

Prediktering av fräskroppars utmattningshållfasthet och produktlivslängd

JOAKIM ANDERSSON
JENS SUNDIN

CIVILINGENJÖRSPROGRAMMET
Maskinteknik

Luleå tekniska universitet
Institutionen för Tillämpad fysik • Maskin- och materialteknik
Avdelningen för Hållfasthetslära



Förord

Detta examensarbete, som är avslutningen på våra studier inom maskinteknik, har upptagit mycket tid och arbete för de personer som bistått oss under de 20 veckor som projektet bedrivits. Framförallt avses de personer som berörts av projektet på Sandvik Coromant och Sandvik Materials Technology i Sandviken. Trots att vi många gånger ställt konstiga frågor och inte alltid förstått hur allt fungerar har de visat stort tålamod med oss. Av den anledningen vill vi med detta förord rikta ett stort tack till våra handledare, Patrik Svedberg och David Öhlund. Vi vill även tacka personer på avdelningarna CTRM för delgivning av kunskaper om fräsning, CTRR för funderingar om FEM, CTEM för förtroendet att låna all utrustning, SFM och SFF för arbetet kring utmatningstester och brottmekanik samt CTEA för lån av maskiner och goda råd.

Det finns naturligtvis fler personer som berörts av vår frågvishet och bistått med kunskaper som förtjänar att erhålla ett tack. Vi riktar därför ett gemensamt tack även till dessa personer.

På Luleå tekniska universitetet vill vi tacka Bengt Wikman som bistått oss med ingenjörskunskaper respektive vetenskapliga råd. Sist men inte minst vill vi även tacka våra familjer som stöttat oss under de veckor som projektet bedrivits.

Joakim Andersson

Jens Sundin

Sandviken
21 April 2005

Sammanfattning

I detta projekt har det undersökts om det är möjligt att använda en beräkningsmodell vid utvärdering av utmattningshållfasthet på fräskroppar. Bakgrunden är den att det tidigare sättet att utvärdera fräskropparnas utmattningshållfasthet kräver verkliga kroppar som belastas, genom fräsning med verktyget, tills utmattningsbrott uppstår. Med en beräkningsmodell skulle det enbart behövas en kropp skapad i något solidmodelleringsprogram. Detta skulle minska resursanvändningen och göra produktutvecklingsprocessen snabbare. Projektet har utförts vid avdelningen CTRM vid Sandvik Coromant i Sandviken som utvecklar och bedriver forskning inom skärande bearbetning med inriktning mot fräsning.

För att skapa beräkningsmodellen har följande metod utarbetats. Det första steget är att göra skärkraftstester med stora påfrestningar. Dessa krafter överförs sedan, med rätt riktningar, till en FE-modell (Finita element modell). I FE-modellen beräknas spänningar för olika belastningar. Spänningar och spänningsbild från FE-modell skall stämma överens med sedan tidigare kända haverier. När FE-modellen stämmer med haverier skall utmattningsnivån bestämmas via Wöhlerdiagram för det aktuella materialet och vid rätt hårdhet och belastningsfall. Därefter tas de krafter som ger kritisk spänning fram via FE-modellen, vilka senare används vid utmattningstester. Sedan görs eventuella korrigeringar av modellen som slutligen verifieras mot en ytterligare produkt, där samma procedur görs en gång till. Modellens giltighet testas genom att prediktera antalet lastväxlingar till haveri för en ny produkt.

Projektet visar att skärkraftsmätningarna ger bra resultat. Den omräkning som görs av skärkrafter kan inverka en del på resultatet, men spridningen av data är förhållandevis liten. Resultaten från beräkningsmodellen har inte varit pålitliga gällande spänningarnas nivåer, dock har spänningsbilderna varit korrekta. Utifrån utmattningstesterna har det skapats Wöhlerdiagram som använts för att prediktera utmattningstesternas livslängd. Eftersom utmattningstesterna har varit behäftade med en viss spridning av data och beräkningsmodellen inte kunnat ge rätta spänningsnivåer har predikteringen försvårats. För att kunna verifiera metoden behövs ytterligare en produkt där metoden utvärderas på nytt.

Abstract

The possibility to use a computational model for evaluation of fatigue strength for milling tools has been studied in this project. Traditionally, fatigue analyses are done with real milling tools which are overloaded through milling to fatigue. With a computational model the use of real products is no longer a necessity since a solid model can be used instead. This would decrease the required resources and the usage of time in the product development process. The project was conducted in Sandviken at Sandvik Coromant at the department CTRM that develops and conducts research in metal cutting, especially in milling.

The following method has been established to create a calculation model. The first is to step measure the cutting forces. These forces are then transferred, with the right directions, to a FE-model. With this FE-model calculate stresses for a number of forces. The stresses and stress tests plots from the FE-model should correlate with actual failures from the real world. When the FE-model is correct, forces are applied in the following fatigue testing. If the model must be altered because of the fatigue testing, this is done before the last step which is to test the model with another product. The model's validity is tested by predicting the number of cycles to failure for the new product.

One result from this project is that the cutting forces can be measured rather accurately, moreover the recalculation of the cutting forces can influence, but the scatter of data is rather low. The calculation model has not been able to give reliable results regarding stress levels, but the stress distributions have been correct. From the fatigue testing, Wöhler curves have been created which have been used to predict fatigue life. Because of scatter in the Wöhler curves and that the calculation model has not been able to give reliable results, the desired prediction has been difficult to conduct. To verify the calculation model another product must be used and the method must be tested again.

Innehållsförteckning

1 Inledning	6
1.2 Bakgrund.....	6
1.3 Syfte och uppgift.....	6
1.4 Avgränsningar.....	6
1.5 Disposition	6
2 Metod.....	8
2.1 Arbetsgång och metod för studien.....	8
2.1.1 Bestämning av kraftriktningar för produkt A	8
2.1.2 Skapande av beräkningsmodell för produkt A.....	9
2.1.3 Beräkna spänningar och ta fram spänningsbild för produkt A.....	9
2.1.4 Jämförelse av spänningsbild mot haverier för produkt A.....	9
2.1.5 Jämförelse med enaxlig utmattningskurva för produkt A.....	9
2.1.6 Utmattningstestning av produkt A.....	9
2.1.7 Bestämning av kraftriktningar för produkt B.....	9
2.1.8 Beräkna spänningar och ta fram spänningsbild för produkt B	9
2.1.9 Prediktering och utmattningstestning av produkt B.....	10
3 Företags- och produktpresentation.....	11
3.1 Sandvik	11
3.1.1 Sandvik Tooling.....	11
3.1.2 AB Sandvik Coromant.....	11
3.1.3 CTRM	11
3.2. Presentation av produkterna Coromill 790 och Z90	12
3.2.1 Coromill 790	12
3.2.2 Coromill Z90.....	12
3.2.3 Serrationer.....	13
4 Teori.....	14
4.1 Spånskärande bearbetning	14
4.1.1 Fräsning.....	14
4.1.2 Fräsmetoder.....	14
4.1.3 Skärdata vid fräsning	14
4.2 Skärkrafter.....	15
4.2.1 Skärdatas inverkan på skärkrafterna	15
4.2.2 Materialets inverkan på skärkrafterna.....	15
4.2.3 Kraftkomposanter	16
4.2.4 Uträkning av skärkrafter	16
4.3 Utmattning	16
4.3.1 High Cycle Fatigue (HCF) och Low Cycle Fatigue (LCF)	17
4.3.2 Sprickinitiering	17
4.3.3 Spricktillväxt.....	17
4.3.4 Restbrott.....	17
4.3.5 Wöhlerdiagram	17
4.3.6 Fleraxlig utmattning.....	19
4.4 Fraktografi.....	19
4.4.1 Brottytor.....	19
4.5 Finita element metoden.....	20
4.5.1 Singulariteter och spänningskoncentrationer.....	20
4.5.2 Noggrannhet och felkällor vid linjär analys.....	21
5 Resultat och genomförande.....	22
5.1 Bestämning av kraftriktningar för 790.....	22

5.2 Skapande av beräkningsmodell för 790	23
5.2.1 Låsningar och krafter	23
5.3 Beräkning av spänningar och framtagning av spänningsbild för 790.....	24
5.3.1 Spänningsbild för 790	25
5.4 Jämförelse av spänningsbild mot haverier för 790	25
5.4.1 Haverier.....	26
5.5 Jämförelse med enaxlig utmattningskurva för 790	26
5.6 Utmattningstestning av 790	26
5.7 Bestämning av kraftriktningar för Z90	27
5.8 Beräkning av spänningar och framtagning av spänningsbild för Z90	28
5.8.1 Spänningsbild för Z90.....	29
5.9 Prediktering och utmattningstestning av Z90	29
5.9.1 Prediktering baserad på Pro/MECHANICA.....	30
5.9.2 Prediktering baserad på Ansys.....	31
5.9.3 Resultat från prediktering baserad på spänningar från Ansys	32
5.9.4 Wöhlerdiagram för Z90	33
6 Analys	34
6.1 Skärkrafter 790 och Z90	34
6.2 FE-modell 790 och Z90	34
6.3 Utmattning 790 och Z90	36
6.4 Fraktografi 790 och Z90	37
7 Diskussion och slutsatser	39
7.1 Diskussion.....	39
7.2 Fortsatt arbete.....	39
7.3 Slutsatser	40
Källförteckning	41
Bilaga 1 - Detaljerad beskrivning av utförandet	43
Bilaga 2 - FE-rapport.....	52
Bilaga 3 – Utmattningstestning.....	65
Bilaga 4 - Fraktografi för 790 och Z90	72
Bilaga 5 – Hårdhetsmätning av 790 och Z90.....	77
Bilaga 6 – Jämförelse mellan hårdhet och antalet lastväxlingar för samma belastningsnivå.....	78
Bilaga 7 – Skattning av utmattningsgräns för 790 och Z90.....	79

1 Inledning

Vid produktutveckling är ett av målen att ha en så kort ledtid som möjligt. Att förkorta leddiden från idé till färdig produkt är något som alla företag eftersträvar. Generellt sett blir produktlivscyklerna kortare vilket ställer hårda ekonomiska krav på att kunna maximera tiden för återbetalning och vinst. Likaså blir konkurrensen alltmer globalt intensifierad vilket ökar konkurrensen om kunderna. Att vara först med introduceringen av nya produkter och teknologier är viktigt för att ligga steget före konkurrenterna. Nya produkter och teknologier innebär att kunskaper och produktkännedom ständigt behöver förnyas vilket kan skapa problem när tid är en bristvara i produktutvecklingsprocesser. Kostnader för ändringar sent i produktutvecklingsprocessen är mycket större än i ett tidigt skede, d v s ju senare ändringarna görs desto mer resurskrävande blir de. Problem med produkter som inte lever upp till kundens förväntningar kan skapa bad will. Detta kan vara mer förödande än själva kostnaderna för returnerade produkter och omkonstruktioner. Ovanstående krav och önskemål på produktutvecklingsprocessen gör att denna tidsmässigt måste vara kort men samtidigt felfri, krav som ofta står i motsatsförhållande till varandra. Att till exempel göra rigorösa praktiska tester tar tid, men ger ofta bra resultat. Detta gör att metoder behövs för att tidigt identifiera och utvärdera viktiga faktorer samt tänkbara problem i ett tidigt skede.

1.2 Bakgrund

I detta projekt skall det utvärderas om en ny metod för utvärdering av utmattningshållfasthet av fräskroppar är applicerbar. Projektet har utförts vid Sandvik Coromants avdelning CTRM som utvecklar och bedriver forskning inom verktyg och skär för fräsning. Det bakomliggande behovet hos Sandvik Coromant är att idag utförs tester sent i produktutvecklingsprocessen vilket gör eventuella ändringar dyra. Testerna som utförs är också mycket resurskrävande, både tids- och kostnadsmässigt.

1.3 Syfte och uppgift

Uppgiften är att skapa och utvärdera en metod för uppskattning av utmattningshållfasthet hos fräskroppar genom att skapa en beräkningsmodell. Metoden är tänkt att minska behovet av resurskrävande testning, såväl tidsmässigt som kostnadsmässigt genom att använda en beräkningsmodell. I studien ingår att ta fram underlag för modellen såsom krafter, fixturer, spänningar, utmattningsdata o s v. Modellen görs för en existerande standardprodukt. Sedan skall modellen verifieras på en produkt som är under utveckling.

1.4 Avgränsningar

I projektet behandlas endast två produkter, Z90 och 790, med en och samma diameter. Vid verifiering av modellen kommer endast en produkt med samma diameter att användas.

1.5 Disposition

I kapitel ett görs en kort genomgång om bakgrunden till projektet. I kapitel två redogörs för arbetsmetoden som använts under projektet. I kapitel tre ges en

presentation av företaget som projektet utförts vid och de produkter som använts och jämförts vid testerna. Kapitel fyra innehåller en teoretisk genomgång av fräsning, skärkrafter, utmattning, fraktografi och finita element metoden. Kapitel fem innehåller de resultat som framkommit. Kapitel sex och sju är analys och slutsatser av de framkomna resultaten.

2 Metod

I detta kapitel ges en beskrivning av den metod som skall utvärderas. Under punkt 2.1 visas metodens nio steg. Varje steg beskrivs sedan mer ingående.

2.1 Arbetsgång och metod för studien

1. Bestämning av kraftriktningar för produkt A - Det första steget är att bestämma kraftriktningar och storleksförhållanden mellan krafter för produkt A. Detta görs genom att mäta krafterna som verktyget utsätts för när det används. Bearbetningar görs med skärdata som ger stora påkänningar på fräsen.
2. Skapande av beräkningsmodell för produkt A - Här skapas en beräkningsmodell för fräskroppen. I beräkningsmodellen skall kraften från steg ett appliceras på samma sätt som den uppkommer på produkten vid bearbetning.
3. Beräkna spänningar och ta fram spänningsbild för produkt A - I steg tre beräknas spänningsnivåer för fräsen via den beräkningsmodell som tagits fram i steg två. Spänningsbilden skall också tas fram, d v s var de maximala spänningarna och påkänningarna förekommer på fräsen.
4. Jämförelse av spänningsbild mot haverier för produkt A - Här skall spänningsbilden jämföras med kända haverier. Om spänningsbilden från beräkningsmodellen ej överensstämmer med haverier skall beräkningsmodellen göras om, d v s gå tillbaka till steg två.
5. Jämförelse med enaxlig utmattningskurva för produkt A - I steg fem skall fräsens spänningar jämföras med utmattningsgränsen för materialet vid enaxlig belastning. Vid den spänningsnivå som ger oändlig livslängd skall de krafter som ger spänningarna tas fram.
6. Utmattningstestning av produkt A - Utifrån krafterna i steg fem skall sedan produkten utsättas för utmattning. D v s fräsen testas i en utmattningsrigg med ovanstående kraftnivå. Antalet belastningsväxlingar som produkten klarar skall sedan jämföras med antalet belastningar från steg fem. Om detta inte överensstämmer med antalet belastningar från steg fem skall modellen ändras.
7. Bestämning av kraftriktningar för produkt B - I steg sju skall metoden tas om från början, d v s bestämma kraftriktningar och storleksförhållanden mellan krafterna. Med skillnaden att detta görs för produkt B.
8. Beräkna spänningar och ta fram spänningsbild för produkt B - I steg åtta används samma beräkningsmodell som tagits fram för produkt A och används till att beräkna spänningsnivån för produkt B.
9. Prediktering och utmattningstestning av produkt B - Därefter görs steg fem och sex för produkt B. D v s utifrån utmattningstester från produkt A görs uppskattning av antalet belastningscykler för produkt B. Produkt B utmattningstestas sedan för att verifiera modellen.

2.1.1 Bestämning av kraftriktningar för produkt A

Det första steget, att bestämma skärkrafterna, skall göras via att mäta krafterna som uppstår vid bearbetning. Krafter skall mätas i tre riktningar. Bearbetningen skall utföras som planfräsning och med stora påfrestningar. Detta åstadkommes genom att ta största rekommenderade skärdata för produkt A. Vidare skall den maximala kraften

under bearbetning tas fram. För att erhålla resultat med liten spridning skall flera försök göras på samma skärdata.

2.1.2 Skapande av beräkningsmodell för produkt A

En beräkningsmodell skall sedan tas fram för produkt A. I beräkningsmodellen skall krafterna från steg ett appliceras med samma storleksförhållande som från bearbetningen. Modellen skall utföras så likt verklig fräsning som möjligt. Beräkningsmodellen skall skapas i beräkningsprogrammet Pro/MECHANICA.

2.1.3 Beräkna spänningar och ta fram spänningsbild för produkt A

När en beräkningsmodell skapats skall de maximala spänningarna beräknas för olika krafter. Från modellen skall det även tas fram spänningsbilder, d v s var maximala spänningarna uppstår på produkt A vid olika belastningar.

2.1.4 Jämförelse av spänningsbild mot haverier för produkt A

För att kunna validera beräkningsmodellen skall spänningsbilder från steget ovan jämföras med haverier. Spänningsbilder från beräkningsmodellen skall överrensstämmas med haverier, annars skall beräkningsmodellen göras om. Detta innebär ett återhopp till steg två i metoden.

2.1.5 Jämförelse med enaxlig utmattningskurva för produkt A

När beräkningsmodellen är korrekt skall spänningar från densamma jämföras med ett enaxligt Wöhlerdiagram för materialet. Wöhlerdiagrammet skall vara för samma material, belastningsfall och hårdhet. Det skall tas fram vilken spänningsnivå som ger oändlig livslängd baserat på Wöhlerdiagrammet. Sedan skall spänningarna som ger oändlig livslängd räknas om till krafter. Dessa krafter skall sedan användas i nästa steg som är utmattningstestning av produkt A.

2.1.6 Utmattningstestning av produkt A

När krafterna från ovanstående nivå är framräknade skall produkt A utmattningstestas. Före varje utmattningstest skall antalet belastningscykler som produkt A klarar predikteras. Predikteringen görs utifrån det enaxliga Wöhlerdiagrammet. Vid eventuella fel skall modellen korrigeras. Antalet tester är beroende av hur god korrelation som erhålls mellan prediktering och utfallet från utmattningstesterna.

2.1.7 Bestämning av kraftriktningar för produkt B

Steg sju till nio innebär att metoden görs om för produkt B. Detta görs för att verifiera modellen. Steg sju innebär att skärkrafttester görs för produkt B. Detta görs likadant som för produkt A. Det enda som kan skilja sig åt är skärdata.

2.1.8 Beräkna spänningar och ta fram spänningsbild för produkt B

Sedan när skärkrafterna är gjorda för produkt B skall dessa appliceras i samma beräkningsmodell som togs fram för produkt A. Förfaringssättet för produkt B skall vara detsamma som för produkt A.

2.1.9 Prediktering och utmattningstestning av produkt B

Precis som för produkt A skall det utföras en prediktering före utmattningstestningen av produkt B. Predikteringen av produkt B baseras på Wöhlerdiagrammet som används i steg sex som eventuellt korrigerats från utmattningstestningen av produkt A.

3 Företags- och produktpresentation

Projektet har utförts vid AB Sandvik Coromant i Sandviken som tillhör koncernen Sandvik AB under affärsområdet Tooling. Nedan ges en kort historik och beskrivning av koncernen med tillhörande affärsområden samt en beskrivning av avdelningen CTRM där projektet utförts.

3.1 Sandvik

Sandvik är ett företag som verkar över hela världen och omsätter cirka 50 miljarder kronor. Sandviks produkter och lösningar har genomgående ett högt teknologinnehåll och förädlingsvärde. Under Sandvik AB finns tre affärsområden:

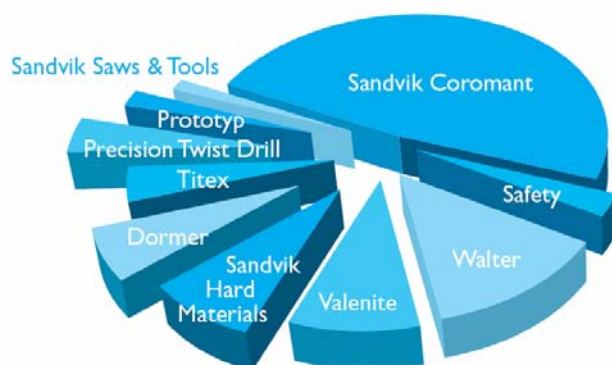
- Sandvik Tooling
- Sandvik Mining and Construction
- Sandvik Materials Technology [16].

3.1.1 Sandvik Tooling

Sandvik Tooling är en världsledande producent av verktyg, skär och verktygssystem för metallbearbetning samt ämnen och komponenter i hårdmetall. De största kundområdena är verkstads-, fordons- och flygindustri.

Under Sandvik Tooling finns flera starka varumärken såsom:

Sandvik Coromant, Safety, Walter, Valenite, Hard Materials, Prototyp, Titex, Dormer, Precision Twist Drill, Saws & Tools. Coromant är det enskilt största företaget inom affärsområdet Tooling, se figur 1 [17].



Figur 1- Företag inom Tooling. Källa: [17]

3.1.2 AB Sandvik Coromant

Coromant är en världsledande tillverkare av verktyg för skärande bearbetning såsom borrar, fräsning och svarvning. Coromant har verksamhet i över 60 länder. Huvudorten för verksamheten är Sandviken där huvudkontoret finns.

3.1.3 CTRM

CTRM (utveckling fräsverktyg) är en utvecklingsavdelning i Sandviken som bedriver forskning och utveckling inom fräsning. Avdelningens huvudsakliga syfte att ta fram

och utveckla nyskapande produkter och tekniker som kan patenteras. Avdelningen består av elva personer [17].

3.2. Presentation av produkterna Coromill 790 och Z90

Nedan görs en kort presentation av de två produkterna som använts i studien. Den första heter egentligen Coromill R790-032A32S2-16L men benämns fortsättningsvis enbart för 790. Den andra är Z90 som egentligen är ett arbetsnamn på en produkt som är under utveckling. Denna kommer fortsättningsvis att benämnas just Z90.

3.2.1 Coromill 790

790 är ett höghastighetsverktyg för bearbetning i aluminium. Denna typ av bearbetning brukar kallas High Speed Machining (HSM) d v s höghastighetsbearbetning. Materialet i 790 är SS2541 som är förhärdat, d v s den tillverkas i härdat tillstånd. Materialets hårdhet är ca $43,5 \pm 2,5$ HRc.



Figur 2– Coromill 790. Källa:[17]

3.2.2 Coromill Z90

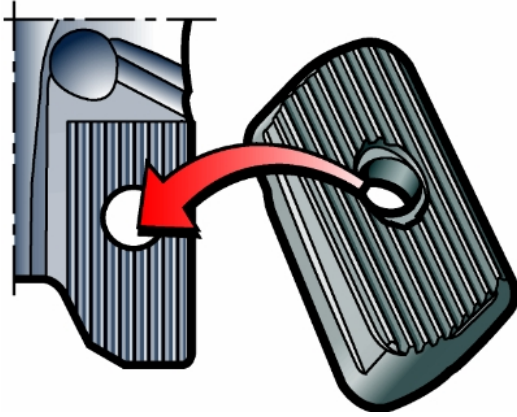
790 och Z90 är i grund och botten en och samma fräs, se figur 3. Z90 tillverkas i samma material som 790. Vidare tillverkas Z90 i härdat tillstånd och vid samma hårdhet som 790. Båda har skruv som håller fast skäret, skären är slipade och de har serrationer på skär och skärlägesbotten, se figur 4. Skillnader mellan Z90 och 790 är att Z90 är tänkt att användas i flera material genom att byta skär. Vidare är Z90 utformad för att tåla större påfrestningar än 790.



Figur 3 – Coromill Z90. Källa: Egen bearbetning

3.2.3 Serrationer

Serrationer används på både 790 och Z90. Vid höga skärhastigheter fås stora centrifugalkrafter, detta gör att skäret behöver en bra låsning. Härav används serrationer för att bättre låsa skäret i skärläget. Serrationer ger även en fräs med bättre diametertolerans.



Figur 4 – Serrationer på skärläget och skäret. Källa: [17]

4 Teori

I detta kapitel ges en teoretisk introduktion till de ämnen som behandlas i projektet. För den som redan är insatt kan detta kapitel hoppas över.

4.1 Spånskärande bearbetning

Spånskärande bearbetning är ett samlingsnamn för ett stort antal industriella processer som har det gemensamma att under processen avskiljs material från arbetstycket i form av små stycken, vanligtvis kallade spånor. De idag vanligaste spånskärande metoderna är svarvning, fräsning, borrarning samt slipning, men även brotschning, läppning, hening och svarvfräsning är vanligt förekommande metoder [1], [2].

4.1.1 Fräsning

Fräsning är en metod att via ett roterande verktyg avverka spånor på ett arbetstycke. Det vanligaste är ett roterande verktyg och ett hållarbord i vilket det utförs linjära rörelser i en eller flera axlar. Kännetecknande är det intermittenta skärförlopp där skären utsätts för slag vid ingrepp i arbetsstycket. Detta intermittenta skärförlopp är orsaken till att fräsar utsätts för utmattning [1], [2].

4.1.2 Fräsmetoder

Fräsning kan delas upp i planfräsning, hörnfräsning, spårfräsning och profilfräsning. Av fräsmetoderna är det planfräsning som är den vanligaste bearbetningsmetoden vilken innebär att fräsen bildar en rät vinkel med matningsrörelsen. Ofta förekommande är att verktyget sitter monterat i en vertikal spindel. Planfräsningsoperationer kan utföras på många olika varierande sätt mycket beroende på fräsens storlek och den bearbetade ytans storlek. Ett planfräsningssverktyg är ett flerskärt verktyg. Verktygen delas in i grovtandade, tättandade samt extra tättandade. För att bestämma vilket av de olika alternativen som passar för den aktuella bearbetningen tar man hänsyn till faktorer såsom t ex materialet, arbetsstyckets storlek, stabilitet, ytfinhet samt tillgänglig maskineffekt [1], [2].

4.1.3 Skärdata vid fräsning

Med skärdata menas axiellt skärdjup (a_p), arbetsingrepp (a_e) bordsmatning (v_f) och varvtal (n). För att kunna beräkna bordsmatning och varvtal måste följande faktorer bestämmas: D_c , f_z , z_c och v_c , se ekvationer (1) och (2) nedan. f_z är matning per tand och v_c är skärhastigheten. f_z och v_c finns tabulerade. D_c är fräsens diameter och z_c är antalet tänder på fräsen. Vid fräsning är skärdata en viktig faktor för att uppnå ett lyckat resultat med avseende på kvalitet och kostnader för att tillverka en komponent. Vid fastställande av skärdata krävs att man tar hänsyn till en mängd faktorer såsom exempelvis; arbetsstyckets material, verktyg, maskintyp, bearbetningstyp, noggrannhet och livslängd för skär [1], [2].

Skärhastighet (m/min):

$$v_c = \frac{n \cdot \pi \cdot D_c}{1000} \quad (1)$$

Bordsmatning (mm/min och varv): $v_f = n \cdot f_z \cdot z_c$ (2)

4.2 Skärkrafter

För att kunna forma ett arbetsstycke medelst någon form av spånskärande bearbetning som t ex svarvning, fräsning eller borrarning behövs det tillföras energi. Energi åtgår för att skilja spånan från grundmaterialet. Energin överförs från maskinens moment till fräskroppen som via skärebyggarna skapar tillräckligt stora krafter i materialet. Merparten av kraften används till att pressa materialet mot eggen för att sedan erhålla att materialet flyter över eggens ovansida, d v s övervinna materialets skjuvhållfasthet. Att känna till krafternas storlek och riktning är av stor betydelse då man genom skärkraften kan beräkna erforderlig maskineffekt, påkänningar på maskinelement och uppspänningsanordningar samt på verktyg och arbetsstycke [1], [2], [3].

