

## HÅLLFASTHETSSIMULERING AV HYDRAULISKA HÖGTRYCKSKOPPLINGAR

## SOLIDMECHANICAL SIMULATION OF HIGH PRESSURE HYDRAULIC COUPLINGS

Examensarbete inom huvudområdet Maskinteknik  
Grundnivå 30 Höskolepoäng  
Vårtermin 2018

Johannes Von Dewall  
Markus Johansson-Näslund

Handledare: Daniel Svensson  
Examinator: Ulf Stigh  
Industrihandledare: Tobias Mattsson

## Sammanfattning

Hydrauliska högtryckskopplingar av typen FEM ½” studeras med avsikten att fastställa en effektiv beräkningsmetodik som kan användas till att prediktera kopplingarnas hållfasthet. Metodiken utgörs av finita element analyser (FEA), och valideras av experimentella trycktester utförda på kopplingstypen FEM ½”. Genom FEA kan kopplingarnas hållfasthetsbeteende och maximala belastningskapacitet studeras virtuellt, vilket minskar behovet av experimentella tester och medför potential för optimering av produkterna. Arbetet utförs på Parker Hannifin AB i Skövde.

Experimentella tester utförs på 20 stycken kopplingspar av typen FEM ½” för att utöka förståelsen av kopplingarnas beteende under brottförloppet och för att prediktera trycket som medför haveri. Testernas genomförande och struktur baseras på metodiken Design of Experiments (DOE). Kritiska komponenter identifieras utifrån experimentets resultat, vilka sedan studeras närmare via FEA. Analyserna valideras utifrån standarder som kopplingarna ska efterfölja, och mätdata insamlad under de experimentella testerna.

Från de experimentella testerna är det komponenterna: kulhållaren, styrningen och nippelhuset som upptar belastning i störst utsträckning. Vid haveri framgår två brottmoder som vanliga, att kulhållaren slits isär samt att styrningen brister, båda fallen uppkommer vid approximativt samma tryck. FE-analyserna för styrningen och kulhållaren visar god överensstämmelse med experimentella resultat. Deformationerna skiljer sig dock mellan analyserna och de experimentella testerna, var nippelhusets analyser uppvisar störst avvikelser.

FE-modellerna uppvisar god potential för att prediktera samt utvärdera kopplingarnas mekaniska beteende under tryckbelastning. Analyserna är dock helt beroende av ingående data, var saknaden av en verklig materialmodell medför avvikelser från experimentella resultat. Förhållandet framgår tydligt av nippelhuset, vars relaterade härdningsegenskaper saknas.

## Abstract

Hydraulic FEM ½" high pressure couplings are studied with the purpose of establishing an effective methodology that can be used to predict the strength of the couplings. The methodology consists of finite element analyzes (FEA) and is validated by experimental pressure tests, performed on the FEM ½" couplings pairs. Using FEA, the couplings solid mechanical behavior and maximum load ability can be viewed virtual, reducing the need for experimental tests and gives the potential for optimized products. The work is performed at Parker Hannifin AB in Skovde.

Experimental tests are performed on 20 FEM ½" couplings pairs, to understand the solid mechanical behavior of the couplings until failure occurs, and to predict the maximum pressure that can be applied. The experimental structure and performance is based on the method Design of Experiments (DOE). Critical components are identified based on the results from the experimental tests, which are then studied more closely through FEA. The analysis are validated based on the applied material model, and data collected during the experimental tests.

From the experimental tests it is shown that the components: ball cage, guide and plug housing are the components in which failure occur. In case of failure, two failure modes appear as common, that the ball cage is worn apart and that the guide burst, both types of failure modes occur at a similar pressure. The analysis for the guide and ball cage corresponds with the experimental outcomes. Differences occurs however when looked at the deformations, in which the plug housing shows the largest deviation when compared to the experimental results.

The usage of FE-models appears to be appropriate for predicting and evaluating the mechanical strengths of the couplings during pressure loads. The analysis are however entirely dependent on the input data, where an incorrect material model generates incorrect results. The relationship is shown for the plug housing, which lack the mechanical properties related to curing processes.

---

## **Intyg**

Denna uppsats har lämnats in av Johannes Von Dewall och Markus Johansson-Näslund till Högskolan i Skövde som uppsats för erhållande av betyg för kandidat- och högskoleingenjörsexamen inom ämnet maskinteknik. Undertecknande intygar härmed att allt material i denna uppsats som inte är resultatet av eget arbete har redovisats med källangivelse. Uppsatsen innehåller inte heller material som undertecknande redan tidigare fått tillgodoräknat sig inom sina akademiska studier.

Johannes Von Dewall

Markus Johansson-Näslund

Skövde, 07-06-2018  
Institutionen för Ingenjörsvetenskap

## **Förord**

Ett stort tack ges till företaget Parker Hannifin AB i Skövde för att ha tilldelat oss detta uppdrag. Det vill även framvisas en tacksamhet till vår handledare Daniel Svensson och till vår examinator Ulf Stigh för givna diskussioner angående arbetet.

Ett ytterligare tack vill speciellt ges till vår handledare på Parker, Tobias Mattsson, för den otroliga stöttningen som har getts samt de givande diskussioner som har varit.

Johannes Von Dewall & Markus Johansson-Näslund

Skövde, 07-06-2018

Institution för ingenjörsvetenskap

## Innehållsförteckning

Sammanfattning .....	ii
Abstract .....	iii
Intyg.....	iv
Förord.....	v
Innehållsförteckning.....	vi
Lista över figurer .....	viii
Lista över tabeller .....	x
Lista över symboler .....	xi
1. Introduktion .....	1
1.1. Problemformulering.....	1
1.2. Mål och syfte .....	2
1.3. Hållbar utveckling.....	2
1.4. Avgränsningar.....	2
1.5. Om kopplingarna FEM ½" .....	3
1.6. Översikt .....	4
1.7. Sekretess .....	4
2. Förstudier .....	4
2.1. Experimentella förstudie.....	4
2.2. Experimentell struktur och kopplingarnas beteende.....	7
2.2.1. Design of Experiments (DOE) .....	7
2.2.2. Spänningar i cylindriska kroppar .....	8
2.2.3. Kroppar med sammanlänkande hål .....	10
2.2.4. Brottförlopp och funktionellt haveri.....	11
2.2.5. Hantering av icke-linjärt beteende i ANSYS.....	12
3. Experiment .....	13
3.1. Metod Experiment .....	13
3.1.1. Genomförande av experimenten.....	14
3.1.2. Mätning .....	15

3.2.	Resultat Experiment .....	16
3.2.1.	Sprängtester .....	17
3.2.2.	Statisk trycksättning .....	18
3.2.3.	Sammanställning .....	19
4.	FEA.....	20
4.1.	Metod FEA.....	20
4.1.1.	Geometriska modeller.....	20
4.1.2.	Randvillkor, laster och kontaktförband.....	22
4.1.3.	Elementuppdelning (Mesh).....	27
4.2.	Resultat FEA.....	28
4.2.1.	Kulhållaren och nippelhuset.....	29
4.2.2.	Styrningen .....	31
5.	Sammanställning av Resultat .....	34
6.	Diskussion.....	35
6.1.	Experimentella tester .....	35
6.1.1.	Mätning .....	35
6.1.2.	Sprängtester .....	36
6.1.3.	Statisk testning .....	36
6.2.	FEA.....	36
6.2.1.	Geometriförenklingar och elementuppdelning .....	36
6.2.2.	Randvillkor, laster och kontaktförband.....	36
6.2.3.	Materialmodell.....	37
6.2.4.	Analysernas noggrannhet.....	38
6.3.	Hållbar utveckling.....	38
7.	Framtida arbete.....	38
	Referenser .....	39
	Appendix A. Tidsplan.....	41
	Appendix B. Fördjupning, spänningar i cylindriska kroppar.....	43
	Appendix C. SWOT – analys .....	47
	Appendix D. Experimenten, struktur och planering.....	48

Appendix E. Experimentell data .....	49
Appendix F. Konvergens analyser .....	53

## Lista över figurer

Figur 1.1.1. Kopplingspar av storlek och typ FEM ½" .....	1
Figur 1.5.1. Sprängskiss av FEM-501-8FB. ....	3
Figur 1.5.2. Sprängskiss av FEM-502-8FB. ....	4
Figur 2.1.1. Haveri vid kopplat läge. ....	4
Figur 2.1.2. Styrningen efter haveri uppträtt, samt nippelhusets kulintryck. ....	5
Figur 2.1.3. Sprängtestning i frånkopplat läge. ....	5
Figur 2.1.4. Kopplingarnas ventiler vid sprängtestning i frånkopplat läge. ....	6
Figur 2.1.5. Haveri av honans kulhållare, FEM 1/2" .....	6
Figur 2.2.1. Flödesschema över DOE processen. ....	7
Figur 2.2.2. Tunnväggig cylinder under intern tryckbelastning. ....	9
Figur 2.2.3. Spänningar verkande i cylindern vid tryckbelastning. ....	9
Figur 2.2.4. Nitförband utsatt för sammanlänkande sprickbildning. ....	10
Figur 2.2.5. Generaliserad graf över töjningens relation till spänningen. ....	11
Figur 3.1.1. Kopplingarna monterade i testriggen, trycktestning i kopplat läge. ....	14
Figur 3.1.3. Längdindikator använd för profilprojekteringen. ....	16
Figur 3.1.4. Profilprojekterings olika beståndsdelar. ....	16
Figur 3.2.2. Utsatta komponenter vid haveri av kulhållaren. ....	18
Figur 3.2.3. Initial samt genomgående sprickbildning i styrningen. ....	18
Figur 4.1.1. Tredimensionell modell av styrningen. ....	21
Figur 4.1.2. Symmetriuppdelning av kulhållaren och nippelhuset (1/15 del av komponenterna). ....	21
Figur 4.1.3. Fysikaliska beteckningar. ....	22
Figur 4.1.4. Randvillkor för kulhållaren. ....	22
Figur 4.1.5. Randvillkor för styrningen i kopplat läge. ....	23



Figur 4.1.6. Randvillkor för hanens nippelhus.....	23
Figur 4.1.7. Symmetriska randvillkor gällande för kulhållaren och nippelhuset.....	24
Figur 4.1.8. Tryck verkande på styrningen. ....	24
Figur 4.1.9. Belastningen verkande på nippelhuset.....	25
Figur 4.1.10. Strukturen för gängkontakt.....	26
Figur 4.1.11. Kontakten mellan kulan och relaterade komponenter.....	27
Figur 4.1.12. Tetrahedrala och hexagoniska kvadratiska element.....	27
Figur 4.1.13. Elementuppdelning för tetrahedrala och kombinerade element.....	28
Figur 4.1.14. Elementuppdelning för nippelhuset och kulhållaren.....	28
Figur 4.2.1. Normaliserad färgskala förhållandevis maxspänning $\sigma_m$ .....	29
Figur 4.2.4. Spänningar och deformationer vid $p_i = p_m$ . ....	30
Figur 4.2.5. Styrningens spänningsfördelning under limmat förhållande.....	31
Figur 4.2.5. Jämförelse mellan enhetsbelastning av limmat och gängat förhållande.....	32
Figur 4.2.6. Inzoomad spänningsfördelning vid initial plasticering.....	33
Figur 4.2.7. Styrningens spänningsfördelning vid $p_i = p_m$ .....	33
Figur A.1. Ursprungligt Gantt-schema över arbetets uppdelning. ....	41
Figur A.2. Slutgiltigt Gantt-schema över arbetets uppdelning.....	42
Figur B.1. Elastisk spänningsfördelning i tangentiell och radiell led, vid intern tryckbelastning. ....	43
Figur B.2. Bi-linjär hårdnad, definierad av sträck- och brottgränsen.....	45
Figur E.1. Mätpunkter för de statistiska testerna. ....	50
Figur F.1. Konvergens graf för kulhållaren vid statisk maxbelastning $p_m$ . ....	53
Figur F.1. Konvergens graf över styrningen vid 75 % av den statisk maxbelastning $p_m$ . ....	54

## Lista över tabeller

Tabell 3.2.1. Utfall sprängtester.....	17
Tabell 4.1.1. Tetrahedrala element gentemot kombinerade element. ....	28
Tabell 4.2.1. Nippelhusets kulintryck vid ökande last. ....	29
Tabell 4.2.2. Kulhållarens spänningsfördelning.....	31
Tabell 4.2.3. Styrningens spänningsfördelning efter initial plasticering. ....	32
Tabell 4.2.4. Styrningens deformationer under ökande trycksättning.....	34
Tabell E.1. Sammanfattning av sprängtesternas utfall.....	49
Tabell E.2. Sammanställning av de statistiska trycktesterna. ....	50
Tabell E.3. Original mått samt toleranser för styrningen och nippelhuset uttryckt i procent. ....	51
Tabell E.4. Avvikelsen från nominella mått, test HH.....	51
Tabell E.5. Avvikelsen från nominella mått, test II.....	51
Tabell E.6. Avvikelsen från nominella mått, test JJ. ....	51
Tabell E.7. Avvikelsen från nominella mått, test KK.....	51
Tabell E.8. Avvikelsen från nominella mått, test LL.....	51
Tabell E.9. Avvikelsen från nominella mått, test MM. ....	52
Tabell E.10. Avvikelsen från nominella mått, test NN.....	52
Tabell E.11. Avvikelsen från nominella mått, test OO.....	52
Tabell E.12. Avvikelsen från nominella mått, test QQ.....	52
Tabell E.13. Avvikelsen från nominella mått, test RR.....	52
Tabell F.1. Värden relaterade till konvergenskurvan given i figur F.1.....	53
Tabell F.2. Värden relaterade till konvergenskurvan given i figur F.2.....	54

## Lista över symboler

$a$	Innerradie	$K$	Hårdnadscoefficienten
$b$	Ytterradie	$L$	Längd
$c$	Plastiskzon	$N$	Normalkraft
$d$	Diameter	$\alpha$	Stigningsvinkel
$d_h$	Håldiameter	$\varepsilon$	Töjning
$d_i$	Innerdiameter	$\varepsilon_a$	Töjning i axiell led
$d_m$	Medeldiameter	$\varepsilon_a^p$	Axiella plastiska töjningen
$d_y$	Ytterdiameter	$\varepsilon_b$	Brottkriterium (töjning)
$dr$	Radiellförändring	$\varepsilon_e$	Effektivtöjning
$d\varepsilon_a^p$	Ökning axiell plastisktöjning	$\varepsilon_e^p$	Plastiskeffektivtöjning
$d\varepsilon_r^p$	Ökning radiell plastisktöjning	$\varepsilon_p$	Plastisktöjning
$d\varepsilon_t^p$	Ökning tangentiell plastisktöjning	$\varepsilon_r^p$	Radiella plastiska töjningen
$d\sigma_r$	Radiell spänningsökning	$\varepsilon_t^p$	Tangentiella plastiska töjningen
$e$	Pitchlängd	$\eta$	Hårdnadsexponenten
$e_p$	Pitch avstånd (gångor)	$\mu$	Friktionscoefficient
$n$	Antal hålformer	$\nu$	Possions tal
$p_f$	Kritiskt haveritryck	$\sigma$	Spänning
$p_i$	Internt tryck	$\sigma_a$	Axiell spänning
$p_k$	Kritiskt plasticeringstryck	$\sigma_b$	Brottgräns
$p_m$	Statiskt maxtryck	$\sigma_e$	Effektivspänning
$p_H$	Hårdnadstryck	$\sigma_e^M$	Von Misses effektivspänning
$r$	Varierande radie	$\sigma_e^T$	Trescas effektivspänning
$t$	Godstjocklek	$\sigma_r$	Radiell spänning
$A$	Area	$\sigma_s$	Sträckgräns
$C_1$	Konstant	$\sigma_t$	Tangentiell spänning
$E$	Elasticitetsmodul	$\sigma_1$	Största huvudspänning
$F$	Dragkraft	$\sigma_2$	Mellanliggande huvudspänning
$F_{Ad}$	Kraften på låsadaptern	$\sigma_3$	Lägsta huvudspänning
$F_{Sk}$	Kraften på skjutluckan	$\infty$	Infinit

## 1. Introduktion

På grund av den växande efterfrågan på högre prestanda och bättre kvalitet krävs det av dagens företag att ständigt utmana samt förbättra sina produkter. Djupgående praktiska tester av t.ex. hållfasthet, kan dock vara både dyrt och tidskrävande, vilket har lett till att virtuella simuleringsmetoder som finita element blivit allt vanligare inom industrin.

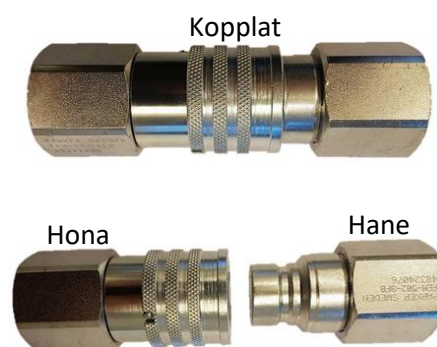
Finita element är en numerisk approximativ metod utformad för att utvärdera och undersöka situationer som analytiskt kan ses som komplicerade, genom att bryta ner dem i delsystem. Idén att numeriskt bryta ned invecklade system i delar framkom redan på 1950-talet, driven av flygindustrin med bl.a. företag som Boeing och Bell Aerospace i täten (Fish & Belytschko 2008). Från att applicering enbart förekom inom forskning och industrier ledande inom sitt respektive område, har finita element analyser (FEA) utvecklats till att praktiseras inom de flesta grenar av ingenjörsvetenskapen. Många företag är dock i en tidig fas och strävar efter att erhålla en djupare förståelse samt en bredare plattform att utgå ifrån.

Parker Hannifin AB är ett världsledande företag inom rörelse- och styrteknik, med inriktning i Skövde på tillverknings av hydrauliska snabbkopplingar (Parker 2018). Parker arbetar ständigt med att förbättra samt utöka förståelsen över sina produkter, både från ett mekaniskt och produktionsinriktat perspektiv. Idag förlitar sig företaget på experimentella undersökningar vid utredning av kopplingarnas mekaniska kapacitet. Genom FEA eftersträvar de tids- och kostnadsbesparingar via ett reducerat behov av experimentella tester. Implementeringen avser även utöka förståelsen av komponenters lokala riskzoner och hur de sammanfaller med haveri.

Företaget önskar att genom detta arbete utvärdera prestandan hos komponenterna i deras FEM ½" kopplingar via FEA, för att numeriskt bestämma händelseförloppet vid succesiv ökande tryckbelastning. Arbetet önskas även etablera en grund för vidareutveckling avseende att kunna applicera FEA på kopplingar universellt, samt förutsäga dess maximala tryckbelastning.

### 1.1. Problemformulering

För kopplingarna FEM ½" (se figur 1.1.1) ska FEA användas för att sammanställa en effektiv beräkningsmetodik som kan prediktera kopplingarnas hållfasthetsbeteende vid ökande tryckbelastning. Analysernas struktur baseras på experimentella trycktester som utförs på 20 stycken kopplingspar av typen FEM ½". De experimentella resultaten används även som grund för att utvärdera analyserna noggrannhet. Experimentella tester bedrivs enbart med utrustning befintligt på företaget.



Figur 1.1.1. Kopplingspar av storlek och typ FEM ½".

## 1.2. Mål och syfte

Huvudsyftet med arbetet är att öka förståelsen av kopplingstypen FEM ½" komponenter, genom att skapa en numerisk modell som kan prediktera dess hållfasthetsbeteende.

Genom implementering av finita element ska en utvärdering göras över kopplingarnas beteende under elastiska förhållanden. Vidare undersökning ska även göras över kopplingarna under icke linjära förhållanden, med avseende på kontakt och materiella förändringar. Resultatet som framställs ska kunna utvärderas med avseende på simuleringarnas noggrannhet, samt nyttjas för att avgöra betydelsen av lokala riskzoner påvisade av höga spänningar.

Experimentella resultat framtagna genom tryckbelastning av kopplingarna ska sammanställas i syfte att identifiera riskzonerna som sedan utvärderas via FEA. Befintlig forskning inom området samt liknande experiment ska även undersökas, och ska utgöra en grund för genomförandet.

