, σ_{topm} : Middelspænding i topskruer, som følge af forspænding.

B.3 FE-resultater for fikstur

Følgende afsnit viser de vigtigste resultater fra FE-analysen af fiksturet.

Bundstykket

Den maksimale trækspænding på bundstykket er 41,1 MPa. Denne spænding er fundet på bundstykkets overflade på nederste del af emnet med Ø150 mm. Det svarer godt overens med lastindføringen, som sker i de 8 skruehuller nær overfladen. Spændingerne i samtlige knudepunkter på denne overflade er gemt i Appendiks 4, og det er blandt disse resultater, at den maksimale trækspænding er fundet.



Figur B.6: Maksimale trækspændinger på bundstykket.

B FE-analyser af værktøj og prøveemne

Topstykket

Den maksimale trækspænding på topstykket er 23,0 MPa. Denne spænding er fundet i stifthullerne. Spændingerne i samtlige knudepunkter i stifthullerne er gemt i Appendiks 4 og det er blandt disse resultater, at den maksimale trækspænding i topstykket er fundet.



Figur B.7: Maksimale trækspændinger på topstykket.

B.4 FE-resultater for prøveemnet

Følgende afsnit viser de vigtigste resultater fra FE-analysen af prøveemnet.

Spænding i svejsning

FE-analysen er udført sådan, at prøveemnets symmetri udnyttes således, at der kun er regnet på $\frac{1}{4}$ af emnet. Lasten er pålagt som en leje-last med størrelsen 100 kN pga. symmetri. Desuden er emnet fastholdt med symmetri constraints på bundfladen og bagfladen. Endeligt er det ene hjørne af snitfladen fastholdt i alle retninger således, emnet er hindret i stivlegme flytninger. På Fig. B.8 kan ses, hvorledes emnet er belastet og fastholdt. Det ses af FE-analysen af prøveemnet, Fig. B.9 og Appendiks 4, at den maksimale spænding i rundingsradiusen er 1376,2 MPa. Det er denne spænding, der skal indsætte i levetids beregningerne for at finde en tilhørende levetid ud fra FAT225 kurven.



Figur B.8: FE-analyse af prøveemne, lastindføring samt indespændinger.



Figur B.9: FE-analyse af prøveemne, fokus på spænding i R1 radius.

Spændinger på ikke kritiske områder

Af Fig. B.10 ses det, at spændingerne i pladematerialet ligger under flydespændingen for Domex 700. Der er små områder, hvor flydespændingen overskrides. I stifthullet tillades, at emnet flyder sig ud af problemet. Ved halssnittet vil der være de nominelle spændinger, som bestemt i (B.5).

$$\sigma_{nom} = \frac{P}{A} = \frac{200 \cdot 10^3}{5 \cdot 66}$$

$$\sigma_{nom} = 606,1 \ [\text{MPa}]$$
(B.5)

 σ_{nom} : Nominelle spændinger, P: Trækkraft, A: Tværsnitsareal.



Figur B.10: FE-analyse af prøveemne, fokus på spændinger i resterende materiale.

Dette appendiks indeholder en generel beskrivelse af strain gauges og den teori, der ligger bag brugen af strain gauges. Derudover indeholder appendikset tekniske informationer og monteringsvejledning af strain gauges på prøveemnerne.

C.1 Strain gauges generelt

En strain gauge er en lille anordning, der består tynd metallisk tråd på en tynd film af plastik. Tråden er designet på en sådan måde, at den er mest følsom for forandringer i længden i en bestemt retning. For at måle strain i flere retninger benytter man en strain gauge rosette. Den består af flere strain gauges stablet fra en vinkel til en anden. Et eksempel på en sådan rosette er en R-rosette, se Fig. C.1.





Figur C.1: *R*-rosette med retnings notation.

Teorien er, at når en struktur er underkastet en belastning, bliver tøjningen i strukturen overført til strain gaugen uden tab. Af denne grund er det vigtigt at have sikker binding mellem objektet og strain gaugen. Strain gaugen virker ved at måle en forandring af modstand i tråden i forhold til forlængelsen, hvilket kan omdannes til en relativ forlængelse svarende til tøjning. Fysisk er dette tilfældet fordi forlængelse og Poisson's effekt ændrer modstanden i tråden.

Metal strain gaugen virker ved det nævnte princip for modstand og tøjnings relation af elektriske ledere, hvilket blev opdaget af C. Wheatstone og W. Thomson [Hoffmann,

1989]. Gennem eksperimentelt arbejde var de i stand til at beskrive relationen som i (C.1):

$$\frac{dR}{R_0} = \varepsilon \left(1 + 2\nu\right) + \frac{dQ}{Q} \tag{C.1}$$

dR: Variation i elektrisk modstand, R_0 : Initial modstand, ε : tøjning, ν : Poisson's forhold, dQ: Variation i specifik modstand, Q: Specifik modstand.