4.2.1 Skärdatas inverkan på skärkrafterna

Det som har stor inverkan på skärkrafterna är skärdatan som används vid bearbetningsförloppet. Skärdata kan inte variera oändligt utan tillåts variera inom utprovade intervall inom vilka fräsen skall ge tillfredställande resultat. Beroende av material i arbetsstycket, typ av bearbetning t ex grov eller fin, typ av fräs, skärens geometri och beläggning mm finns rekommenderade skärdata som tillverkare tillhandahåller [1], [3].

En ökning av matningen och/eller skärdjupet innebär att spånarean, d v s skärdjup gånger matning per tand ($f_z \times a_p$), ökar. Således ökar även skärkrafterna. Skärhastigheten påverkar också spånbildningen och krafterna. Vid lägre skärhastigheter fås en sjunkande skärkraft med ökande skärhastighet. Detta beror på att en högre skärhastighet alstrar mer värme i kontaktzonen mellan spåna och skär. Hållfastheten på material sjunker med ökande temperatur vilket gör att materialet blir lättare att skära. Detta är fallet till en viss nivå där en brytning sker och skärkraften börjar öka istället vid ökande skärhastighet. Var denna nivå är beror på verktygets och spånans tröghetskrafter [1], [3].

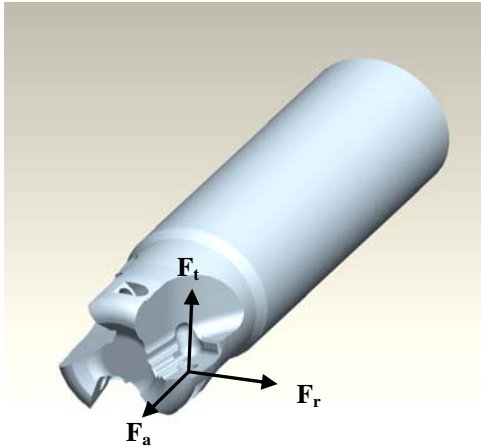
4.2.2 Materialets inverkan på skärkrafterna

Skärkrafternas storlek är starkt beroende av materialet som skall bearbetas. Detta beror på att vissa material är lättare att bearbeta än andra d v s de har bättre skärbarhet. Skärbarhet har ingen exakt definition utan utgörs av många faktorer som inverkar på den skärande processen. Det finns många egenskaper som påverkar hur svårt ett material är att bearbeta t ex påverkar hårdheten, duktiliteten, legeringsämnen, friskärande ämnen o s v [1], [2].

Det som är önskvärt för att lätt kunna skära i ett material är låg hårdhet och låg duktilitet. Låg hårdhet och låg duktilitet står i motsatsförhållande p g a duktiliteten avtar med ökande hårdhet. Låg hårdhet ger att materialet lättare flyter i kontakten mellan skär och material vilket ger mindre skärkrafter. Många legeringsämnen underlättar spånbildning och kan verka som smörjande partiklar vid skärprocessen. T ex är grafit i gjutjärn och bly i stål legeringsämnen som är bra ”smörjmedel” som underlättar skärprocessen [1], [2].

4.2.3 Kraftkomponenter

Skärkrafterna vid fräsning är uppdelade i tre kraftkomponenter, tangentialkraften (F_t) radialkraften (F_r) och axialkraften (F_a). Krafter kan antingen vara drag- eller tryckkrafter beroende på om den verkar bort från kroppen eller emot. Vid fräsning är den tangentiella kraften alltid en tryckkraft. Figur 5 visar det koordinatsystem som används för att räkna om krafter till fräsen och skäret. Riktningen på den radiella och axiella kraften beror på skärets axiella och radiella geometri och kan vara både dragande eller tryckande. Andra faktorer kan t ex vara skärdjup och matning.



Figur 5 - Fräskropp med utsatt koordinatsystem på skärläget. Källa: Egen bearbetning

4.2.4 Uträkning av skärkrafter

Skärkrafter kan beräknas analytiskt eller tas fram via experiment. Experiment kan delas upp i direkta experiment och indirekta experiment. Det indirekta experimentet bygger på att mäta andra storheter som har samband med krafterna. T ex kan effekten för maskinen mätas och därefter beräknas krafterna fram utifrån kända samband. Detta ger en snabbare mätning än den direkta metoden men har sämre noggrannhet gällande både krafternas storlek och riktning. De direkta experimenten innebär att mätningar görs med verktyg monterat på en dynamometer alternativt att arbetstycket är monterat på en dynamometer. Därefter görs bearbetningar med önskade skärdata. Den direkta metoden är att föredra när noggrannheten är stor samt att krafternas riktningar önskas [3], [4], [19].

4.3 Utmattning

Utmattning är ett förlopp där en mekanisk struktur utsätts för en i tiden återkommande lastväxling. Utmattning kan indelas i tre stadier som utgörs av sprickinitering, sprickpropagering och restbrott. Lastens frekvens och lasttyp spelar in vid kategorisering av utmattningsfall. Beroende på lasttyp benämns utmattning t ex termisk, kontakt eller mekanisk och beroende på antal lastväxlingar High Cycle Fatigue (HCF) och Low Cycle Fatigue (LCF) [5], [6].

4.3.1 High Cycle Fatigue (HCF) och Low Cycle Fatigue (LCF)

Vid höga spänningar kommer global plastisk deformation att uppträda vilket gör att livslängden för konstruktionen blir kort. Denna typ av utmattning kallas LCF. Vanligtvis är antalet belastningsväxlingar mellan ett par till 1000 eller 10 000 st. Vid belastningsväxlingar över detta, från ca 10 000 till oändligheten, kallas förloppet istället HCF. Vid HCF är den globala spänningen lägre än sträckgränsen men vid lokala spänningskoncentrationer inne i materialet, i t ex korngränser vid en mikrospricka eller vid ytan, blir spänningarna högre än sträckgränsen. Detta ger en lokal plasticering som initierar en spricka. I alla befintliga material finns det alltid sprickor [5], [6].

4.3.2 Sprickinitiering

Sprickinitiering utvecklas i områden där spänningarna är störst. Detta är oftast på ytan vid dimensionsövergångar, skarpa hålkäl och vid anvisningar. Sprickinitiering kan också komma från yttre och inre defekter i materialet. Vid tillverkningen av fräsverktygen uppkommer restspänningar som påverkar sprickinitieringen. Restspänningar i form av tryckspänningar är positiva medan dragspänningar är negativa för sprickinitiering. Ytfinheten hos materialet spelar också in vid initieringen. En grövre yta löper större risk att drabbas av utmattning. Detta beror på att antalet initieringstillfällen ökar med grövre ytfinhet. Material med högre hållfasthet är oftast mer sprickkänsliga än material med lägre hållfasthet [5], [6].

4.3.3 Spricktillväxt

Sprickans tillväxt sker vinkelrätt mot huvudbelastningens riktning. Härav är det viktigt att slagger i materialet är parallella med största spänningens riktning. Under en viss tröskelnivå växer inte sprickan och ovanför en maxnivå erhålls brott. Mellan dessa ytterligheter växer sprickan beroende över hur stor spänningen är i materialet, typ av spricka och geometrin.

4.3.4 Restbrott

Detta är det sista stadiet då materialet brister. Vanligtvis är detta ett sprödbrott vilket syns genom att ytan blir grov. På mikronivå syns detta genom att korngränserna blir tydliga.

4.3.5 Wöhlerdiagram

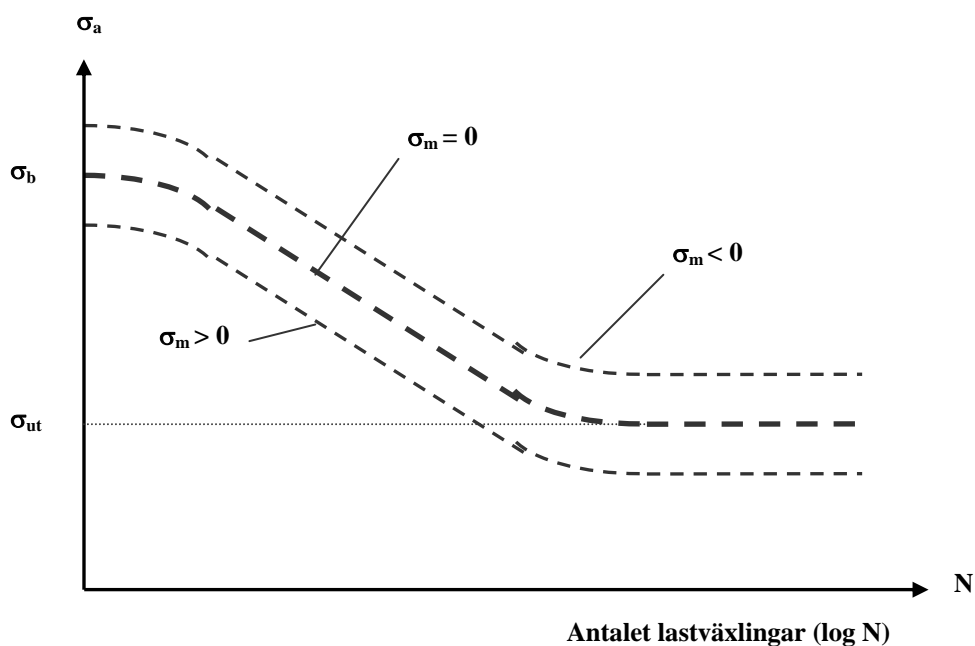
Den vanligaste formen av illustrering för empirisk framtagna utmattningsdata är Wöhlerdiagram, även benämnt S-N diagram. Där S-N står för strength och number. Kurvan visar förhållandet mellan spänningsnivå och logaritmen för antalet lastväxlingar. Vanligtvis görs denna med 50 % sannolikhet. Med detta menas att den plottas så att 50 % av experimenten har större livslängd och 50 % har kortare livslängd för varje nivå. Annars benämns kurvan S-N-P där P står för probability [5], [6].

Kurvor görs för olika belastningsfall såsom, dragning/tryck, böjning, vridning och roterande böjning. Kurvans huvudsakliga utseende är densamma för de flesta metalliska material med en skillnad för material som anses ha en utmattningsgräns, där kurvan planar ut när antalet belastningar går mot oändligheten. Belastningsnivåer under utmattningsgränsen anses ge oändlig livslängd. Antalet cykler till oändlig livslängd varierar men brukar ofta antas till två eller tio miljoner. Kurvan har sina

begränsningar i att den endast är giltig för en mittspänning eller spänningsvidd och att den är renodlat gjord för enaxlig spänning [5], [6].

Kraftens utseende d v s om det används t ex en fyrkantlast, sinuslast eller triangellast anses inte ha någon inverkan på utmattningen. Likaså anses inte frekvensen ha någon inverkan om den är under 200 Hz, med undantag för eventuella resonansfrekvenser. Vid utmattning talar man om pulserande eller växlande utmattning. Växlande utmattning innebär att maximal spänningen σ_{\max} och minimal spänningen σ_{\min} har olika tecken. Pulserande utmattning innebär att σ_{\max} och σ_{\min} har samma tecken [5],[6].

Amplitudspänning



Figur 6 - Wöhlerdiagram med tre mittspänningar utmattningsgräns samt brottgräns. Källa: [15]

Figur 6 visar hur ett Wöhlerdiagram kan se ut med brottspänning (σ_b) och utmattningsgräns (σ_{ut}). Det kan även utläsas att det är fördelaktigt ur utmattningssynpunkt med inlagrade tryckspänningar eftersom kurvan förskjuts uppåt med negativ mittspänning. Mittspänningen (σ_m) är tänkt som en medelspänning kring vilken en överlagrad spänning, amplitudspänning (σ_a) oscillerar. Se ekvationer (3) till (7) där det visas hur spänningarna för Wöhlerdiagrammet räknas ut.

$$\text{Mittspänning} : \sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \quad (3)$$

$$\text{Spänningsamplitud} : \sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (4)$$

$$\text{Spänningsvidd} : R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (5)$$

$$\text{Maxspänning} : \sigma_{max} = (\sigma_m + \sigma_a) \quad (6)$$

$$\text{Minspänning} : \sigma_{min} = (\sigma_m - \sigma_a) \quad (7)$$

4.3.6 Fleraxlig utmattning

De flesta strukturer utsätts inte för en renodlad enaxlig spänning och heller inte för renodlad enaxlig utmattning utan oftast en flerdimensionell. Detta innebär att Wöhlerdiagram inte kan användas i sitt ursprungliga utförande, vilket är för enaxlig belastning. Många metoder finns för hur en jämförelse mellan fleraxlig och enaxlig utmattning skall utföras. Olika omräkningar görs beroende av material och hårdhet. Ett enkelt sätt är att använda effektivspänningen, t ex Trescas eller von Mises. Dessa skulle eliminera beräkandet av en mittspänning eftersom de är skalära storheter som inte tar hänsyn till riktning. Att använda effektivspänning skulle göra S-N kurvan oberoende av R-värdet, d v s spänningsvidden, vilket också är positivt. Dock bör användandet av effektivspänningar göras med försiktighet [5], [6].

4.4 Fraktografi

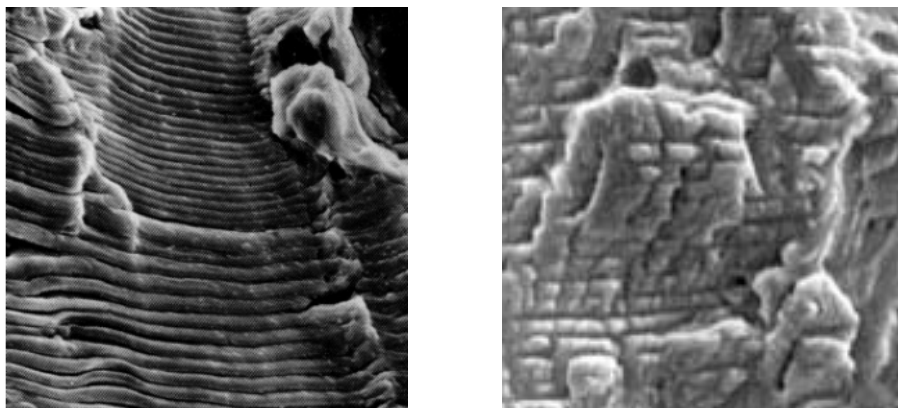
Fraktografi innebär studie av brottytor. Fraktografi är ett värdefullt hjälpmedel vid analys av brottytor för att kunna återskapa och förstå ett brottförlopp. Fraktografi kan användas för att bestämma typ av brott, hastigheten på brottet, spänningsnivåer samt brottets initieringspunkt. De flesta fraktografiska undersökningar inleds oftast med ett optiskt mikroskop vid låga förstoringar. Därefter utnyttjar man svepelektronmikroskopi (SEM) för topografiska studier vid högre förstoringar men även för mikroanalys [11].

Det finns två huvudtyper av brott, sprött brott och duktilt eller segt brott. Det duktila brottet föregås av plasticering där materialet töjer sig. Skillnaden mot sprödbrottet är att detta sker momentant utan föregående plasticering och töjning [11].

4.4.1 Brottytor

Eftersom utmattning sker i inkrement där spricktillväxten sker i steg, ger det brottytan ett karaktäristiskt utseende. Brottytan får ett vågformat mönster som är direkt kopplat till lastväxlingarna. Dessa vågor kallas striationer, se figur 7 och 8. Beroende av material och hur spricktillväxten skett kan dessa vara mer eller mindre svåra att upptäcka. Utmattningsbrott får i mikroskala ett matt och vågigt utseende. Detta beror på att ytan inte har några plana kristallplan som kan reflektera ljus, utan ytan blir absorberande p g a ovan nämnda striationer. Utmattningsbrott avslutas i regel med ett restbrott som antingen är ett segt eller sprött brott. Restbrottet skiljer sig från

utmattningsbrottet i det hänseende att restbrottet får ett blankt utseende p g a att ljuset reflekteras [11].



Figur 7och 8 – Utmattningsbrott med striationer. Källa: [20]

På den större makronivån kan det detekteras rastlinjer som också är kopplade till spricktillväxten. Dessa linjer uppstår när sprickan stått still ett tag. Rastlinjer kan fungera som en god indikator på vilken typ av utmattningsbrott som skett i materialet. Rastlinjer är lätta att förväxla med striationer men rastlinjer är mycket större och på en rastlinje kan det finnas tusentals striationer. Både striationer och rastlinjer går som koncentriska cirklar från initieringspunkten för utmattningen. Vissa materials utmattningsbrott kan sakna både striationer och rastlinjer [11].

4.5 Finita element metoden

Finita element metoden (FEM) är ett vanligt verktyg för numerisk lösning av hållfasthetsproblem. I FEM talar man om noder, nät och element. Element är de delar som bygger upp själva geometrin, där elementen möter varandra i noder och nätet brukar ibland kallas mesh (eng.) [7], [8].

4.5.1 Singulariteter och spänningskoncentrationer

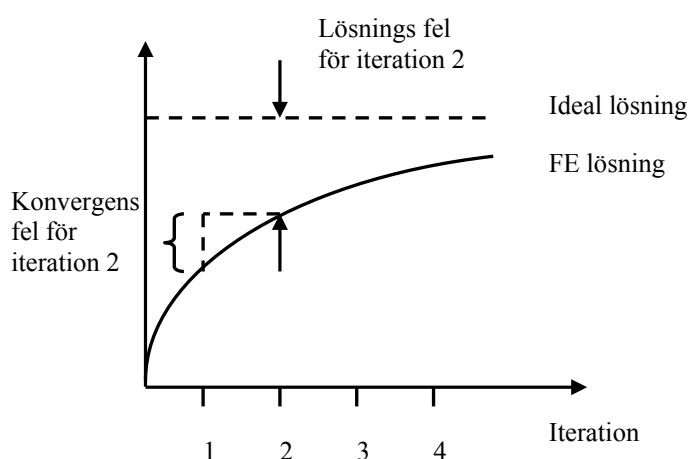
Spänningskoncentrationer är vanligt förekommande i mekaniska konstruktioner, t ex vid radier och hål. Detta måste FE-programvaran också behandla för att återge spänningsbilden korrekt. Många programvaror använder sig av fördefinierade faktorer för olika lastfall medan en del tillåter att användaren definierar spänningskoncentrationsfaktorn. För enkla enaxliga lastfall kan dessa faktorer beräknas analytiskt och jämföras mot FE-systemets vilket kan vara en god kontroll. Det bästa sättet att erhålla rätt spänningskoncentrationsfaktor i FE-modeller är att göra stegvist förfinat nät. Beräkningarna kommer att konvergera mot den faktor som använts. Eftersom FE-modellen får fler element blir beräkningstiden ibland avsevärt mycket längre. FE-program har ofta problem med anvisningar i 3D och är oftast för konservativa, d v s spänningar och spänningskoncentrationsfaktorn blir för höga. Resultaten är ofta nätberoende och resultaten varierar således med olika bra nät. Ett sätt att motverka detta är att medelvärdesberäkna spänningar på en yta, alternativt använda sig av spänningen som programmet räknat ut i en punkt som ligger nära spänningskoncentrationsfaktorn [5], [10], [7], [8].

Singulariteter är en punkt som ger oändlig spänning vid linjär lösning. Denna punkt representerar inte verkligheten för i verkligheten kan inte oändlig spänning uppstå. Singulariteter uppstår endast i matematiska modeller. I verkligheten börjar materialet att plasticera och smetas ut, t ex vid en vass kant. Kanten får så stora spänningar att materialet lokalt plasticerar och sedan blir det en avrundning av den vassa kanten. Singulariteter uppstår ofta i geometrier med skarpa hörn. Singulariteter kan även komma från fel då randvilkoren sätts. Singulariteter kan undvikas genom att exkludera element som kan misstänkas få oändlig spänning. Vidare kan också en smärre ändring av geometrin göra modellen mer verklighetsförankrad. Precis som för spänningskoncentrationsfaktorn kan man använda avläsningspunkter en sträcka ifrån singulariteten. I vissa fall kan en icke-linjär beräkning vara enda lösning att tillgripa för att skapa rätt förutsättningar [7], [8].

4.5.2 Noggrannhet och felkällor vid linjär analys

FE-programmet räknar ut en lösning för ett givet nät, d v s lösningen är nätberoende. Konvergensen för beräkningen är ett bra mått på noggrannheten. Konvergens innebär att skillnaden mellan en beräkning med finare nät minskar [7], [8], [13].

Lösningens fel och konvergensfel är både sprungna ur nätet. Lösningens fel är skillnaden mellan en tänkt ideal lösning och den som blir när modellen delas upp i små element. Se figur 8 där både konvergensfel samt lösningens fel visas [7], [8], [13].



Figur 9 - Konvergensfel och lösningens fel. Källa: [13]

För att minimera lösningens fel måste nätet klara två saker, dels representera geometrin, och dels kunna modellera hur geometrin påverkas på korrekt sätt. Detta kan vara svårt eftersom elementtyp, storlek på elementen, antal element samt utseende mm påverkar beräkningen [9].

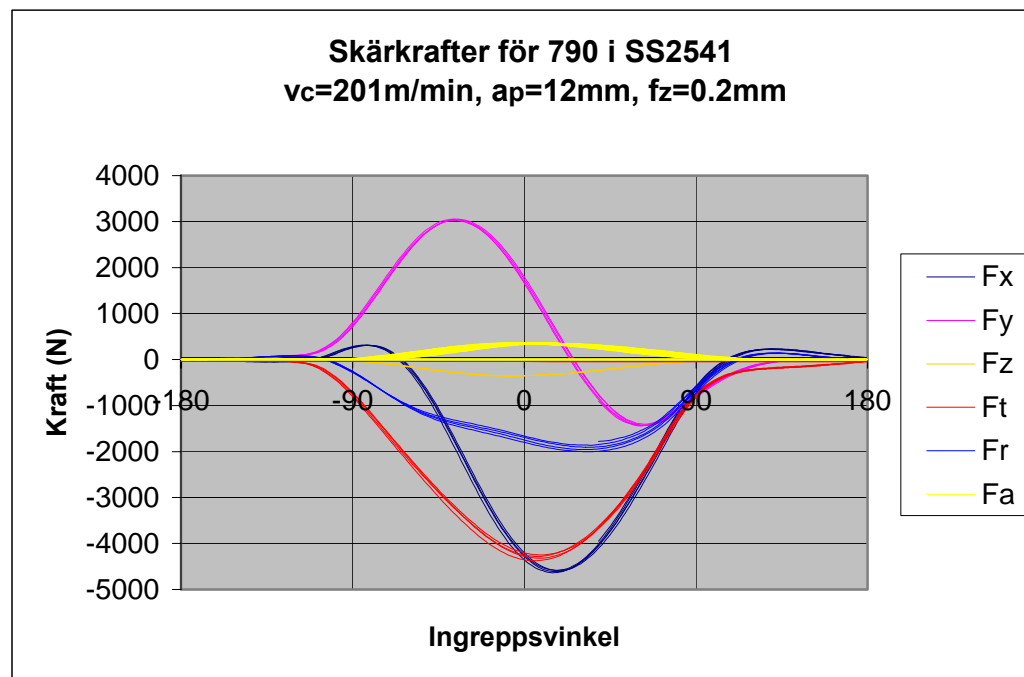
5 Resultat och genomförande

Nedan presenteras de resultat som framkommit under projektet. Alla rubriker i kapitlet namnges lika som stegen i metoden. Vid alla steg ges först en kort genomgång av utförandet för att sedan följas av resultaten.

5.1 Bestämning av kraftriktningar för 790

Skärkrafterna mättes med hjälp av ett mätbord som skruvades fast på maskinbordet. På mätbordet fixerades sedan ett arbetsstycke som det gjordes bearbetningar i. Alla testerna gjordes med fullt skäringrepp och planfräsning. Mätdata samlades in via en dator och därefter gjordes en transformation av krafterna från mätbordets koordinatsystem till ett på fräsen.

Skärkraftsmätningar utfördes på aluminium, Alume89, och stål, SS2541. Nedan visas skärkrafterna, F_x , F_y och F_z , som är icke omräknade krafterna som verkar på bordet. F_t , F_r och F_a är omräknade krafter från bordet till fräsen. Det redovisas endast skärkrafter gjorda i SS2541. Den största kraften tas fram i figur 9 vid 0° .



Figur 10 - Krafter från 790 i material SS2541.

Test	Ft (N)	Fr (N)	Fa (N)	Ftot (N)	Ft/Fa	Ft/Fr
1	-4073	-1843	350	4484	-11,6	2,21
2	-4433	-1626	352	4735	-12,6	2,72
3	-4264	-1837	363	4657	-11,8	2,32
4	-4252	-1841	354	4647	-12,0	2,31
5	-4217	-2080	344	4715	-12,3	2,03
Medel	-4248	-1845	352	4648	-12,1	2,32

Tabell 1- Skärkrafter 790.

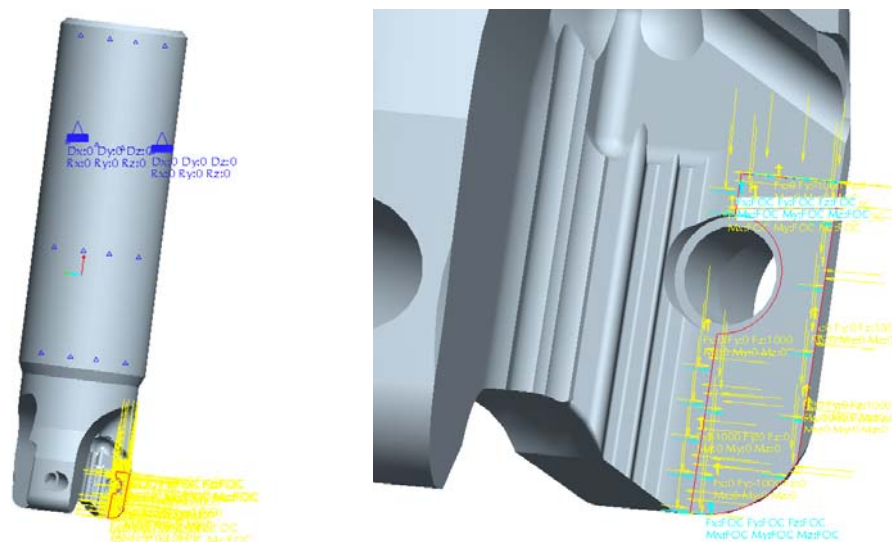
I tabell 1 ses medelvärden av fem tester med samma skärdata och i materialet SS2541. Skärdata är som figur 10 med $a_p=12$ mm, $v_c=201$ m/min samt $f_z=0,2$ mm/tand och varv.

5.2 Skapande av beräkningsmodell för 790

Nedan visas hur beräkningsmodellen skapats. Beräkningsmodellen skall sedan användas till att beräkna spänningar och ta fram spänningsbilden. Beräkningsmodellen är baserad på de krafter som presenterats i punkt 5.1. Nedan redovisas endast inställningar i grova drag, för en mer detaljerad beskrivning se bilaga 2. Beräkningsmodeller gjordes både i Pro/MECHANICA och Ansys.