I samband med arbetet ska en förståelse erhållas över analysernas uppbyggnad, samt över hur nödvändiga förenklingar av kopplingarnas geometri ska behandlas för att förebygga förluster av viktig information. Redogörelse med motivation ska vid avslutat arbete göras för val av geometriförenklingar.

Vid avslutat arbete ska en god grund framställts för att virtuellt kunna prediktera kopplingarnas händelseförlopp inför haveri. Förutsättningar ska även finnas för vidareutveckling, både för att på ett mer exakt sätt kunna avgöra kritiska scenarion och för att kunna applicera metodiken på liknande produkter.

## 1.3. Hållbar utveckling

Vid uppfyllnad av önskat mål medförs ett reducerat behov av experimentella tester, då undersökningarna enbart implementeras som ett verifikationsmedel. Med ett minskat antal genomförda tester tillkommer även en reduktion av energi och oljeförbrukning, som vanligen uppkommer under experimenten. Möjligheten att få ut produkten på marknaden påskyndas även i samband med att utvecklingsprocessen förkortas. Virtuella modeller kan också driva utvecklingen mot bättre optimerade produkter.

## 1.4. Avgränsningar

Avgränsningarna ansätts i syfte att sätta rätt fokus för arbetet samt för att möjliggöra genomförandet inom avsatt tidsram.

- Tidsberoende faktorer och brottmekaniska aspekter som utmattning och dynamiskpåverkan, studeras inte närmare.
- Fall där ett icke repetitivt beteende ligger i grund för haveri, granskas inte närmare via FEA.
- För analyserna och experimenten studeras främst kopplat läge, eftersom det är direkt relaterat till kopplingarnas arbetsförhållande.

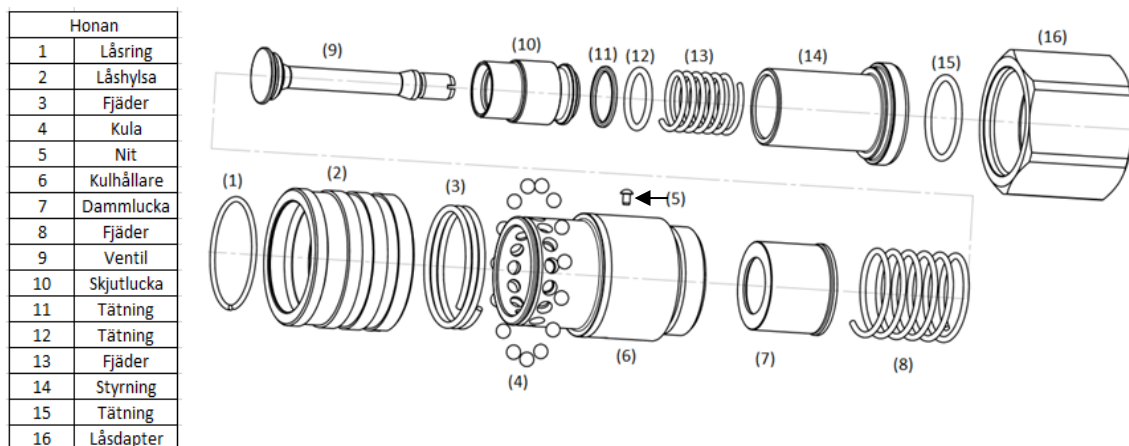
- Arbetet begränsas till kopplingsparet FEM ½", vidare undersökning av liknande kopplingar genomförs inte.
- Materialtester med syftet att fastställa materialens mekaniska egenskaper genomförs inte, material data baseras på standarder givna av företaget

## 1.5. Om kopplingarna FEM ½"

Kopplingsserien FEM består av hydrauliska högtrycksnabbkopplingar i storlekarna 1/8" till 1". Kraven gällande för FEM-serien beskrivs generellt av standarden ISO 16028, som samtliga kopplingar efterföljer (Parker 2018). Utifrån standarden ska kopplingarnas minimala sprängtryck även motsvara en belastning fyra gånger arbetstrycket, varav för FEM ½" det standardiserade sprängtrycket är 1000 bar (ISO 1999).

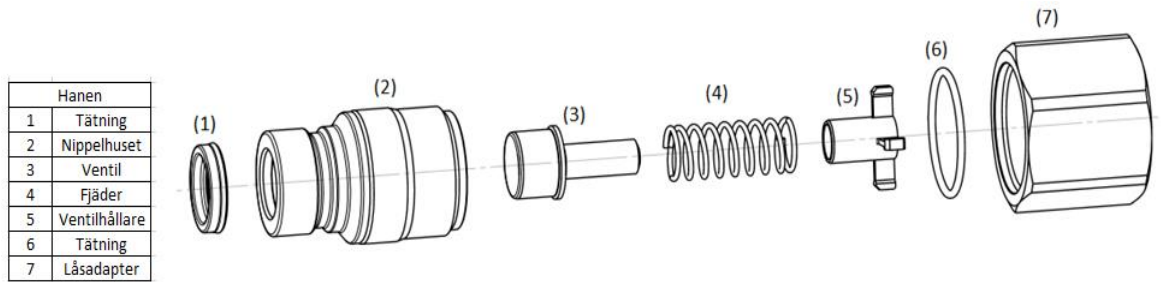
FEM-serien består av två olika enheter, en hane och en hona, vars syfte är att sammankopplas för att skapa ett fästelement. I figur 1.1.1 uppvisas båda delarna av den specifika storleken ½" i först kopplat och sedan fränkopplat läge. En mer direkt överblick ges i figur 1.5.1 och 1.5.2, där både honan och hanen är särmonterade. Kopplingsparen är konstruerade primärt i stål med undantag för några interna komponenter, vilka är tillverkade i mässing och gummi.

Honan (FEM-501-8FB) är den mer invecklade delen av kopplingsparet, bestående av kopplingarnas låsmekanism. Låsningen bygger i helhet på kulorna, vars syfte är att förhindra hanens axiella rörelse vid sammansättning. Konstruktionen medför att det går snabbt och enkelt att koppla samman delarna. När de sedan kopplas isär dras låshylsan bakåt, vilket frigör låskulorna och kopplingsparet separeras. Sammankopplingen är även utformad för att minimera volymen mellan komponenterna, med avsikten att undvika oljespill vid fränkoppling (Parker 2018).



Figur 1.5.1. Sprängskiss av FEM-501-8FB.

Hanen (FEM-502-8FB) består av betydligt färre komponenter än sin motpart, med totalt sju stycken unika delar. Då delens primära syfte är att sammansluta paren, är dess geometri anpassad efter honans låsmekanism.



Figur 1.5.2. Sprängskiss av FEM-502-8FB.

## 1.6. Översikt

Kapitel 2 inleds med en experimentell förstudie som utförs för att få en inblick över kopplingarnas utsatta komponenter, samt de områden som bör granskas närmare via litteraturstudien. Resterande del av kapitel 2 inriktar sig mot granskning av forskning och liknade arbeten, för uppbyggnad inför arbetes genomförande. Kapitel 3 beskriver därefter metoden samt resultatet för de experimentella testerna. Analysernas struktur och utfall beskrivs i kapitel 4. I kapitel 5 ges en sammanställning och jämförelse mellan experimentella resultat, genomförda simuleringar och analytiska beräkningar. Kapitel 6 redovisar diskussion angående både arbetets genomförande och utfall. Slutsatser och områden för vidareutveckling tas upp i kapitel 7.

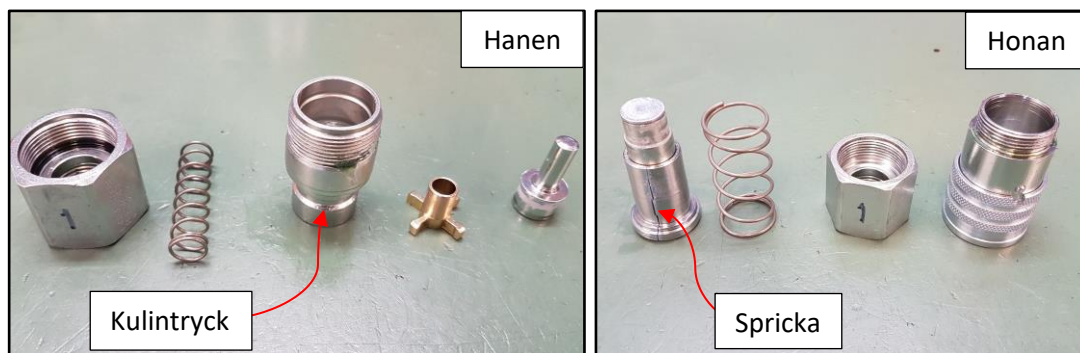
## 1.7. Sekretess

På företagets begäran har värden relaterade till kopplingarnas dimensioner och lastkapacitet censurerats av sekretesskäl. Uppmätta mått och tryck beskrivs i termer av förändring förhållandevis kopplingarnas nominella mått. Spänningar och materialegenskaper definieras i form av godtyckliga variabler och relevanta uttryck.

## 2. Förstudier

### 2.1. Experimentella förstudie

För att få en djupare förståelse över hur testerna ska utformas samt vilka områden som bör studeras närmare genomförs tre sprängttester, ett vid kopplat och två vid frånkopplat läge. Det sammankopplade fallet är av störst intresse, men för att utöka förståelsen för de olika komponenternas funktion utförs även frånkopplade tester. I figur 2.1.1 och 2.1.3 visas kopplingarna efter haveri inträffat, vid kopplat läge respektive frånkopplat.



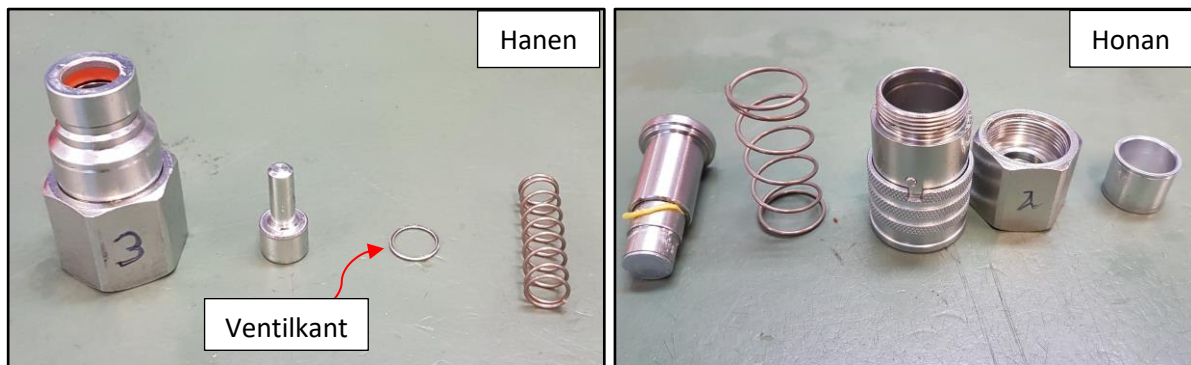
Figur 2.1.1. Haveri vid kopplat läge.

Från kopplat läge framgår det att haveri uppstår av att en spricka bildas i honans styrning, genom uppkomsten av stora radiella deformationer. Styrningen är en cylindrisk komponent som utsätts för ett internt övertryck. En förtydligad bild över den havererande komponenten visas i figur 2.1.2, figuren visar även kulintrycken som uppkommit på nippelhuset.



Figur 2.1.2. Styrningen efter haveri uppträtt, samt nippelhusets kulintryck.

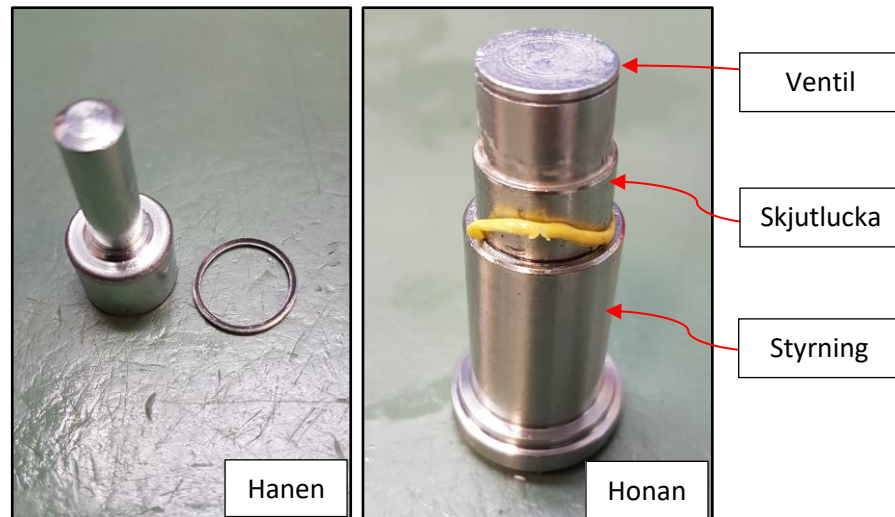
Under de frånkopplade testerna uppvisar både honan och hanen samma typ av fel, ventilerna ger efter. För hanen kilas ventilkanten av under tryckbelastningen, varav ventilen skjuts ut och kopplingen blir obrukbar. Honans ventil deformerar avsevärt under tryckbelastningen vilket medför läckage, skjutluckans tätningar har även påbörjat krypa vid belastningen. Krypning syftar på att tätningen förflyttas från sin ursprungsposition i samband med det höga trycket. Figur 2.1.3 visar när haveri uppträtt för kopplingarna under frånkopplad sprängtestning.



Figur 2.1.3. Sprängtestning i frånkopplat läge.

En närmare observation av ventilerna uppvisas i figur 2.1.4, var honans ventil är hopmonterad med styrningen och skjutluckan.





Figur 2.1.4. Kopplingarnas ventiler vid sprängtestning i frånkopplat läge.

Vid jämförelse mellan kopplat och frånkopplat läge framgår det att skillnaden mellan lastfallen är belastningen av interna komponenter. I det kopplade fallet avlastas ventilerna, vilket leder till att enbart kopplingarnas kroppar påverkas av belastningen. För de frånkopplade fallen upptar däremot ventilerna en större del av belastningen och blir avgörande för hur kopplingarna hanterar det applicerade trycket.

Från tidigare experimentella tester utförda av företaget på liknande kopplingar, framkommer sprickbildning i honans kulhållare som en förekommande felfaktor. Vid detta skede slits kulhållaren av vid hålstrukturen i axiell riktning p.g.a. ett sammanlänkat brott, vilket uppvisas i figur 2.1.5. Kopplingen uppvisad i figuren är ett äldre sprängtest gjort på FEM 1/2".



Figur 2.1.5. Haveri av honans kulhållare, FEM 1/2".

## 2.2. Experimentell struktur och kopplingarnas beteende

Med ett begränsat antal kopplingspar är strukturen och prioriteringen av testningen avgörande när det kommer till mängden data som kan erhållas. Baserat på de experimentella förstudierna, studeras nedanstående områden närmare med avsikten att erhålla en fördjupad förståelse av både kopplingarna, och metoder lämpliga att använda under arbetet.

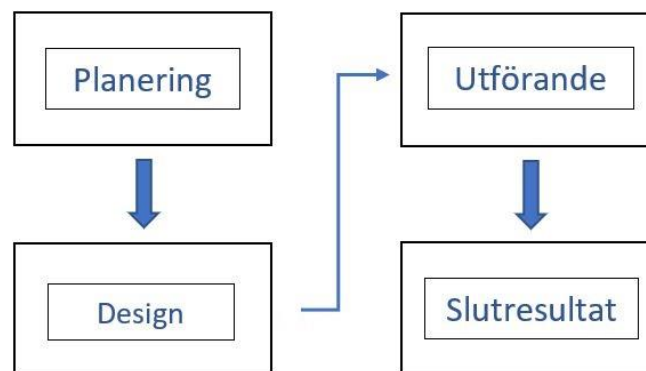
- Design of Experiments (DOE)
- Spänningar i cylindriska kroppar
- Kroppar med sammanlänkande hål
- Brottförlopp och funktionellt haveri
- Hantering av icke-linjära beteenden i ANSYS

### 2.2.1. Design of Experiments (DOE)

Inom industrisammanhang är utförande av experimentella tester i syfte att samla in data ett vanligt förekommande moment. Där planerandet, utförandet samt analysering av experimenten är påverkande faktorer för den mängden relevant data som kan fås ut. Enligt Jiju (2003) och Park (2007) medför implementeringen av DOE en djupare förståelse över hur experimenten bör utföras. De påpekar även att felfaktorer i samband med experimenten kan reduceras kraftigt av ett strukturerat och systematiskt genomförande.

Vazsonyia et.al (1999) förtydligar fördelarna med DOE, där metoden applicerats med syftet att framta experimentens mest påverkande parametrar. Genom DOE minimerades antalet experiment som de behövde genomföra, samtidigt som den genererade informationen maximerades.

Enligt Jiju (2003) kan den generella DOE processen huvudsakligen delas upp i fyra områden, vilket visas i figur 2.2.1.



Figur 2.2.1. Flödesschema över DOE processen.

#### Fas 1, Planering

Planeringsfasen bygger på att definiera problemet för att få en förståelse över vad för information som eftersöks, samt att framta variabler som kan påverkar experimentens utfall (Jiju 2003). Genom brainstorming kan olika processer tas fram över hur experimenten ska utföras, samt vilka metoder som är lämpliga att använda i syfte att optimera utfallet. Nödvändig utrustning för insamling av data bör också tas under hänsyn vid utformning av planeringen.

Enligt Jiju (2003) är replikationsmetoden en fördelaktig metod att använda när ett kontinuerligt beteende eftersöks. Metoden bygger på att upprepa det utförda experimenten under liknade förhållanden med syfte att minimera variationen hos testerna. En annan metod som är vanligt använd inom DOE är Taguchi metoden, vilket framhävs av Dabade & Bhedasgaonkar (2013). Metoden anses enligt Dabade & Behedasgaonkar (2013) vara användbar när ett flertal parametrar kan påverka resultatet.

Identifieringen av olika typer av faktorer som kan påverka det eftersökta resultatet är även viktigt del av planeringen. Påverkande faktor kan t.ex. vara mänskliga faktorn, tillverkningsdefekter och noggrannheten hos den valda mätutrustningen för insamling av data (Jiju 2003).

### **Fas 2, Design**

Designfasen innefattar enligt Jiju (2003) att fastställa hur experimenten ska utföras med lämplig utrustning och metodik, utifrån de idéerna genererade under planeringen. Fastställandet av experimentens utförande innefattar även fördelning av tillgängliga resurser. För replikationsmetoden är fastställningen av antalet experiment, krävda för att forma en kontinuerlig bild över händelseförloppet, det viktigaste och mest avgörande kriteriet.

Designfasen kan ses som en av de mer kritiska faserna, eftersom formen och genomförandet av samtliga experiment ska bestämmas. En vanlig metodik använd för att underlätta uppstruktureringen är SWOT-analyser, vars egenskaper tillåter att bryta ner processen för att utvärdera den i detalj. Uppbyggnaden, praktiserandet och fördelarna med SWOT-analyser ges av Bell & Rochford (2016) och Dyson (2004), vilka studerar metoden närmare.

### **Fas 3, Utförande**

I detta skede utförs experimenten genom de valda metoder och utrustning som framtoogs under experimentets utformning. Jiju (2003) påpekar även att valet av lämplig plats för utförandet av experimenten är en avgörande aspekt för att möjliggöra en minskad påverkan av externa faktorer, som bl.a. temperatur, vind och fuktighet.