Hældningen S der beskriver kvotienten for den relative forandring af modstand sammenlignet med den relative forandring af længde, som er lig med strain gauge faktoren k, vist i (C.2).

$$S = \frac{\frac{\Delta R}{R_0}}{\frac{\Delta l}{l_0}} = \frac{\frac{\Delta R}{R_0}}{\varepsilon} = k$$
(C.2)

S: Hældning, ΔR : Ændring i modstand, R_0 : Initial modstand, Δl : Variation i længde, l_0 : Initial længde, ε : Tøjning, k: Strain gauge faktor.

Strain gauge faktoren k er bestemt eksperimentelt af producenten af strain gaugen og er afhængig af trådens materiale. Generelt viser metal et lineært forhold mellem forandringerne af modstand og tøjning. Hvis disse metaller samtidig har lave temperaturer koefficienter, der indikerer temperatur påvirkningen af den elektriske modstand, kan de være brugbare til strain gauges. Selvfølgelig vil der være tilfælde, hvor andre typer temperaturafhængighed er nødvendig.



Figur C.2: Diagram af Wheatstone broen.

Fra det elektriske diagram vist på Fig. C.2 kan broligningen afledes. Hvis en forsynings spænding V_s bliver påført broen, som vist på Fig. C.2, og ved at bruge Ohm's lov kan man komme frem til følgende udtryk vist i (C.3).

$$V_s = (R_1 + R_2) I_a = (R_3 + R_4) I_b$$
(C.3)

 V_s : Forsynings spænding, $R_1...R_4$: Modstand i bro armene, I_a : Strøm gennem R_1 og R_2 , I_b : Strøm gennem R_3 og R_4 .

Broydelsesspændingen kan fastsættes ved (C.4), når den er placeret som på Fig. C.2.

$$V_o = R_1 I_a - R4 I_b \tag{C.4}$$

 V_o : Broens output spænding, $R_1...R_4$: Modstand i bro armene, I_a : Strøm gennem R_1 og R_2 , I_b : Strøm gennem R_3 og R_4 .

Isoleres nu strømmen I_a og I_b i (C.3), kan disse indsættes i udtrykket i (C.4). Dermed opnås (C.5).

$$V_o = V_s \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4}\right)$$
(C.5)

 V_o : Broens output spænding, V_s : Forsynings spænding, $R_1 \dots R_4$: Modstand i bro armene.

Dette udtryk er yderligere udledt i [Hoffmann, 1989, s. 128-129] til at beskrive relationen mellem input og output spænding. Denne udledning vil ikke blive nærmere gennemgået her. Udledningen leder til udtrykket vist i (C.6).

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right)$$
(C.6)

 V_o : Broens output spænding, V_s : Forsynings spænding, $R_1 \dots R_4$: Modstand i bro armene, $\Delta R_1 \dots \Delta R_4$: Ændring i modstand i de 4 arme af broen.

(C.2) kan udtrykkes som i (C.7).

$$\frac{\Delta R}{R} = k\varepsilon \tag{C.7}$$

 ΔR : Ændring i modstand, R: Elektrisk modstand, ε : Tøjning, k: Strain gauge faktor.

Indsætter man dette udtryk, (C.7), ind i (C.6) opnås broligningen som vist i (C.8).

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{k}{4} \left(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4 \right) \tag{C.8}$$

 V_o : Broens output spænding, V_s : Forsynings spænding, k: Strain gauge faktor, $\varepsilon_1 \dots \varepsilon_4$: tøjning i bro armene 1 til 4.

Det er vigtigt at understrege, at indtil nu er teorien ikke begrænset af antagelsen af lineær elasticitet for materialet. Strain gaugesene i dette forsøg er konfigureret i et kvartbro kredsløb, i hvilket alle modstande, på nær en er konstante. Spider 8-30 boksen er konstrueret så den kompenserer for temperaturændringer under forsøg. Derfor virker det fornuftigt at antage, at temperaturændringer ikke har indflydelse på målingerne, så længe temperaturgradienterne er små.

C.2 Eksperimentel setup

Alt udstyr, værktøj, materialer og kemikalier, der er nødvendigt for at udføre forsøgsmålingerne, er listet i Tab. C.1. Den ene halvdel af listen bruges til at montere strain gaugesene, se Afsnit C.3.1, og den anden del af listen bruges til at udføre kontrolmålingerne, se Afsnit C.3.2.