5.2.1 Låsningar och krafter

Nedan visas låsningar och hur kraften applicerats på skärläget. Kraften applicerades med hjälp av två funktioner. Funktionerna avtar uppåt respektive inåt mot hålet. I figur 11 och 12 syns ytan där kraften applicerades som den röda ytan vid skärläget. Låsningarna anbringades på det cylindriska skaftet, hela ytan låstes. I figur 11 nedan syns låsningarna som de blåa på skaftet.



Figur 11 och 12 - Låsningar och applicering av kraften.

5.3 Beräkning av spänningar och framtagning av spänningsbild för 790

Från ovanstående beräkningsmodell presenteras nedan de maximala spänningarna som uppkommit för olika krafter. Spänningarna nedan är både från Pro/MECHANICA och Ansys. Spänningsbilder visas också för 790.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	464	507	438
1500	695	760	657
2000	927	1012	875
2500	1158	1265	1093
3000	1389	1518	1312
3500	1620	1770	1529
4000	1852	2024	1749
4500	2084	2276	1967
5000	2315	2529	2186
5500	2547	2783	2405
6000	2778	3035	2622
6500	3010	3288	2841
7000	3242	3541	3060

Tabell 2- Spänningar 790 från Pro/MECHANICA.

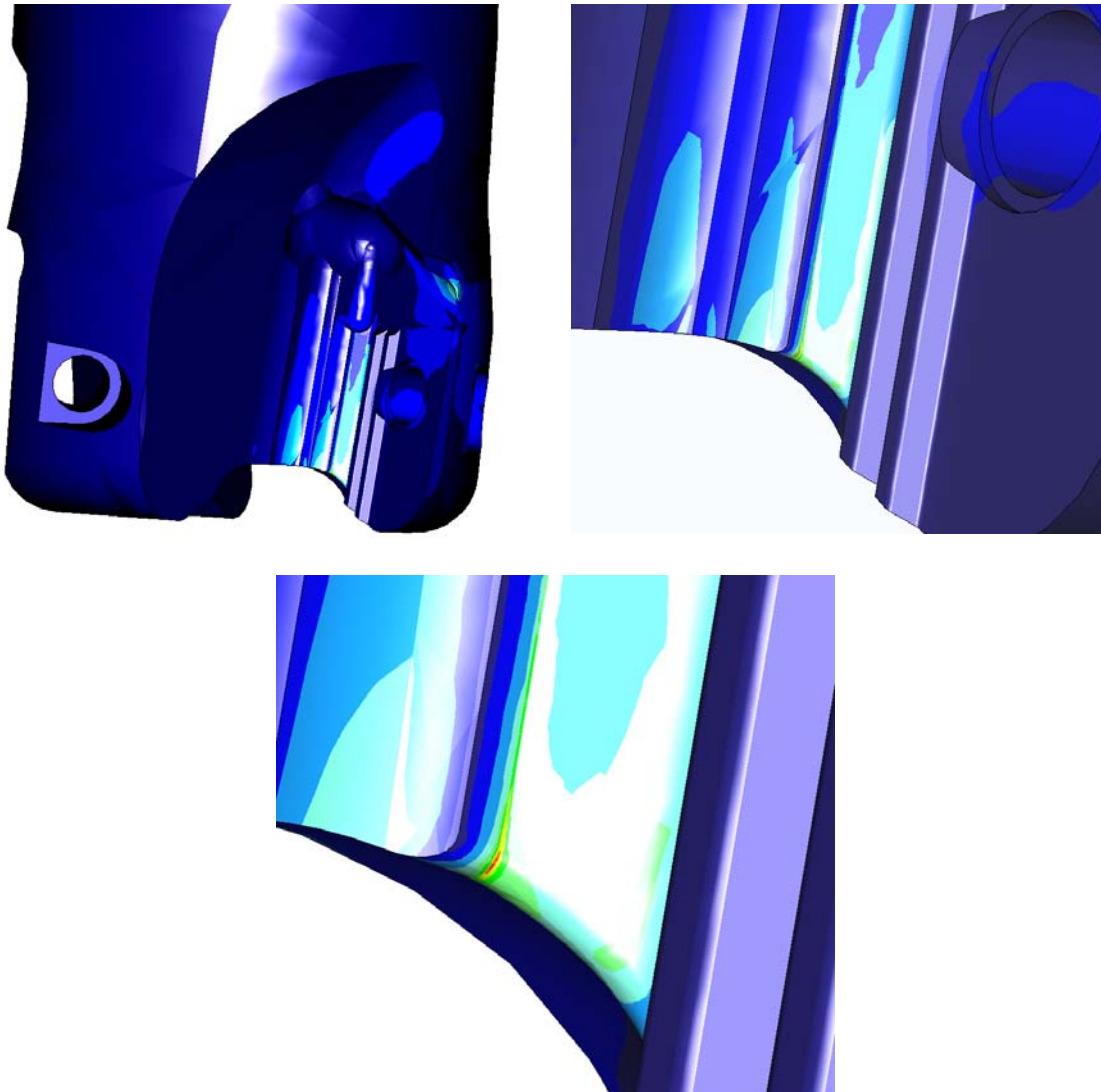
Tabell 3 – Spänningar 790 från Ansys.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	387	442	587
1500	579	662	882
2000	775	876	1178
2500	922	1063	1512
3000	1096	1272	1822
3500	1123	1392	2255
4000	1151	1485	2698
4500	1184	1558	3146
5000	1221	1632	3591
5500	1258	1703	4038
6000	1297	1771	4485
6500	1338	1837	4931
7000	1379	1901	5379

Tabell 3- Spänningar 790 från Ansys.

5.3.1 Spänningsbild för 790

Figurena 13, 14 och 15 visar spänningsbilderna från Pro/MECHANICA. Först visas en översiktspåsyn som sedan förstörs. Spänningsbilder från Ansys visas ej men de var identiska med nedanstående. I bilderna syns de områden med låg spänning markerade med blått. De områden som har hög spänning är markerade med rött.



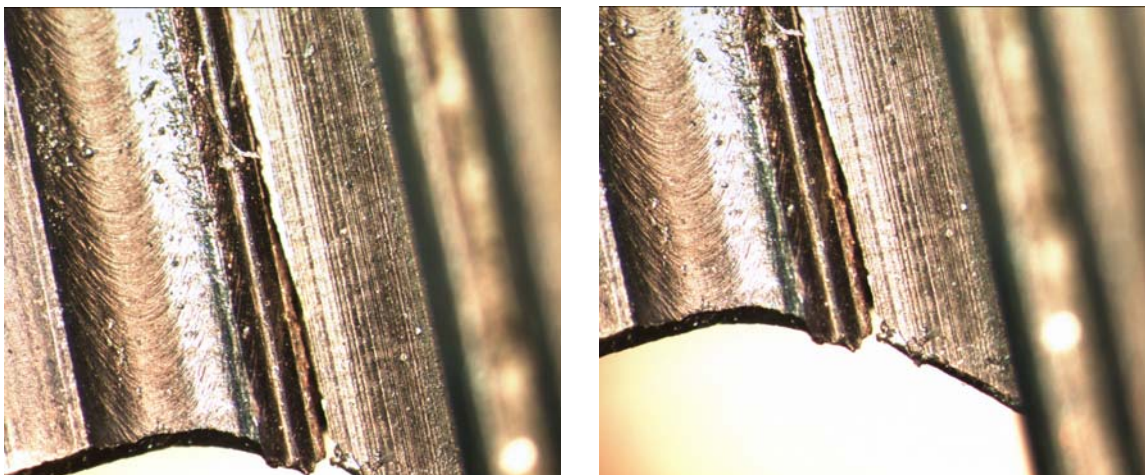
Figur13, 14 och 15 - Spänningsbilder för 790.

5.4 Jämförelse av spänningsbild mot haverier för 790

För att kunna verifiera beräkningsmodellen skall spänningsbilder från steget ovan jämföras med haverier. Det innebär att maximala spänningarna skall uppstå på samma ställe där brott uppstått på havererade fräskroppar.

5.4.1 Haverier

I figur 16 och 17 visas bilder tagna i mikroskop på havererade 790. Bilderna är tagna utifrån samma vinkel som spänningsbilderna visas samt att de visar samma geometri.



Figur16 och 17 – Haverier 790.

Det visade sig att spänningsbilderna stämmer överens med var brottet har uppstått på de havererade fräskropparna.

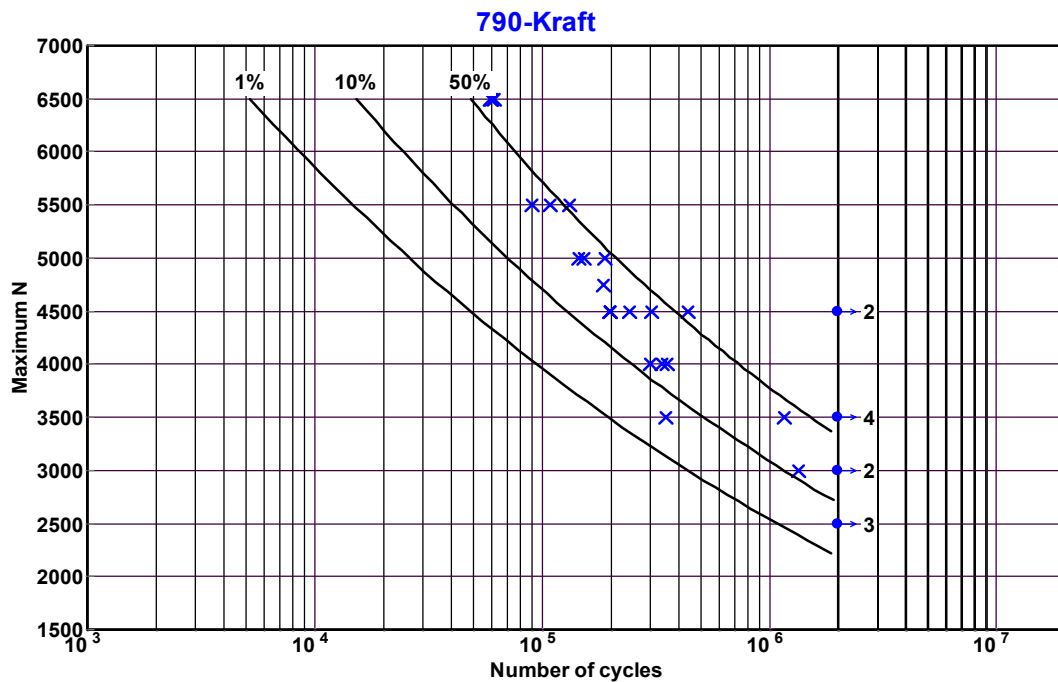
5.5 Jämförelse med enaxlig utmattningskurva för 790

Under detta steg skall spänningar från beräkningsmodellen jämföras med ett enaxligt Wöhlerdiagram för materialet, som sedan skulle användas till prediktering av utmattningen i nästa steg. Detta steg kunde inte genomföras p g a att det inte fanns något Wöhlerdiagram för SS2541 vid den aktuella hårdheten $43,5 \pm 2$ HRc.

5.6 Utmattningstestning av 790

När krafterna från ovanstående nivå är framräknade skall produkt A utmattningstestas. P g a att ingen jämförelse kunde göras i steget ovan gjordes fler utmattningstester för att skapa ett eget Wöhlerdiagram. Likaledes kunde det heller inte utföras någon prediktering före varje utmattningstest.

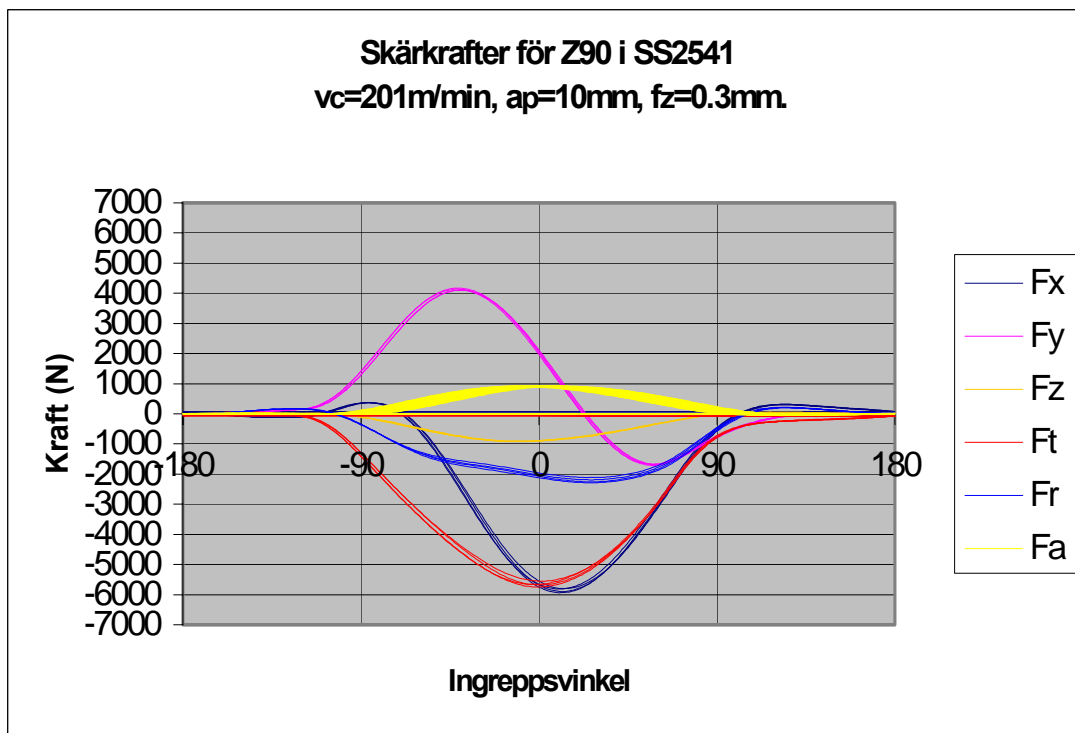
Antalet tester uppgick till 32 st varav det utfördes flera på samma kraftnivå för att kunna bestämma och jämföra standardavvikelse. Ett test ansågs ha klarat utmattningsgränsen om det överlevt två miljoner lastväxlingar. I figur 18 visas det framtagna Wöhlerdiagrammet. Kurvan längst till höger är med 50 % sannolikhet, den mittersta med 10 % sannolikhet och den längst till vänster är med 1 % sannolikhet. Siffrorna längst till höger vid två miljoner lastväxlingar visar antalet tester som klarat utmattningsgränsen för den aktuella nivån. För en skattning av utmattningsgränsen se bilaga 7 - Skattning av utmattningsgräns för 790 och Z90. Observera att på y-axeln har kraften plottats.



Figur 18 – Wöhlerdiagram från utmattningstester av 790.

5.7 Bestämning av kraftriktningar för Z90

Utförandet vid skärkraftsmätningar av Z90 var identiskt med 790 varför detta inte tas upp. Nedan visas diagram och tabell över skärkrafter utförda med Z90. Precis som för 790 redovisas endast krafter från bearbetningar i SS2541.



Figur 19 – Skärkrafter från Z90.

Test	Ft (N)	Fr (N)	Fa (N)	Ftot (N)	Ft/Fa	Ft/Fr
1	-5457	-2714	888	6095	-6,15	2,01
2	-5528	-2368	794	6014	-6,96	2,33
3	-5665	-2375	917	6143	-6,18	2,39
4	-5431	-2395	902	5936	-6,02	2,27
5	-5551	-2052	886	5918	-6,27	2,71
Medel	-5526	-2381	877	6081	-6,30	2,32

Tabell 4 - Skärkrafter Z90.

I tabell 4 ses medelvärden av fem tester med samma skärdata och i materialet SS2541. Skärdata är som figur 19 med $a_p=10$ mm, $v_c=201$ m/min samt $f_z=0,3$ mm/tand och varv.

5.8 Beräkning av spänningar och framtagning av spänningsbild för Z90

Utifrån den beräkningsmodell som togs fram för 790 har samma utförande gjorts för Z90. Krafterna är dock från steget ovan. Nedan presenteras spänningar från både Pro/MECHANICA och Ansys.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	253	259	744
1500	379	388	1117
2000	505	517	1489
2500	632	646	1861
3000	758	775	2234
3500	885	904	2606
4000	1011	1033	2978
4500	1137	1162	3351
5000	1264	1291	3723
5500	1390	1420	4095
6000	1516	1549	4468
6500	1642	1678	4840
7000	1769	1807	5212
7500	1895	1937	5584

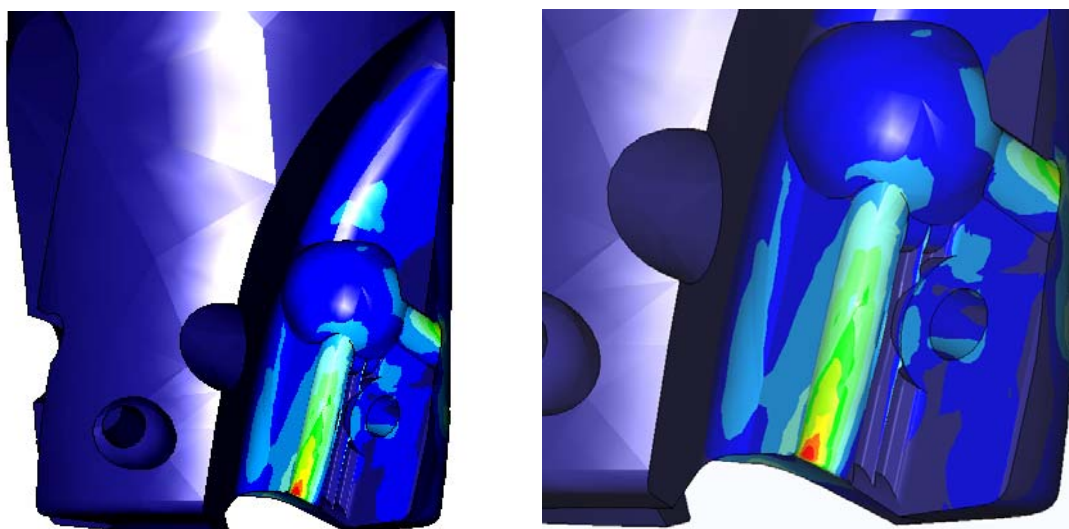
Tabell 5- Spänningar Z90 från Pro/MECHANICA.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	213	220	784
1500	319	330	1176
2000	425	440	1568
2500	531	550	1960
3000	637	660	2352
3500	744	770	2743
4000	850	881	3135
4500	957	990	3527
5000	1063	1101	3918
5500	1107	1174	4360
6000	1121	1208	4836
6500	1136	1235	5315
7000	1152	1263	5793
7500	1169	1289	6272

Tabell 6- Spänningar Z90 från Ansys.

5.8.1 Spänningsbild för Z90

I figur 20 och 21 visas spänningsbilderna från Pro/MECHANICA. Först visas en översiktbild som sedan förstorats. Spänningsbilder från Ansys visas ej men de var identiska med nedanstående. I bilderna syns de områden med låg spänning markerade med blått. De områden som har hög spänning är markerade med rött.



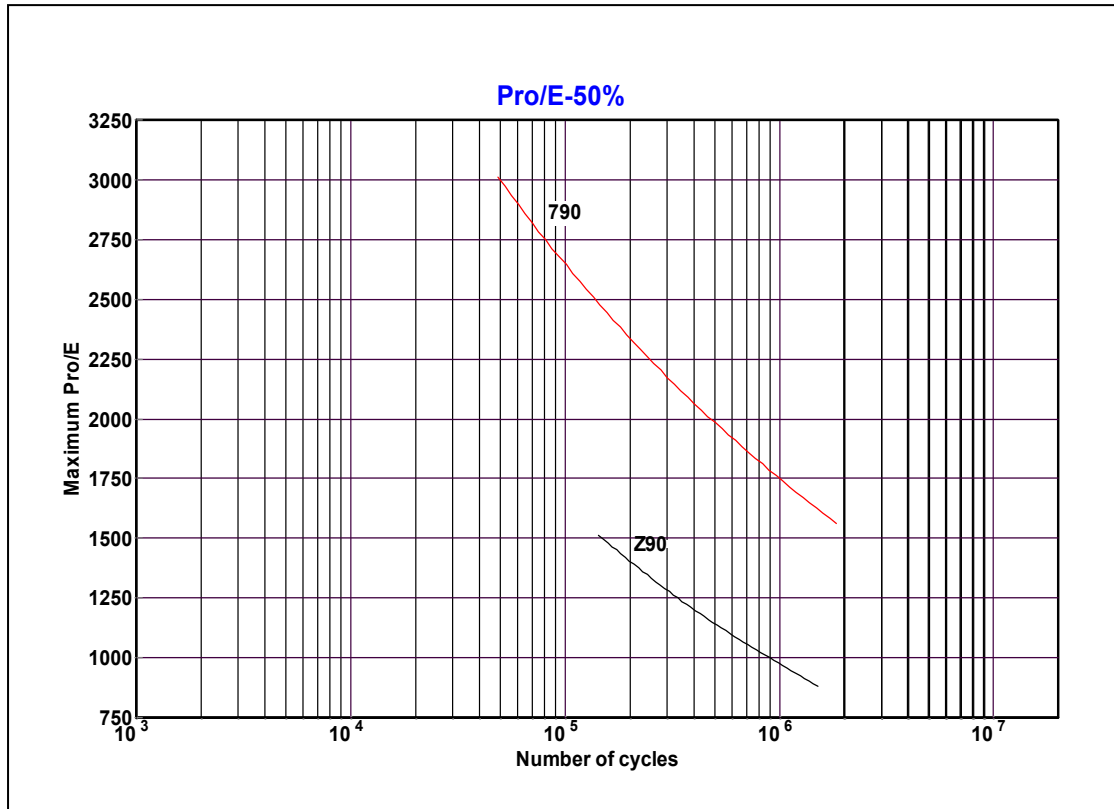
Figur 20 och 21 – Spänningsbild Z90.

5.9 Prediktering och utmattningstestning av Z90

I detta steg skall en prediktering av antalet belastningsväxlingar för Z90 utföras. Effektivspänningarna från Z90 har jämförts med Wöhlerdiagrammet som togs fram för 790. Sedan har det utförts utmattningstester baserat på jämförelsen mellan 790 och Z90 effektivspänningar. Observera att diagrammen nedan har y-axeln enheten MPa och är Von Mises effektivspänning.

5.9.1 Prediktering baserad på Pro/MECHANICA

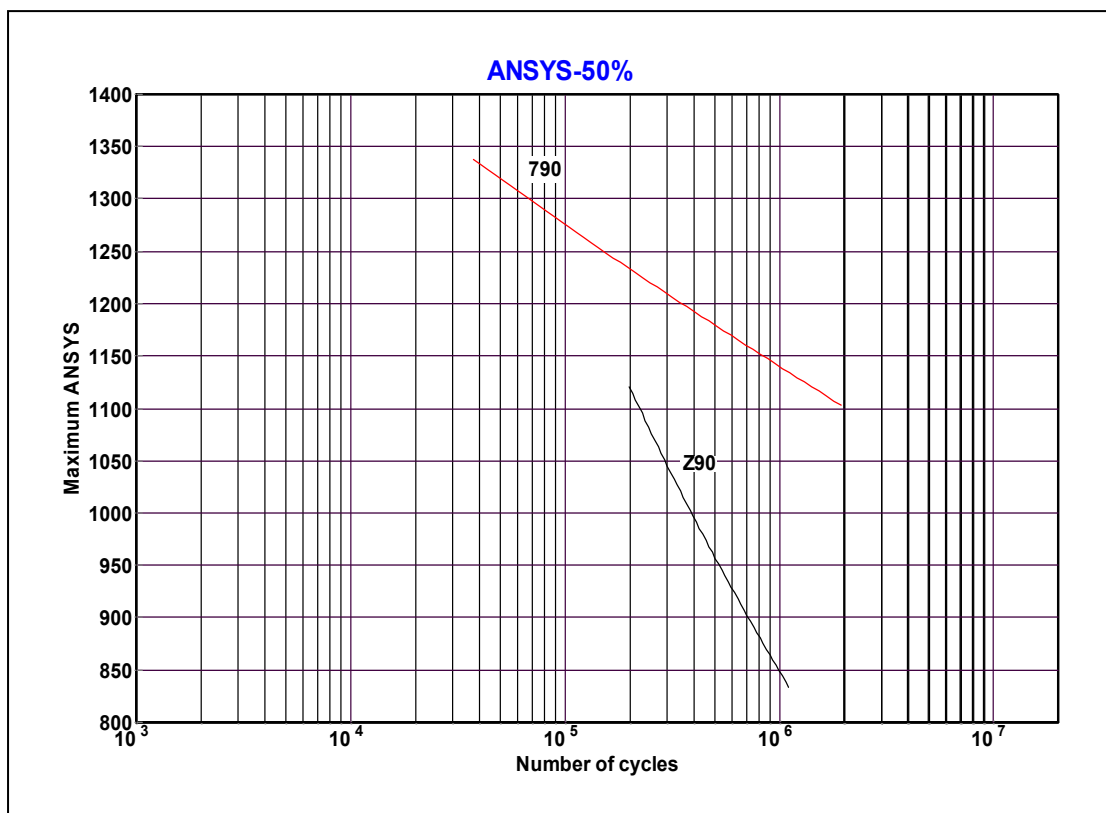
P g a den stora skillnaden i spänningar mellan 790 och Z90 i Pro/MECHANICA, se figur 22, kunde det inte göras någon prediktering. I figur 22 visas Wöhlerdiagrammet för Z90 baserat på effektivspänningar från Pro/MECHANICA.



Figur 22 – Wöhlerdiagram baserade på von Mises effektivspänning från Pro/MECHANICA.

5.9.2 Prediktering baserad på Ansys

För spänningar baserade på Ansys kunde predikteringar utföras. I figur 23 visas Wöhlerdiagrammet baserat på effektivspänningar från Ansys.



Figur 23 – Wöhlerdiagram baserade på von Mises effektivspänning från Ansys.

5.9.3 Resultat från prediktering baserad på spänningar från Ansys

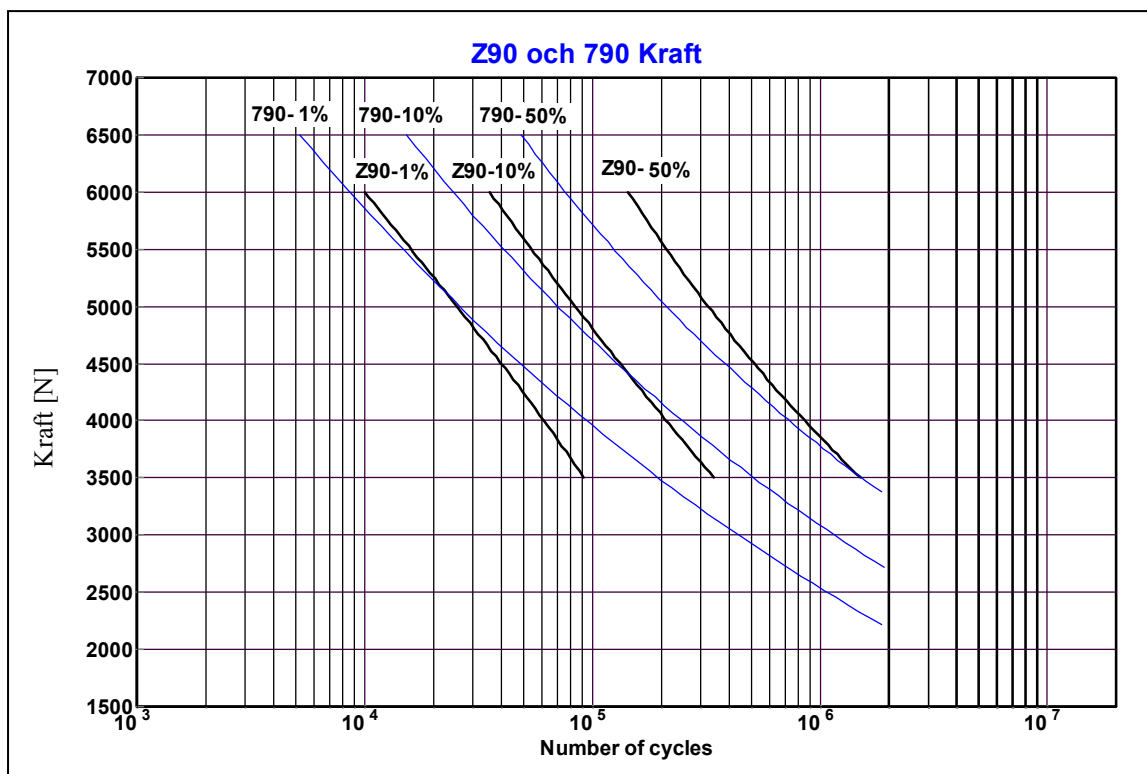
I tabell 7 har Wöhlerdiagram för 790 med spänningar från Ansys använts. Med hjälp av spänningar från Z90 i Ansys har det sedan jämförts med Wöhlerdiagrammet från 790. Wöhlerdiagram har använts för att räkna om Z90s spänningar till lastväxlingar baserat på 790. Tabell 7 visar hur stora felen blev för skattningen av utmattningen för Z90. Felen är som störst vid lägre belastningar.