### **Fas 4, Slutresultatet**

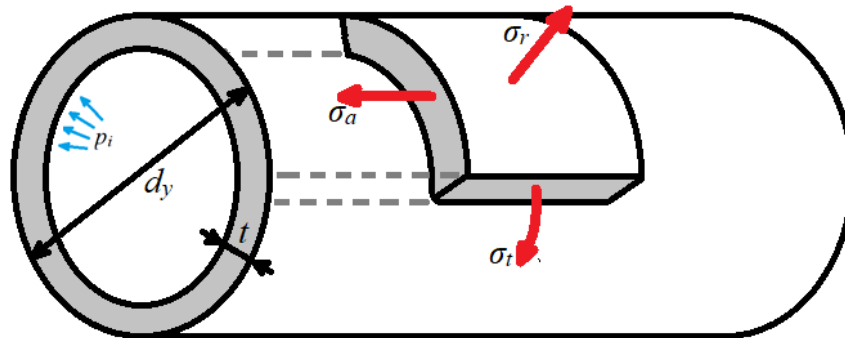
Tolkning av resultatet är grovt sammankopplad med de metoder och tillvägagångsätt som applicerats under själva utförandet. Vid användning av t.ex. replikationsmetoden ges en god grund för att studera skillnaden mellan testerna, då dess uppsättning och testning efterliknar varandra. Vikten av att reflektera över, samt utvärdera de utförda experimenten med avseende på det eftersökta utfallet, framhäver Jiju (2003) som en kritisk del av experimenten.

## **2.2.2. Spänningar i cylindriska kroppar**

Kopplingarna är som uppvisat av figur 1.5.1 och 1.5.2 cylindriskt utformade med något varierande radiella övergångar. Internt trycksatta cylindriska kroppar har en tendens att uppta belastning på ett liknande sätt vid samtliga punkter, vilket gör de ideala som tryckkärl. För att se hur kopplingarna påverkas av det tryck som appliceras och hur det sammanfaller med uppkomna spänningar, jämför de med tryckkärl.

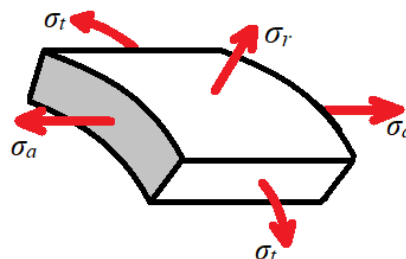
Det finns i regel två olika kategorier av cylindriska tryckkärl, tjockväggiga och tunnväggiga. Skillnaden bygger främst på hur spänningarna upptas i den radiella och tangentiella riktningen. Spänningarna varierar beroende på cylinderns godstjocklek, med en icke linjär förändring vid ökande godstjocklek

(Collins, Busby & Staab 2010). Ett generellt antagande har framkommit gällande de olika typerna, att om godstjockleken  $t$  undergår 10 % av cylinderns ytterdiameter  $d_y$  kan kroppens anses som tunnväggig (Collins, Busby & Staab 2010). Antagandet bygger på att spänningarna ses som konstanta i alla riktningar, samt att de radiellt riktade spänningarna (ortogonala mot cylinderns yta) kan ses som försumbara, d.v.s. plan spänning verkar. I figur 2.2.2 betraktas en tunnväggig cylinder under interna tryckbelastningen  $p_i$ .



Figur 2.2.2. Tunnväggig cylinder under intern tryckbelastning.

Genom att studera ett snitt av cylindern ges en mer direkt överblick på de spänningar som uppkommer, vilket visas närmare i figur 2.2.3. Spänningarna som uppkommer i den axiella riktningen  $\sigma_a$ , beror dock på om cylinder är sluten.



Figur 2.2.3. Spänningar verkande i cylindern vid tryckbelastning.

Med åtanke att de radiellt riktade spänningarna  $\sigma_r$  ses som försumbara, beskrivs de uppkomna spänningarna i cylindern enligt Collins, Busby & Staab (2010) som

$$\sigma_t = \frac{p_i d}{2t} \quad (2.2.1)$$

i cylinderns tangentiella riktning och

$$\sigma_a = \frac{p_i d}{4t} \quad (2.2.2)$$

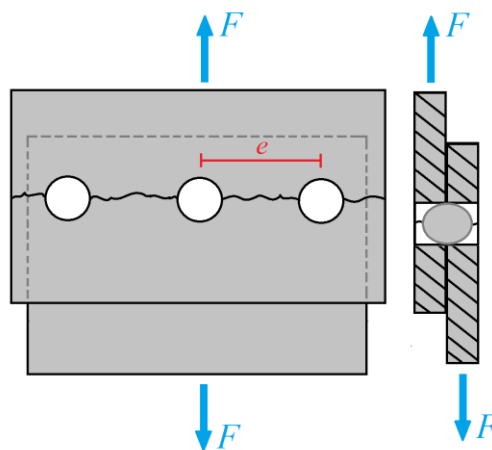
i den axiella riktningen. Spänningarna presenterade ovan är konstanta genom godstjockleken, vilket är de mest fundamentala antagandena gällande tunnväggighet. Det ska dock återigen påpekas att de axiella spänningarna uppkommer i samband med att cylinder är sluten, var spänningarna är en produkt av det interna trycket. Ekvationerna är i helhet en förenklad version av de gällande för tjockväggiga rör. Att beskriva kropparna i förhållande till en varierande godstjocklek är ett mer exakt

antagande. Avseende på de förenklingar som kan göras är det dock ofta fördelaktigt att anta tunnväggighet, förutsatt att omständigheterna tillåter det (Collins, Busby & Staab 2010).

Materialets plastiska hårdnad är även en avgörande aspekt för att på ett korrekt sätt kunna förutsäga och utvärdera belastningsfall var sträckgränsen  $\sigma_s$  överstigs. På grund av komplikationer är det dock fördelaktigt att nyttja förenklingar, varav bi-linjär isotrop hårdnad är vanlig. Arbeten var en bi-linjär materialmodell användes i samband med studerande av spänningar i cylindriska kroppar är bl.a. Jashed, Lambert & Dubey (1998) och Zare & Darijani (2017). Appendix B ger en mer djupgående överblick för hur kropparnas spänning förhåller sig gentemot både kroppens godstjocklek och ett bi – linjärt hårdnadsbeteende.

### 2.2.3. Kroppar med sammanlänkande hål

Från figur 1.5.3 framgår det att delar av kopplingen FEM-501-8FB består av hålformer, utformade efter kopplingsparets låskulor. Vid applicering av belastningen agerar låskulorna som ett nitförband varav en belastning tillkommer på honans hålstruktur. En idealiserad bild över ett nitförband utsatta för sammanlänkade sprickbildning uppvisas i figur 2.2.4, var  $F$  är en dragande kraft. Avståndet mellan nithålen ges av pitchlängden  $e$ .



Figur 2.2.4. Nitförband utsatt för sammanlänkande sprickbildning.

För sprickuppkomst liknande det förhållande presenterat i figur 2.2.4 fastställs den maximalt tillåtna kraften  $F$  enligt

$$F = \sigma_b (e - d_h)tn \quad (2.2.3)$$

där  $d_h$  är hålens diameter,  $n$  är antal hål och  $\sigma_b$  är strukturens brottgräns (Bansal 2004). Om kraften som appliceras överstiger villkoret angett ovan, antyds strukturen havererar genom en likbildad spricktillväxt som uppvisats i figur 2.2.4 (Bansal 2004). Spänningskoncentrationerna som uppkommer samlas på ett liknande sätt vid samtliga hål, vilket medför att spänningen i stort kan ses som jämt fördelad över pitch längden  $e$ . Strukturens nominella spänning kan därav betraktas gällande för max kraften, avseende att pitch längden  $e$  är liten. Denna typ av spricktillväxt är förekommande även för kopplingarna, vilket framgår från de tidigare testerna utförda av företaget som uppvisas i figur 2.1.5.

I en cirkulär kropp med hålformer liknade kopplingarna, kan hålavståndens pitchlängd  $e$  approximeras genom att subtrahera samtliga håls diametrar från cylinderns omkrets. Hålstrukturens maxbelastning kan därav fastställas som

$$F = \sigma_b \left( \frac{(\pi d_m - n d_h)}{n} - d_h \right) t n \quad (2.2.4)$$

där  $d_m$  är cylinderns medeldiameter.

### 2.2.4. Brottförlopp och funktionellt haveri

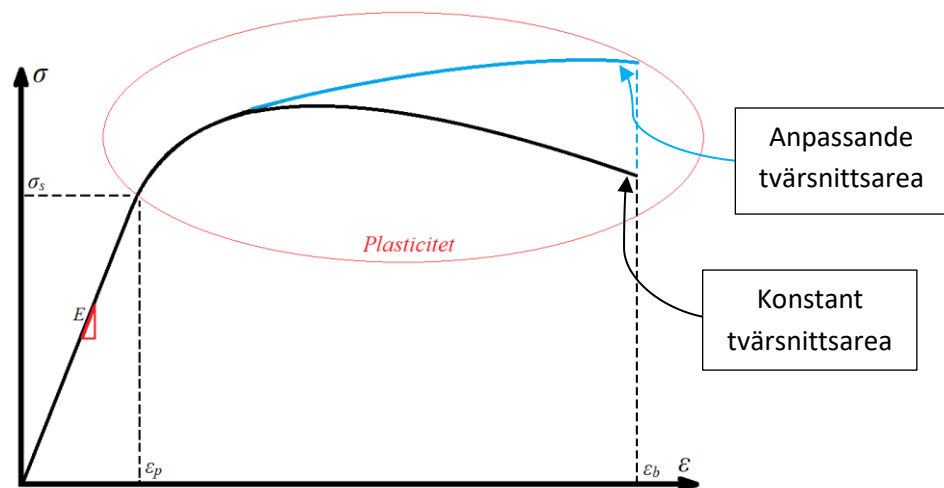
Som påvisats av figur 2.1.1, 2.1.3 och 2.1.5 kan kopplingarnas beteende betraktas som kritiskt vid större belastning. I helhet kan beteendet delas upp i två faser, vilka enligt Rajan, Deshpande & Narasimhan (2002) definieras av:

- Brottförloppet, de händelserna uppkomna fram till haveri inträffar.
- Funktionellt haveri, när belastningens påverkan orsakar skador på strukturen i sådan grad att den blir obrukbar.

#### Brottförlopp

Granskning av brottförloppet är en essentiell aspekt för att förstå strukturens uppbyggnad. Avseende på materiell påverkan är det framförallt plasticitet, när strukturen erhåller permanenta förändringar, som är av intresse.

I figur 2.2.5 framgår spänningens beteende förhållandevis uppkomna töjningar, både före och efter sträckgränsen överstigits. Mer detaljerat hur spänningarna förhåller sig gentemot uppkomna töjningar förklaras av Dezö (2017), med inriktning på hårdnaden av materialet. Vanligen beskrivs spänningarna i förhållande till en konstant tvärsnittsarea, vilket illustreras av figur 2.2.5. Figuren ger även en jämförelse gentemot en anpassande tvärsnittsarea, vilket är det mer verkliga förhållandet.



Figur 2.2.5. Generaliserad graf över töjningens relation till spänningen.

Töjningen uppkommen under plasticering anges som resttöjningen och definieras av

$$\epsilon_p = \epsilon - \frac{\sigma_s}{E} \quad (2.2.5)$$

där  $\varepsilon$  motsvarar den totala töjningen,  $\varepsilon_p$  den plastiska och  $E$  materialets elasticitetsmodul. Vid detta skede, som uppvisat i figur 2.2.5, betar sig grafen icke linjärt och antyder att töjningarna växer avsevärt i förhållande till spänningarna.

Töjningar kan mätas på ett flertal olika sätt, varav en vanlig metod är användningen av trådtöjningsgivare. Metoden används bl.a. av Morgon & Bizon (1966) vid undersökning av cirkulära sammankopplingar, och av Moustabchir et.al (2017) för mätning av tryckkärl bestående av kända defekter. En stor fördel med trådtöjningsgivare är en succesiv överblick för hur, samt när töjningarna tilltar. Implementeringen och mätinstrumentet generella funktion ges av LTH (u.å.) och Morgan & Bizon (2017).

### **Funktionellt haveri**

Haveri, när kopplingarna inte besitter kapaciteten att uppta större belastning och i allmänhet frångår att vara funktionell, kan variera från fall till fall. Faktorer som materiella defekter, montering och kontakt mellan komponenter sinsemellan spelar stor roll i dess uppkomst. Haveri skiljer sig även mellan kopplat och frånkopplat läge avseende både trycket som maximalt kan appliceras samt hur kopplingarnas struktur förändras, vilket uppvisats av figur 2.1.1 och 2.1.3.

Eftersom komponenternas utformning och funktion efterliknar tryckkärl, är bristning aktuellt. Bristning syftar på att plasticering har påbörjats och stigit till sådan grad att strukturen samt materialet inte besitter styrkan att motstå belastningen som appliceras. Deformationerna bidrar till att komponenten spricker vid en godtycklig punkt, vilket Rajan, Deshpande & Narasimhan (2002) studerar experimentellt närmare. Den godtyckliga punkten för vars bristning sker är relaterat till ett okänt läge, som till yttre enbart beror på små defekter vilka inte kan förutses i förväg. Bristning kan av detta skäl ske var som på kroppens yta, om inte information angående befintliga defekter är kända. Vidareundersökning av bristningstrycket för tunnväggiga tryckkärl görs även av Christopher et.al (2002).

Vid fall där defekter är kända, till både storlek och position, kan djupare analyser bedrivas över hur de sammanfaller med det uppkomna haveriet. Moustabchir et.al (2017) studerar farorna med defekter i trycksatta cylindriska kroppar och hur de direkt relaterar till försvagandet av strukturen. Via deras undersökning jämförs även experimentella tester med numeriska analyser för att förstärka de slutsatser gällande defekternas påverkan. För att få en överblick över hur defekterna verkar är mätning ett kraftigt verktyg, Moustabchir et.al (2017) nyttjar som tidigare påpekat trådtöjningsmätning för detta syfte.

### **2.2.5. Hantering av icke-linjärt beteende i ANSYS**

Påvisat av de experimentella förstudierna, samt av vidare granskning över kropparnas beteende och relaterade brottförlopp, påverkas kopplingarna av tryckbelastning i sådan grad att bristning blir aktuellt. För betraktandet av materiella och geometriska icke-linjära förhållanden i ANSYS medförande plastiskt haveri, kan metoder som Newton-Raphsons method och Arc-length method appliceras.

Newton-Raphson användes som en iterativ lösare för icke-linjära beteenden, via approximativ pålastning avseende jämvikt mellan struktur och lastfall. Vid haveri uppkommen av bristning blir metoden ogiltig i samband med att styvheten vid den kritiska haveri punkten anses som instabil,

p.g.a. att strukturen förlorar jämvikt. Arc-length method är utformad för identifiering och utvärdering av de kritiska punkterna var jämvikt frångås. Ovanstående påstående förklaras djupare och appliceras av Liu, Zheng, Ma, Miao & Wu (2008), vilka studerar plastiskt haveri av tryckkärl. Vidare studier inriktade specifikt på metoderna och dess uppbyggnad bedrivs av Vasios (2015).

För betraktandet av materiel plasticitet påpekar Sloan & Randolph (1982) att stora osäkerheter kan uppkomma, och att element av en lägre grad kan bidra till detta. Det sker dock ständigt förbättringar och utveckling av FE-programmens kapacitet och noggrannhet. Sloan & Randolph (2008) påpekar detta, men trots det bör elements polynomgrad tas under betänksamhet avseende typen av analys som genomförs.

## 3. Experiment

### 3.1. Metod Experiment

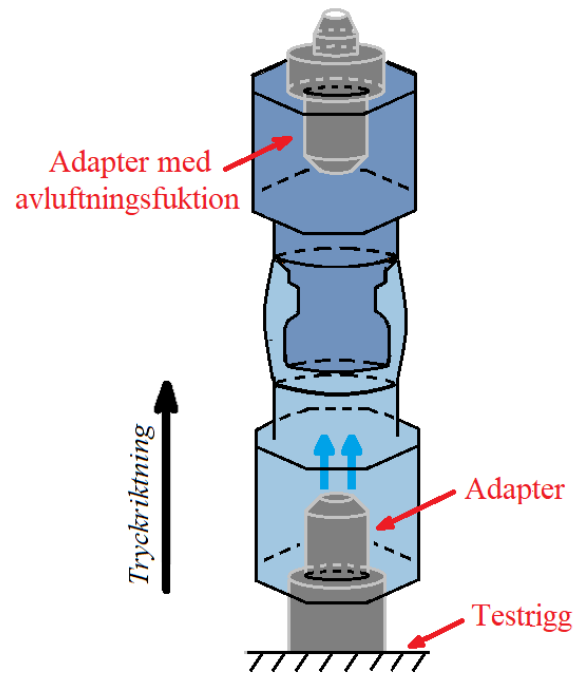
Trycktestning av kopplingarna förhåller sig efter standarden SS-EN-ISO 7241-2:2000. Standarden är specificerad för testning och utvärdering av snabbkopplingar, med en utläggning för hur trycksättning ska genomföras (SIS 2017). Enligt SIS (2000) får trycksättning som kan medföra att kopplingarna havererar, inte överstiga en tryckökning på 1 000 bar/min. Kravet är ett av de mer väsentliga ställda på sprängtesterna och den utrustningen som används för utförandet.

Experimenten bedrivs med utrustning befintlig på företaget och utförs med maskiner konstruerad efter kraven givna från standarden SS-EN-ISO 7241-2:2000. Vid genomförandet av experimenten monteras en adapter fast mellan kopplingen och testtriggen. I kopplat läge fästs även en adapter bestående av en avluftningsfunktion i den ej slutna ändan. Efter montering ansätts trycket kopplingarna ska testas för.

Testerna kan anpassas efter två förhållanden, sprängning och statisk trycksättning. Vid sprängning ansätts trycket stegvis för tre olika nivåer relaterade till kopplingens arbetstryck, varav sedan en tryckökning sker tills kopplingarna havererar. Trycken som initialt appliceras motsvarar: halva arbetstrycket 125 bar, arbetstrycket 250 bar och dubbla arbetstrycket 375 bar. Haveri uppstår antingen via internt läckage eller av att en yttre komponent fallera. Sprängtesterna utförs i en mindre rigg anpassad för att motstå kraftiga stötar som kan medkomma i samband av att kopplingarna slits isär. Testtriggarna som användes är anpassade för att avkänna tryckförändringar. Under sprängning sammanställs även en graf över hur trycket förhåller sig gentemot tiden.

För statisk trycksättning är trycket anpassningsbart och har potentialen likt sprängtesterna att överstiga kopplingarnas lastkapacitet, trycket måste dock fastställas innan trycksättning påbörjats. När trycksättning påbörjats ökar trycket hastigt mot sitt avsatta värde. Vid 100 – 200 bar innan det avsatta trycket uppnåtts avtar tryckökning i hastighet, med avseende att förebygga dynamisk påverkan. Den önskade belastningen bör även hållas vid det avsatta trycket under en längre tidsperiod för att fastställa hur tidsberoendet påverkar testning. Figur 2.1.5 uppvisar kopplingarna fastmonterad i en testrigg, notera att fastmonteringen sker på ett liknande sätt för båda riggarna.





Figur 3.1.1. Kopplingarna monterade i testrigger, trycktestning i kopplat läge.

### 3.1.1. Genomförande av experimenten

Planeringen och strukturen för de experimentella testerna efterföljer de riktlinjer givet av DOE.

För att fastställa den information som de olika testerna kan generera, samt prioriteringsordningen för utförandet används SWOT – analyser. Den generella strukturen för SWOT – analys ges av figur 3.1.2

Positiva faktorer	Negativa faktorer
Styrkor	Svagheter
Möjligheter	Risker

Figur 3.1.2. Generell struktur av SWOT-analyser.

SWOT bygger på ett system var styrkor, svagheter, möjligheter och risker listas gentemot varandra, varav en inblick fås över för- och nackdelarna med experimentens olika delar. Fördelarna stärks upp genom styrkor och möjligheter, medans nackdelarna framhävs av svagheter och risker. Utförandet av

experimenten baseras därefter på framtagen data, men även på en logisk utvärdering över vad som kan anses rimligt.

Analyseringen av experimentens delar visar att sprängtesterna ger en mer översiktlig inblick av vilka komponenter som är kopplade till haveri. De bidrar även till fastställandet av de tryck som kan och bör appliceras under statisk trycktestning. Statisk trycksättning medför en förstärkt förståelse över tryckets effekt, samt kan utvalda punkter studeras för att bl.a. framta vid vilket skede som ytlig plasticering initialt uppkommer. En mer detaljerad bild över de genomförda SWOT-analyserna ges i appendix C.