C Strain gauge kontrol

Udstyr	Værktøj	Materialer og kemikalier
En computer med USB	Skydelære og lineal	Acetone
En Spider 8-30 boks	Forstørrelsesglas	Lim (cyano-acrylate)
To 15-pin forbindelsesstik	Kuglepen	Smergellærred
To strain gauges af typen	Wire cutter	Tin loddetråd
i Tab. C.2	Soldering apparatus	Klar tape
Prøveemnerne	Retvinkel	Papir
Værktøj til forsøgsopstilling		

Tabel C.1: Udstyr, værktøj, materialer og kemikalier til udførsel af kontrol målinger.

Strain gauge kontrolmålings-setuppet består af en computer, en spider 8-30 boks, strain gauges monteret på prøveemnet, som er spændt op i værktøjet til udførsel af forsøgene i den dynamiske Schenck trækprøvemaskine. Computeren er forbundet med spider 8-30 boksen gennem et USB-kabel. Spider 8-30 boksen er forbundet med strain gaugsene på prøveemnet, gennem de to 15-pin forbindelsesstik og ledning fastloddet til strain gauge-sene. Denne sammenkobling af udstyr er vist på Fig. C.6. Både computer og spider 8-30 boks er forbundet til en fast strømforsyning.

Teknisk information for enakset strain gauge

Den tekniske information i Tab. C.2 er afskrift fra de pakker, som de enaksede strain gauges til forsøgene, er leveret i.

Туре	FLA - 3 - 11 - 1L		
Lot no.	A515511	Gauge length	3mm
Gauge factor	$2{,}10\pm1\%$		
Gauge resistance	$119{,}8\pm0{,}5\Omega$	Quantity	10
Temp. compensation for	$11 \cdot 10^{-6} / ^{\circ}C$	Test condition	$23^{\circ}C \; 50\% RH$
Transvers sensitivty	0,1%	Batch no.	HH08K
Lead wires	$10/0,12\ 1m$		

Tabel C.2: Teknisk information fra pakkerne med de enaksede strain gauges.

C.3 Eksperimentel procedure

Den eksperimentelle procedure er beskrevet i to dele. Først kommer proceduren for montering af strain gauges på prøveemnerne, se Afsnit C.3.1, og dernæst kommer proceduren for kontrolmåling under dynamisk belastning, se Afsnit C.3.2.

C.3.1 Montering af Strain Gauges

1. Slib området, hvor strain gaugen skal monteres med smergellærred således, at overfladen er ren og giver mulighed for god vedhæftelse.

- 2. Med en kuglepen og en retvinkel markeres centerlinien af emnet både på tværs og på langs således, strain gaugen kan monteres korrekt på emnet. Dette er vist på Fig. C.3.
- 3. Rens overfladen for blæk og skidt med papirstykker og acetone. Rengøringen skal medføre, at kun ridsesporet fra kuglepennen er synlig.
- 4. Strain gaugen fastsættes på et stykke klar tape med lodningssiden ind mod tapen. Ved hjælp af tapen kan strain gaugen placeres på prøveemnet således, den er ret med ridselinierne fra kuglepen
- 5. Den ene ende af tapen klistres godt fast på overfladen. Den anden ende af tapen løsnes, så strain gaugen er fri af overfladen af prøveemnet. Dermed gøres det muligt at tilføje lim på den frie flade af strain gaugen, se A to C på Fig. C.5.
- 6. Når der er lim på strain gaugen presses tapen tilbage på overfladen, og der lægges et pres ovenpå strain gaugen i minimum 1 minut. For at undgå lim på fingrene, skal bruges specielle beskyttelsesplaststykker mellem finger og tapen, der trykkes på. Disse plaststykker leveres sammen med strain gaugesene. Proceduren ses på D på Fig. C.5.
- 7. Efter 1 minut kan tapen forsigtigt fjernes, se E på Fig. C.5, og strain gauge ledningerne fasttapes til prøveemnet med et nyt stykke tape, så risikoen for, at et ryk i ledningerne vil ødelægge strain gaugen, minimeres.
- 8. Hver enkelt strain gauge forbindes til et 15-pin forbindelsesstik. Ledningsføringen skal udføres, som vist i Bilag 6. Ledningerne fastgøres vha. lodninger.



Figur C.3: Strain Gauge placering på prøveemnet.



Figur C.4: Strain gauge markører rettet til med centerlinierne af prøveemnet.



Figur C.5: Generelle trin i adhæsions processen.