Kraft (N)	Skattning antal cykler	Uppmätta antal cykler	Differens antal cykler
6000	831 764	180 595	651 169
6000	831 764	154 570	677 194
5000	2 000 000	2 000 000	0
5000	2 000 000	2 000 000	0
5500	1 023 293	314 349	708 944
5500	1 023 293	136 000	887 293
5500	1 023 293	196 000	827 293
5500	1 023 293	326 632	696 661
5250	1 479 108	161 998	1 317 110
5250	1 479 108	139 085	1 340 023
6000	831 764	110 948	720 816
5500	1 023 293	166 173	857 120
5000	2 000 000	182 108	1 817 892
5250	1 479 108	122 581	1 356 527
5000	2 000 000	152 011	1 847 989
4750	2 000 000	359 622	1 640 378
4750	2 000 000	256 974	1 743 026
5000	2 000 000	201 034	1 798 966
4500	2 000 000	241 686	1 758 314
4500	2 000 000	395 096	1 604 904
4750	2 000 000	228 034	1 771 966
4000	2 000 000	2 000 000	0
4750	2 000 000	258 106	1 741 894
4000	2 000 000	2 000 000	0
5500	1 023 293	2 000 000	976 707
4500	2 000 000	250 695	1 749 305
4000	2 000 000	247 681	1 752 319
4000	2 000 000	371 267	1 628 733
4000	2 000 000	2 000 000	0
5500	1 023 293	113 747	909 546
5000	2 000 000	162 889	1 837 111
4500	2 000 000	202 142	1 797 858

Tabell 7-skattning av utmattning för Z90 baserat på 790.

5.9.4 Wöhlerdiagram för Z90

I figur 24 visas Wöhlerdiagrammet för Z90 med 790 inlagt. Både är baserade på kraftnivåerna.



Figur 24 – Wöhlerdiagram för Z90.

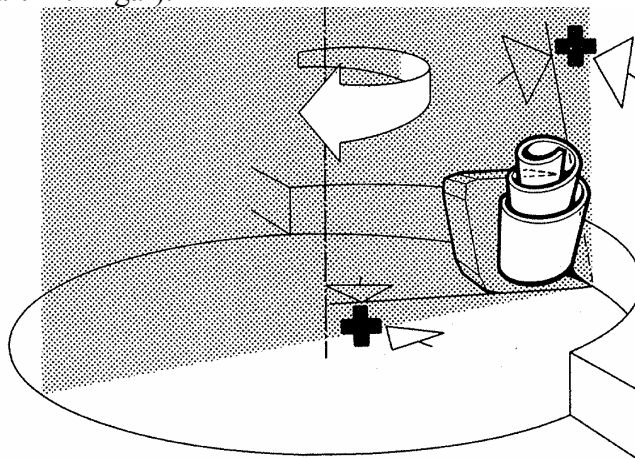
6 Analys

I kapitlet analyseras de olika stegen som gjorts i projektet.

6.1 Skärkrafter 790 och Z90

I tabell 1 och tabell 4 där skärkrafter finns tabulerade för 790 respektive Z90 finns en viss spridning mellan mätningarna. Den största orsaken till spridning är den omräkning som görs. På g a den bearbetning som görs för att erhålla maximal skärkraft vid noll grader blir spridningen större. Största skillnaden för en enskild kraftkomponent blir för 790, ca 28 % och för Z90, ca 32 %. Detta är för radialkraften vilken påverkas mest vid denna bearbetning. Avvikelserna för resultantkrafterna är inte speciellt stora, ca 6 % som mest för 790 och 4 % för Z90. Detta påvisar att mätvärdena är stabila men att omräkning kan inverka en del på resultatet. Således verkar den höga skärhastigheten som används inte ha påverkat resultatet negativt gällande spridning av data.

En drift av mätvärdena noterades som beror på att fräsen inte är vinkelrät i axialled och radialled. Dessa vinklar, radialvinkel och axialvinkel, ger fräsen och skäret en speciell geometri vilket påverkar mätningen. Kraften har ansatts så att vinkeln -90° är när fräsen går i ingrepp och vinkel 90° är när fräsen går ur ingrepp. Vid ingrepp kommer fräsen på g a positiv axialvinkel att gå i ingrepp med skärspetsen först för att vid utgång gå ur med max skärdjup se figur 25. Detta ger en liten men ändå betydande ökning av vinkeln, vilket kommer att medföra ett följdfel som blir större för varje rotation. På g a detta blir maximala kraften förskjuten från 0° vid uträkningarna, men när varje kurva överlagras blir det dock inget större fel. Dock försvårar detta den bearbetning som utförs. Se bilaga 1 (Omräkning av krafter och kraftriktningar).



Doppelpositiv geometri

Figur 25 - Bild som förklarar intippningsvinkel.

6.2 FE-modell 790 och Z90

På g a problem med singulariteter och spänningskoncentrationsfaktorn för 790 kan inte von Mises effektivspänning användas till att jämföras med de utmattningsdata som erhöles från testerna, se FE-rapporten bilaga 2. Från beräkningsmodellen i Pro/MECHANICA erhöles en spänning om 1620 MPa vid 3500 N vilket enligt utmattningstesterna ger oändlig livslängd för 790. Utmattningsgränsen för materialet

vid enaxlig belastning är ca 850 MPa. Således erhålls en spänning som i jämförelse med utmattningsgränsen är ca två ggr större. I jämförelse med största huvudspänning, skulle den också vara större ca två ggr större. Således ger modellen fel även om jämförelsen inte är korrekt, att jämföra enaxlig med fleraxlig. Eftersom sträckgränsen för materialet är ca 1100 MPa och brottgränsen är ca 1500 MPa.

Felet beror sannolikt mestadels på att det sker en plasticering i ett litet område just där radierna möts. Således måste det till en icke-linjär materialmodell för att bättre beskriva skeendet i materialet vid området med höga spänningar. Om kraften sänks kommer området som plasticerar att bli mindre och mindre, dock sker troligtvis en plasticering ändå eftersom detta område skapar en mycket skarp anvisning med hög spänningskoncentration. Därför ger en elastisk materialmodell fel även när krafterna är låga. De problem som nätet givit beror på att radierna är mycket små i förhållande till övriga geometrier. Nät har inte kunnat erhållas för radier under 0,05-0,04 mm där verklig radiestorlek är ca 0,02 mm. För att lösa detta har det använts en större axiell radie än verkligheten erbjuder. Radiestorleken som användes var 0,05 mm med en radiell radie om 0,2 mm.

Försöken med att använda olika metoder för att lösa ovanstående problem har varit många. En lösning i Pro/MECHANICA har varit att minska nätstorleken genom att använda volymregioner där nätstorleken kan varieras. Detta innebär att vinklarna på elementen kan begränsas vilket i sin tur påverkar antalet element. Svårigheter är då att elementen blir väldigt små i förhållande till de som inte ingår i volymregionen. Detta kan då lösas genom att göra en ytterligare volymregion, över den förra volymregionen, där storleken successivt förstoras. Därav blir övergången mellan de små och stora elementen mer flytande och antalet felaktiga element minskas avsevärt. Det användes även olika sorters volymregioner såsom svepta, kvadratiska cylindriska och sfäriska. Dock gav alla samma höga spänningsnivåer och även stora spridningar av resultatet. Spridning beror på att resultatet är väldigt nätberoende.

Mätpunkter utlagda en sträcka ifrån spänningskoncentrationen har också använts. Problemet med detta förfarande är att lokaliseringen av mätpunkterna blir godtycklig. Skall punkterna läggas en viss sträcka ifrån maximala spänningen eller från någon bestämd geometri? Hur stor maximala spänningspunkten och ytan är, blir avgörande för hur mycket den kommer att inverka på mätpunkten. I Pro/MECHANICA kan det heller inte exkluderas några element (i Independent Mode går det dock), vilket i detta fall inte hjälper då regionen med spänningskoncentrationen eller singulariteten är den mest intressanta.

Det mest uppenbara är självfallet att använda en icke-linjär materialmodell som tillåter plasticering. Den som användes är den så kallade BKIN, bilinjärt deformationsberoende, i Ansys vilket innebär att det definieras en sträckgräns till vilken materialet uppför sig som en idealelastisk modell. När spänningarna uppgått till denna gräns definieras ytterligare en parameter, lutningen på kurvan efter plasticering. Detta medför att materialet kan tillåtas deformationshårdna eller mjukna. Problemet med denna modell är att veta hur materialet beter sig efter plasticeringen, d vs v lutningen på kurvan. En för skarp lutning ger att materialet är för styvt och en för flack lutning ger ett för mjukt material.

Resultaten från beräkningar i Ansys med 790 ger också för höga spänningar i jämförelse med resultaten från utmattningstesterna. Dock är inte felet lika stora i Ansys i jämförelse med Pro/MECHANICA. För Z90 blir skillnaderna mellan programvarorna inte lika stora p g a Z90 har en mer gynnsam geometrin för nätgenerering.

6.3 Utmattning 790 och Z90

Spridningen av utmattningstesterna i de Wöhlerdiagram som visas i kapitel 5.6 och 5.9 kan minskas genom att utöka antalet tester. Dock kommer det sannolikt ändå vara ganska stor spridning gentemot ett exakt Wöhlerdiagram.

Vid tillverkning av fräskropparna uppstår restspänningar dessa kan vara tryck eller dragspänningar. Dessa spänningar kommer att påverka utmattningen positivt eller negativt. Försök att undersöka dessa restspänningar har gjorts på Sandvik Materials Technology i Sandviken och i Västberga. Dock var det inte möjligt att med den utrustning som fanns få ett resultat. Det skulle vara av stor vikt att veta resultatet på dessa spänningar då vi anser de har stor betydelse för detta arbete.

En orsak till spridningen är också att den bearbetning som görs på alla fräskroppar innehåller variationer. Den avgradning som senare görs för hand skapar också stor variation, se bilaga 4 (Avgradning 790).

För alla testexemplar av 790 har initieringspunkten varit densamma d v s den punkt där de tre radierna möts. Här har alla utmattningsbrott börjat och spricktillväxten har i stort sett varit identiska. Vissa olikheter för propageringen kan skönjas längs den axiella radien. Detta skall kunna bero på de mangansulfidineslutningar (MnS) inneslutningar som finns som friskärande ämnen är parallell med sprickutbredningen. Sprickpropageringen följer troligen lätt dessa inneslutningar. För Z90 har sprickinitiering och propagering varit lika för alla testerna. Se vidare bilaga 4.

För att minimera felkällor för utmattningen har hårdheten mätts för alla fräskropparna, se bilaga 5. Hårdheten har även plottats i förhållande till de kraftnivåer som körts i utmattningsriggen, se bilaga 6. Diagrammet för Z90 visar att alla testkropparna ligger inom toleransgränserna $42,5 \pm 2$ HRc, men att merparten ligger över medelvärdet. Det är en tydlig tendens att hårdheten oftare är högre än 42,5 HRc än lägre för Z90. För 790 däremot är hårdheten mycket mer centrerad kring medelvärdet. Detta kan förklara en del av den större spridningen för Z90 gentemot 790. När hårdheten sedan plottas mot antalet cykler för testexemplar av Z90 med samma belastning syns också en viss tendens att de med lägre hårdhet klarar fler belastningscykler. Om kropparna är anvisade till en början så skapar högre hårdhet endast större risk för brott. Se bilaga 6 – Jämförelse mellan hårdhet och antalet lastväxlingar för samma belastningsnivå.

Signifikant för både Z90's och 790's Wöhlerdiagram är att det inte erhålles några utmattningsbrott i regionen 500 000 – 2000 000 lastväxlingar. Undantaget är en vid 1,1 miljoner för 790. Detta kan bero på att laststegen som minst är 250 N vilket kan göra att dessa nivåer missas. Troligen är detta inte fallet. Från tidigare tester utförda av Gunnar Svensk så brukar detta scenario infinna sig vid utmattning av fräs- och borrhopp. D v s antingen klarar kroppen två miljoner lastväxlingar eller så brister den tidigt, vid ca 200 000 – 400 000 lastväxlingar. Detta är i sig inget problem då det viktigaste är att veta vid vilken nivå kropparna brister. Huruvida kroppen klarar

200 000 eller 400 000 lastväxlingar är då irrelevant. Problemet blir istället att prediktering av antalet lastväxlingar försvåras.

Antalet tester per nivå är en viktig faktor för att kunna skatta den spridning som varje material ger. Antalet tester per nivå har minst varit tre stycken. På nivåer med stor spridning har det utförts fler tester. Orsaken till att inte fler tester gjorts per nivå är den begränsade tiden. Ett test tar i regel ca ett dygn, 30 Hz ger 108 000 belastningar per/h vilket ger ca 2,5 miljoner belastningar per dygn.

För båda frästyperna användes två skärslagen vid utmattningstesterna. Om användningen av två skärslagen påverkar utmattningsdata eller ej kan inte säkerställas. Dock visar resultat från det andra skärslaget att skillnaderna är små mellan första och andra skärslaget. Detta gäller för både Z90 och 790.

Den prediktering som användes före utmattningstestningen av Z90 kunde relativt fort avskrivas. De stora skillnaderna i spänningar mellan Z90 och 790 gör att predikteringarna slår väldigt fel. För Z90 kommer alla testnivåer att hålla i jämförelse med 790. Därför kan ingen prediktering göras utifrån Pro/MECHANICA spänningarna. För predikteringar baserade på Ansys spänningarna kunde det heller inte utföras någon bra prediktering. Detta beror mestadels på att 790 även i Ansys erhåller höga spänningar och utmattningstesternas spridning. Vidare har testerna påvisat en trend att antingen klara två miljoner lastväxlingar eller gå sönder väldigt tidigt, ca 200 000 - 400 000 lastväxlingar.

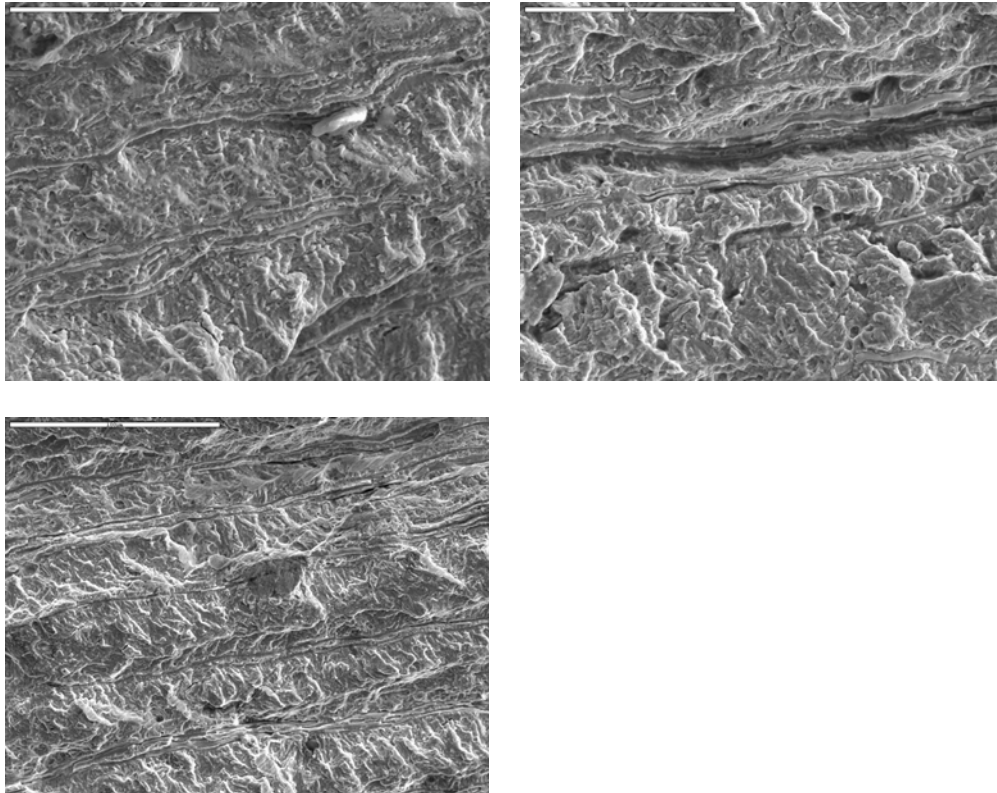
Spridningen vid testningen av Z90 är större än den med 790. Vid testningen av Z90 klarade två prover med lasten 5000 N utmattningsgränsen om två miljoner lastväxlingar. Samtidigt som två prover gick sönder tidigt vid denna nivå samt att andra prover gick sönder med lasten 4250 N och 4500 N. Orsaken till detta kan vara den lägre hårdheten hos de två prover som klarade utmattningsgränsen. Att två prover gick sönder på 4000 N nivån tros bero på felinställningar av utmattningsriggen. Troligtvis har det inte ändrats nivå mot föregående prover, utan de som skulle testas på 4000 N har istället fått 4500 N som belastning.

6.4 Fraktografi 790 och Z90

Utifrån fraktografien kan det detekteras att brotten initieras från de punkter som framkommit vid FE-analyser som punkterna med största påkänningar. D v s initieringspunkten är samma punkt som erhåller störst spänning från FE-modellerna för både 790 och Z90. Typiska kännetecken såsom rastlinjer eller striationer kunde dock inte upptäckas på brottytorna för varken Z90 och 790. Man kunde dock se propagering och restbrott för både 790 och Z90. En jämförelse av brottytorna mellan 790 och Z90 visar att Z90 har ett mer duktigt brott. Se bilaga 4. Detta är förvånande eftersom Z90 enligt hårdhetsmätningarna är överlag en grad HRC hårdare än 790 och borde ha ett mer sprött brott än 790. Se bilaga 5. En orsak kan vara att den anvisning som finns i 790 ger brottytan ett mer sprött utseende.

Många fräskroppar av Z90 hade en mycket grov yta med tydliga repor från bearbetningen. Misstankar om att dessa repor skulle ha påverkat sprickbildningen fanns. Men dessa repor hade inte inverkat eftersom all sprickinitiering uppkommit på samma ställe oberoende av repor. Likaså den avgradning som utförts har visat sig ha stora variationer, vilket gäller för både Z90 och 790. Några har en mycket fin fas utan

några grader medan för andra hade graderna endast vikts över radien. Detta har precis som reporna inte inverkat på resultaten gällande var sprickinitieringen är lokaliserad.



Figur 26 och 27- MnS 1000gång. Figur 28- MnS 500gång.

För materialet ifråga finns det mangansulfidinnestutningar (MnS) som går parallellt med spricktillväxten. Dessa ser ut som diken i figur 26, 27 och 28, mörkare än grundmaterialet. MnS används som friskärande ämnen för att materialet bearbetas i härdat tillstånd. Utbredningen av MnS-inneslutningarna är ca var 20 μm . Dessa kan vara ställen där sprickan utbreder sig. Mikrosprickor upptäcktes också vilka kan ha sin uppkomst i MnS-inneslutningarna.

7 Diskussion och slutsatser

I detta kapitel redovisas de slutsatser projektet givit. Först görs en kort diskussion och därefter följer ett förslag på hur en fortsättning av projektet skulle kunna utföras. Slutligen presenteras slutsatserna från projektet.

7.1 Diskussion

Utifrån de resultat som framkommit under projektets gång kan det inte klart fastslås om metoden fungerar eller ej. Detta eftersom metoden inte har kunnat utföras såsom det var tänkt. Först och främst kunde det inte göras en första jämförelse eller prediktering med 790 p g a att det inte fanns något Wöhlerdiagram. Detta gjorde att metoden halkade ett steg bakåt då utmattningstestningen av 790 blev till för att skapa detta Wöhlerdiagram. Detta är i sig inget negativt då detta Wöhlerdiagram är utifrån treaxlig utmattning med material med rätt hårdhet. Dock skulle metoden behöva verifieras med att gå ett varv till i metoden med ytterligare en produkt.

Problemet med beräkningsmodellen uppkom p g a att det är väldigt små geometrier för 790 som inverkar på nätet. Radierna blir så små att det inte går att skapa nät om modellen skall vara en korrekt avbild av verkligheten. För Z90 däremot blir modellerna stabilare och resultaten sprider heller inte lika mycket som modeller från 790. Ett viktigt beslut måste tas angående vilken typ av beräkning som skall användas, skall en linjär eller en icke-linjär metod användas? För att använda en icke-linjär lösning krävs mer kunskap om hur materialet beter sig efter plasticeringen. Detta kan undersökas med att göra dragprov för att se olika töjningar mot spänningar, d v s göra ett töjning- spänningsdiagram.

Det bästa vore att använda Pro/MECHANICA eftersom detta är en så pass mycket enklare och snabbare programvara i jämförelse mot Ansys. Eftersom Pro/MECHANICA ger för höga spänningar i nuläget bör det göras en jämförelse så att det kan räknas av x MPa vid beräkningar med Pro/MECHANICA. Vidare bör det undersökas hur mycket restspänningarna inverkar.

Får denna metod testas en gång till och trimmas in kommer den sannolikt att fungera. Om den fungerar kommer den att vara ett mycket gott hjälpmedel i produktutvecklingsprocessen.

7.2 Fortsatt arbete

Eftersom 790 har en geometri som försvårar FE-analyser skulle nästa steg vara att testa ytterligare en produkt. Denna gång skulle Z90 vara referensen som spänningarna skulle jämföras med. Detta skulle gå bättre eftersom resultaten för Z90 sprider mindre än för 790 gällande beräkningsmodellerna. En nackdel är att Z90 har stor spridning av data gällande utmattningstesterna vilket kommer att försvåra predikteringen. Därför skulle det behövas ytterligare utmattningstester för att skapa ett bättre Wöhlerdiagram med mindre spridning.

Om det skulle testas en ytterligare fräskropp och metoden får ett positivt utfall behövs det utföras en annan verifiering. Det behövs tester som visar om kraften från utmattningsriggen kan jämföras med kraften som uppstår vid fräsning. D v s en

jämförelse över att bearbeta fräskroppar till utmattningsbrott och utmattningstestade kroppar.

Att mäta upp de restspänningar som finns till följd av tillverkningen av fräskroppen. Genom att ha rätt utrustning kan man genomföra dessa mätningar vilket är en viktig del i ett fortsatt arbete och bör undersökas närmare.

7.3 Slutsatser

Metoden kunde inte verifieras. Orsaken till detta var i första hand att beräkningsmodellen gav en singularitet som inte gick att utreda. Detta ledde till för höga spänningar i 790. I och med för höga spänningar i modellen som inte är tillförlitliga kunde inte en prediktering av livslängden för Z90 göras. För Z90 gav beräkningsmodellen ett resultat med lägre spänningar dock blev istället utmattningstesterna behäftade med stor spridning. Det felande steget i metoden är skapandet av beräkningsmodellen. Skulle denna ge tillförlitliga resultat skulle metoden kunna användas. På grund av den spridning som erhöles i utmattningstesterna skulle predikteringarna bli grova. Predikteringarna blir mer kvalitativa än kvantitativa, d v s det blir mer åt att säga detta test kommer att hålla, detta test kommer inte att hålla eller att testet ligger i gränslandet. På grund av att inget Wöhlerdiagram kunde erhållas samt att beräkningsmodellen gav höga spänningar i resultat för 790 kan det inte sägas att metoden fungerar. Kortfattat blir slutsatserna:

- Skärkrafterna gav stabila resultat, dock kan omräkning försvåras.
- Beräkningsmodellen gav för stora spridningar av spänningsnivåer. Dock blev spänningsbilderna identiska med haverier och senare utmattningstester.
- Utmattningstesterna gav också stora spridningar.
- Prediktering blir svår på båda ovanstående.
- Metoden behöver utvärderas med ytterligare en produkt på grund av att metoden inte kunde utföras i enlighet med grundförslaget.

Källförteckning

Litteratur

- [1]. Sandvik Coromant, (1995). *Modern skärande bearbetning: En praktisk handbok*. Sandviken: Sandvik Coromant.
- [2]. Hågeryd, L. (2002). *Modern Produktionsteknik*. Stockholm: Liber
- [3]. Altintas, Y. (2000). *Manufacturing Automation*. Cambridge: Cambridge University Press
- [4]. Trent, E M. (2000). *Metal Cutting*. Boston: Butterworth-Heinemann, cop.
- [5]. Dahlberg, T. (2002). *Failure Fracture Fatigue*. Lund: Studentlitteratur.
- [8]. Sunnersjö, S. (1999). *FEM i praktiken: en introduktion till finita elementmetodens praktiska tillämpning*. Stockholm: Sveriges verkstadsindustrier: Industrilitteratur
- [11]. Carlsson, J. (1976). *Brottmekanik*. Stockholm: Ingenjörslitteratur.
- [15]. Björk, K. (1999). *Formler och tabeller för mekanisk konstruktion*. mekanik och hållfasthetslära. Mårsta: K. Björk
- [18]. Jarfors, A et al. (2000). *Tillverkningsmekanik*. Lund: Studentlitteratur.
- [19]. Childe, T. (2000). *Metal machining: theory and applications*. London: Arnold

Tidskrifter

- [9]. Kurowski, P. (2002). *More errors that mar FEA results*. [Machine Design](#). Cleveland: [Mar 21](#), Vol. 74, Iss. 6; pp. 51-55.
- [10]. Dvorak, P. (1999). *Stress concentrations pose sticky meshing problems*. [Machine Design](#). Cleveland: [Jul 8](#), Vol. 71, Iss. 13; pp. 70-71.
- [12]. (1980) *Dimensionering mot utmattning. Del 2 Specialmetoder*. Mekanresultat: Maj pp. 243-259.

Internetadresser

- [14]. Järnrikt. *Sandvik AB - Från bessemer till Coromant*.
http://www.jarrikt.com/jarrikt_idag/ramdokument/45-01_sandvikshistoria.htm.
[Tillgänglighet: 2005-01-25].
- [17]. Sandvik Intranet.
<http://home.coromant.sandvik.com/sandvik/0110/intranet>. [Tillgänglighet 2005-04-02 t om 2005-02-12].