Utförandet av sprängtesterna baseras på replikationsmetoden, med avsikten att fastställa ett kontinuerligt beteende över vilka delar i kopplingen som havererar. Metoden används även för att minska risken för feluppfattning över utfallens betydelse. För att efterfölja replikationsmetoden placeras alltid honan närmast testtriggen för samtliga trycktester, vilket även gäller för statisk testning.

Baserat på maxtrycket givet i standarden för kopplingen och utifrån de avklarade sprängtesterna, väljs tre olika tryck ut inför den statistisktrycktestningen. Inför experimentet fastställs även en tidsram som varje test ska efterfölja. Tiden baseras på rekommendationer från handledare och ansätts generellt till en minut. Strukturen och planeringen av genomförandet presenteras i appendix D, där fördelningen mellan de olika testerna är i fokus.

### 3.1.2. Mätning

Tryckets signifikans för de genomförda testerna avgörs genom att mäta uppkomna deformationer för de delar som fastställts vara mest utsatta. Delarna baseras på sprängtesterna samt på ritningar över kopplingarna var tryckets påverkan studeras. Mätningen genomförs med syftet att kontrollera pålitligheten av materialmodellen, och FE-analysernas noggrannhet. Mätningen bedrivs framförallt med tre olika instrument:

- Profilprojektering
- Skjutmått
- Bygelmätskruv

Utöver mätning är optiska inspektioner en avgörande aspekt för utvärdering och är det primära verktyget för att avgöra hur kopplingarna havererat. Testtriggarna innehåller även inbyggda funktioner som avkänner om tryckförändringar uppkommer i samband med läckage eller haveri. Funktionerna ger en ökad inblick över vad för sorts haveri som uppkommit.

Skjutmättet och bygelmätskruven har en mätosäkerhet på  $\pm 0,1$  mm och  $\pm 0,01$  mm respektive och används enbart som kontrollmätning. Huvudsakligen används profilprojekteringen för mer omfattande mätning av utvalda komponenter.

#### Profilprojektering

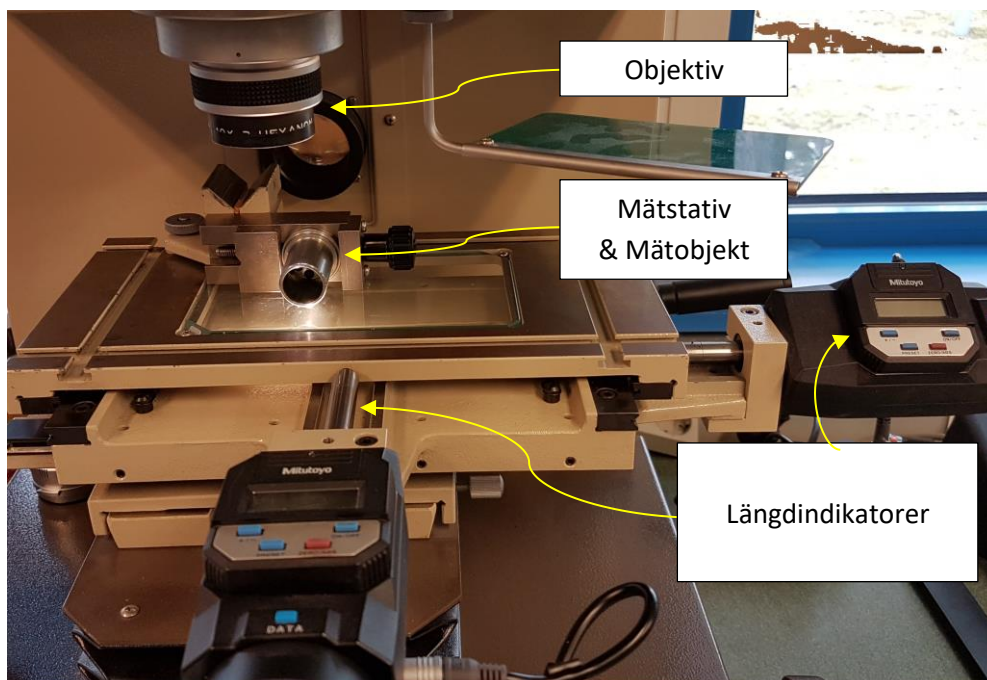
Mätningen består av två stycken längdindikatorer med en mätosäkerhet på  $5 \mu\text{m} \pm xL$  vardera, där  $L$  utgör mätlängden. För att justera in mätobjekt projekteras dess profil mot ett underlag, som sedan förstoras upp via en lins. Ett viktigt kriterium för mätningen är att mätobjektet är placerad vinkelrätt

mot underlaget för att förhindra eventuella vinkelfel. Figur 3.1.3 ger en översiktlig bild över en av längdindikatorerna använd för mätningen.



Figur 3.1.3. Längdindikator använd för profilprojekteringen.

Genom mätinstrumentets lins förstärks de optiska inspektionerna, vilket ökar användningsområdet för utrustningen och skapar en bättre visuell uppfattning över uppkomna deformationer. Företag har objektiv tillgängliga för förstoring av objektet med 10 och 20 gånger verklig storlek. I figur 3.1.4 visas profilprojekteringen i helhet med objektiv, mätstativ och längdindikatorer.



Figur 3.1.4. Profilprojekterings olika beståndsdelar.

## 3.2. Resultat Experiment

En detaljerad sammanställning över vad som sker för varje individuellt test ges i appendix E, var relaterad mätdata även inkluderats. Notera att enbart de statistiska testernas mätdata dokumenterats.

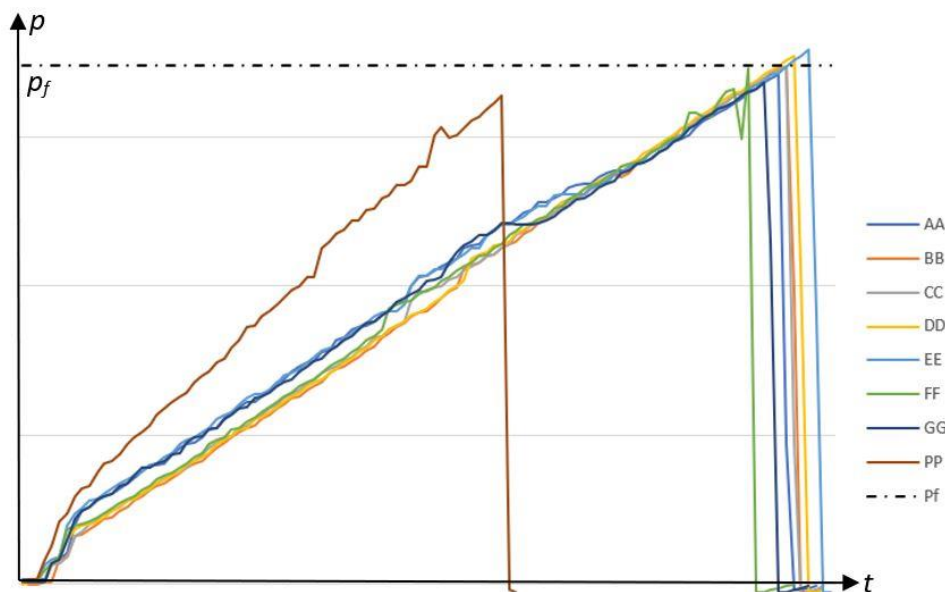
### 3.2.1. Sprängtester

Från sprängtesterna uppkommer haveri i form av två brottmoder, att styrningen brister och att kulhållaren slits isär. För de sprängtester som utförs, inklusive experimentella förstudierna, har samtliga utfall sammanställts i tabell 3.2.1 i termer av hur haveri inträffat.

Tabell 3.2.1. Utfall sprängtester.

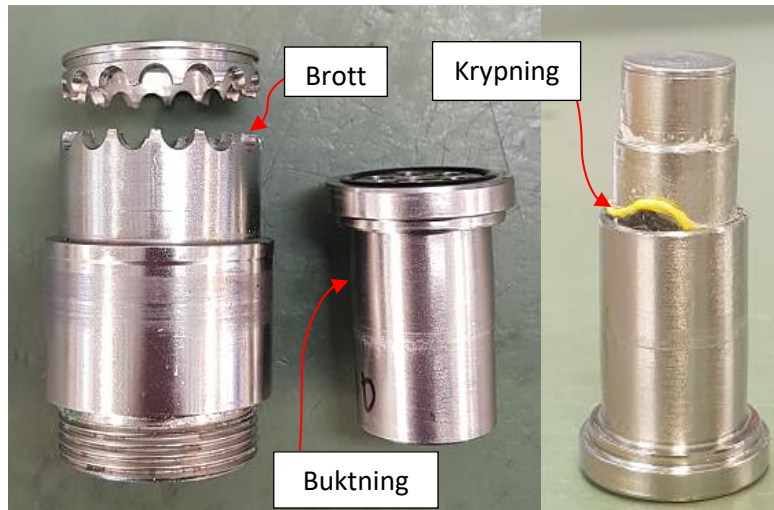
Utfall, Sprängtestning	
Genomförda tester	8
Haveri relaterad till styrningen	3
Haveri relaterad till kulhållare	5

Trycket som ansätts under testerna betar sig jämnt och ett kontinuerligt beteende angående kopplingarnas maximala kapacitet fastställs. Trycket framgår vara oberoende till brottmod, vilket tyder på att kopplingarna är optimerade. En jämförelse mellan samtliga tester med avseende på trycket förhållande tiden beskrivs av figur 3.2.1, där testernas beteckning refererar till utförande. Vidareförklaring av testernas beteckning ges i appendix D. Det kritiska haveretrycket  $p_f$ , för vilket kopplingarna havererar, ansätts som medianen av de maximala trycken genererade under samtliga sprängtester. För testet PP framkom det att testriggen var felinställd, varav trycksättningen skedde med 1500 bar/min istället för det tänkta 1000 bar/min.



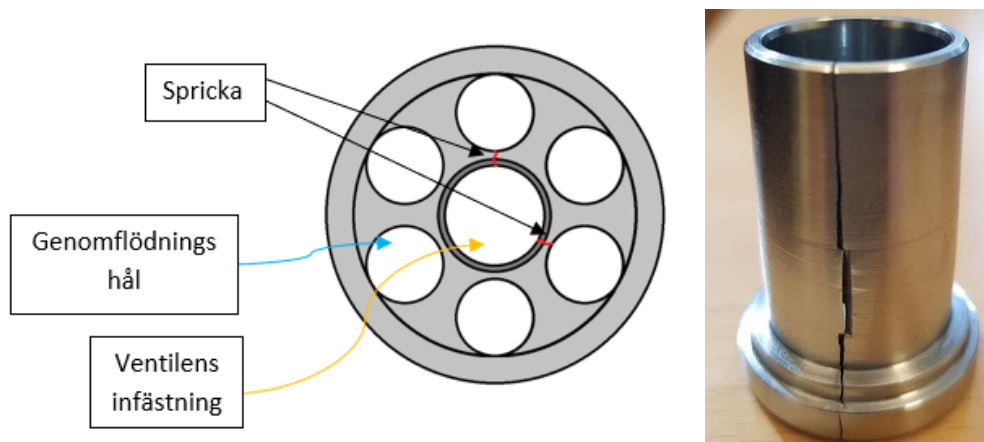
Figur 3.2.1. Trycket i förhållande till tiden för samtliga sprängtester.

Från figur 3.2.1 framgår det att kopplingarna havererar vid approximativt samma tryck, med en mindre felmarginal på 5 % förhållandevis  $p_f$ . Vid nermonteringen visar det även att samtliga styrningar buktat av det höga trycket. För de fall var kulhållaren havererat har tätningen mellan styrningen och skjutluckan på börjat krypa, vilket medför att lastfallet gradvist ändrats. Figur 3.2.2 ger en översiktlig bild över styrningen och kulhållaren efter att kulhållaren havererat. Styrningen visas även hopmonterad med skjutluckan och ventilen, för att framhäva krypningens effekt.



Figur 3.2.2. Utsatta komponenter vid haveri av kulhållaren.

Under de tester där styrningen havererar sker det vid ett av dess sex interna hålen. Sprickbildning vid styrningens interna hål uppkommer även för de flesta testerna var kulhållaren slitits isär och styrningen förblivit intakt. Sprickningen sker vid den mellanliggande väggen som avskiljer ventilens infästning och genomflödningshålen. Hur initial sprickbildning uppkommer beskrivs av figur 3.2.3.



Figur 3.2.3. Initial samt genomgående sprickbildning i styrningen.

### 3.2.2. Statisk trycksättning

Utifrån de ursprungliga trycken utvalda för statisk trycksättning klarar sig enbart två av de avsatta testerna, HH och II. För testet JJ som genomförts med ett tryck ansatt direkt under det framtagna haveritrycket, 92 % av  $p_f$ , sprack kulhållaren efter 37 sekunder. Med avsikten att testerna ska trycksättas i minst en minut under varje test, ansätts det applicerade trycket som maxtrycket  $p_m$ . Tiden relaterar enbart tills efter att trycket uppnått önskad verkningsgrad.

Vid ytterligare belastning av lasten  $p_m$ , brast hanens nippelhus för testet LL vid ett lägre tryck än ansatt, trycket motsvarade cirka 80 % av haveritrycket  $p_f$ . Den uppkomna sprickan verkar längs med

nippelhusets axiella riktning och framgår orsakats av stora tangentiella spänningar. Samma fel uppstod för testet MM, men i dess fall vid det avsatta trycket  $p_m$ . Båda fallen var hanens nippelhus spruckit uppvisas i figur 3.2.4.



Figur 3.2.4. Spricka i hanes nippelhus, test MM & LL.

Baserat på mätdata är det framförallt styrningen som påvisar deformationer i en sådan utsträckning att de avsatta toleransgränserna överstigits. Nippelhuset överstiger även toleransgränserna vid enstaka tillfällen. Mätning är enbart bedriven efter genomförandet av testerna, vilket medför att ett uttalande angående deformationernas förhållande till dess ursprung inte är möjligt. Jämförelse görs enbart gentemot nominella värden, givna av komponenternas ritningar.

### 3.2.3. Sammanställning

De komponenter som framkommit vara mest utsatta av trycksättning är:

- Styrningen (Honan)
- Kulhållaren (Honan)
- Nippelhuset (Hanen)

För testerna JJ och MM uppstod haveri innan testernas avsatta tidsram genomlöpts, vilket antyder att tiden är en påverkande faktor.

Styrningen visar kraftiga deformationer vid belastning, samt spricktillväxt i dess interna hål. Spricktillväxten i de interna hålen uppkommer dock enbart efter att limmet mellan ventilen och styrningen släppt, d.v.s. när limfogen spruckit. Limfogens sprickbildning uppkommer i samband med belastningar medförande större märkbara plastiska deformationer.

Kulhållaren påvisar varken någon påverkan eller geometrisk förändring av trycksättningen. Inspektion av kulhållaren vid de fallen där styrningen eller nippelhuset lagt grund för haveriet har det inte funnits antydning på sprickinitiering vid kulhålen. Det gäller även för de statiska testerna var maxtrycket  $p_m$  applicerats. I samband med de avsevärt små deformationerna dokumenteras inte uppmätta värden.



Hanens nippelhus havererar vid två separata tester, var båda härstammar från samma tillverkningsorder. Uppkomna deformationer antyds enbart överstiga avsatta toleransgränser för tre tester, var avvikelserna är minimala.

## 4. FEA

Experimenten visar att tre av kopplingars komponenter är intressanta att studera vidare: nippelhuset, styrningen och kulhållaren. I några av fallen där trycket applicerats statistiskt antyds tiden vara sammanlänkad till haveri, detta inträffade för testerna JJ och MM. För samtliga analyser som bedrivs försummas denna påverkan och trycket antas vara konstant under givna förhållanden.

### 4.1. Metod FEA

De analyser som bedrivs är uppdelade i två stadier:

- En grundläggande elastisk analys med syfte att identifiera komponenternas spänningsfördelningar.
- En djupare plastisk analys, relaterad till de trycken applicerade under de experimentella testerna.

Analysernas fokus ligger på att fastställa de fysikaliska sambanden gällande randvillkoren, lasterna och kontakten uppkommen under trycksättningen, samt att på ett effektivt sätt sammanställa en elementuppdelning var kombinationen mellan beräkningskapacitet och tid optimerats. I helhet kan analyserna brytas ner i fyra olika sektioner:

- Materiella egenskaper & geometrisk modell.
- Fysikaliska samband i form av randvillkor, laster och kontakt.
- Elementuppdelning.
- Inställning samt tolkning av genererad data.

För de analyser som genomförs används en förenklad materialmodell över relaterade hårdnadsegenskaper, en bi-linjär isotrop hårdnadsmodell liknande den presenterad i appendix B (figur B.2). Komponenterna har även genomgått olika former av ytbehandlingar och härdningar vars mekaniska egenskaper inte är kända. Bristen av mekaniskdata medför ett inkorrekt förhållande mellan spänning och töjning, avseende materialets brottsförlopp. Härdningsbehandlingarna medför ett styvare material med en högre brottgräns.

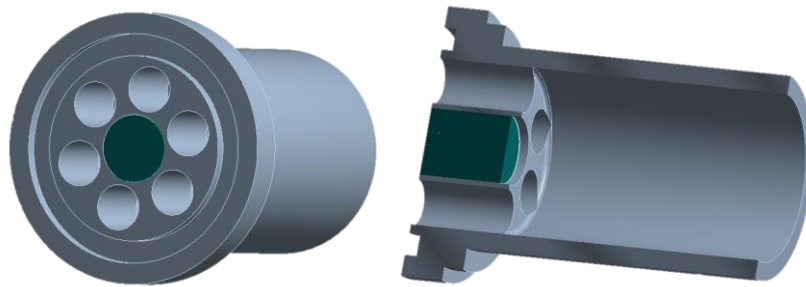
Analyserna kommer därav agera primärt som en jämförelse gentemot bedrivna experiment, i syfte att fastställa de områdena var kopplingarnas haveri har sitt ursprung. Områden som i allmänhet framgår vara kraftigt utsatta av belastning fastställs även. Trycket appliceras initialt i form av en enhetsbelastning, varav sedan en ökning sker till arbetsförhållandena. Idealt appliceras trycket upp till kopplingarnas maximala kapacitet, framtagen via de experimentella testerna.

#### 4.1.1. Geometriska modeller

Områden som uppvisas vara mindre utsatta av belastningen eller allmänt ointressanta ner prioriteras och simplificeras för att underlätta analyserna. Radieövergångar och fasningar överses speciellt, med syftet att framhäva tydliga och rent geometriska fördelaktiga strukturer som enkelt kan delas upp på ett strukturerat sätt. Gänginfästningar ansätts inte som en del av geometrierna, områden för var

gångornas inverkan anses avgörande simuleras via funktioner specificerade för att behandla gängfästen.

Modellerna för samtliga komponenter som granskas via FEA uppvisas i figur 4.1.1 och 4.1.2, med gjorda förenklingar. För styrningen är det dess interna ytor som är av störst intresse, varav förenklingar genomförs på de yttre sektionerna. I helhet avlägsnas samtliga radieövergångar och avfasningar kopplade till den yttre geometriska strukturen. För att simulera ventilens interaktion, implementeras en cylinder motsvarande ventilgängornas ytterdiameter. Styrningens ventilhål expanderas för att överstämna med cylinderns diameterstorlek, cylinderns längd ansätts sträcka sig över ventilen och styrningens kontaktyta.

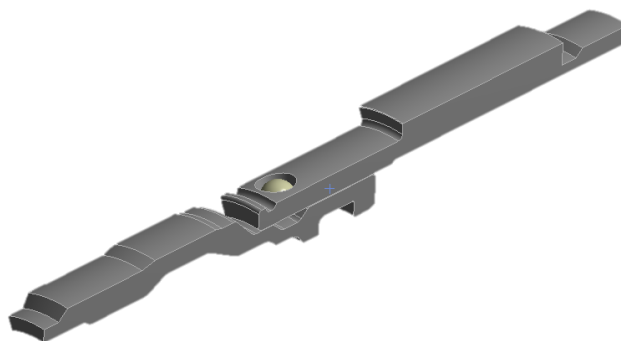


*Figur 4.1.1. Tredimensionell modell av styrningen.*

För kulhållaren är det framförallt kulhålerna som är av intresse, varav förenklingar utförs på resterande delar av kroppen. Liknande kulhållaren är områdena vid kulkontakten av störst intresse för nippelhuset. Eftersom större delar av dess interna struktur är trycksatt, undviks även där geometriska förenklingar. Framförallt utsätts de bakre sektionerna för förenklingar, med avseende på radieövergångar och fasningar.