Advarsel

Den lim der bruges til at vedhæfte strain gaugesene til overfladen er en cyanoacrylate lim, som hærder hurtigt og kan lime hud sammen. Det tager under 1 minut for limen at hærde fuldstændig. Derfor er det vigtigt, at det specielle beskyttelsesplaststykke anvendes mellem fingrene og de limede dele. Plaststykkerne leveres sammen med strain gaugesene.

Hvis vedhæftning mellem strain gauge og prøveemnets overflade ikke er sikret ordentligt, er det vigtigt at sikre, at trådene i strain gaugene ikke er beskadiget, når strain gaugen er fjernet fra overfladen igen. Er trådene ubeskadiget kan den genanvendes. Først skal alt lim på strain gauge og overflade dog fjernes med acetone.

Strain gaugene placeres på hver side af prøveemnet, i center marker

C.3.2 Kontrol målinger under forsøg

Kontrol målingerne med strain gauges udføres således, det er muligt at kontrollere eventuel bøjning under udmattelsesforsøgene. Da det er målet at eftervise ENS-metodens anvendelighed, er det nødvendigt at kende belastningen og skævheder i opstilling eller emne, da det kan medføre, at belastningen ændres radikalt, som beskrevet i Appendiks A.2. Med de monterede strain gauges, som anvist i Appendiks C.3.1, og en forsøgsopstilling som vist på Fig. C.6, er det muligt at lave disse kontrolmålinger. Fremgangsmetoden er som beskrevet nedenfor.

1. Forbind udstyret som vist på Afsnit C.6.

- 2. Placer prøveemnet i forsøgsværktøjet på Schenck trækmaskinen og påfør initial træklast. Sørg for, at prøveemnet sidder helt ret monteret, så der ikke opstår bøjning. Dette kontrolleres ved at aflæse tøjningen fra strain gaugesene på hver side af emnet, de skal vise omtrent samme træk tøjning.
- 3. Programmet Catman bruges til at kontrollere strain gauge målingerne og Spider 8-30 boksen. Installer strain gaugesene i programmet og nulstil strain gaugesene. Indtast korrekt gauge faktor, fra Tab. C.2.
- 4. Før forsøget startes skal det sikres, at Catman programmet er klar til at læse de målte data.
- 5. Start forsøget og kontroller den målte tøjning. Målingerne skal stadig være omtrent de samme på hver side.
- 6. Når prøveemnet bryder stoppes forsøget. Kontrol målingerne stoppes også og gemmes i en fil til senere brug om nødvendigt.



Figur C.6: Skitse af forsøgsopstillingen.

C Strain gauge kontrol

Grafiske resultater fra FE-analyser af inderarm

D

Dette appendiks indeholder en grafisk præsentation af FE-analyserne på den originale 1700K inderarm, samt resultaterne på den design forbedrede inderarm.

D.1 Original 1700K inderarm

Største hovedspændinger

Vertikal udbøjning



Figur D.1: De største hovedspændinger på den originale 1700K inderarm.



Figur D.2: Vertikal udbøjning af den originale 1700K inderarm.

Sikkerhedsfaktor i forhold til flydespændingen



Figur D.3: Sikkerhedsfaktor i forhold til design flydespændingen $S_{yd} = \frac{S_y}{\gamma_m} = \frac{700}{1,17} = 598$ MPa på den originale 1700K inderarm.

Buckling



Figur D.4: Buckling Load Faktor på den originale 1700K inderarm.

D.2 Design forbedrede inderarm

Største hovedspændinger



Figur D.5: De største hovedspændinger på den design forbedrede inderarm.

Vertikal udbøjning



Figur D.6: Vertikal udbøjning af den design forbedrede inderarm.



Sikkerhedsfaktor i forhold til design flydespændingen

Figur D.7: Sikkerhedsfaktor i forhold til design flydespændingen $S_{yd} = \frac{S_y}{\gamma_m} = \frac{960}{1.17} = 820,5$ MPa på den design forbedrede inderarm.

Buckling



BLF = -0.57

Figur D.8: Buckling Load Faktor på den design forbedrede inderarm.

I dette appendiks er samtlige arbejdstegninger til værktøj og prøveemner vedlagt. Desuden er angivet styk antal, der skal produceres til de planlagte forsøg.

Emne/part	Tegningsnummer	Antal
Centreringsrondel	000-01	2
Topstykke - fikstur	000-02	2
Bundstykke - fikstur	000-03	2
Stift	000-04	2
Prøveemne	100-00	40
Centerplade	100-01	40
Forstærkningsplade	100-02	160

Tabel E.1: *Tegningsoversigt*.