[20]. Gjuteriföreningen. *Haveriutredningar*.
<http://www.gjuteriforeningen.se/md/hganalys/haveri2.htm>. [Tillgänglighet 2005-04-02 t om 2005-02-12].

Övriga källor

[6]. Kurskompendium Utmattning. *Utmattning, Teori provning och dimensionering mot utmattning*. Chalmers Tekniska Högskola.

[7]. Kurskompendium FEM, kursen Finita Element Metoden. Högskolan i Gävle ht 2003.

[13]. Programkompendium Ansys. *Ansys Help*.

[16]. Sandviks årsredovisning 2005.

Bilaga 1 - Detaljerad beskrivning av utförandet

Kraftmätning

Nedan redovisas endast utförandet för 790, upplägget för Z90 var dock detsamma varför detta inte redovisas. För att kunna mäta skärkrafter med 790 gjordes följande förarbete:

1. Fräsens (Heller) prestanda kollades upp, såsom t ex maximal effekt och högst varvtal. Varvtalet visade sig ha ett fel om ca 1-3 %. P (maxeffekt i spindeln) = 30 kW och $n = 2000$ rpm.
2. Därefter bestämdes en körplan för experimenten, d v s det bestämdes vilka skärdata som skulle användas och vilka skärparametrar som skulle vara variabla.

Utrustning

Skärkraftsmätningar har utförts på aluminium, Alumec89, och stål, SS2541. Följande utrustning har använts vid respektive skärkraftsmätningar:

Alumec89

Fräs: Heller

Fräskropp: R790-032A32S2-16L-1

Skär: H13 NM

Material: Alumec89

SS2541

Fräs: Heller

Fräskropp: R790-032A32S2-16L-1

Skär: 1025 NM

Material: SS-2541

Mätutrustning vid båda skärkraftsmätningarna

I mätbordet (Kistler 9255B) finns det piezokristaller som alstrar en laddning när de utsätts för en kraft. Laddningen överförs via kabeln (Typ 1687B5) först till de tre förstärkarna (Kistler Typ 5011B) som sedan skickar signalen till en hårdvara (SPIDER8) som omvandlar laddningen till en spänning från analogt till digitalt. Via mjukvaran (Catman4.0) omvandlas spänningen till kraft, se figur 29.

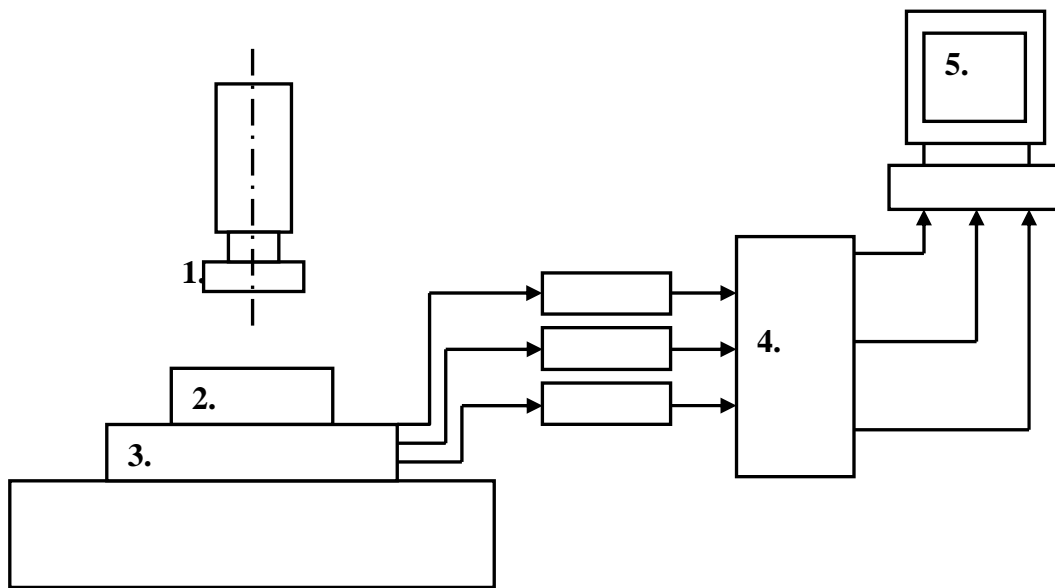
Mätbord: Tre komponents dynamometer, Kistler 9255B

Förstärkare: Tre enkanals, Kistler Typ 5011B

Kabel: Typ 1687B5

Hårdvara: SPIDER8

Mjukvara: Catman4.0



1. Fräsverktyg. 2. Arbetsstycke. 3. Mätbord. 4. Hårdvara. 5. Dator.

Figur 29 – Schematisk bild över kraftmätningen. Källa: Egen bearbetning.

Uppsättning

Först fixturades mätbordet, Kistler 9555B, som skruvades fast i maskinbordet. Därefter applicerades arbetsstycket på mätbordet via fyra skruvar. När detta var klart kopplades förstärkare och givare in. Sedan kortslöts alla ingångar och ingångarnas impedans mättes upp. Inställningar för datainsamlingen gjordes, periodisk mätning, samplingsfrekvens om 9600 Hz och mättid om en sekund. Detta ger vid 2000 rpm ca 288 mätpunkter per ingreppscykel eller varv som fräsen gör.

Vid alla mätningar användes endast ett skär för att inte skapa överlagringar av krafter och därför lättare kunna urskilja kraften. Alla bearbetningar gjordes torrt d v s ingen skärvätska användes. Vidare användes fullt skäringrepp vid alla bearbetningar. Se figur 30 där experimentuppsättningen visas.



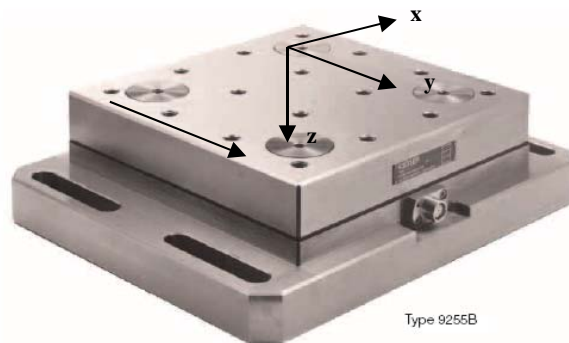
Figur 30 - Experimentuppsättning vid kraftmätning av R790. Källa: Egen bearbetning.

När alla inställningar gjorts planades toppen på ämnet för minska eventuell inverkan av ojämnheter. Igångsättning av mätningarna utfördes när skäret börjat skära i materialet. Signalen lågpasfiltreras och förstärks via tre förstärkare en för varje kraftriktning. Orsaken till lågpasfiltrering är att ta bort onödigt brus som kommer från topparna på kraften och vibrationer. Vid experimenten användes olika skärdata för att se hur olika scenarion påverkar skärkraften. Vid varje 4-6 experiment gjordes en okulär besiktning av skäret. Mikroskop användes för att avslöja eventuella förslitningar eller skador på skären som inte kunde ses med ögat.

Vid alla experiment gjordes samma procedur. Först ställdes skärdata in och sedan gjordes en halvmåne i materialet för att få samma ingrepp vid alla tester. Sedan backades fräsen och mätutrustningen nollades, detta för att förhindra drift av mätvärdet. Därefter kördes fräsen i ingrepp och mätningen startades efter att fräsen varit i ingrepp en kort stund. Mättiden var ca en sekund och fräsen stoppades omedelbart efter. Data plottas grafiskt för att se eventuella fel som t ex drift eller andra störningar såsom brus. Alla mätdata sparades och överfördes till en Excel-fil. Nya skärdata ställdes in och proceduren gjordes om igen. För att göra en verifiering av mätdata från skärkraftsproven har det utförts flera tester med samma skärdata för att kunna se spridningen av data.

Omräkning av krafter och kraftriktningar

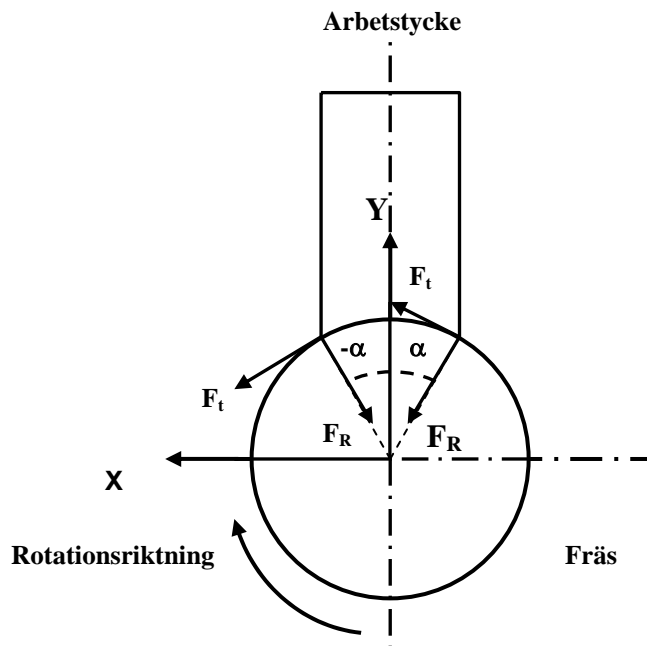
Vid skärkraftsmätning utgår mätbordet ifrån ett kartesiskt koordinatsystem som registrerar hur krafter verkar på bordet, se figur 31 (pilen till vänster om koordinatsystemet visar matningsriktningen).



Figur 31- Mätbordet med utritat koordinatsystem och matningsriktning. Källa: Fritt efter Kistler Instrument Corp.

Detta är inte detsamma som hur kraften verkar på fräsen vilket är det man vill veta. D v s mätningen säger inte hur kraften uppstått eller var kraften verkar utan endast att bordet registrerat krafter, i vilken riktning samt storlek. Därför görs en transformering av koordinatsystemet till ett roterande koordinatsystem på fräskroppen, se figur 32. Z-komponenten transformeras till en positiv axiell kraft (F_a) som verkar rakt upp i fräskroppen. Denna blir dock till beloppet densamma som före. F_x och F_y transformeras till radiell (F_r) respektive tangentiell (F_t), via att en vridningsvinkel (α) ges för mätpunkterna. Vinkeln räknas från ingreppspunkten ($-\alpha$) till punkten när fräsen går ur ingrepp (α). I detta fall är det fråga om fullspår vilket ger en vinkel från -90° till 90° . Utifrån dessa omräknade krafter tas den största kraften vilken uppstår när skäret skapar 90° vinkel från ingreppet, d v s vid 0° .

Vid direkta mätningar fås krafter som är beroende av vinkeln fräsen har (α), se figur 32. Vinkeln räknas från ingreppspunkten ($-\alpha$) till punkten när fräsen går ur ingrepp (α). T ex ger fullspår en vinkel från -90° till 90° [3], [4], [19].



Figur 32 - Rotations- och kartesiskt koordinatsystem. Källa: Egen bearbetning.

Om krafterna i ovanstående figur summeras fås:

$$F_x(\alpha) = -F_t \cos(-\alpha) - F_r \sin(-\alpha) = F_t \cos(\alpha) + F_r \sin(\alpha) \quad (8)$$

$$F_y(\alpha) = F_t \sin(-\alpha) - F_r \cos(-\alpha) = -F_t \sin(\alpha) - F_r \cos(\alpha) \quad (9)$$

$$F_z(\alpha) = +F_a \quad (10)$$

$$\alpha_{ingång} < \alpha < \alpha_{utgång} \quad (11)$$

För att få ut kraftkomponenterna F_t , F_r och F_a löses ekvationssystemet.

$$F_r = \frac{F_t \sin \alpha - F_y}{\cos \alpha}$$

$$F_t = \frac{F_x - F_r \sin \alpha}{\cos \alpha}$$

$$F_r = \frac{-F_y}{\cos \alpha} + \frac{(F_x - F_r \sin \alpha) \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \Leftrightarrow F_r = \frac{-F_y \cos \alpha + (F_x - F_r \sin \alpha) \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow F_r = \frac{-F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha - F_r \sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha}$$

$$F_r (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) = -F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha$$

$$\Rightarrow F_r = -F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha$$

$$F_t = \frac{F_x}{\cos \alpha} - \frac{(-F_y + F_t \sin \alpha) \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \Leftrightarrow F_t = \frac{F_y \cos \alpha + (F_x - F_t \sin \alpha) \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow F_t = \frac{F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha - F_t \sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha}$$

$$F_t (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) = F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha$$

$$\Rightarrow F_t = F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha$$

$$\therefore F_t = F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha \quad (12)$$

$$F_r = -F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha \quad (13)$$

$$F_a = F_z(\alpha) \quad (14)$$

Med ovanstående kraftkomponenter och vinkel fås krafterna som verkar på fräsen vid varje vinkel som fräsen har i förhållande till ingreppet. Utifrån dessa omräknade krafter tas den största kraften, vilken uppstår när spåntjockleken är som störst. Spåntjockleken, $h_c = f_z \sin(\phi)$, får sitt maximum där ϕ bildar en rät vinkel med matningsaxeln. D v s när $\phi = 90^\circ$. Vid fullspår blir maximum när $\alpha=0^\circ$ och $\phi=90^\circ$.

Omräkning av krafter från mätbordet till fräsen

Dessa omräkningar har gjorts för hand för alla tester. På ett varv som fräsen gör tas ett antal samplings beroende på samplingsfrekvensen, detta motsvarar en vinkelökning per sampling. Därefter adderas föregående vinkel till den nästkommande och varje mät punkt får en vinkel från en tänkt nollpunkt. Sedan tas denna vinkel och används

för rotationen av koordinatsystemet. Rotationskomponenterna F_r och F_t samt F_a plottas sedan mot vinkeln i grader. Här görs en handpåläggnig, dvs en anpassning för att få maximala kraften vid noll grader.

M – mätvärde

s – antal samplingar

T – periodtiden

n – varvtal

$$T = \frac{1}{f} = \frac{60}{n} \quad (15)$$

$$\alpha_{\text{grader}} = 360 \frac{M}{s \cdot \frac{60}{n}} = \frac{6 \cdot M \cdot n}{s} \quad (16)$$

$$\alpha_{\text{rad}} = \frac{\pi \cdot M \cdot n}{30 \cdot s} \quad (17)$$

Applicering av krafterna för 790 och Z90

Svårigheten är att bestämma var kraften verkar på skäret och hur kraften överförs från skäret till fräskroppen, via serrationerna, ytlast, stödytor eller via en linjelast. Enklast att anta är att skäret, som är mycket hårdare än hållarmaterialet, är en stel kropp som överför en ytkraft och att denna resultant verkar på någon medelpunkt på skärlägesytan. Denna medelpunkt antas vara ”tyngdpunkten” av skärdjupet gånger matning per tand som bildar den yta som är i kontakt med materialet. Här antas kraften ha sin angreppspunkt, detta används senare till att slipa in ett plan på skärets yta där kraften skall appliceras vid utmattningsprovnigen. Detta antagande görs för att underlätta tillverkningen av fixturer, slipning av skär och vid utmattningstesterna. På denna tänkta tyngdpunkt ansätts krafterna och deras resultant skapar den normalvektor till planet som slipning av skär samt kraften från utmattningen skall ansättas emot.

Vidare ger vinklarna hur en fixtur måste vridas och byggas för att få samma normalplan som på skäret. Där vinklarna görs av:

$$\cos \alpha = \frac{x_2 - x_1}{d}, \quad \cos \beta = \frac{y_2 - y_1}{d}, \quad \cos \gamma = \frac{z_2 - z_1}{d} \quad (18,19,20)$$

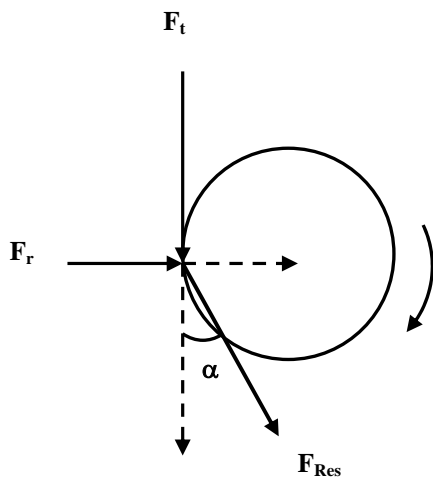
$$d = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2} \quad (21)$$

Vilket ger följande resultat för 790:

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{4248-0}{4645}\right) = 23,9^\circ, \quad \beta = \cos^{-1}\left(\frac{1845-0}{4645}\right) = 66,6^\circ, \quad \gamma = \cos^{-1}\left(\frac{353-0}{4645}\right) = 85,6^\circ,$$

$$d = \sqrt{(4248-0)^2 + (1845-0)^2 + (353-0)^2} = 4645N$$

Alternativt kan kraften i z-led försummas eftersom den är mycket mindre vilket ger ett tvådimensionellt problem, se figur 33.



Figur 33 - Vinkelförhållande mellan tangential- och radialkraft.

Där vinkeln mellan krafterna utgörs av:

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{F_r}{F_t}\right) \quad (22)$$

Vilket ger följande resultat:

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{1845}{4248}\right) = 23,5^\circ$$

När samma uträkning av vinklar görs för Z90 erhålls följande värden:

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{5526-0}{6081}\right) = 24,6^\circ, \quad \beta = \cos^{-1}\left(\frac{2381-0}{6081}\right) = 66,9^\circ, \quad \gamma = \cos^{-1}\left(\frac{877-0}{4652}\right) = 81,7^\circ,$$

$$d = \sqrt{(5526-0)^2 + (2381-0)^2 + (877-0)^2} = 6081N$$

För det tvådimensionella fallet av ovan blir vinkeln mellan radial- och tangentialkraften:

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{2381}{5526}\right) = 23,3^\circ \quad (23)$$

Bilaga 2 - FE-rapport

Inledning

Från början var det tänkt att enbart använda Pro/MECHANICA som programvara för FE-beräkningarna. Detta för att Pro/MECHANICA är ett enkelt och snabbt verktyg. På grund av problem som det redovisas för nedan användes även Ansys som är en mer komplicerad programvara men med mer funktionalitet.

Syfte

Syftet med FE-analysen är att skapa en modell som ger samma spänningsbild och nivåer som på en verklig fräs. Dvs utifrån verkliga haverier korrelera att modellen ger samma spänningsbild. Utifrån denna modell skall sedan krafter tas fram för olika spänningsnivåer, där krafterna sedan skall appliceras vid senare utmattningsförsök.

Metod

Den geometri som användes vid beräkningarna har skapats i Unigraphics och har gjorts om till STEP-format. Även parasolid format har använts till Ansys. Alla ursprungliga geometrier har använts utan serrationerna som har tagits bort för att minska beräkningstider på grund av de kräver mycket små element. Dock inte vid det skärläge där krafterna ansatts, där har endast de serrationer som finns utanför skruvhålet tagits bort se figur 12, 20, 21.

Mycket av arbetet har grundats på Trial and Error principen varav mycket tid har ansatts till beräkningsmodellarbetet. Vidare gjordes många försök att testa olika scenarion med lastapplicering och förhållande mellan krafter. I det första steget testades om förhållandet mellan tangentialkraft och radialkraft gav olika spänningsbilder. Dvs det testades först med ett 3:1 förhållande och även ett 10:1 förhållande. Dessa båda gav olika spänningsnivåer men spänningsbilden var densamma.

Därefter bestämdes hur kraften skulle appliceras. För detta gjordes även ett antal försök. Slutligen bestämdes det att applicera kraften efter tidigare gjorda försök vid Sandvik Coromant. Besluten är baserade på erfarenheter vid tidigare FE-beräkningar samt på erfarenheter av förslitningar av skärlägesbottnar. Problem uppstod nu med att en singularitet uppstod vid en kant invid serrationerna.

På grund av singulariteten försöktes det att modifiera modellen med diverse olika nät samt rundningar och radier. Detta gav inte tillfredställande resultat. På grund av att lokaliseringen av singulariteten också är en trolig punkt med maxspänning kunde inte denna punkt ignoreras. Därför beslutades att använda Ansys för att kunna göra icke-linjära beräkningar som tar hänsyn till plasticering och deformationshårdnande i materialet. Modellen som användes i Ansys överfördes från Pro/MECHANICA där

nät, låsningar samt krafter applicerades. Detta underlättade den annars svåra nätgenereringen i Ansys. Sedan användes en icke-linjär materialmodell som ger deformationshårdnande material (BKIN).

Inställningar

Nedan redovisas de inställningar som gjordes för respektive modell i Pro/MECHANICA och Ansys.

Pro/MECHANICA

- **Material**, linjärt stål med $\rho=7,8 \text{ g/cm}^3$, $E= 199 \text{ Gpa}$ och $\nu=0.27$.
- **Elementindelning**, free mesh (nät) som generas automatiskt av programmet samt egen modifierat nät via AutoGem.
- **Laster**, som laster användes de nivåer som framkom vid skärkraftstesterna. Dessa applicerades som ytlaster på ett skärläge med borttagna serrationer. Lasterna har även applicerats i form av två funktioner (stepfunktioner) som skapar en stegande avtagande fördelning i axial samt radiell led (utifrån fräsens koordinatsystem). Funktionen ger 100 % vid skärspetsen för att sedan avta till 80 % vid maximalt skärdjup (12 mm). Likaså i radialled avtar kraften från 100 % vid skärspetsen till 20 % vid mitten av hålet se figur 12. Detta är inte baserat på det ursprungliga koordinatsystemet utan ett som är roterat och verkar på skärläget, där x räknas om till radiellt och y till tangentiellt och z förblir oförändrad.
- **Låsningar**, som låsningar användes ytlåsning av mantelytan för att likna fastlåsning i fräshållaren, vilken är låst i alla rotationer och translationer. Detta användes för alla modellerna.
- **Elementtyp**, de element som används var triangulära solida 3D element (tetraedrar) p g a att fräskroppen användes som solid och i ursprungsgeometri.
- **Beräkningstyp**, den beräkningsmetod som Pro/MECHANICA använder är p-metoden. Denna användes tillsammans med Single-pass.
- **Förenklingar**, de förenklingar som används är hur kraften angriper skärläget. P g a skärets mycket större hårdhet har detta ansetts vara en stelkropp som överför kraften till skärläget via en begränsad yta. Denna yta har tagits fram vid tidigare tester i Ansys av Mikael Lundblad, där kontaktanalys utförts.

Ansys

- **Material**, deformationshårdnande, Bilinjärt isotropisk (BKIN) med $\sigma_{0,2}= 1100 \text{ MPa}$ och $\sigma_{\text{tang}}= 20\ 000 \text{ MPa}$ d v s 10 % av E-modulen. E-modul samma som ovan.
- **Element**, solid_92, antal₇₉₀ = 99 425, antal_{Z90}= 212 212.
- **Låsningar**, samma som för Pro/MECHANICA.
- **Laster**, de krafter som användes var samma som i Pro/MECHANICA. Dock med skillnaden att lastfunktionerna inte användes. Istället användes samma yta som ovan, men med medelkraften.
- **Beräkningstyp**, som beräkningsmetod användes h-metoden.
- **Förenklingar**, samma som för Pro/MECHANICA.

Resultat

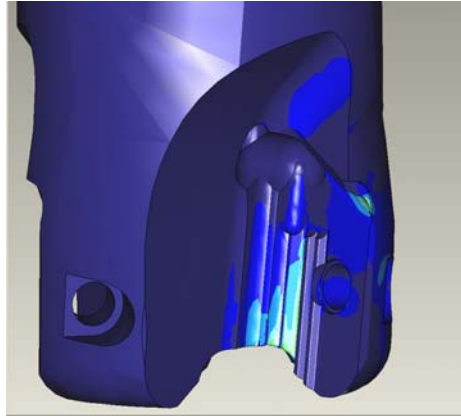
Nedan presenteras resultat där olika kraftförhållande skulle analyseras, sedan presenteras beräkningarna i Pro/MECHANICA för att slutligen följas av resultaten från icke linjära beräkningarna i Ansys.

Spänningsbild

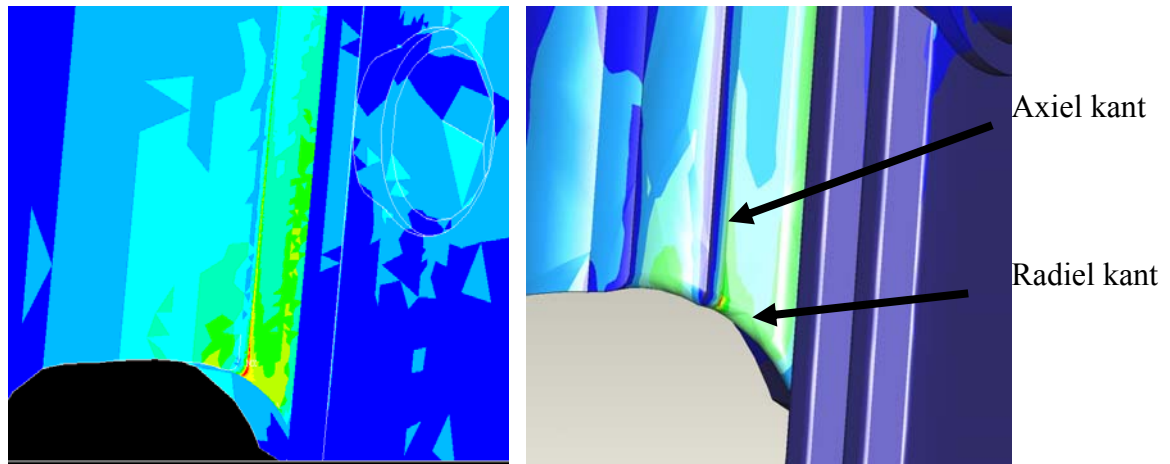
En viktig del i FE-beräkningarna har varit att jämföra spänningsbilder d v s om fördelningen av spänningar i materialet är lika för olika scenarion. Detta har varit fallet med 3:1 och 10:1, med dessa förhållande menas tangentialkraften dividerat med radialkraften. För FE-modeller med 3:1 eller 10:1 förhållande fås största påkänningen efter den axiella kanten där denna möter den radiella kanten. Med axiell kant menas kanten som löper i fräskroppens axiella riktning, d v s parallellt med fräskroppens centrumlinje. Med radiell kant menas kanten som löper i fräskroppens radialled, d v s från den nedre delen av skärlägesbotten in mot fräskroppens centrum se figur 34, 35, 36. Vid ändringar av geometrin såsom att lägga till radier eller fasa av kanten ger heller ingen förändring av spänningsbilden. Dock blir spänningsnivåerna olika från de två fallen och när geometrierna ändras. Alla nedanstående FE-modeller är baserade på de krafter som framtagits vid skärkraftsmätningar för respektive fräs. Krafterna är tagna från skärkraftsmätningar i SS2541.

Spänningsbild för 790 i både Pro/MECHANICA och Ansys

I figur 34, 35 och 36 visas spänningsbilden för 790 utan några spänningsnivåer vilka redovisas nedan under tabell 8. Först visas en översiktbild för att ge en bättre översyn var största spänningarna är lokalisering. Bilderna nedanför den första är förstoringar över skärläget i samma position som bilden ovan. Modellerna nedan har en axiell radie om 0,05 mm och en radiell radie på 0,2 mm. I bilderna syns de områden med låg spänning markerade med blått. De områden som har hög spänning är markerade med rött.