Interaktion mellan kulorna och dess relaterade delar studeras via nyttjandet av symmetri. Eftersom kulhållaren består av 15 stycken axelsymmetriskt placerade kulhål, delas strukturen upp i ett motsvarande antal delar. Kulans position ansätts efter att trycksättning påbörjats, vilken anges av figur 4.1.2. Under analyserna modelleras kulan som stel. För att möjliggöra symmetriförenklingarna antas kulhållarens nithålspåverkan som försumbar, niten och dess position uppvisas av figur 1.5.1.

Analyserna genomförs primärt för komponenterna individuellt, förhållande de randvillkor, laster och kontaktsamband som uppkommer. En sammankopplad analys genomförs även för att bekräfta samt rättfärdiga förenklingarna gjorda i samband med de individuella analyserna.

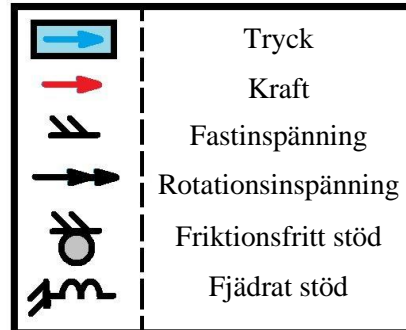


*Figur 4.1.2. Symmetriuppdelning av kulhållaren och nippelhuset (1/15 del av komponenterna).*



### 4.1.2. Randvillkor, laster och kontaktförband

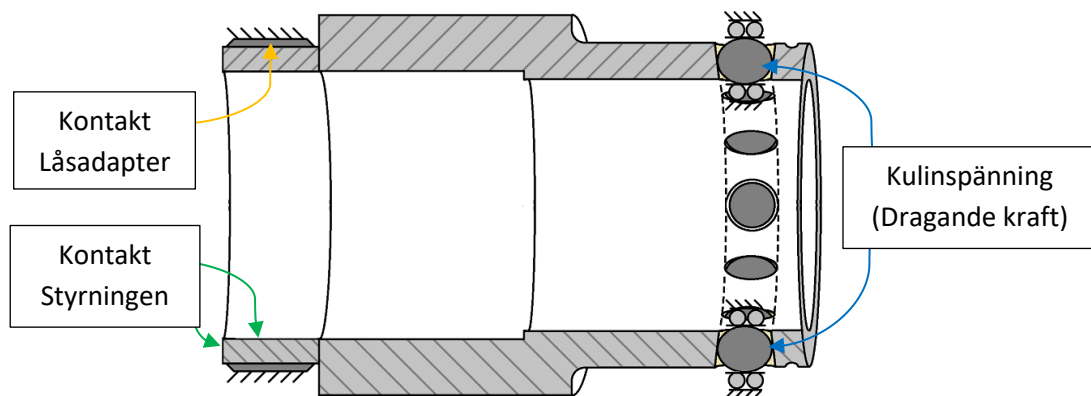
Fysikaliska sambanden ansätts spegla förhållanden gällande sammankopplat läge under trycksättningen. Ansatta randvillkor och laster idealiseras för att på ett förenklat sätt kunna appliceras på kropparna, sambandens beteckningar ges i figur 4.1.3.



Figur 4.1.3. Fysikaliska beteckningar.

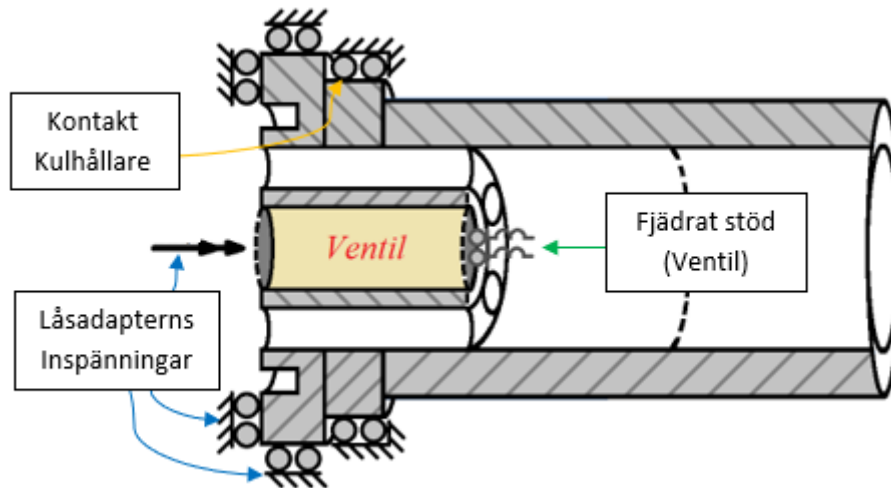
#### Randvillkor

Låsadapterna påtvingar rörelserestriktioner för samtliga komponenter som studeras. Genom att anta att adapterna är stela, kan kontakten agera som ett stöd för närstående komponenter. För kulhållaren och nippelhuset sker kontakten vid gängorna, var lim även applicerats för att försäkra sammanfogning. Inspänningarna och stöden verkande på kulhållaren ges av figur 4.1.4. För att förhindra kulan från att röra sig fritt, begränsas dess rörelse till enbart axiell, d.v.s. i riktning motsvarande den verkande kraften.



Figur 4.1.4. Randvillkor för kulhållaren.

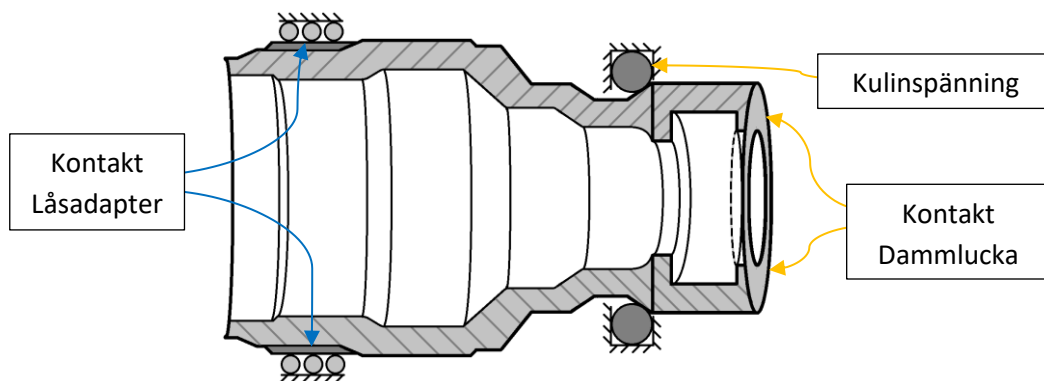
Styrningen är positionerad mellan honans låsadapter och kulhållare, vilket medför att rörligheten är begränsad i ett flertal riktningar. Båda delar motarbetar rörelse främst i kontaktriktningen och modelleras genom friktionsfria stöd. Låsadaptern påtvingar rörelserestriktioner i en större utsträckning än kulhållaren och sätts även motverka axiell rotation. Rotationsinspänningen ansätts främst för att förhindra stelkroppsrörelse. Genom insättning av ovannämnda villkor erhålls styrningens randvillkor, vilka uppvisas i figur 4.1.5.



Figur 4.1.5. Randvillkor för styrningen i kopplat läge.

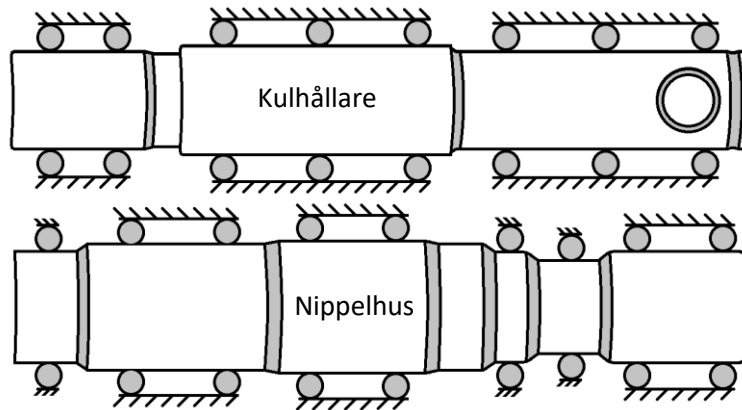
I figur 4.1.5 framgår det även att ventilen agerar som stöd i kroppens axiella riktning, då ventilen utsätts för ren hydrostatisk belastning samtidigt som den stabiliseras av hanens ventil. Belastningen leder till att ventilen förblir relativt opåverkad av trycksättning och agerar främst som stöd för styrningen. Stödet som appliceras ansätts vara fjädrande, med en styvhet motsvarande ventils elasticitetsmodul  $E$ .

Inspänningarna verkande på hanens nippelhus uppvisas i figur 4.1.6, vilka är direkt generade av kontakt med låsadaptern och kulorna. Kulorna skapar en inspänning som motarbetar axiell rörelse när trycket drar i adaptern. För att påtvinga inspänningen begränsas kulornas rörlighet i samtliga riktningar. Förhållandet avser att trycket skapar en dragande kraft i låsadaptern, vars rörelse hindras av kulförbandet. Adaptern bidrar därmed enbart med en radiell rörelseinspänning. Riktningen för kraften avseende både nippelhuset och kulhållaren efterföljer monteringen gjord under de experimentella testerna. Kontakten med dammluckan genererar en tryckande kraft.



Figur 4.1.6. Randvillkor för hanens nippelhus.

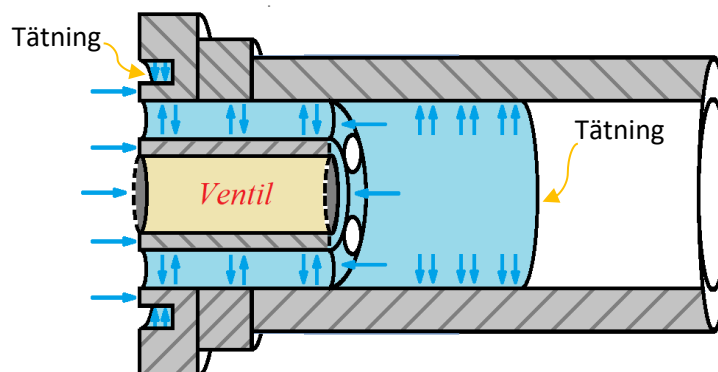
Vid nerskäring för symmetri ansätts friktionsfria inspänningar på vardera snittytan för båda komponenterna, figur 4.1.7 uppvisar de ansatta villkoren.



Figur 4.1.7. Symmetriska randvillkor gällande för kulhållaren och nippelhuset.

### Laster

När vätskan trycksätter kopplingarna, utsätts enbart nippelhuset och styrningen för direktkontakt med trycket. Trycksättningen sker längs med större delar av komponenternas interna ytor. Områdena för var trycket appliceras definieras av relaterade tätningar. Samtliga gränser givna för tätningarna antas vara konstanta under trycksättning. Tryckets angrepp på styrningen ges av figur 4.1.8.

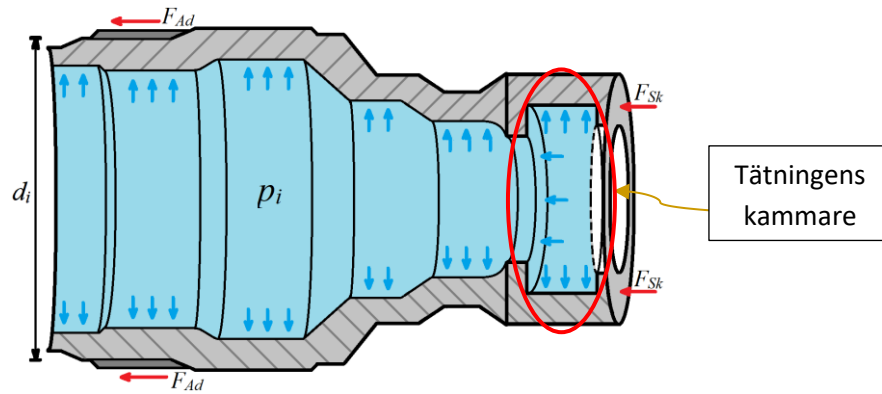


Figur 4.1.8. Tryck verkande på styrningen.

Nippelhuset påverkas liknande styrningen, med ett tryckangrepp över större delar av dess interna ytor. Tätningen mellan hanen och honan ansätts enbart begränsa vätskan från att spridas. Kammaren, för var tätningen är placerad sätts därav som helt trycksatt. Den axiella kraften uppkommen av trycket verkande i axiell riktning är beroende av arean  $A$ , var tryckangreppet sker. Kraftens storlek ges som

$$F = p_i A. \tag{4.1.1}$$

Angreppsareorna bidrar primärt med två externa krafter på nippelhuset. Krafterna definieras av låsadaptorns innerarea, beroende på innerdiameter  $d_i$ , och skjutluckans ortogonalt riktade ytor förhållandevis flödesriktningen. Kraften verkande på låsadaptorn betecknas som  $F_{Ad}$  och för skjutluckan som  $F_{Sk}$ . Trycket och krafternas position gentemot nippelhuset beskrivs av figur 4.1.9.



Figur 4.1.9. Belastningen verkande på nippelhuset.

Kulhållaren upptar belastning främst genom kulorna. Vars kraft sammanhänger med det interna trycket i nippelhuset och skjutluckan, med storlek motsvarande  $F$  via jämvikt. Kraften får dock ett tillskott vid betraktande av kropparna individuellt var nippelhusets ortogonalt riktade yt-komponenter, förhållande flödet, tas i hänsyn för kulhållaren. Kraftens storlek är till vis del approximerad i samband med osäkerheter gällande axiella kraftkomponenter, generade av nippelhusets interna radieövergångar. För analyserna nyttjande symmetri, ansätts verkande krafter och tryck motsvara en 1/15 av de verkliga belastningarna.

Jämvikt ger även en reaktionskraft vid kontakten med styrningen. Styrningens påverkan ansätts dock som försumbar då den enbart belastar kulhållarens gänginfästning och har inget direkt samband med de experimentellt framtagna riskzonerna.

Appliceringen av lasterna under analyserna ansätts i steg, d.v.s. belastningen ökar succesivt. Beroende på lastfallens magnitud samt det förhållandet som studeras, kan även stegen i sig själv brytas ner i delsteg. Uppdelningen sker med syftet att underlätta beräkningarna genom att observera ökningen under ett längre intervall.

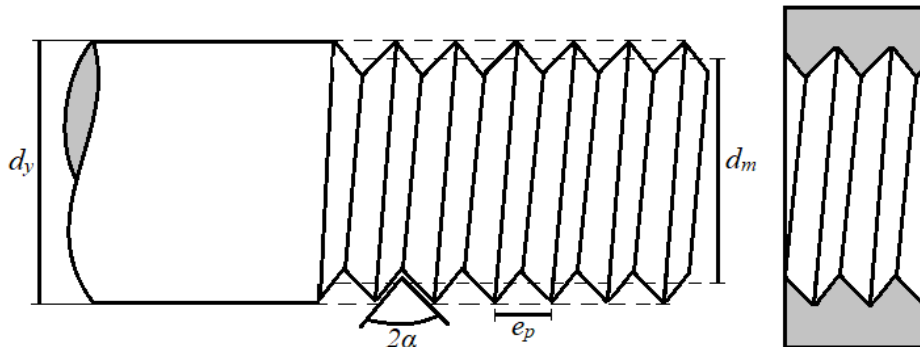
### Kontakt

Kontakt sker mellan de flesta komponenterna i kopplingen, men det är framförallt nedanstående områdens beteenden som ändras kraftigt under belastningen. För analyser var ett icke linjärt kontaktbeteende betraktas, justeras och ändras effekten gällande Newton-Raphsons påverkan. Effekten anpassas efter utfall.

- Styrningens interaktion med honans ventil
- Kulkontakten mellan nippelhuset och kulhållaren

Från de experimentella testerna framgår det att området var kontakten sker mellan styrningen och ventil är avgörande för hålväggarnas spricktillväxt. Under tryckbelastningen ändrar sig förhållandet mellan dem, vilket uppvisas av att limmet lossnar vid högre belastning. Detta medför att två scenarion uppstår, när limmet är intakt och kropparna agerar som en enhet, samt när enbart ventilens gängor verkar som stöd. ANSYS besitter en intern funktion för modellering av gängor, bolt thread correction contact. Kontakten tillåter analyserna att betrakta beteendet för gängorna, utan behovet av geometrin. Principen bygger på att ansätta en slät cylinder motsvarande bultens ytterdiameter  $d_y$ , varav sedan gängor implementeras. De parametrar som är avgörande för

gängstrukturen baseras på pitch avståndet  $e_p$  mellan gängorna, samt gängornas medeldiameter  $d_m$  och stigningsvinkel  $\alpha$ . Strukturen beskrivs i detalj av figur 4.1.10. Gängornas utformning, om de är höger eller vänsterriktade, samt om de är enkel eller dubbelgängande ska även definieras.



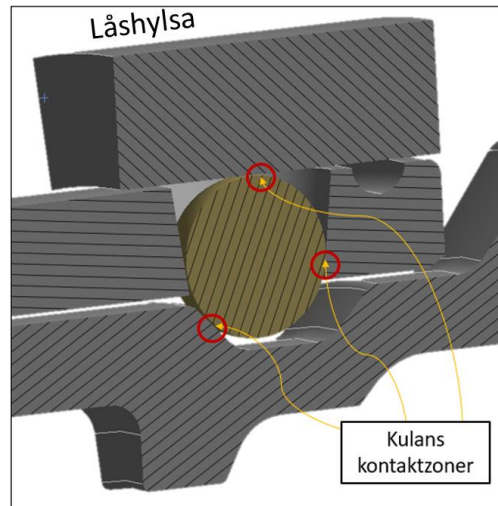
Figur 4.1.10. Strukturen för gängkontakt.

Bolt thread contact kan enbart appliceras för kontaktfunktioner som besitter någon form av rörelsefrihet, vilket innebär att sammanfogande funktioner som bounded contact inte kan nyttjas. För de analyser som utförs används rough contact, vilket tillåter separation mellan kontaktytorna men inte glidning. Förhållandet kan uttryckas av att friktionen mellan komponenterna är oändligt hög, d.v.s. friktionskoefficienten  $\mu \rightarrow \infty$ .

När området ansetts vara limmad under lägre belastningar, ansätts bounded contact. Bounded contact implicerar en sammanfogning mellan kropparna, vilket medför att de kan betraktas som en solid kropp. Styvheten i limfoggen mellan komponenterna antas därav som stel i syfte att förenkla beräkningarna, samt för att data angående dess mekaniska egenskaper är okänd.

Kontakten som uppkommer mellan kulorna och de sammanhängande komponenterna inträffar initialt på en liten area. Krafterna relaterade till interaktion uppkommer därav i storlek och medför spänningsökningar. Med ett ökande tryck tillkommer deformationer vid kontaktpunkten, varav en större del av kulan får kontakt med komponenterna. Primärt är det nippelhuset som belastas i störst utsträckning, då kulhållaren är anpassad efter kulformen.