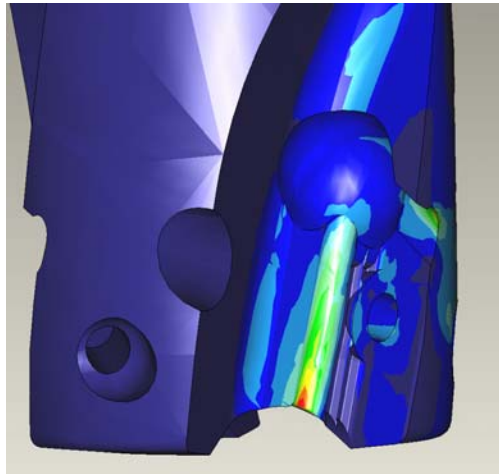


Figur 34 ovan,- översiktbild över 790 från Pro/MECANICA. Figur 35 nedan tv, från Ansys. Figur 36, nedan th från Pro/MECANICA.

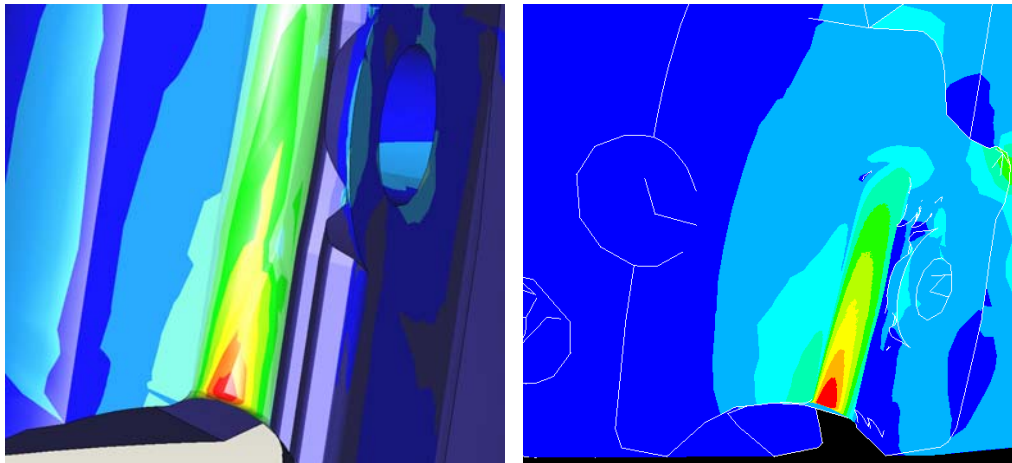


Spänningsbild för Z90 i både Pro/MECHANICA och Ansys

I figur 37, 38 och 39 visas spänningsbilden för Z90 utan några spänningsnivåer vilka redovisas nedan i tabell 9. Först visas en översiktbild för att ge en bättre översyn var största spänningarna är lokaliserande. Modellerna i figur 37, 38 och 39 har en radiell radie om 0,2 mm.



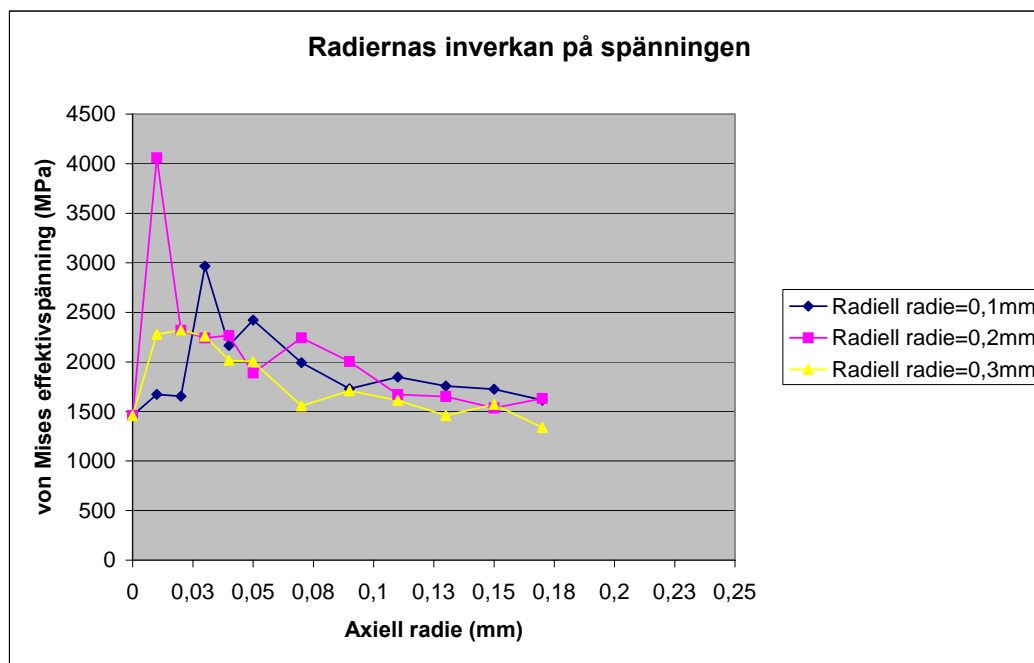
Figur 37 ovan, översiktbild över 790 från Pro/MECHANICA. Figur 38 nedan tv, från Ansys, Figur 39 nedan th, från Pro/MECHANICA.



Radiernas inverkan på effektivspänningen (von Mises) för 790

På en teoretisk CAD-modell finns skarpa kanter och vassa hörn som inte finns på de verkliga fräskropparna. På de verkliga fräskropparna finns alltid radier eller avgradningsfaser. För att i CAD-modellen undvika singulariteter samt för att efterlikna verkligheten måste man i CAD-modellen återskapa dessa radier. Genom att undersöka radiernas inverkan på effektivspänningen kan man se dess betydelse och se FEM-programmets begränsningar.

En sammanställning av de FE-beräkningar som gjorts med varierande radier, axiellt och radiellt ger nedanstående resultat. Nedanstående resultat är Single-Pass beräkningar från Pro/MECHANICA, där inget ändrats förutom radierna. Den resulterande kraften för alla radiejämförelser är 4650 N.

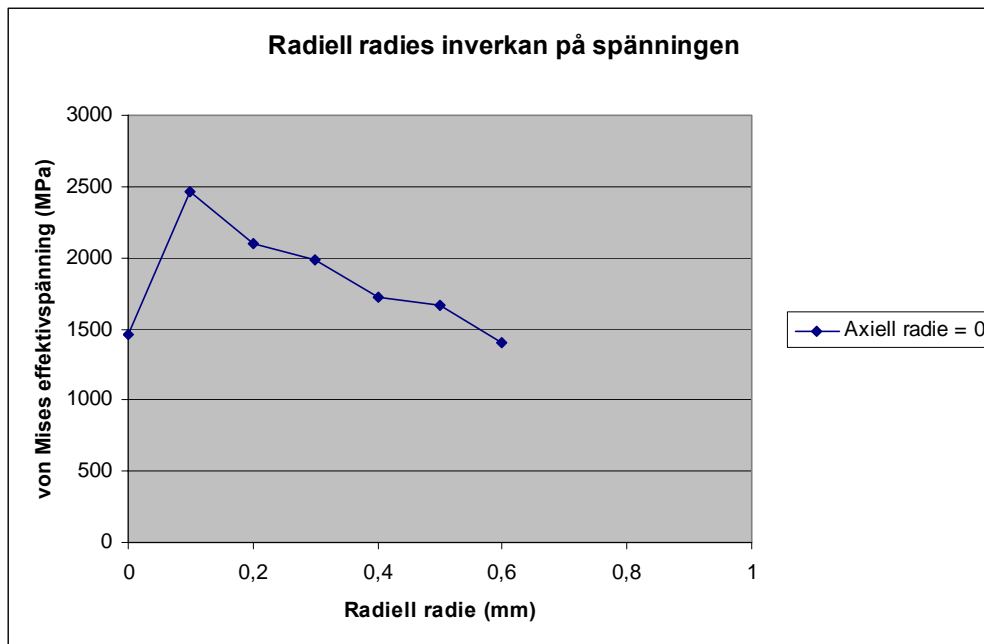


Figur 40 - Axiell och radiell radiers inverkan på effektivspänningen, Single-Pass beräkningar från Pro/MECHANICA.

Den spänningstopp som erhölls från 0-0,03 mm axiell radi beror på att Pro/MECHANICA inte kan skapa FE-element som är tillräckligt små. När programmet inte kan skapa element kommer denna axiella radi att behandlas som en vass kant vilket skapar en singularitet. När radien ökas till 0,04-0,05 mm kan programmet skapa element i den axiella radien. Dock kan det endast skapas ett element varav spänning kan variera ganska mycket beroende på hur elementen skapas i förhållande till spänningstoppen längs axiella radien. När den axiella radien ökas kommer spänningskoncentrationsfaktorn att minska och således även spänningen. Samtidigt när radien bli större kommer även elementantalet i radien att öka vilket ger en bättre beskrivning av spänningen vilket belyses av att de tre kurvorna för de radiella radierna blir mer parallella med ökande axiell radi. D v s resultat sprider mindre för större axiell radi.

Radiell radiers inverkan

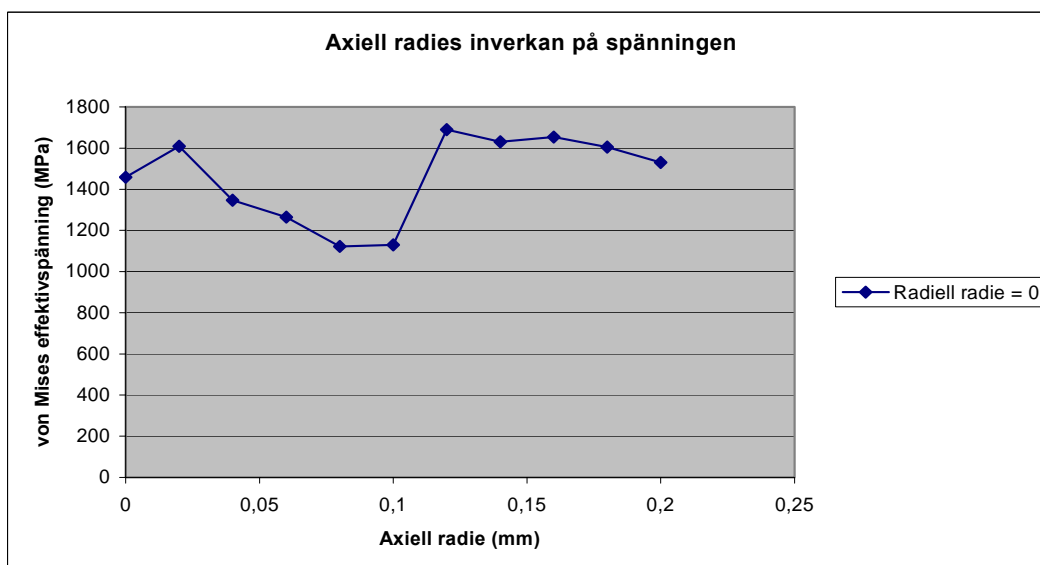
När den radiella radien är noll fås en singularitet vilket inte syns i grafen nedan. Egentligen kommer kurvan att fortsätta till oändligheten, men den borde inte som i grafen nedan ge en sänkning av spänningen. Detta beror på hur elementen skapats i radien vilket i detta fall inte blivit speciellt lyckat. Eftersom radiella radien blir större kommer även spänningskoncentrationsfaktorn att minska och spänningen minskar precis som kurvan visar, se figur 41.



Figur 41 - Radiell radiers inverkan på effektivspänningen, Single-Pass (SP) beräkningar från Pro/MECHANICA.

Den axiella radiens inverkan

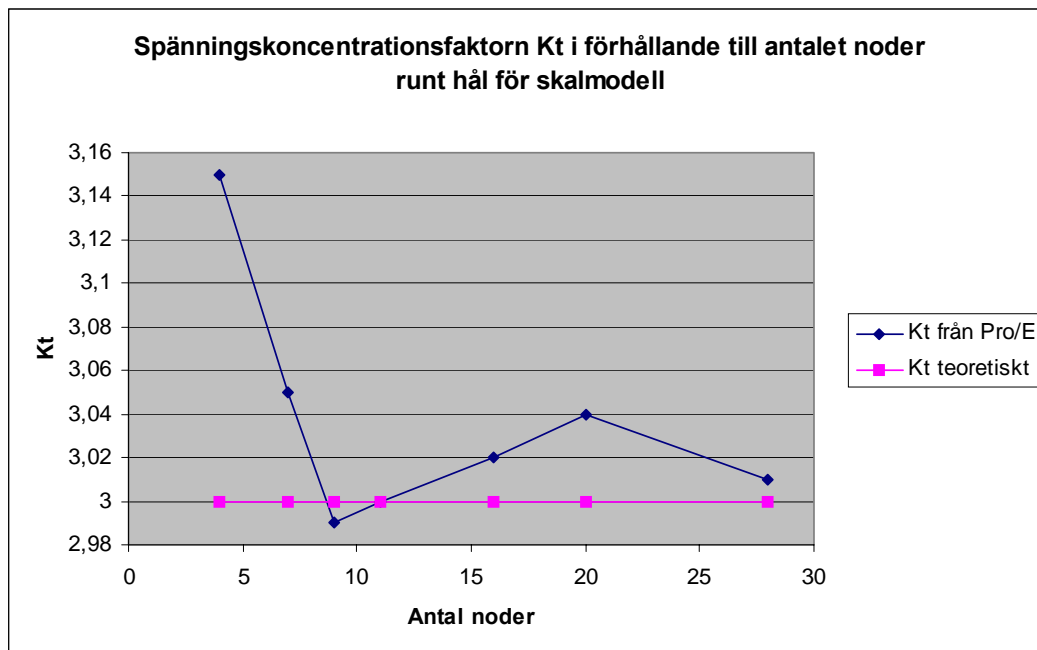
För den axiella radien gäller samma som för den radiella, att kurvan borde komma från oändligheten för att sedan avta. Vid radien noll fås en singularitet som inte approximeras speciellt bra p g a att elementen inte erhålls så att spänningsbilden kan återges korrekt. Sedan finns ett problem med kurvan. Det faktum att spänningen stiger när radien ökas från 0,1 mm till 0,12 mm kan endast förklaras med att alla beräkningar nedan egentligen innehåller en singularitet och att det endast är hur bra elementen kan återge detta som höjer och sänker spänningen.



Figur 42 - Axiell radiers inverkan på effektivspänningen, SP beräkningar från Pro/MECHANICA.

Elementens inverkan på spänningskoncentrationsfaktorn

Som sagts ovan har elementen stor inverkan på hur bra modellen är att återge bilden av verkligheten. För att testa hur stor inverkan antalet element, nedan antalet noder, har på spänningskoncentrationsfaktorn användes en klassisk tunn plåt med ett litet hål i för att bestämma K_t . Hålet gjordes så pass litet i förhållande till övriga geometrier att den teoretiska spänningskoncentrationsfaktorn $K_t=3$. Modellen utfördes som en 2D-modell med skalelement i Pro/MECHANICA där en tjocklek ansåts för elementen. Vidare ansattes ett negativt tryck (drag) på 200 MPa på kanten. För att vara på säkra sidan användes mätpunkter i materialet som applicerades nära kanten för att se om spänningarna nära kanten var ca 200 MPa, vilket de också var.



Figur 43 - Spänningskoncentrationsfaktorn K_t för en stor plåt med litet hål som utsätts för dragning, Single-Pass beräkning från Pro/MECHANICA.

Figur 43 beskriver att ju färre noder som finns runt spänningskoncentrationen desto sämre beskrivs spänningsskildern. För att få någorlunda resultat bör det användas minst 8-10 noder runt ett hål. Detta har även testats för tredimensionella fall vilket också understryker vikten av att ha många noder runt en spänningskoncentration.

Slutligt val av FE-modell för 790 i Pro/MECHANICA

Utifrån ovanstående problem med singulariteter och spänningskoncentrationer valdes att FE-modell skulle ha en volymregion med mycket litet nät runt området där singulariteten uppstår. För att kunna approximera spänningskoncentrationen bra försöktes att få 8-10 st noder väldigt nära området där maximala spänningarna uppkommit. Det bästa som kunde erhållas var element om storleken 0,04 mm vilket gav ett till två element i den axiella radien. Detta nät blir något godtyckligt eftersom programmet skapar den med förutsättningarna att vinklarna på elementen och volymregionernas storlek är det enda som kan regleras. Tabell 8 visar värden från modellen med olika krafter. Skillnaden mot att inte använda en volymregion och förminskade nät är ca 5–10 % ökad spänning för modeller utan. I tabellerna 8 och 9

är kraften den resulterande kraften med samma förhållande mellan krafterna som redovisats i kapitel 5.1 och 5.6. Detta gäller för modeller i både Pro/MECHANICA och Ansys.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	464	507	438
1500	695	760	657
2000	927	1012	875
2500	1158	1265	1093
3000	1389	1518	1312
3500	1620	1770	1529
4000	1852	2024	1749
4500	2084	2276	1967
5000	2315	2529	2186
5500	2547	2783	2405
6000	2778	3035	2622
6500	3010	3288	2841
7000	3242	3541	3060

Tabell 8- Spänningar 790 från Pro/MECHANICA.

Slutligt val av FE-modell för Z90 i Pro/MECHANICA

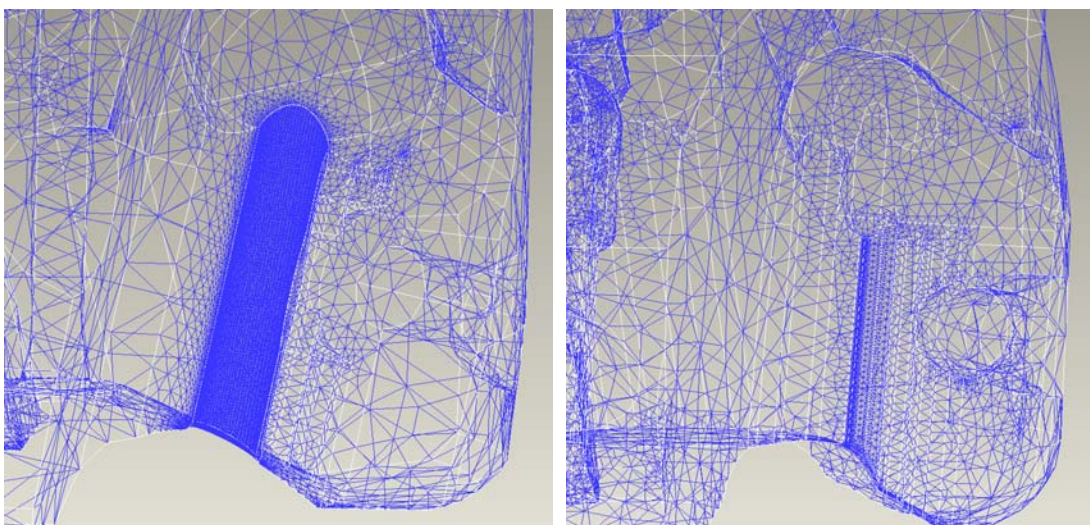
För att kunna jämföra och göra metodiskt lika gjordes en modell för Z90 med volymregion där elementstorleken minskades ned. Denna gav inga större skillnader i spänningsnivåer mot en modell utan volymregion och större element. Tabell 9 är från en modell med volymregion.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	253	259	744
1500	379	388	1117
2000	505	517	1489
2500	632	646	1861
3000	758	775	2234
3500	885	904	2606
4000	1011	1033	2978
4500	1137	1162	3351
5000	1264	1291	3723
5500	1390	1420	4095
6000	1516	1549	4468
6500	1642	1678	4840
7000	1769	1807	5212
7500	1895	1937	5584

Tabell 9- Spänningar Z90 från Pro/MECHANICA.

Modeller i Ansys

Modellerna i Ansys gjordes först i Pro/MECHANICA, för att sedan sparas till en Ansys-fil. På detta kan nätet göras med h-element och fås mycket finare med hjälp av inställningar som inte kan göras i Pro/MECHANICA och p-element. Figur 44 och 45 visar hur fint nätet kunde göras för Ansys. Som största nätstorlek i de kritiska områdena användes storleken 0,01 mm för Z90 och 790, se figur 44 och 45.



Figur 44 och 45 - Nätet i Ansys, Z90 till vänster och 790 till höger.

Spänningarna från Ansys för respektive modell visas i tabell 10 för 790 och tabell 11 för Z90. Spänningarna är utifrån modeller med ovanstående elementindelning.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	387	442	587
1500	579	662	882
2000	775	876	1178
2500	922	1063	1512
3000	1096	1272	1822
3500	1123	1392	2255
4000	1151	1485	2698
4500	1184	1558	3146
5000	1221	1632	3591
5500	1258	1703	4038
6000	1297	1771	4485
6500	1338	1837	4931
7000	1379	1901	5379

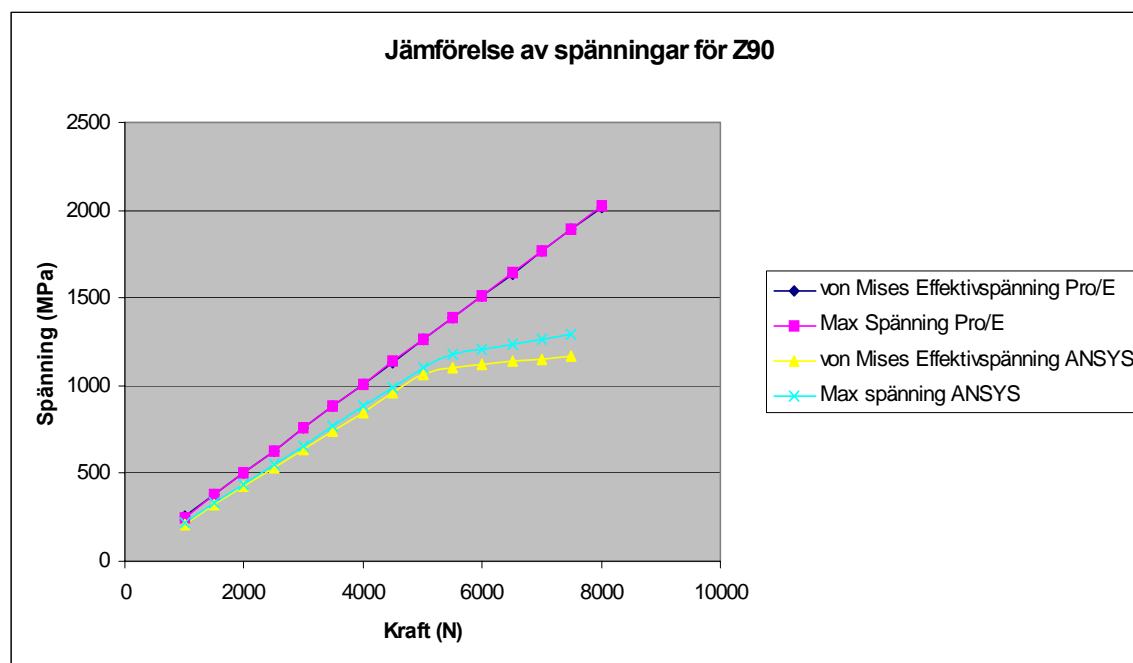
Tabell 10- Spänningar 790 från Ansys.

Kraft (N)	von Mises Eff. Sp. (MPa)	1:a huvudsp. (MPa)	Oktaedersp. (MPa)
1000	213	220	784
1500	319	330	1176
2000	425	440	1568
2500	531	550	1960
3000	637	660	2352
3500	744	770	2743
4000	850	881	3135
4500	957	990	3527
5000	1063	1101	3918
5500	1107	1174	4360
6000	1121	1208	4836
6500	1136	1235	5315
7000	1152	1263	5793
7500	1169	1289	6272

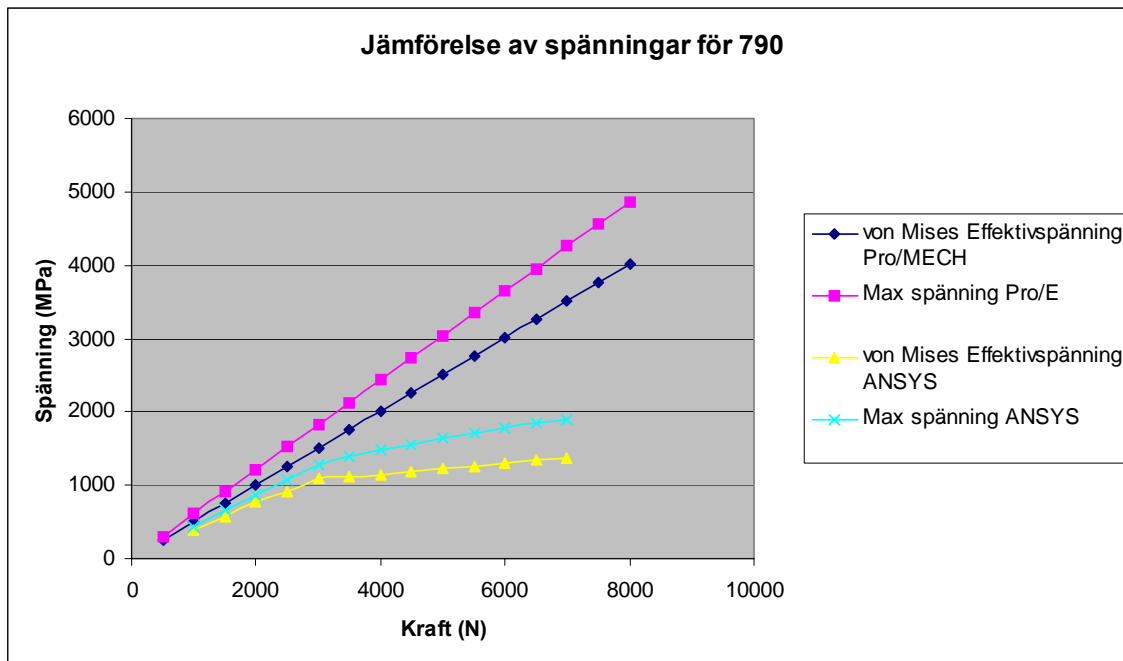
Tabell 11- Spänningar Z90 från Ansys.

Skillnader mellan Pro/MECHANICA och Ansys

De modeller som används nedan för Pro/MECHANICA har nätet skapats av programvaran. De volymregioner som används till andra modeller har inte använts här. Den stora skillnaden mellan Pro/MECHANICA och Ansys är den materialmodell som används. I Pro/M har en idealelastisk modell använts och i Ansys en isotropisk bilinjär deformationshårdnande modell. Detta ger självfallet skillnader och speciellt när materialet börjar plasticera. Dock skall de både ge liknande resultat vid laster före plasticeringen. Figur 46 och 47 visar de skillnader i spänningar som förekommer mellan Pro/M och Ansys för 790 och Z90.



Figur 46 - Jämförelse av spänningar mellan Pro/M och Ansys för Z90.



Figur 47 - Jämförelse av spänningar mellan Pro/M och Ansys för 790.

Av graferna ovan borde spänningsnivåerna vara lika där ingen plasticering sker. För Ansys spänningarna kan skönjas när dessa gått in i plasticeringsområdet, för 790 ca 3000 N och för Z90 vid 4500 N. Nedanför dessa nivåer borde modellerna ge samma resultat. En orsak till skillnaderna kan bero på att nätet är olika för Ansys respektive Pro/MECHANICA.

Elementens förvriddning

Elementens förvriddning (distorsion) kan leda till svårigheter med att få konvergens och att erhålla rätt resultat. Dock ges varningar för förvriddna element och det ges felmeddelande vid alltför stora förvriddningar. Detta kan således inte ha inverkat då fåtalet element som varit förvridda inte genererat felmeddelanden samt att när dessa plottas inte befunnits nära områden med höga spänningar. Detta gäller för både beräkningsmodeller i Ansys och Pro/MECHANICA.

Elementens gradtal

De element som användes för de icke-linjära beräkningarna i Ansys var av gradtal två, dvs det var andra ordningens element med parabolisk förskjutningsansats. Dessa är bättre än första ordningens på att beskriva komplexa spänningsfält eftersom fältet kan beskrivas med paraboliska funktioner istället för linjära vid första ordningens element. Dock om antalet första ordningens element görs mycket stort kan dessa också beskriva spänningsfältet mycket bra. För att vara på säkra sidan användes andra ordningens element samt att antalet element gjordes mycket små vid områden med höga spänningar.

Elementval

Eftersom Pro/MECHANICA endast har ett element (P-element) med variabel förskjutningsansats kan detta inte påverkas. För Ansys däremot kan elementen

varieras desto mer. Gradtal på elementet, P- eller H-element samt att olika element för olika typer av beräkningar kan väljas t ex termisk, icke-linjär. Det element som användes SOLID_92 är som sagts ett andra ordningens element som kan användas till icke-linjära beräkningar. Detta passar bra till icke-linjära beräkningar med stora töjningar. Detta element har också mittnoder som gör att elementet representerar kurvaturen hos fräskroppen på ett bra sätt.

Diskussion

En tänkbar felkälla är att applicera kraften utan serrationer vilket kan ge felaktiga resultat. Beslutet till att inte använda serrationer är tidigare erfarenheter på företaget. Problemet nu var att dessa inte är gjorda med s.k. serrationer. Därför finns en större osäkerhet än vid de tidigare körningarna utan serrationer. T ex huruvida serrationer överför kraften som en linjelast, ytlast eller kombination skulle påverka resultaten. Hur mycket skulle vara intressant att veta. En tänkbar lösning till detta är att utföra en kontaktanalys i t ex Ansys för att se hur kraften fördelas från skärets serrationer till skärlägets serrationer. Att detta inte gjorts beror på den begränsade tiden då denna beräkning kräver avsevärd noggrannhet vid nätgenerering.

Orsaken till att det blir en singular punkt är att det blir ett skarpt invändigt hörn när kraften appliceras. Otaliga försök gjordes för att mildra och hindra påverkan från singulariteteten. Detta är samtidigt ett stort problem då denna punkt är en viktig punkt med höga spänningar. När ingen radie finns på den axiella kanten uppstår en singular punkt. När radie appliceras på kanten fås en mycket hög spänningskoncentrationsfaktor vilken är mycket beroende på nätets kvalitet. I övrigt har modellen inga tydliga spänningshopp utan har mjuka övergångar när (continuous) icke medelvärdesberäknade spänningar används.

Slutsats

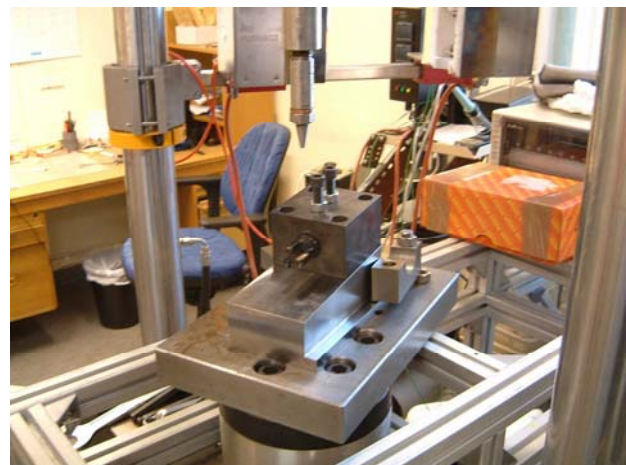
Genom FE-analysen skapades en modell som ger samma spänningsbild som en verklig fräs d v s maxspänningen uppkom just där haverierna uppkommit. Detta kunde konstateras genom att studera verkliga haverier av fräskroppar. På grund av hög spänningsnivå och singularitet kunde inte någon framtagna modell användas. Genom utmattningstester togs istället kraftnivåerna fram då inte FE-modellen kunde uppfylla syftet att ta fram dessa för de olika spänningsnivåerna.

Problemen med FE-modellerna för 790 beror på den lilla radie som finns i spånrummet. Denna kan inte elementindelas tillräckligt bra för att resultaten inte skall ge stora spridningar. Det går inte att använda de resultat som erhållits när spänningskoncentrationer undersökts. Antalet noder i radien kan inte göras till ca åtta till tio stycken. För Z90 däremot ges en liten spridning av resultaten som ger en mer tillförlitlig modell. Skillnaden mellan Z90 modeller i Ansys eller Pro/MECHANICA är de materialmodeller som används.

Bilaga 3 – Utmattningstestning

Utmattningstestning

Utmattningstesterna för 790 utfördes vid Stålforskningen och för Z90 vid CTEM hos Coromant. Kraftnivåerna till utmattningen skulle baseras på den FE-modell och ett korrekt Wöhlerdiagram, detta kunde inte genomföras på grund av problem med FE-modellen och representativt Wöhlerdiagram. Därför valdes att göra ett eget Wöhlerdiagram, över materialet (SS2541) vid rätt hårdhet vilket gjorde att antalet tester utökades för 790. För att få mindre spridning av data gjordes så många tester som möjligt på varje belastningsnivå. Testerna utfördes med hjälp av Staircase metoden vilken innebär att när ett test klarar två miljoner lastväxlingar höjdes kraften med inkrement d och om testet inte håller sänktes kraften med d . Detta inkrement d måste vara större än materialets spridning vilken enligt Sandvik Materials Technology kan antas vara ca 5% vilket i detta fall skulle ge att ökningen eller minskningen skulle vara minst 250 N. För att vara på den säkra sidan har det valts ett inkrement om 500 N. Dessa utmattningstester har inte utförts på speciellt tillverkade utmattningsstavar, som är framtagna ur samma materialbatch och slipade till exakta mått och yt noggrannhet, utan på fräskroppar med lägre tillverkningsnoggrannhet än utmattningsstavar. För att vara på den säkra sidan har det därför valts ett inkrement om 500 N.



Figur 48 - Utmattningsrigg vid stålforskningen, hela riggen. Figur 49 - fixturen i riggen.

Utmattningsrigg vid Stålforskningen

Maskintyp: Instron 1342

Belastningsområde: 0-100 kN

Frekvensområde: 0,5-60 Hz

Typ av belastning: Axiell

Max slaglängd: 125 mm

Utmattningsrigg vid Coromant

Maskintyp: Zwick/Roell Amsler HB250

Belastningsområde: 0-100 kN

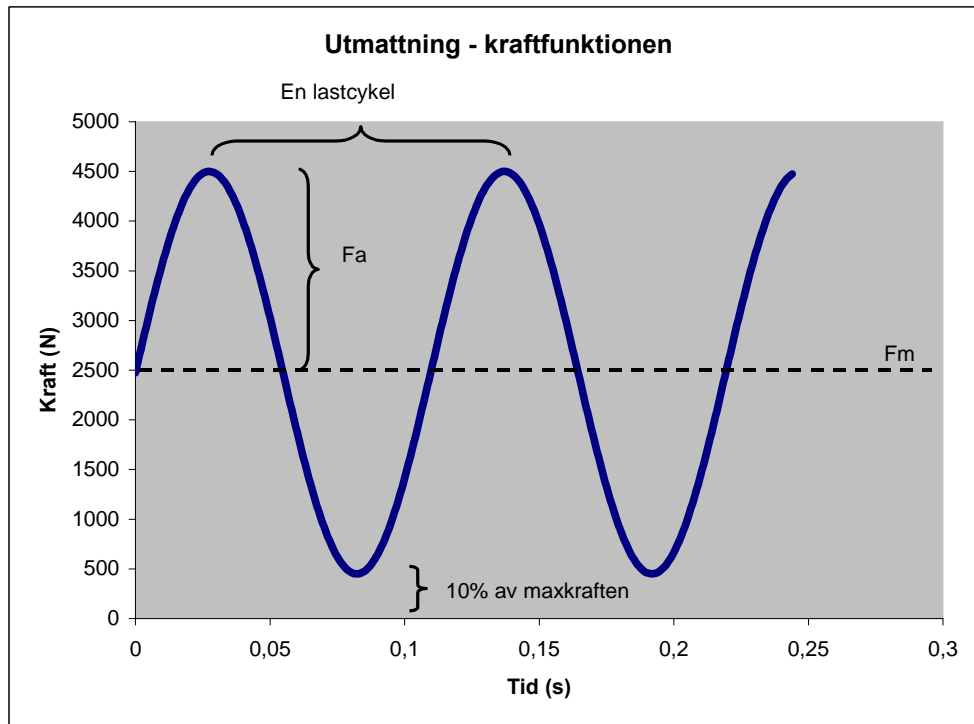
Frekvensområde: -

Typ av belastning: Axiell

Max slaglängd: 50 mm

Kraften har applicerats som en i y-led förskjuten sinusfunktion. En förkraft har använts för att undvika kontaktutmattning och för att kunna öka frekvensen. Kortare

slaglängd hos cylindern i maskinen ger högre frekvens. Förkraften har satts till 10 % av maximala kraften. Se figur 50 där kraftfunktionen är uppritad.



Figur 50 - Kraftfunktion vid utmattningstesterna.

I ekvationer (24) till (26) visas ett exempel på hur det räknats fram vilka inställningar som utmattningsriggen skulle ha. σ_m är mittspänningen och σ_a är amplitudspänningen samt att R är eller spänningsvidden. P g a att spänningar inte har använts utan det är baserat på krafterna istället har det använts följande: F_m är mittkraften och F_a är amplitudkraften som överlagras på mittkraften samt att R är kraftförhållandet. OBS! Tiden på x-axeln i figur 50 ger en frekvens om ca 10 Hz vilket är felaktigt. Den frekvens som användes var mellan 20 – 30 Hz beroende på vibrationer och buller vid olika belastningar.

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \Rightarrow F_m = \frac{1}{2}(F_{max} + F_{min}) = \frac{1}{2}(4000 + 450) = 2475N \quad (24)$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \Rightarrow F_a = \frac{1}{2}(F_{max} - F_{min}) = \frac{1}{2}(4000 - 450) = 2025N \quad (25)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{F_{min}}{F_{max}} = \frac{450}{4500} = 0.1 \quad (26)$$

Staircase metoden

Staircase metoden är en användbar metod för att med relativt få tester uppskatta utmattningsgränsen för ett material. Metoden utförs så att det antas en nivå där utmattningsgränsen tros vara, antingen från tidigare tester eller från beräkningar. Sedan görs ett test på denna nivå och om testet brister sänks nivån med ett inkrement

d . Alternativt om materialet överlever, s.k. run-out, höjs nivån med d . Denna ökning eller minskning d måste vara större än den naturliga spridningen som materialet har. Sedan utförs ett antal tester som antingen brister eller överlever och utmattningsgränsen prickas in mer och mer. Med detta förfarande anses fördelning av testerna vara normalfördelade vilket gör att testerna inte bör vara färre än 15-30 st. Resultaten av staircase metoden finns i bilaga 7.

Nedan visas stegen i Staircase-metoden:

1. Skatta utmattningsgränsen (σ_{ut}) från tidigare tester, erfarenheter eller analytiskt.
2. Skatta standardavvikelsen (s) av materialet från tidigare tester, erfarenheter eller analytiskt.
3. Ansätt utmattningsgränsen + d för det första testet, d kan ofta antas som $d = s$.
4. Vid runout höj med d , annars sänk med d .
5. Utför minimum ca 15-30 tester. Om inprickningen av utmattningsgränsen är svår skall de tester som utan tvekan ger run-out eller brott tas bort från analysen.
6. Analysera de minst frekventa av antingen brott eller run-outs.
7. Skapa följande tabell för att skatta utmattningsgränsen och standardavvikelsen.

Spännings- nivåer	Ordning	Frekvens	Ordning*Frekvens	Frekvens ² *Produkt I och II
----------------------	---------	----------	------------------	---

	N	A	B
--	---	---	---

Tabell 12- Skattning av utmattningsgräns.

8. Skatta σ_{ut} med:
$$\sigma_{UT} = \sigma_0 + d \cdot \left[\frac{A}{N} \pm \frac{1}{2} \right] \quad (27)$$

9. Skatta standardavvikelsen med:
$$\hat{s} = 1,62 \left[\frac{N \cdot B - A^2}{N^2} + 0,29 \right] \quad \text{om} \quad \frac{N \cdot B - A^2}{N^2} \geq 0,3 \quad (28)$$

annars
$$\hat{s} = 0,53 \cdot d \quad \text{om} \quad \frac{N \cdot B - A^2}{N^2} < 0,3 \quad (29)$$

10. Skapa 95% konfidensintervall för σ_{ut} med:

$$P \left(\sigma_{UT} - 1,96 \cdot \frac{\hat{s}}{\sqrt{n}} < \sigma_{UT} < \sigma_{UT} + 1,96 \cdot \frac{\hat{s}}{\sqrt{n}} \right) = 0,95 \quad (30)$$

Konstruktion av fixtur

För att kunna låsa fräskroppen tillfredställande behövs en fixtur som kan hålla emot krafterna som anbringas i utmattningsriggen. Denna fixtur behöver ta upp krafter på max 10 kN samt att den måste klara ett avsevärt kontaktryck.

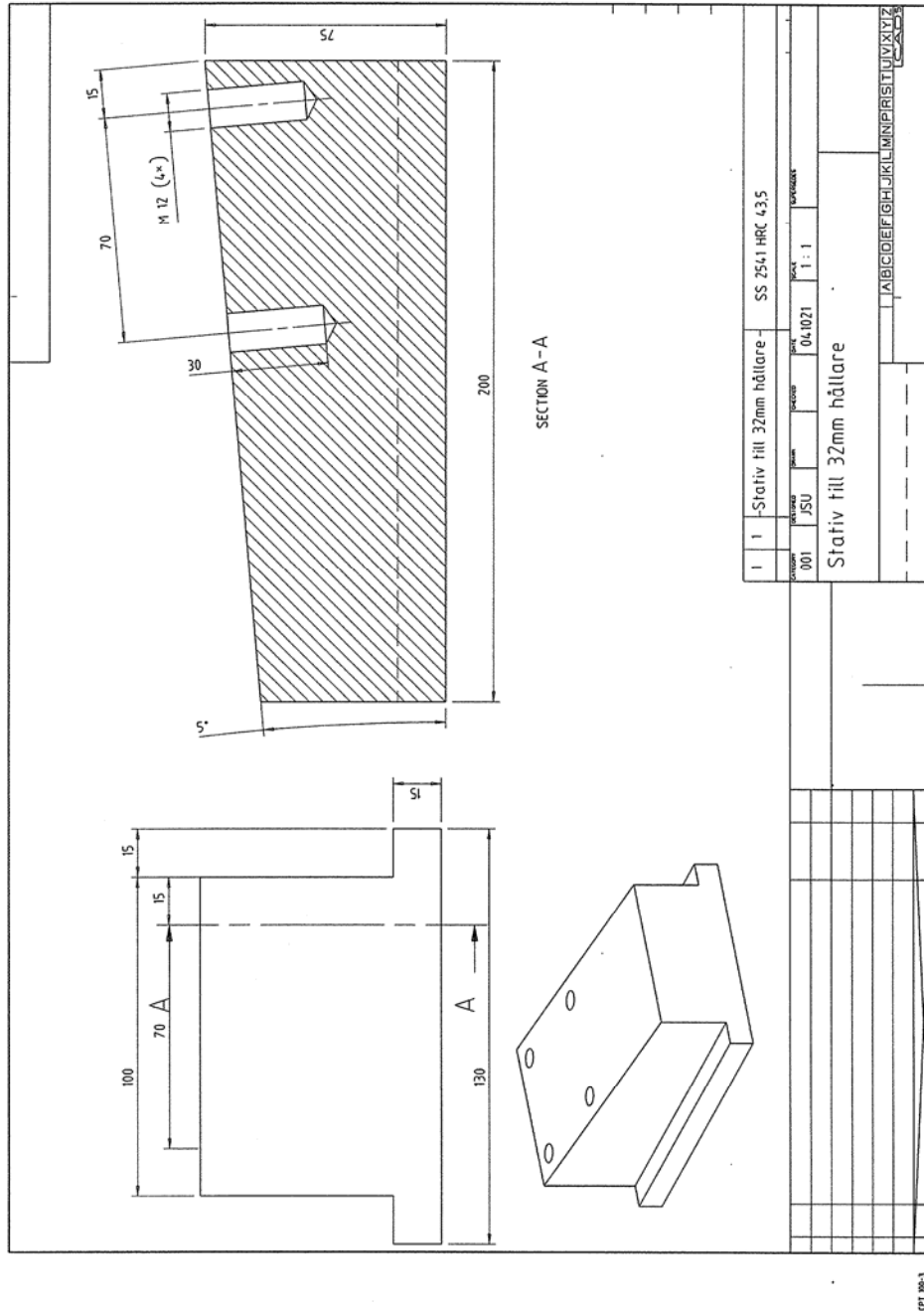


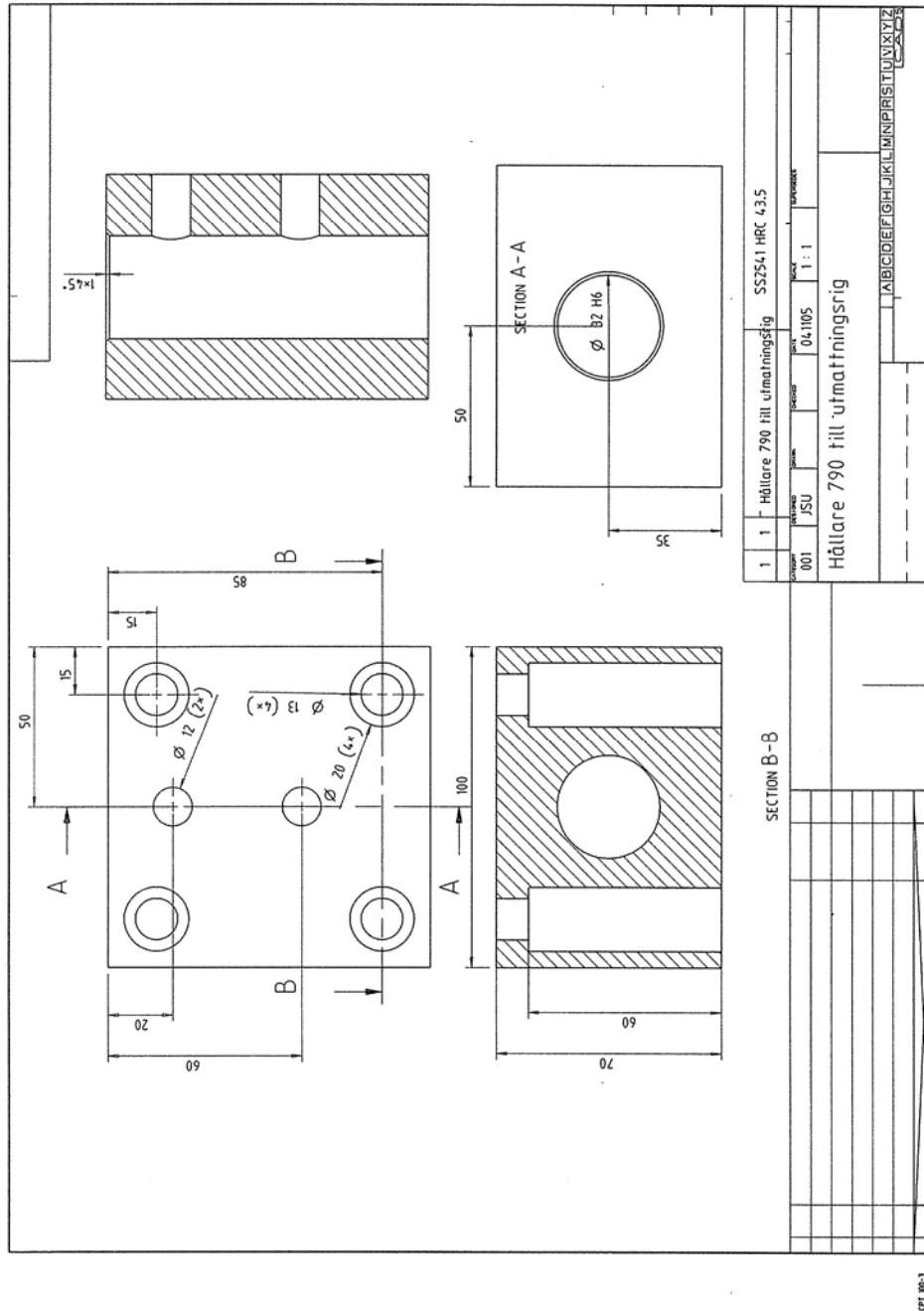
Figur 51 – Stativ och fräshållare för utmattning.

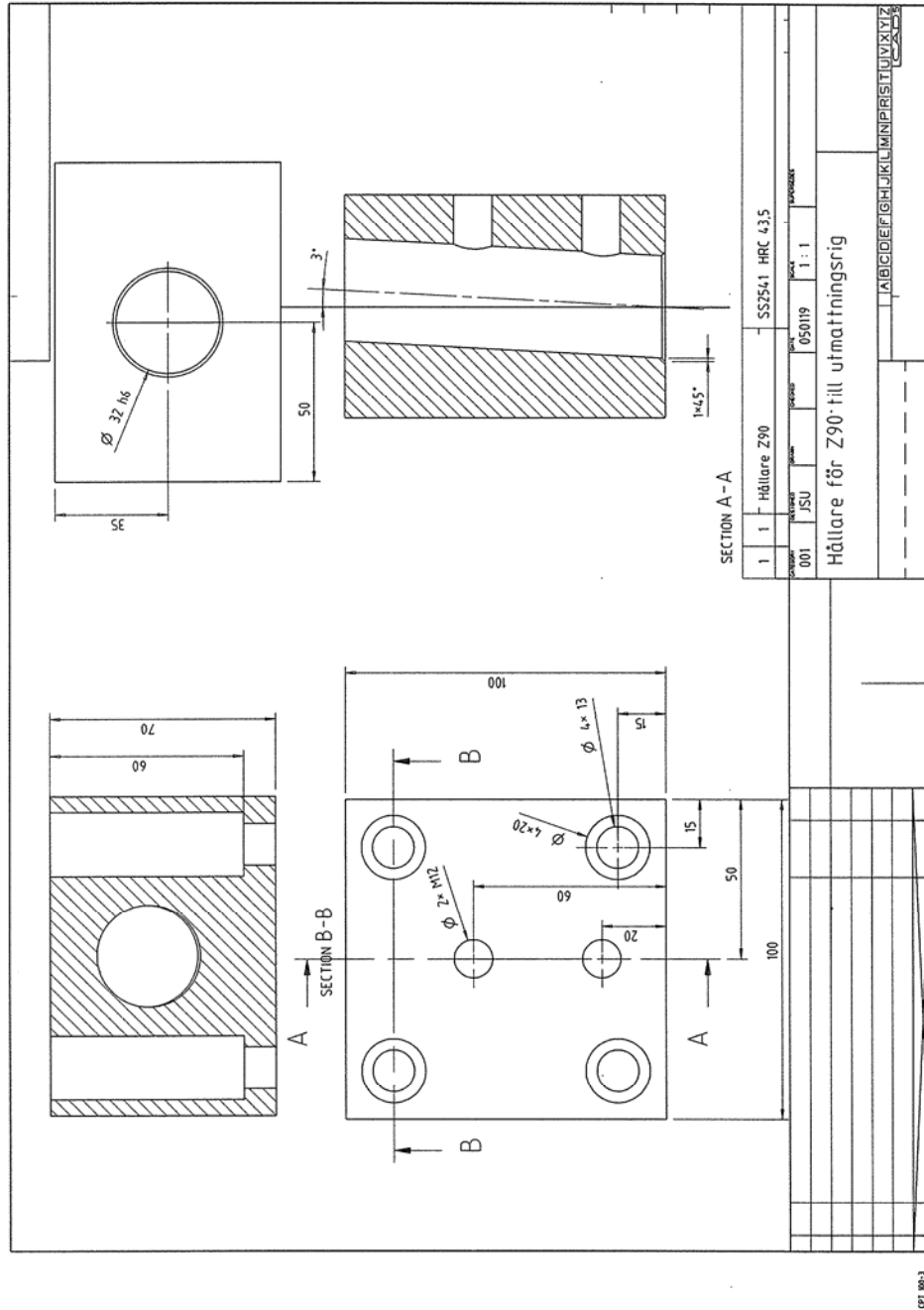
Fixtur till utmattning

Vid konstruktion av en fixtur att hålla fast fräskropparna i, var det viktigt att den kraft som påverkar fräskroppen i utmattningsriggen (kolven) får samma riktning som krafterna vid fräsbearbetning. Detta har uppnåtts genom att konstruera en fixtur som vinklar in fräskroppen då den kolv som skall trycka på skäret är fast i vertikalled. Även skäret har slipats, dels för att kraften skall appliceras vinkelrätt mot skäret, och dels för att kolven kräver en plan kontaktyta för att inte tryckas sönder av skäret och inte heller glida av. Fixturen består av ett stativ och en fräshållare. Av fräshållaren finns en version för 790 och en för Z90, detta för att få rätt vinklar mot skäret. Utefter den belastning som fräskroppen utsätts för har materialvalet gjorts. Hänsyn har tagits till kontaktrycket som lett till materialet SS2541 ett hårdbart stål som härdats till 43,5 HRc vilket är samma som fräskroppens hårdhet. Detta ger 3-5 ggr säkerhet mot kontaktutmattning. Fräshållaren skruvas fast i stativet med fyra skruvar som valts med hänsyn till det moment som uppstår vid belastningen.

Ritning av fixtur och fräshållare





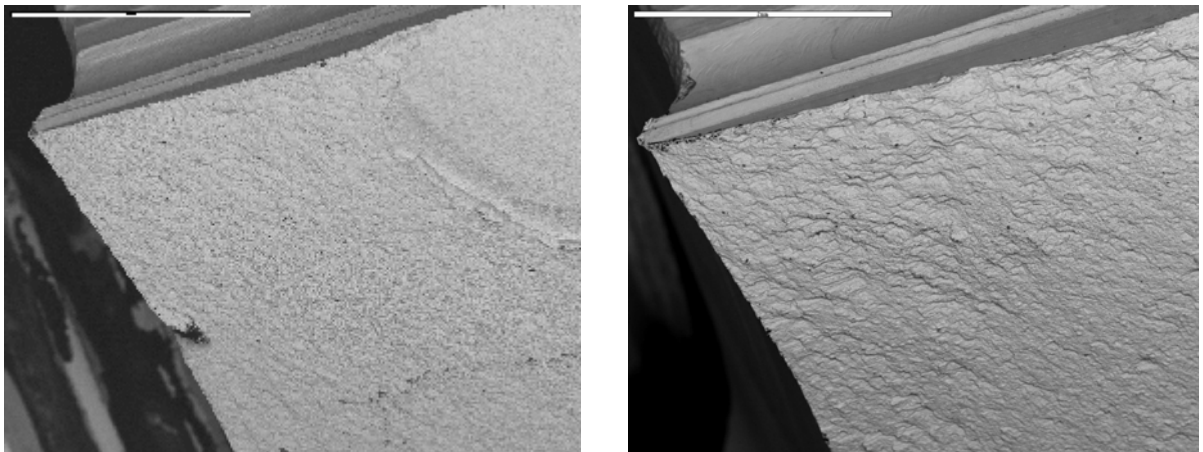


Bilaga 4 - Fraktografi för 790 och Z90

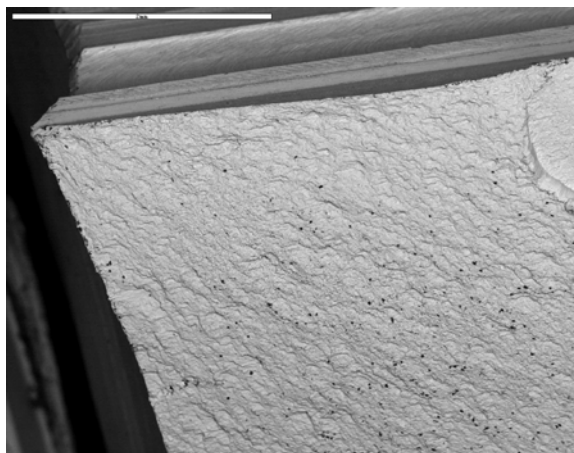
Nedan presenteras den analys av brottytorna som gjordes efter utmattningstestningen. De första bilderna över sprickinitieringen är med ca 25 ggrs förstoring. Nästa förstoring är ca 250 ggr och slutligen har det använts ca 1000 ggrs förstoring. Bilderna är först tagna över initieringspunkten, sedan över sprickutbredningsområdet och slutligen restbrottet.