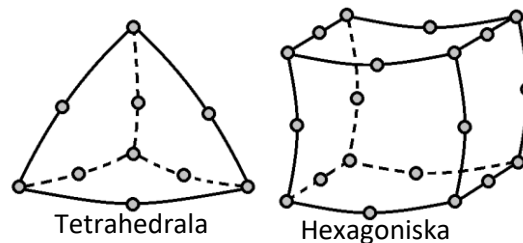
För interaktionen appliceras en friktionsfri kontaktfunktion mellan kulan och samtliga relaterade komponenter. Friktionsfrikontakt innebär att normalkraften  $N$ , verkande mellan kontaktytorna, är noll om ingen övrig belastning verkar. Friktionskoefficienten mellan objekten sätts även som  $\mu = 0$ . Kontaktzonen mellan kulorna och dess relaterade komponenter uppvisas av figur 4.1.11. Observera att figuren uppvisar ett förhållande var samtliga komponenter analyseras tillsammans, var låshylsan insätts för att förhindra kulans radiella rörelse. Kulans kontaktpunkter gentemot kulhållaren och nippelhuset är gällande för samtliga analyser.



Figur 4.1.11. Kontakten mellan kulan och relaterade komponenter.

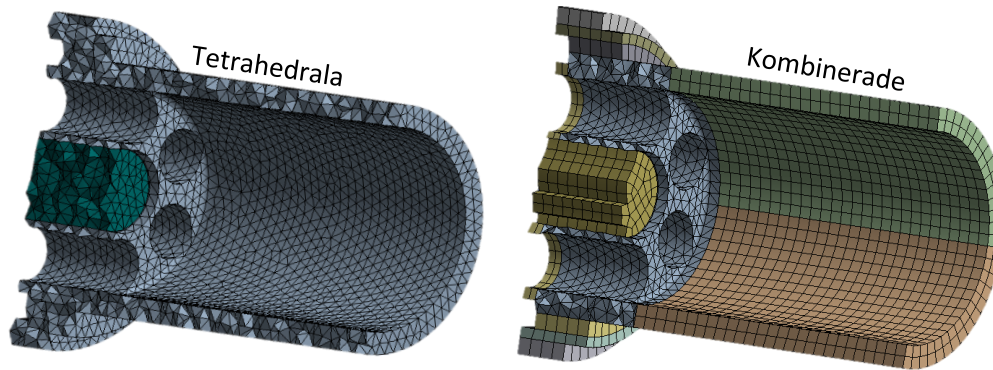
### 4.1.3. Elementuppdelning (Mesh)

För att effektivisera analysen prioriteras hexagoniska element, vilket i regel tillåter en högre noggrannhet med ett reducerat antal element, i kontrast till användningen av tetrahedriska element (Kurowski 2004). Det problematiska med hexagoniska element är att de kräver en lämplig geometri och är betydelsevärt mer känsliga för geometriska komplikationer, förhållandevis tetrahedriska. Hexagoniska elementen är primärt fördelaktiga för simplifierade geometrier. Figur 4.1.12 ger en överblick av skillnaden mellan de olika elementtyperna, elementens polynomgrad är ansatta till kvadratiska.



Figur 4.1.12. Tetrahedriska och hexagoniska kvadratiska element.

Ett verktyg för att framhäva samt optimera elementuppdelningen, är partitionering. Partitionering används för att skapa sektioner var specifika elementtyper kan appliceras. För styrningen framgår det att dess cylindriska sektion som ett fördelaktigt område för applicering av hexagoniska element. Genom nyttjandet av elementtypen ges en tydlig struktur för elementfördelning, vilket uppvisas i figur 4.1.13 samt av tabell 4.1.1 vars en jämförelse görs gentemot tetrahedriska element.



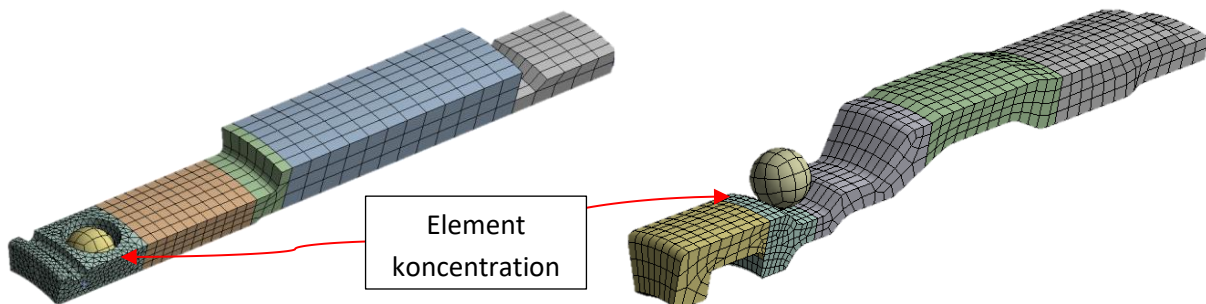
Figur 4.1.13. Elementuppdelning för tetrahedrala och kombinerade element.

Tabell 4.1.1. Tetrahedrala element gentemot kombinerade element.

Element typ	Kombinerade	Tetrahedrala
Antal Element	23 766	63 028
Antal Noder	57 064	99 822
Elementstorlek	1 mm	1 mm

Nippelhuset och kulhållarens elementuppdelning ges av figur 4.1.14. Uppdelningen baseras likt styrningen på gjorda förenklingar, samt geometriskt idealiserade områden. Genom att nyttja symmetri tillåts elementens storlek reduceras avsevärt, utan att beräkningskapaciteten påverkas i en större utsträckning. Elementen vid kulkontakten koncentreras även ytterligare för att öka interaktionens noggrannhet.

Utöver elementens polynomgrad, storlek och utformning avseende tetrahedrala eller hexagoniska, ansätts standardinställningar för analyserna.



Figur 4.1.14. Elementuppdelning för nippelhuset och kulhållaren.

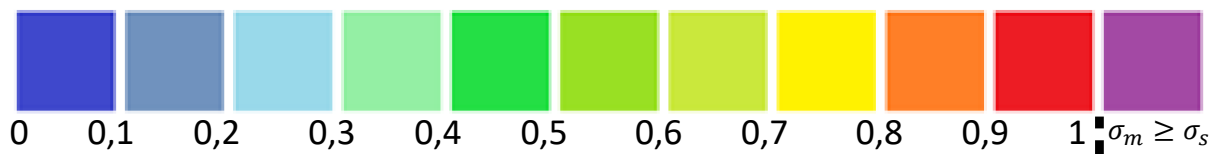
## 4.2. Resultat FEA

Resultatets noggrannhet granskas via konvergens, var elements storlek förfinas tills ett entydigt utfall kan fastställas. Samtliga konvergens analyser ges i appendix F. De resultat som ges nyttjar materialens standardiserade övre brottgräns, baserat på att orimliga resultat uppkommit vid ansättning av lägre gränser.



### 4.2.1. Kulhållaren och nippelhuset

Symmetriförenklingarna gjorda för nippelhuset medför spänningsfördelningarna givna i tabell 4.2.1. Fallen som studeras är gällande fyra olika belastningar, enhetsbelastningen samt belastningarna relaterade till arbetstrycket som appliceras i samband med sprängtestning. De olika trycken ger en överblick hur kulintrycket tillväxer med en ökande last. Spänningarnas magnitud ges av en normaliserad färgskala uppvisad i figur 4.2.1, där spänningen  $\sigma_m$  är den maximalt verkande under den givna belastningen. Om spänningarna överstiger sträckgränsen visas  $\sigma_m$  motsvara  $\sigma_s$ . Varje steg i skalan motsvaras av en 10 % spänningsförändring i förhållande till  $\sigma_m$ . Samtliga resultat som presenteras gällande spänningarna nyttjar skalan given av figur 4.2.1. Spänningarna som uppvisas förhåller sig även efter Von Misses effektivspänning. För resultat gällande strukturernas deformation anpassas skalan efter den maximala deformationen. Områden var mätning skett märks i form av procentuell förändring förhållandevis nominella mått.



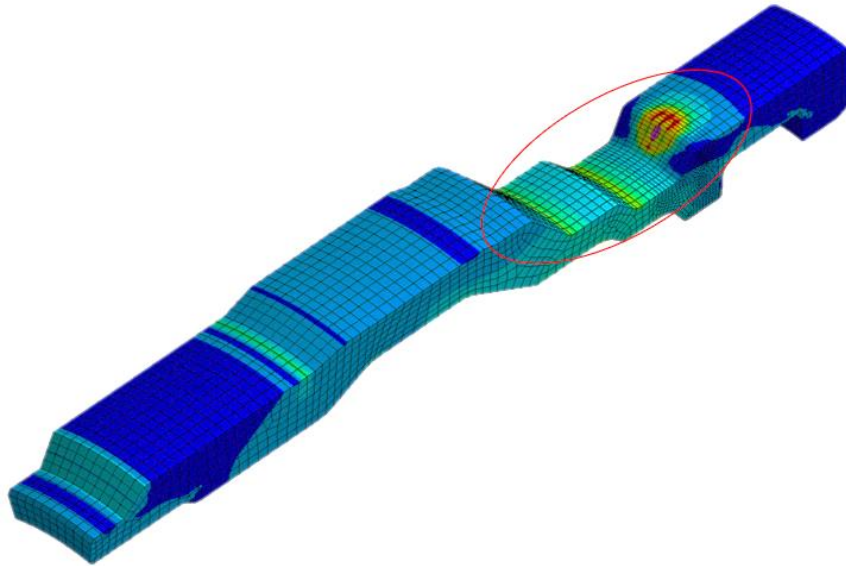
Figur 4.2.1. Normaliserad färgskala förhållandevis maxspänning  $\sigma_m$ .

Tabell 4.2.1. Nippelhusets kulintryck vid ökande last.

Nippelhuset, spänningar vid kulintrycket					
1	Enhetsbelastning, $p_i = 1 \text{ MPa}$		3	Arbetstrycket, $p_i = 25 \text{ MPa}$	
2	Halva arbetstrycket, $p_i = 12,5 \text{ MPa}$		4	Dubbla arbetstrycket, $p_i = 37,5 \text{ MPa}$	

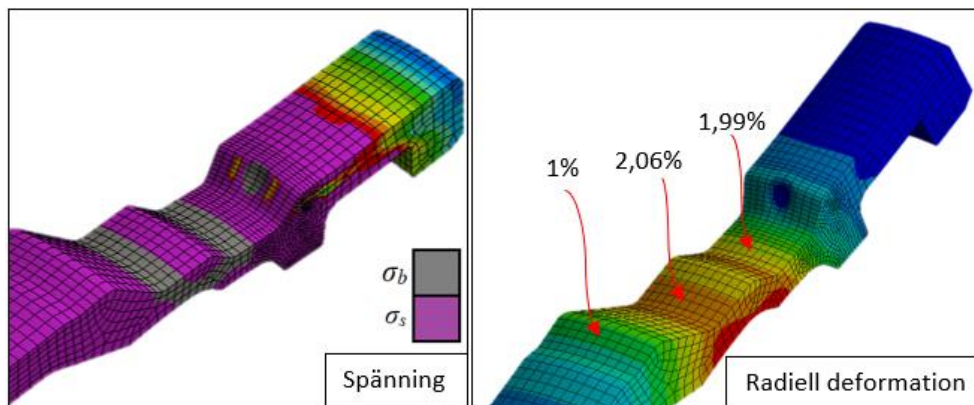
Vid en initial enhetsbelastning framgår det att spänningarna uppkomna vid kontakten är avsevärt stora i förhållande till resterande områden. När belastningen ökar reduceras spänningskoncentrationen i samband med att intrycksarean växer. Spänningarna verkande på nippelhuset framgår ändå som störst i sektionen var kulintrycket sker, vilket visas i figur 4.2.3.





Figur 4.2.3. Spänningar verkande på nippelhuset,  $p_i = 25$  MPa.

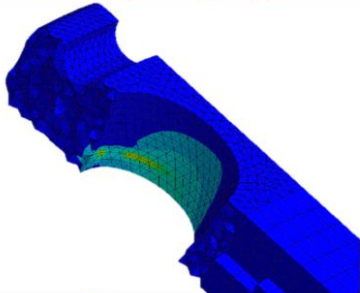
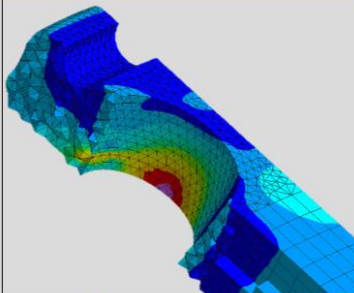
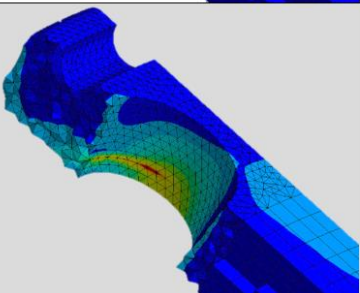
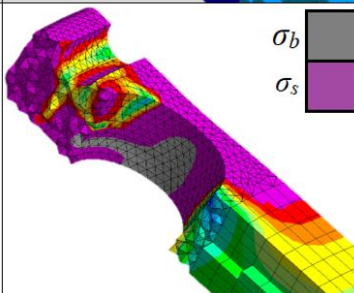
Deformationerna och spänningarna uppkomna i samband med att det statiska maxtrycket  $p_m$  appliceras, uppvisas i figur 4.2.4. Vid den ökande tryckbelastningen fortsätter kulntrycket växa, samtidigt som kroppens struktur förändras kraftigt av att spänningarna överstiger både sträckgränsen och den ansatta brottgränsen.



Figur 4.2.4. Spänningar och deformationer vid  $p_i = p_m$ .

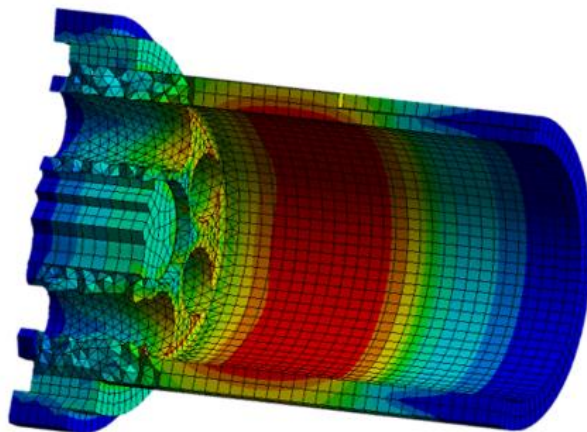
Kulhållarens utsatta områden uppkommer vid kulhålen. Spänningarna vid dessa områden ges av tabell 4.2.2, där en ökande belastning appliceras. I skillnad till de resterande fallen definieras färgskalan nyttjad för det statiska maxtrycket  $p_m$  av både sträckgränsen  $\sigma_s$  och brottgränsen  $\sigma_b$ , vilket även gjorts för nippelhuset i figur 4.2.4.

Tabell 4.2.2. Kulhållarens spänningsfördelning.

Spänningar uppkomna vid kulhållarens hålstruktur					
1	Halva arbetstrycket, $p_i = 12,5 \text{ MPa}$		3	Dubbla arbetstrycket, $p_i = 37,5 \text{ MPa}$	
2	Arbetstrycket, $p_i = 25 \text{ MPa}$		4	Statiska maxtrycket, $p_i = p_m$	

### 4.2.2. Styrningen

Styrningens spänningsfördelning förändras beroende på förhållandet ansatt gentemot ventilen. Under enhetsbelastning ges spänningsfördelningen som uppkommer i figur 4.2.4, med avseende att limfogen mellan kropparna är intakt.

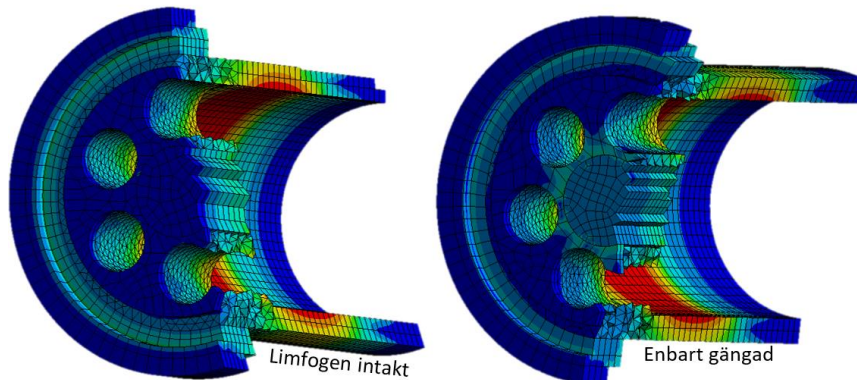


Figur 4.2.5. Styrningens spänningsfördelning under limmat förhållande.

De cylindriska sektionerna samt radieövergångarna mot de interna hålen, framgår utsätts i störst utsträckning av belastningen. Eftersom den framtagna spänningsfördelningen agerar elastiskt upp till sträckgränsen är de utsatta områdena konstanta när spänningarna understiger  $\sigma_s$ .

Den främsta skillnaden mellan limmat och gängat förhållande framgår vara spänningens tillväxt i hålväggarna mellan ventilen och genomflödningshålen. När kropparna är sammanfogade fördelas trycket jämt mellan delarna, varav väggarnas tjocklek blir irrelevant i samband med att kropparna agerar som en enhet. Däremot belastas väggarna annorlunda när ventilen och styrningen ses som två

separata delar, varav väggarna utsätts för en mer individuell belastning. Figur 4.2.5 ger en överblick av styrningarnas övre parti vid belastning av båda fallen.



Figur 4.2.5. Jämförelse mellan enhetsbelastning av limmat och gängat förhållande.

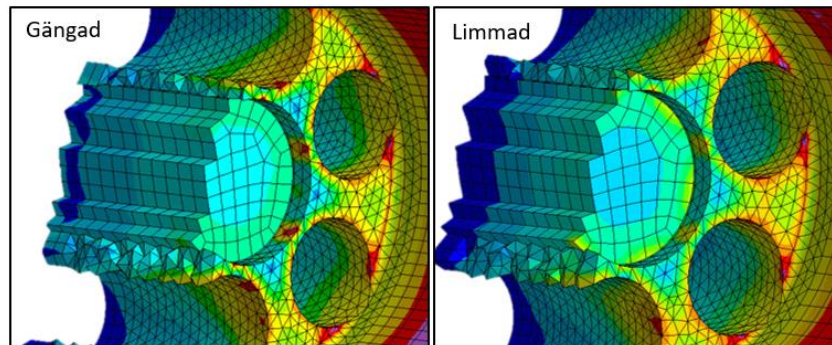
Vid högre belastning som medför plasticering riktar sig spänningsfördelning direkt mot styrningens cylindriska sektion. När belastning ökar ytterligare växer den plastiska zonen och sprider sig längs med styrningen. Tabell 4.2.3 ger en omfattande bild gällande spänningens plastiska tilltagande gentemot tryckökningen. Trycket anges i förhållande till initial plasticering, var spänningen ursprungligen överstiger  $\sigma_s$ .

Tabell 4.2.3. Styrningens spänningsfördelning efter initial plasticering.

Fall	Plasticering, styrningen (Limmad)	
1	Initial plasticering, $p_i = 0,47p_f$	
2	Initial genomplasticering, $p_i = 0,53p_f$	
3	Genomplasticering, $p_i = 0,63p_f$	

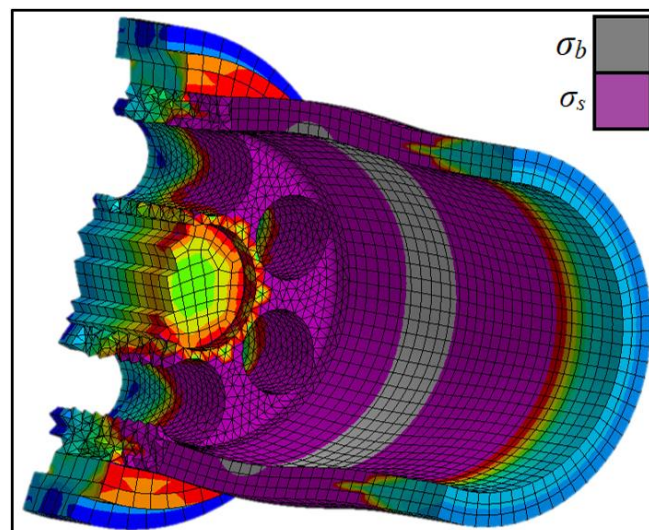


Styrningen framgår av tabell 4.2.3 att initialt plasticera vid applicering av ungefär halva maxbelastningen  $p_m$ . Vid jämförande med gängat förhållande framgår spänningarna överstiga  $\sigma_s$  vid ett liknande tryck, men att limmat påbörjar plasticeras något tidigare. I allmänhet visar gängat förhållande på lägre spänningar under plasticering, med koncentrationer vid kroppens interna hålväggar. När strukturen genomplasticerats, uppvisar de olika förhållanden ingen väsentlig skillnad gällande spänningarnas och deformationernas storlek vid de cylindriska sektionerna. Primärt är det enbart hålväggarna och ventilen som påverkas av de olika förhållandena. I figur 4.2.6, ges en närmare inblick över hålen vid initial plasticering för både fallen.