Sprickinitiering 790

På de tre testproverna kan samma mönster detekteras, svaga linjemönster som strålar emot utgångspunkt, där de tre radierna möts, i hörnet längst upp till vänster i alla figurer. Detta indikerar att sprickinitieringspunkten är just denna punkt. På figur 52, 53 och 54 syns detta med svaga konturer som alla strålar mot initieringspunkten. Bäst syns detta på figur 53. På figur 53 samt 54 syns en krater längst upp till höger, detta är antingen från restbrottet eller att detta också är en initieringspunkt. Dock har denna spricka inte samma utbredningshastighet och den första initieringspunkten är den som kommer att växa tills materialet brister.

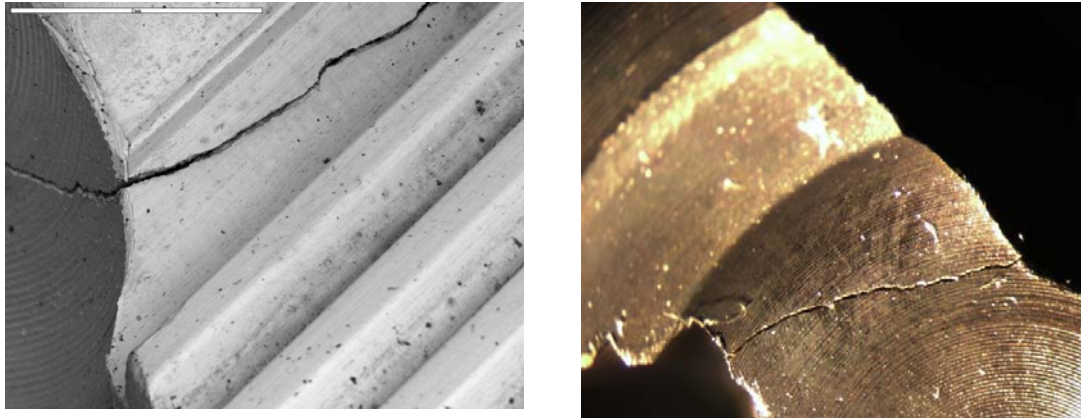


Figur 52, 53 och 54. - Sprickinitiering för de tre testproverna i 25ggr förstoring.



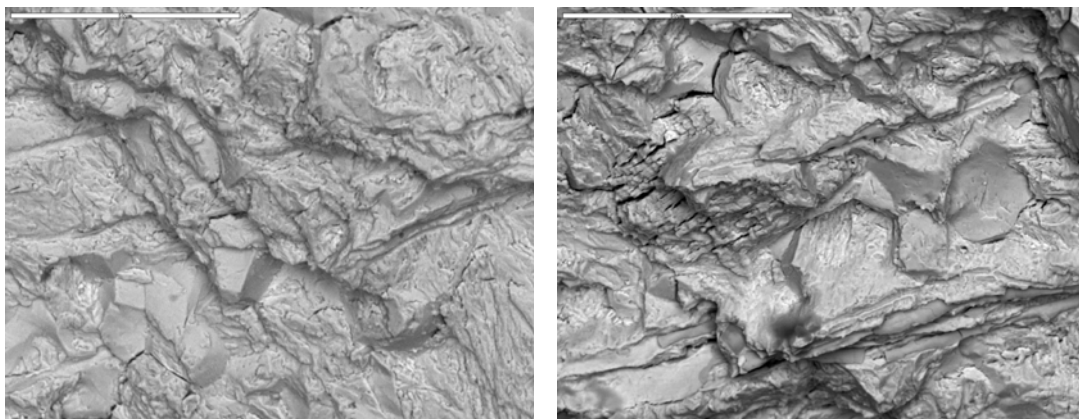
Sprickpropagering 790

Spricktillväxten har för de undersökta testexemplaren vuxit från initieringspunkten vid radierna en bit för att sedan svänga av mot skärläget. D v s axiellt växer sprickan inte efter den vassa kant som blir kvar efter fräsningen utan sprickan svänger av emot skärläget väldigt tidigt. Detta är lika för alla proverna. Nedan visas detta i figur 55, där serrationerna och skärläget kan skönjas. I bilderna syns hur sprickan börjar precis vid radien och sedan svänger av mot skärläget och serrationerna.

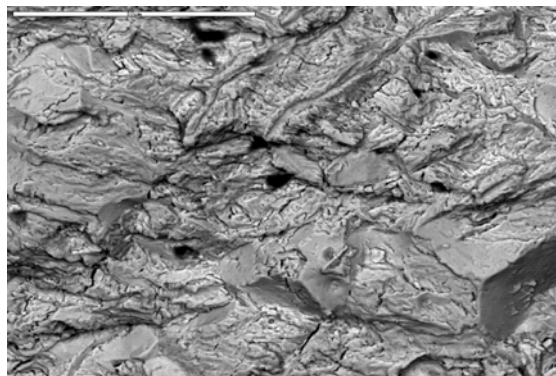


Figur 55 och 56 - Sprickans utbredning för 790, tv axiell utbredning och th radiell utbredning.

En jämförelse mellan de tre testprovernas sprickpropageringszoner är att de är mycket lika med blandat spröda respektive sega brottytor. Det spröda brottytorna kan ses som blanka zoner med tydliga korngränser där brottet klyvt kornen parallellt med papperet. För det sega brottet är ytan mer ett ostrukturerat gytt. Se figur 57, 58 och 59. Att materialet är förhållandevis hårt försvårar uppkomst av striationer, dock kan en början till striationer skönjas i mitten av figur 58.

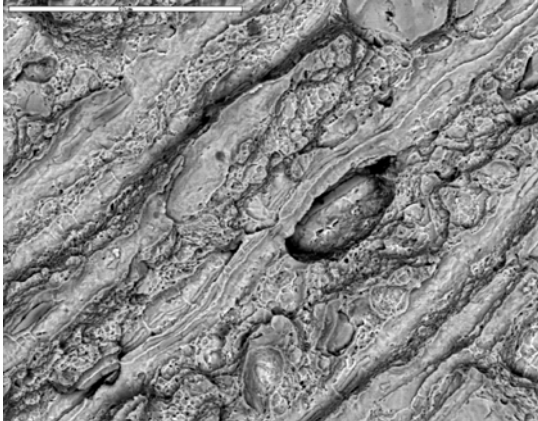


Figur 57, 58 och 59 - Sprickinitiering för de tre testproverna i 1000 ggrs förstoring.



Restbrott 790

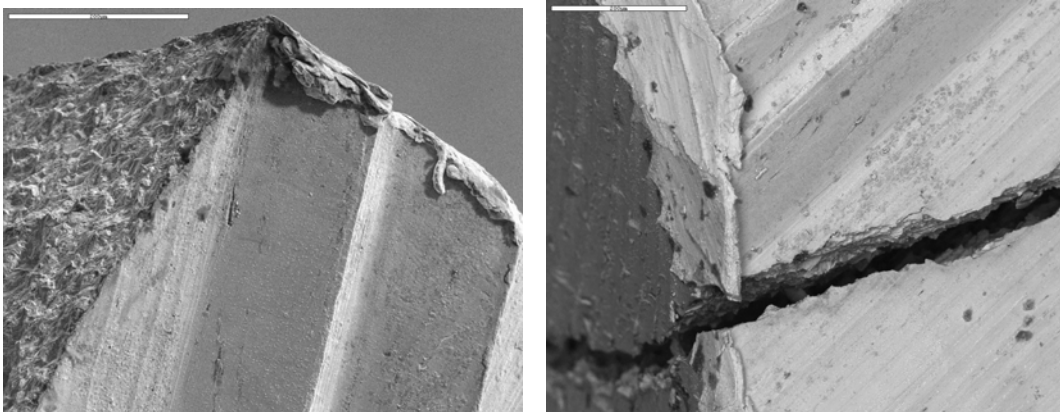
Precis som för sprickinitieringen visar alla testerna samma mönster gällande restbrotten. Restbrotten består av både en duktil del, vilket syns som små gropar i strukturen och även av en kristallin brottedel. Detta sammansatta brott med både en duktil och kristallin brottstruktur är lika för hela brottytan för alla proverna. Det som löper parallellt i bilden är mangansulfidinnestutningar (MnS). Dessa löper väldigt tätt i materialet ca var 20 μm , dessa löper också axiellt genom materialet vilket är samma riktning som sprickans utbredning.



Figur 60 - Restbrott för 790 med stråk av MnS.

Avgradning 790

Den avgradning som görs, för att ta bort vassa kanter som grader från fräs- och svarvoperationerna, får varierande resultat. Där geometrin är skarp, vid t e x radierna, kommer troligen inte slipstiftet åt och det får som påföljd att graderna istället viks över kanten. Där gradning kan ske utan problem blir kanten bättre och graderna tas bort. Figur 61 och 62 visar avgradning vid sprickinitieringen.



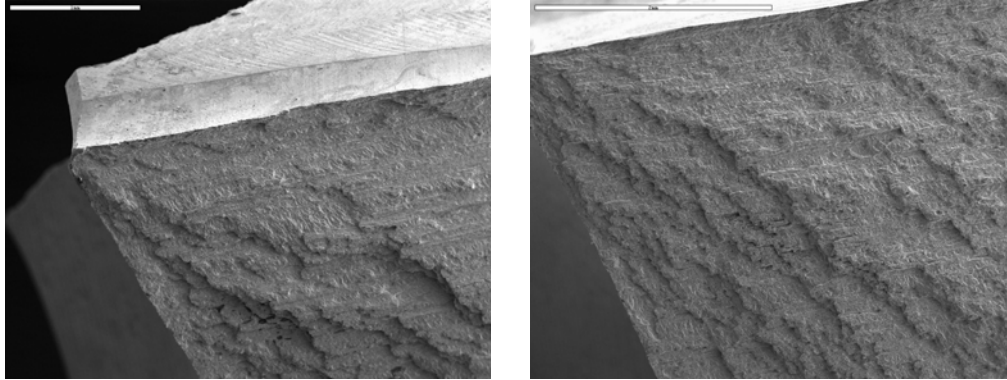
Figur 61- den avgradade axiella radie. Figur 62 - avgradningen med fräsen vriden 90 grader motsols.

Fraktografi för Z90

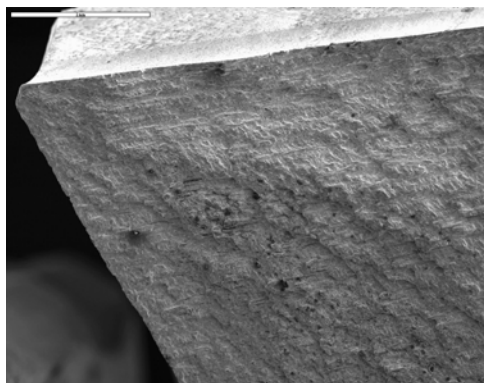
För Z90 hade alla testexemplar samma utseende gällande sprickinitiering och propagering. Hur sprickan har berett ut sig framgår av figur 66 och 67.

Sprickinitiering Z90

I figur 63, 64 och 65 kan man se samma mönster på brottytorna. Materialet strålar upp emot vänstra hörnet. Detta hörn är initieringspunkten för de undersökta kropparna. På fräsen är detta mitt på radien i spånrummet. Den kant som kan ses i figur 63, ovanför brottytan, är den kant som blir efter fräsningen av radien.

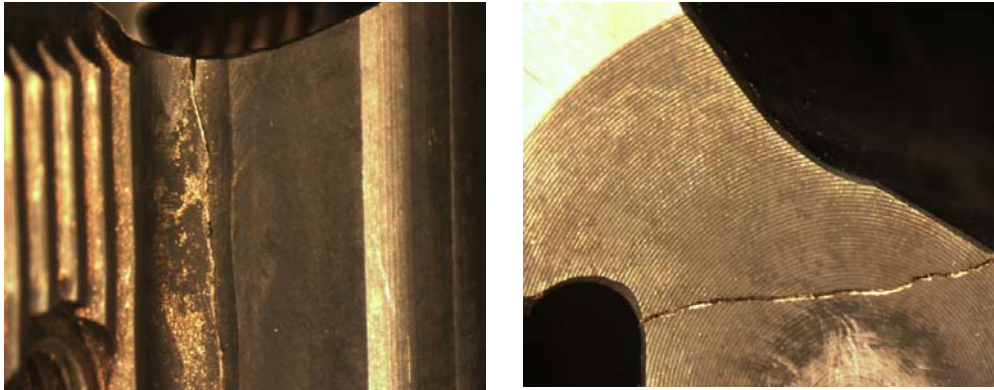


Figur 63, 64 och 65- Sprickinitiering för tre testprover. Figur 63 $F=6000\text{ N}$ och 180000 belastningar. Figur 64 $F=5500\text{ N}$ och 166000 belastningar. Figur 65 $F=4500\text{ N}$ och 251000 belastningar.



Sprickpropagering Z90

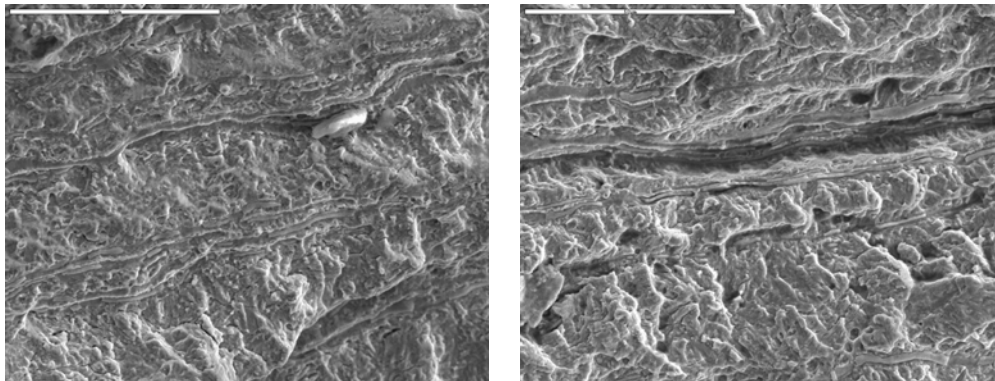
På insidan av spånrummet, i radien, börjar sprickan för att därefter propagera axiellt och radiellt, se figur 66. Båda sprickriktningarna är väldigt raka vilket är detsamma för alla undersökta Z90. Den radiella sprickutbredning går från initeringspunkten rakt över till nästa skärlägesradie parallellt med skärlägesbotten. Sprickan växer heller inte för Z90 längs den bearbetningskant som blir efter fräsningen, utan sprickan växer rakt i axialled för att slutligen svänga av mot skärläget.



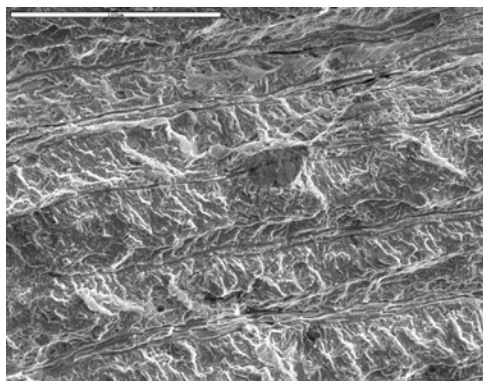
Figur 66 och 67. Figur 66 axiell sprickpropagering i 6,3 ggr förstoring. Figur 67 sprickpropagering radiellt för Z90 i 6,3 ggr förstoring.

Restbrott Z90

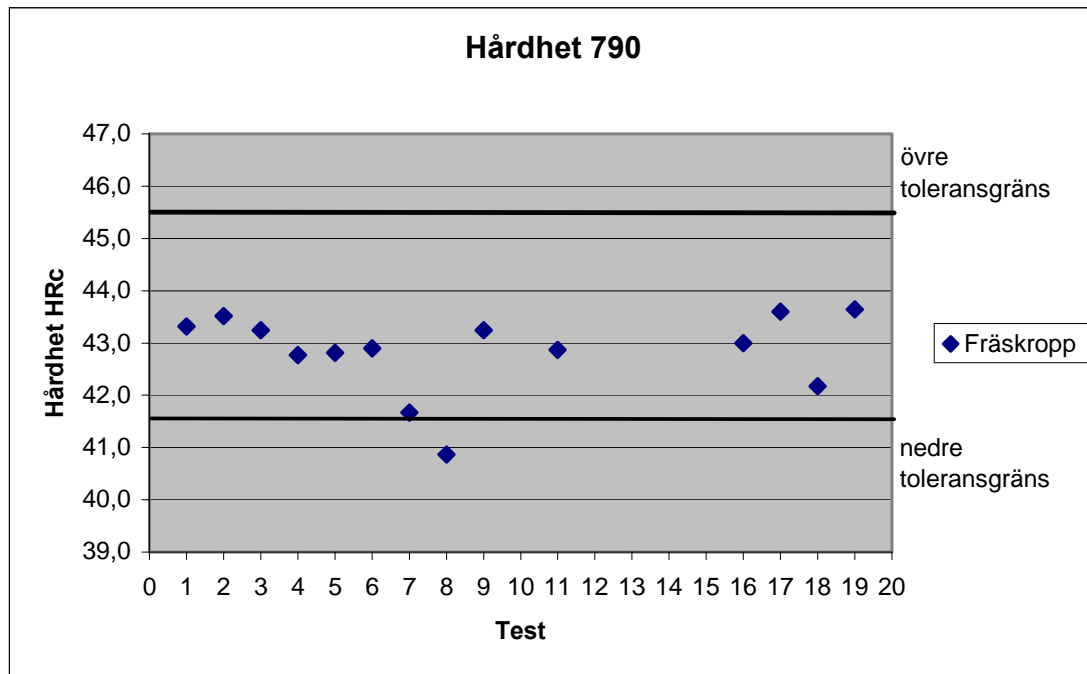
På Z90 kan man se på brottytan att dess struktur tyder på att det har varit segt brott. Restbrotten har en duktil brottyta som talar för ett segt brott. Förekomsten av MnS är påtaglig och dessa syns som långa stråk som löper vågrätt i figur 68, 69 och 70.



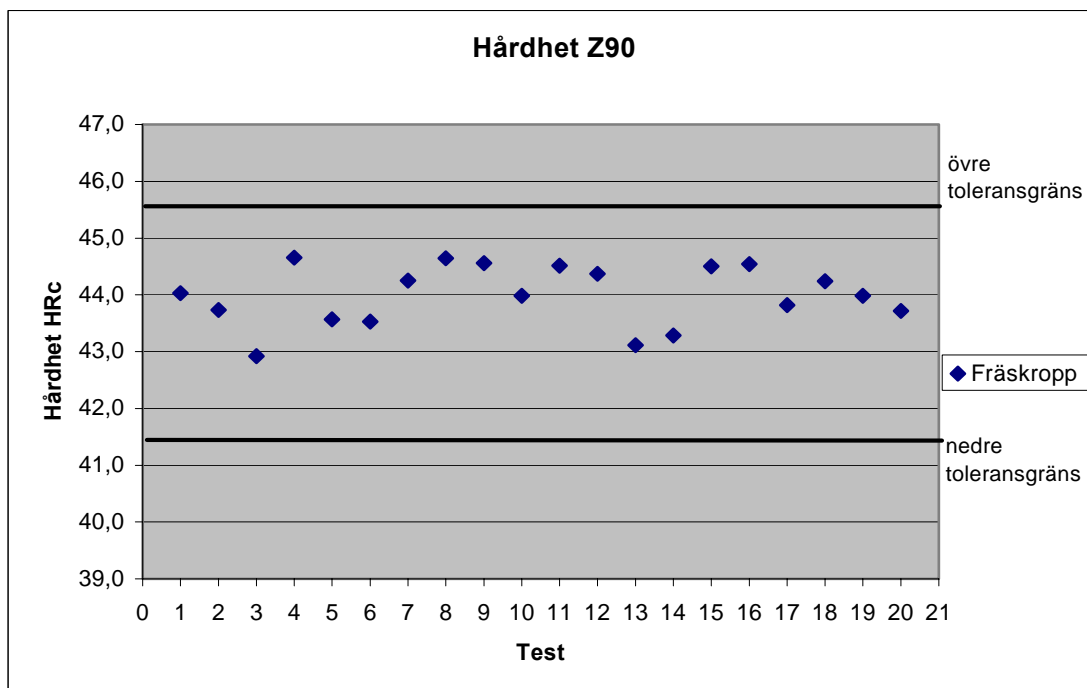
Figur 68- MnS 1000gänger. Figur 69 - Bild 8 MnS 1000gänger. Figur 70 - MnS 500gänger.



Bilaga 5 – Hårdhetsmätning av 790 och Z90

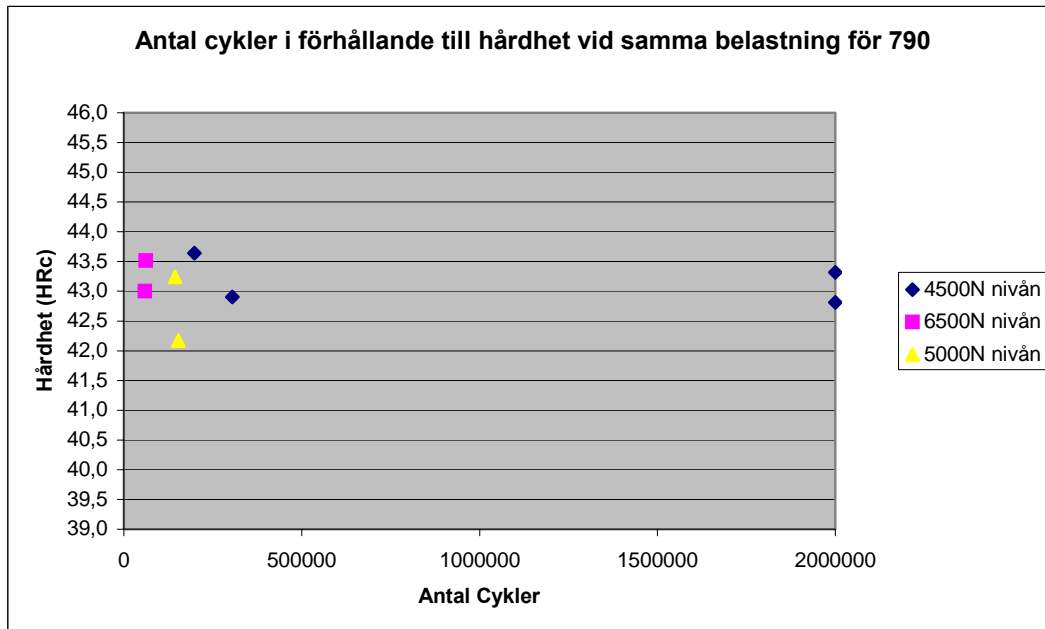


Figur 71.

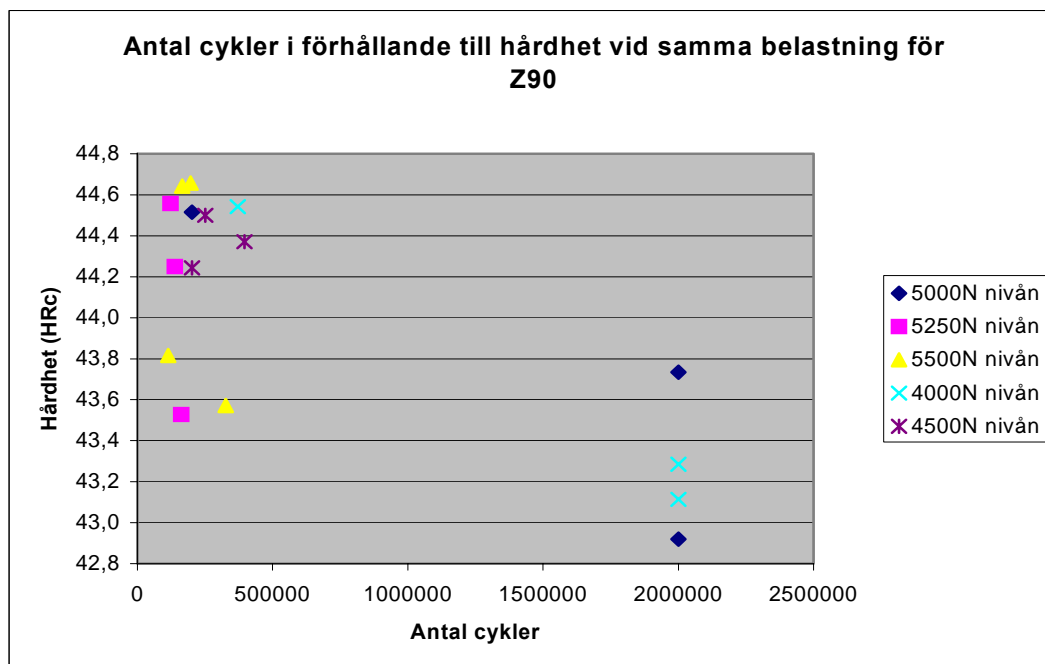


Figur 72.

Bilaga 6 – Jämförelse mellan hårdhet och antalet lastväxlingar för samma belastningsnivå



Figur 73.



Figur 74.

Bilaga 7 – Skattning av utmattningsgräns för 790 och Z90

Kraftnivåer	Ordning	Frekvens	Ordning*Frekvens	Frekvens ² *Produkt I och II
3000	0	1	0	0
3500	1	2	2	2
			0	0
		3	2	2
		N	A	B
Skattning av σut		3583,3		
		0,22 >0.3		
Skattning av standardavvikelse			203,5	265
95% KI		3283,5	3883,2	

Tabell 13- Skattning av utmattningsgräns för 790.

Kraftnivåer	Ordning	Frekvens	Ordning*Frekvens	Frekvens ² *Produkt I och II
3500	0	2	0	0
4000	1	4	4	4
5000	2	2	4	8
		8	8	12
		N	A	B
Skattning av σut		4250,0		
		0,50 >0.3		
Skattning av standardavvikelse			428,5	265
95% KI		3953,1	4546,9	

Tabell 14- Skattning av utmattningsgräns för Z90.