Figur 4.2.6. Inzoomad spänningsfördelning vid initial plasticering.

Efter genomplasticering påbörjar styrningen att bukta avsevärt, varav spänningen avtar att spridas och koncentreras mot buktningsområdet. Spänningarna uppkomna under appliceringen av de statiska testernas maxtryck  $p_m$ , ges av figur 4.2.7. Likt nippelhuset och kulhållaren anpassas spänningens skala efter brottgränsen  $\sigma_b$ .

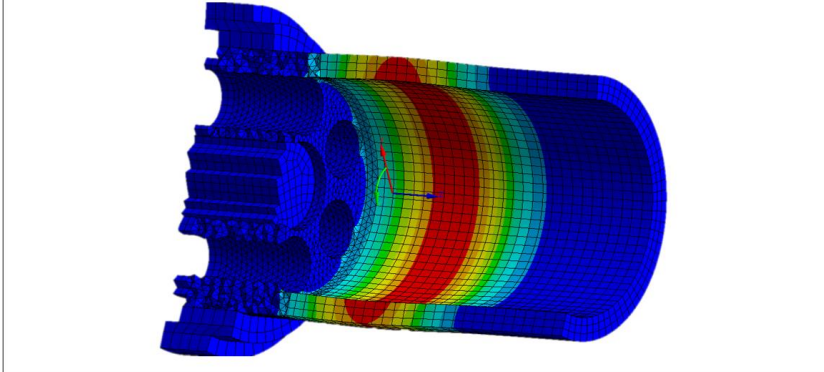


Figur 4.2.7. Styrningens spänningsfördelning vid  $p_i = p_m$

De plastiska radiella deformationer som uppkommer för styrningen ges av tabell 4.2.4, där trycken som applicerats är motsvarande till trycken ansatta under de statiska testerna. Analysernas kontaktförhållanden är även ansatta att efterfölja testernas utfall, vilka liksom de statistiska trycken är definierade i appendix E. Utifrån experimenten ansätts limfogens verka för tryck understigande  $0,81p_m$  (75 % av  $p_f$ ), varav efter gängat förhållande appliceras som gällande.

Tabell 4.2.4. Styrningens deformationer under ökande trycksättning.

Deformationer Styrningen (% avvikelse från nominella mått)					
Kontaktförhållande	Limmad	Limmad	Gängad	Gängad	Gängad
Tryck	0,75 $p_m$	0,81 $p_m$	0,88 $p_m$	0,94 $p_m$	$p_m$
Buktning	2,12%	2,91%	3,72%	4,50%	5,27%



## 5. Sammanställning av Resultat

De experimentella testerna visar på en jämn fördelning mellan de havererande komponenterna. Under samtliga sprängtester uppvisas det att haveriet uppstår vid samma tryck  $p_f$ , med en felmarginal på uppskattningsvis 5 %.

För nippelhuset framgår det av analyserna, att trycket som framtagits under experimenten medför deformationer och spänningar av orimliga proportioner. Orimliga proportioner avser att större märkbara geometriska förändringar inte uppvisats under testerna. Materialmodellerna applicerade för kropparna är dock inte anpassade efter de ytbehandlingar och härdningar som kropparna verkligen genomgått. Nippelhusets utsatta områden framgår dock överstämmande med testernas haveripunkter. De utsatta områdena är vid kulinteraktionen och dess närliggande radieövergångar.

Kulhållaren tyder primärt på att uppta belastning vid hållstrukturen. Överslagsräkning av kulhållarens maxbelastning via ekvation 2.2.3, ger att kraften  $F$  avviker med uppskattningsvis 1 % gentemot den approximerade kraften generad av nippelhusets trycksatta areor, för trycket  $p_m$ . Styrningen visar på att störst deformationer uppkommer vid dess cylindriska sektioner, överstämmande med mätning gjord för de statiska testerna. Analysernas deformationer framgår dock överstiga de uppmätta värdena givna i appendix E.

Väggarna mellan styrningens ventil- och genomflödningshål, upptar en mindre belastning vid limmat förhållande. För gängat förhållande uppvisas det av figur 4.2.6 att spänningsskoncentrationer uppkommer vid de interna hålväggarna. Vid större belastning avtar dock spänningarna, och belastningen övergår till att verka på ventilen.

När buktningen tilltar minskar skillnaden mellan kontaktförhållandena, med avseende på spänningar och deformationer. Plasticeringsfasen, från initial plasticering till initial genomplasticering, jämförs med de kritiska trycken beskrivna av ekvationerna B.8 och B.19. Plasticeringstrycket  $p_k$  motsvarar 45 % av  $p_m$ , och hårdnadstrycket  $p_H$  motsvarar vid full plastiskzon ( $c = b$ ) 54 % av  $p_m$ , vilket överensstämmer med analysernas utfall beskrivna av tabell 4.2.3.

Trycken som på bringar plasticering skiljer sig dock från de experimentella testerna. Från mätningen uppstår ytlig plasticering vid 69 % av  $p_f$ , medans analyserna uppvisar initial genomplasticering vid

53 %. Utvärdering av materialmodellen visar att analyserna efterföljer standardernas avsatta gränser, i samband med att bl.a. styrningens töjningar uppkommer brottkriteriet  $\varepsilon_b$  när spänningarna överstiger  $\sigma_b$ . Det verkliga materialet antyds därav som styvare än angivet via standarderna, då experimentens töjning understiger det standardiserade  $\varepsilon_b$  vid samtliga brott.

## 6. Diskussion

### 6.1. Experimentella tester

Det fastslogs tidigt i processen att kopplingarnas kontinuerliga beteende för hur haveri uppstår var en avgörande aspekt av arbetet, vilket ledde till att en stor del av planeringen riktades mot de experimentella testerna. SWOT-analyserna hjälpte att förstärka bilden över sprängtesternas vikt, samt fördelarna med att utföra dem först. Testerna bidrog även till att fastställa kopplingarnas maximala tryck, vilket var avsevärt högre än det standardiserade maxtrycket. SWOT är dock delvis en subjektiv metod, vilket innebär att tillvägagångssättet som fastställts inte nödvändigtvis behöver vara det mest optimala.

För styrningen och nippelhuset antyds brott ske vinkelrätt mot kropparnas största huvudspänning, vilket för cylindrar framvisats vara i tangentiell led. Baserat på de teorier presenterad gällande tryckkärl framgår utfallet som rimligt. Kulhållaren belastas främst axiellt, varav hålstukturen är den svagaste punkten. Likt nitförband uppkommer ett sammanlänkande brott mellan kulhålen.

Maxkraften fastställd genom antagandet att spänningarna är jämnt fördelad över hålstukturen kan därav ses som rimlig, då både form och storlek efterföljer experimentens utfall.

#### 6.1.1. Mätning

Mätningen sker endast för de statiska trycktesterna, var primärt enbart mätvärden relaterade till nippelhuset och styrningen redovisas. Eftersom komponenterna framvisats skadade i sådan grad att de förlorat sin ursprungliga geometriska struktur under sprängtestning, ansågs mätning inte givande. Kulhållarens deformationer fastställdes tidigt i arbetet som försumbar, då mätningen visat att inga märkbara deformationer uppkommit. Komponentens mått studerades inte närmare under de statiska testerna.

Från början var det tänkt att nyttja trådtöjningsmätning, men p.g.a. tidsbrist, kostnader och ett begränsat antal kopplingspar ansågs det varken lönsamt eller möjligt att applicera metoden. Mätmetoden ansågs dock besitta potentialen att generera en direkt överblick för när plasticering påbörjas, istället för att testa kopplingarna under succesivt ökande belastning.

I samband med att kopplingarna var färdigmonterade, framkom fastställningen av kopplingarnas grundmått som problematisk. Saknaden av grundmått medförde att jämförelse av de uppmätta värdena enbart kunde göras gentemot ritningarnas nominella mått. Idealt skulle kopplingarna demonteras innan trycksättning, för att få en förståelse över hur de förhåller sig gentemot kopplingarnas nominella mått och givna toleranser.

Vid användning av profilprojektering var ommätningar tvungna att genomföras för att motarbeta effekten av vinkelfel. Mätningen genomfördes främst för att få en uppfattning över deformationers storlek och dess relation till en varierande belastning.

### 6.1.2. Sprängtester

Sprängtesterna antydde att kulhållaren och styrningen var de komponenter som utsattes i störst utsträckning av trycksättningen. Mindre deformationer uppvisades även på både damm- och skjutluckan, i vilket för skjutluckans fall det uppgavs att tätningen vanligtvis börjat krypa. Skjutluckans deformation är begränsad av styrningen och anses inte vara en bidragande faktor till hur kopplingarna havererar. I dammluckans fall uppkommer enbart deformationer i samband med att styrningen uppvisar avsevärda deformation och därmed bildar kontakt.

### 6.1.3. Statisk testning

För testet LL ansattes ett tryck på 92 % av  $p_f$ , i vilket haveri uppstod för nippelhuset redan vid cirka 72 % av  $p_f$ . För att komplettera det misslyckade experimentet genomfördes ytterligare ett statistiskt trycktest för samma tryck, där nippelhuset uppvisade haveri av samma form som testet LL. Det noterades dock att båda kopplingsparen härstammar från samma tillverkningsorder, varav sannolikheten är att kopplingen består av monterings- eller tillverkningsdefekter. Resterande kopplingar från samma serie mättes ytligt för att försäkra om kopplingarnas toleranskrav var uppfyllda, vilket de framkom vara. Möjligheten finns dock att interna defekter uppkommit, vilket inte kunde upptäckas genom utvändiga inspektioner.

## 6.2. FEA

### 6.2.1. Geometriförenklingar och elementuppdelning

Gjorda geometriförenklingar av samtliga delar antyds inte påverka resultatet i en större utsträckning. Styrningens yttre radieövergångar kan ses som irrelevanta, vilket bekräftas av analyserna genom att spänningarna koncentreras på komponenters interna områden och cylindriska sektion.

För de analyser där kulhållaren och nippelhuset betraktas tillsammans framgår skillnaden gentemot de individuella analyserna som försumbara. Via symmetri undviks problematiska kontaktförband mellan kulorna och dess relaterade komponenter, vilka kan medföra otydliga resultat. Genom att fokusera analyserna mot enbart en kulinteraktion tillåts förhållandet optimeras. Förenklingarna gjorda via symmetri, med relaterade randvillkor, ansattes och genomfördes i samråd med handledare och industrihandledare.

Vid vidare överläggning med handledare och examinator har det framgått att valet av en högre polynomgrad för kontaktelementen inte är en passande kombination. En analys genomfördes för kulhållaren för att undersöka samt bekräfta påståendet, var elementen ansattes som linjära i kontrast till tidigare utförda tester. Från analyserna uppkom det dock, av ANSYS, att linjära tetrahedrala element kan bidra till en överdimensionerad styvhet. Vid jämförelse mellan de olika fallen, linjärt mot kvadratisk, ansågs skillnaden minimal med något lägre spänningar för den linjära analysen.

### 6.2.2. Randvillkor, laster och kontaktförband

För att ytterligare förenkla modellen och därmed reducera analysernas påfrestning, kan eventuellt en punktlast eller inspänning appliceras vid kontaktpunkterna. Från resultat påvisas det att kulhållaren belastas i störst utsträckning vid hålstrukturen, vilket bekräftas av sprängtesterna. Att förenkla

kontaktförbandet genom att applicera en dragande punktkraft vid hålets undersida, skulle eventuellt kunna underlätta analyserna avsevärt och bör undersökas närmare i syfte att fastställa dess inverkan.

Applicering av punktlaster på nippelhuset kan dock skapa en falsk bild, då två av de statistiska testernas haveri visades vara sammankopplade med kulintrycket. Kulintrycket kan ses som en avvikelse i kroppen var spänningskoncentrationer sammanfaller, ett beteende som en punktlast troligt inte skulle kunna fånga. Intrycket generar även en hårdnad, vilket leder till att den applicerade lasten förändras och utjämnas över intrycksarean i samband med att kulan penetrerar nippelhuset ytskikt.

Randvillkoren och lasterna ansatta för kopplingarnas komponenter är applicerade under antagandet att tätningars position är konstanta, i kontrast till de experimentella testerna. Ett flertal tester har visat på att både tätningar och relaterade komponenter besitter möjligheten att röra på sig, med detta medföljs förflyttande randvillkor som ändras i takt med ökande belastning. Förskjutningen av bl.a. styrningens trycksatta områden skulle medföra en mer utredd last, varav deformationerna sprids över ett större område.

### 6.2.3. Materialmodell

Analyserna visar på en överstämmande spänningsfördelning för styrningen och kulhållaren, vid jämförelse med de experimentella testerna. Styrningen och kulhållaren uppkommer initialt den avsatta brottspänningen  $\sigma_b$  vid applicering av det statistiska maxtrycket  $p_m$ . Deformationerna avviker dock från uppmätta värden, och vid applicering av standardens konventionella lägre brottgräns ökar avvikelsen ytterligare. Standardens övre brottgräns ansätts därav som gällande för samtliga analyser, med avsikten att fastställa ett någorlunda rimligt resultat. Brottgränsen är beroende av kropparnas geometriska utformning, vilket medför stora osäkerheter gällande dess exakta värde.

Nippelhuset generar i skillnad till resterande komponenter en bild var haveri uppstår för ett avsevärt litet tryckt, i förhållande till det maximala trycket  $p_m$ . Testerna i allmänhet visar på försumbart små deformation, även för tryck överstigande kopplingarnas standardiserade maxtryck. Det verkliga materialet antyds dock inte överstämja med den data given via standarderna, avseende att brott uppkommer innan det avsatta brottkriteriet för samtliga haverier.

För nippelhuset är det känt att kroppen genomgått en avsevärd härdningsprocess, med syfte att öka dess brottgräns. Kulhållaren och styrningen är enbart behandlat med svagare ytbehandlingar vars mekaniska egenskaper inte ska bidra med en påverkande faktor. Avseende detta, bör analyserna angående nippelhuset inte användas till något annat än studerandet av utsatta områden. Utförda tester på rostfria kopplingar av liknande kopplingstyper, har visat att kulorna kan skära rakt igenom nippelhuset när komponenten inte är härdad, vilket hänvisar till härdningens betydelse.

Baserat på att materialmodellen är ansatt som bi-linjär, sker plasticering direkt under analyserna. Deformationernas tillväxt gentemot spänningen ökar därav drastiskt vid övergången mellan den elastiska och plastiska fasen. Slutligen konvergerar modellen mot ett verkligt plastiskt beteende, uppvisat av figur 2.2.5, men stadiet mellan sträck- och brottgräns kan skilja sig avsevärt. Punkten för var styrningen påbörjar sin initiala plasticering kan ha påverkats av detta, då testet HH antyder att styrningen plasticeras för ett högre tryck experimentellt, i jämförelse med analyserna.



#### **6.2.4. Analysernas noggrannhet**

Konvergens analyserna agerar som komponenternas primära verifikationsmedel för att utvärdera själva FE-processen. Baserat på utfallet ges en uppfattning över elementuppdelningen och hur passande de valda elementen är. Analysernas exakta noggrannhet förhållande verkligheten utvärderas dock gentemot experimenten och den applicerade materialmodellen.

### **6.3. Hållbar utveckling**

Arbetet är en eftersträvan för hållbarutveckling. Vid bekräftande av metoden kan FEA appliceras som ett primärt undersökningsverktyg, vilket bidrar till en förbättring när det kommer till sociala, ekonomiska och ekologiska aspekter. Från resultatet framgår det dock att ytterligare experimentella tester krävs för att bekräfta metoden, samt för att på ett mer hållbart och pålitligt sätt applicera den under givna förhållanden.

## **7. Framtida arbete**

För att kunna bekräfta metoden framtagna av arbetet krävs vidare undersökning och tillämpning på liknade kopplingstyper, i syfte att förebygga samt fastställa avvikande resultat. Vidare undersökning gällande styrningens kontaktförhållande gentemot ventilen bör även genomföras, speciellt över hur axiell rörelse kan förekomma under trycksättning. Antagande gjorda gällande tätningars position förhållande förflyttningar uppkomna under testning, bör också studeras vidare med avsikten att fastställa en verklighetstrogen analys.

I syfte att nyttja analyserna för att avgöra det maximala trycket som kopplingar kan uppta, krävs en mer detaljerad materialmodell som inkluderar effekter av komponenternas härdningar och ytbehandlingar. Den framlagda metodiken kan, avseende att en korrekt materialmodell applicerats, nyttjas för att utvärdera samt fastställa spänningarna uppkomna i komponenterna under trycksättning.

Med insikten att sprickor uppkommer i både kulhållarens hålinfästningar och styrningens cylindriska sektion, kan det vara lämpligt att fördjupa sig inom dess ursprung. För att sedan applicera betendet i analyserna, vilket kan tillåta en mer exakt bild över hur komponenterna faller i samband med att det maximala trycket appliceras. Styrningens sprickbildning uppkommer av bristning, vars ursprung relaterar till interna defekter i kopplingarna som inte kan förutsägas i förväg. Utan kunskap över defekterna kan sprickbildningen inte efterliknas via analyserna, varav fokus bör ligga på att utreda haveri uppkommen av att materialets bärkapacitet överstigs.

Styrningens spänningar antyds vara som störst vid kroppens cylindriska sektion, var även sprickbildning uppkommer. Genom att anpassa komponenten efter det faktumet, kan kopplingarna optimeras för att haverera efter önskat förhållande. Då samtliga experiment antyder på att det är jämt mellan vilken komponent som havererar först, kan en utvald justering medföra föredraget utfall. Med djupare analyser och vidare experimentella tester ges en förmåga att avgöra förändringarnas vikt, varav en säkrare och pålitligare produkt kan utvecklas.

Vid vidare experimentell undersökning kan trådtöjningsmätning nyttjas för att erhålla en bättre överblick för hur töjningarna tilltar i förhållande till trycket. Metoden kan även bidra till att fastställa den exakta punkten för när ytlig plasticering uppkommer.

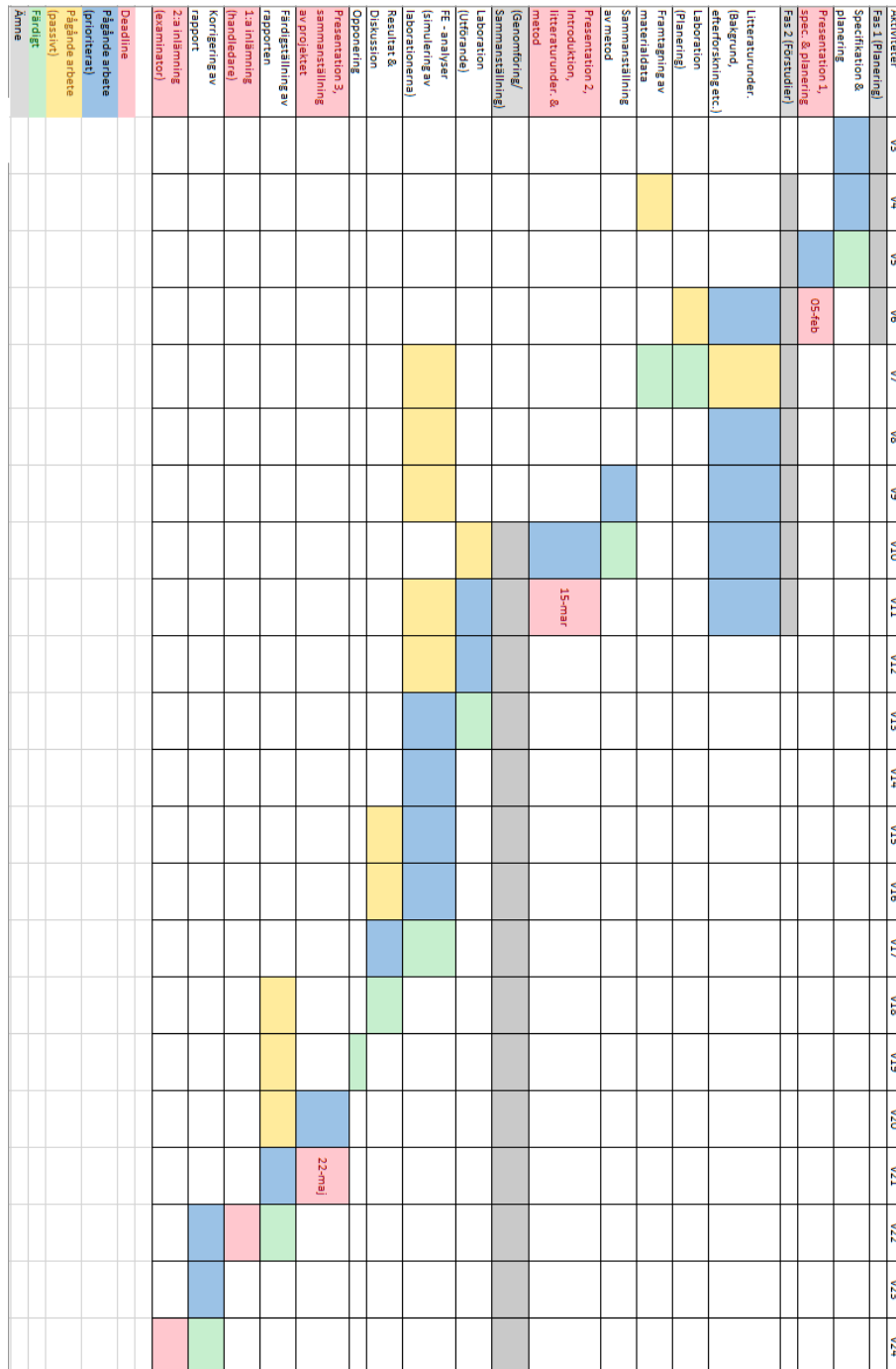
## Referenser

- Alfredsson, B. (red.) (2014). *Handbok och formelsamling i Hållfasthetslära*. Stockholm: Institutionen för hållfasthetslära.
- Bansal, R. K. (2004). *Engineering Mechanics and Strength of Materials (In S.I. Units)*. New Delhi: Laxmi Publications Ltd.
- Bell, G. G. & Rochford, L. (2016). Rediscovering SWOT's integrative nature: A new understanding of an old framework. *The International Journal of Management Education*, 14(3), ss. 310-326.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijme.2016.06.003>
- Chakrabarty, J. (2006). *Theory Of Plasticity*. 3. uppl., Amsterdam: Butterworth-Heinemann.
- Christopher, T., Rama Sarma, B. S. V., Govindan Potti, P. K., Nageswara Rao, B. & Sankarnarayansamy, K. (2002). A comparative study on failure pressure estimation of unflawed cylindrical vessels. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 79(1), ss. 53-66. [https://doi.org/10.1016/S0308-0161\(01\)00126-0](https://doi.org/10.1016/S0308-0161(01)00126-0)
- Collins, J. A., Busby, H. & Staab, G. (2010). *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*. Ohio: John Wiley & Sons.
- Dabade, U. A. & Bhedasgaonkar, R. C. (2013). Casting Defect Analysis using Design of Experiments (DoE) and Computer Aided Casting Simulation Technique. *Procedia CIRP*, 7, ss. 616-621.  
<https://doi.org/10.1016/j.procir.2013.06.042>
- Dezö, A. (2017). *Material Charcerization of Weld Toe Region Using Digital Image Correlation*. Masteruppsats, Department of Civil and Environmental Engineering. Gothenburg: Chalmers University of Technology. <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/253501/253501.pdf>
- Dyson, R. G. (2004). Strategic development and SWOT analysis at the University of Warwick. *European Journal of Operational Research*, 152(3), ss. 631-640. [https://doi.org/10.1016/S0377-2217\(03\)00062-6](https://doi.org/10.1016/S0377-2217(03)00062-6)
- Fish, J. & Belytschko, T. (2008). *A First Course in Finite Elements*. Chichester: John Wiley & sons.
- Imaninejad, M. & Subhash, G. (2005). Proportional loading of thick-walled cylinders. *International Journal of Pressure vessels and Piping*, 82(2), ss. 129-135.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2004.07.013>
- International Organization for Standardization (ISO) (1999). *ISO 16028:1999 Hydraulic fluid power – flush – face type, quick-action couplings for use at pressures of 20 MPa (200 Bar) to 31,5 MPa (315 Bar) – Specifications*. ISO.
- Jahed, H., Lambert, S. B. & Dubey, R. N. (1998). Total deformation theory for non-proportional loading. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 75(8), ss. 633-642.  
[https://doi.org/10.1016/S0308-0161\(98\)00068-4](https://doi.org/10.1016/S0308-0161(98)00068-4)
- Jiju, A. (2003). *Design of Experiments for Engineers and Scientists*. Oxford: Elsevier
- Kamal, S. M., Dixit, U. S., Roy, A., Liu, Q. & Silberschmidt, V. V. (2017). Comparison of plane-stress, generalized-plane-strain and 3D FEM elastic-plastic analyses of thick-walled cylinders subjected to radial thermal gradient. *International Journal of Mechanical Sciences*, 131-132, ss. 744-752.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.07.034>

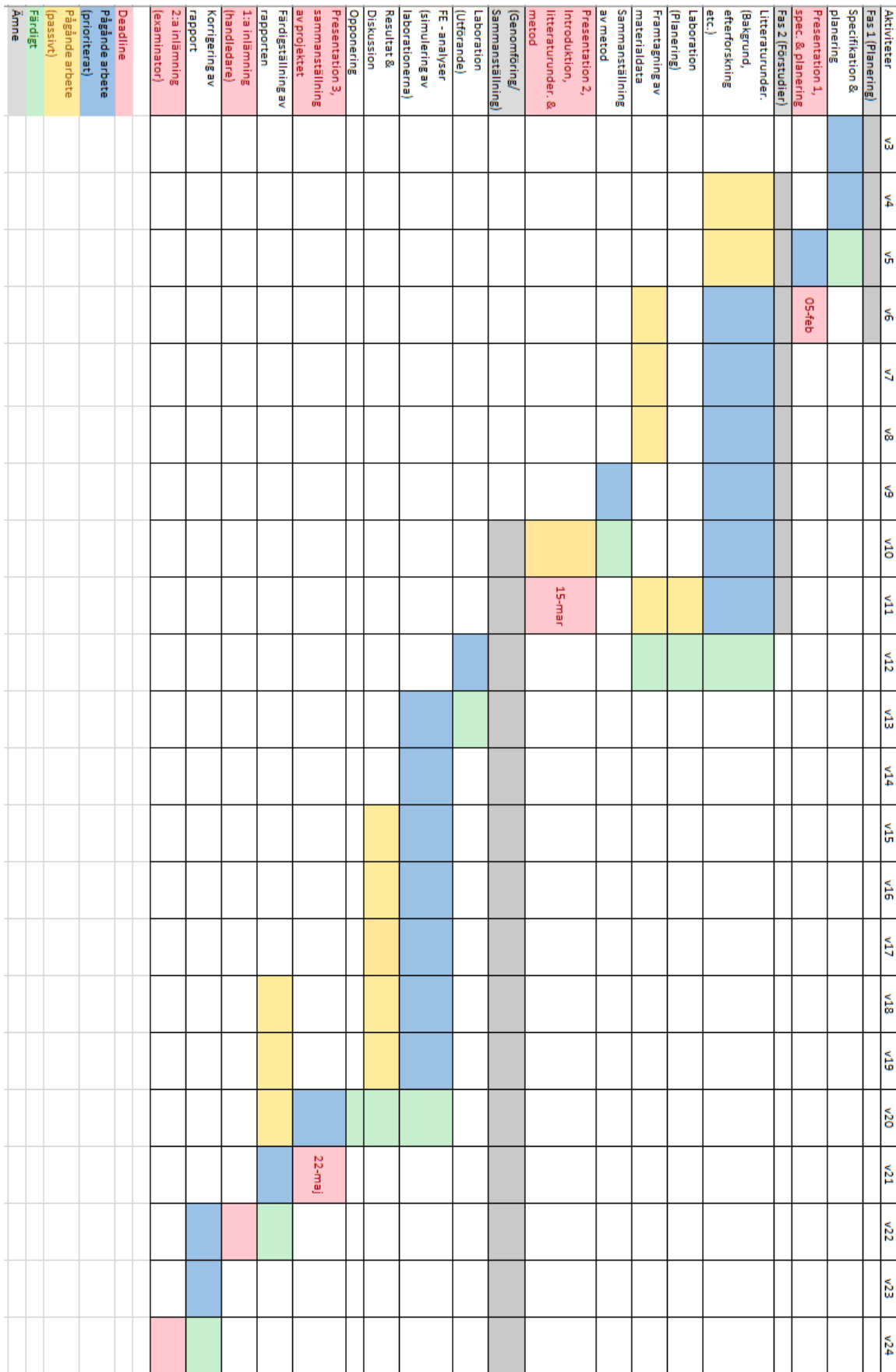
- Kurowski, P. M. (2004). *Finite Element Analysis for Design Engineers*. Warrendale: SAE International.
- Liu, P., Zheng, J., Ma, L., Miao, C. & Wu, L. (2008). Calculations of plastic collapse of pressure vessel using FEA. *Journal of Zhenjiang University*, 9(7), ss. 900-906. <https://doi.org/10.1631/jzus.A0820023>
- Lundh, H. (2013). *Grundläggande hållfasthetslära*. Stockholm: Kungliga Tekniska Högskolan.
- Lunds Tekniska Högskola (LTH) (u.å.). *Laboration 1. Töjning och Flödesmätning* [Lärobjekt]. [http://bme.lth.se/fileadmin/biomedicalengineering/Courses/Sensorteknik/Tojnings\\_och\\_Flodesmatning\\_2014.pdf](http://bme.lth.se/fileadmin/biomedicalengineering/Courses/Sensorteknik/Tojnings_och_Flodesmatning_2014.pdf) [2018-02-13]
- Morgan, W. C. & Bizon, P. T. (1966). *Comparison of experimental and theoretical stresses at a mismatch in a circumferential joint in a cylindrical pressure vessel*. Cleveland: Lewis Research Center. <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19660026833.pdf>
- Moustabchir, H., Arbaoui, J., Azari, Z., Hariri, S. & Pruncu, C. I. (2017). Experimental/Numerical investigation of internally pressurized cylindrical shells with external longitudinal and circumferential semi-elliptical defects. *Alexandria Engineering Journal*. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2017.05.022>
- Park, G. (2007). *Analytic Method for Design Practice*. London: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-84628-473-1>
- Parker (2018). *Hydraulic flat face quick coupling with ISO 16028 Profile, series FEM/IF*. <http://ph.parker.com/se/sv/series-fem-if-quick-coupling/fem-501-8fb> [2018-02-20]
- Rajan, K. M., Deshpande, P. U. & Narasimhan, K. (2002). Experimental studies on bursting pressure of thin-walled flow formed pressure vessels. *Journal of Materials Processing Technology*, 124-125, ss. 224-234. [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(02\)00298-4](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(02)00298-4)
- Standarder i Sverige (SIS) (2000). *SS-ISO 7241-2:2000 Hydrauliska anläggningar – Snabbkopplingar – Del 2: Provningsmetoder*. Stockholm: SIS.
- Standarder i Sverige (SIS) (2017). *Hydraulik – Testmetoder för kopplingar, sammankopplade för hand eller med verktyg (ISO 18869:2017, IDT) (SS – ISO 18869:2017)*. Stockholm: SIS. <https://www.sis.se/produkter/fluidsystem-och-delar/hydrauliska-system/allmant/ss-iso-188692017/>
- Sloan, S. & Randolph, M. (1982). Numerical prediction of collapse loads using finite element methods. *International journal for numerical and analytical methods in geomechanics*, 6(1), ss. 47-76. <https://doi.org/10.1002/nag.1610060105>
- Vasios, N. (2015). *Nonlinear analysis of structures*. Cambridge: Harvard University. <https://scholar.harvard.edu/files/vasios/files/Arclength.pdf>
- Vazsonyia, E., De Clercq, K., Einhaus, R., Van Kerschaverb, E., Saidb, K., Poortmansb, J., Szlufcikb, J. & Nijsb, J. (1999). Improved anisotropic etching process for industrial texturing of silicon solar cells. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 57(2), ss. 179-188. [https://doi.org/10.1016/S0927-0248\(98\)00180-9](https://doi.org/10.1016/S0927-0248(98)00180-9)
- Zare, H. R. & Darijani, H. (2017). Strengthening and design of the linear hardening thick-walled cylinders using the new method of rotational autofrettage. *International Journal of Mechanical Sciences*, 124-125, ss. 1-8. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.02.015>

## Appendix A. Tidsplan

Figur A.1 uppvisar den tänkta tidsplanen för arbetet, var tiden avsatt för projekts olika grenar samt viktiga datum visas. Under arbetets gång skedde ständiga förändringar, vilket ledde till att mängden tid som var avsatt för de olika delarna av arbetet behövde utökas. Ett stort problem med arbetet var att påbörjandet av FE-analyserna skedde senare än tänkt, vilket medförde komplikationer för slutpresentationen och färdigställandet av arbetet. För att förhindra detta borde simuleringarna påbörjats redan under litteraturstudien. Figur A.2 visar arbetets slutliga tidsplan.



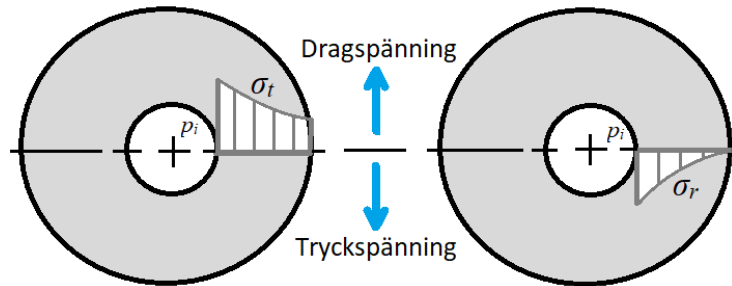
Figur A.1. Ursprungligt Gantt-schema över arbetets uppdelning.



Figur A.2. Slutgiltigt Gantt-schema över arbetets uppdelning.

## Appendix B. Fördjupning, spänningar i cylindriska kroppar

Det mer exakta uttrycket för hur cylindriska kroppar upptar spänningar vid intern tryckbelastning är helt förknippad till dess relation med kroppens godstjocklek (Collins, Busby & Staab 2010). De tangentiellt och normalt riktade spänningarna varierar som tidigare påpekats, icke linjärt med cylinderns tjocklek, vilket illustreras av figur B.1. Teorier angående cylindriska spänningar presenteras grundläggande under elastiska förhållande av Collins, Busby & Staab (2010) och mer djupgående av Chakrabarty (2006) med fokus på plastiskt beteende.



Figur B.1. Elastisk spänningsfördelning i tangentiell och radiell led, vid intern tryckbelastning.

Spänningarna verkande i kroppen kan sammanställas från att observera ett infinitivt litet fragment av cylindern, med radiella storleken  $dr$  och spänningsökning  $d\sigma_r$ . Om kroppens inner- och ytterradii definieras av  $a$  och  $b$ , ges spänningarnas variation över godstjockleken av radien  $r$  som kan anta alla reella värden inom intervallet

$$\{r \in \mathbf{R} \mid a \leq r \leq b\}.$$

Av jämvikt för fragment fås ett förhållande mellan de tangentiella och radiella spänningarna enligt

$$\frac{\sigma_t - \sigma_r}{r} = \frac{d\sigma_r}{dr}. \quad (\text{B.1})$$

Med insikten att de axiella spänningarna är oberoende av radiella förändringar, tillsammans med ekvation B.1 och Hookes generaliserade lagar, kan ett kompatibilitetsförhållande mellan  $\sigma_r$  och  $\sigma_t$  fastställas (Chakrabarty 2006). Förhållandet antyder att summan av de radiella och tangentiella spänningarna har konstanta värden för alla punkter under den elastiska expansionen, det med avseende på att  $\sigma_a$  även är konstant under hela händelseförloppet. Sambandet kan uttryckas av

$$\sigma_r + \sigma_t = 2C_1 \quad (\text{B.2})$$

där  $C_1$  är en konstant. Genom att kombinera och sedan integrera ekvation B.1 och B.2 fastställs kroppens tangentiella och radiella spänningar i förhållande till radien  $r$ . Verkande randvillkor är  $\sigma_r = -p_i$  när  $r = a$  och  $\sigma_r = 0$  när  $r = b$ . Spänningarna i de olika riktningarna definieras därefter av

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) \quad (\text{B.3})$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right). \quad (\text{B.4})$$

Spänningar verkande i kroppens axiella riktning tillkommer primärt i förhållande till  $p_i$ . Vid inneslutning som på bringar axiala belastningar blir spänningarna i den relaterade riktningen

$$\sigma_a = p_i \frac{a^2}{b^2 - a^2} \quad (\text{B.5})$$

av jämvikt och framgår vara oberoende av  $r$ . Detta som för tunnväggiga, gäller när cylindern är sluten och axiella spänningarna är enbart resultatet av det interna trycket. Vid fall där de axiella spänningarna har potentialen att tillta oberoende i förhållande till det interna trycket, kan den givna formen inte appliceras och andra förhållanden bör betraktas. Något som Imaninejad & Subhash (2004) studerar under antagandet att proportionell belastning gäller.

Utifrån de samband framtagna genom spänningsekvationerna B.3 - B5, har även cylinderns tre huvudspänningar fastställts. Det vill säga, samtliga spänningar verkande i cylinderns kropp har sammanställts och beskrivits i distinkta huvudriktningar. Huvudriktningarna definieras som de riktningarna vars samtliga verkande spänningar agerar i form av normalspänningar. Detta syftar på att kroppen inte upptar några skjuvspänningar, vilket är det generella fallet för trycksatta cylindriska kroppar (Alfredsson 2014). Genom von Misses flytvillkor sammanställs effektivspänningen enligt Alfredsson (2014) som

$$\sigma_e^M = \sqrt{[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_3(\sigma_1 + \sigma_2) - \sigma_1\sigma_2]}. \quad (\text{B.6})$$

Huvudspänningarna  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  och  $\sigma_3$  rankas efter storlek, varav  $\sigma_t$  motsvarar  $\sigma_1$  då den ständigt ökar med växande radie  $r$ . De radiella spänningarna minskar med växande  $r$  och är därav den minsta spänningen verkande på kroppen. Med  $\sigma_1$  och  $\sigma_3$  definierade ansätts  $\sigma_a$  som den mellanliggande spänningen  $\sigma_2$ . Vid närmare observationer av ekvation B.5 förhållandevis ekvationerna B.3 och B.4, ses det även att  $\sigma_a$  är medelvärdet av  $\sigma_t$  och  $\sigma_r$ .

Effektivspänningen angiven av ekvation B.6 bygger på ett fleraxligt flytvillkor, utarbetat för att definiera hur den totala verkande spänningen förhåller sig gentemot huvudspänningarna. Utöver von Misses är även Trescas effektivspänning vanligt förekommande och medför stora fördelar vid undersökning av cylindrars plastiska beteende. Chakrabarty (2006) påvisar detta och ger förhållandet enligt

$$\sigma_e^T = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (\text{B.7})$$

där  $\sigma_e^T$  är Trescas effektivspänning. Genom att fastställa spänningarnas totala påverkan möjliggörs förutsättning att bestämma den kritiska lasten som medför initial plasticering. Det kritiska plastiska trycket  $p_k$ , definieras enligt Chakrabarty (2006) av

$$p_k = \frac{\sigma_s}{2} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right). \quad (\text{B.8})$$

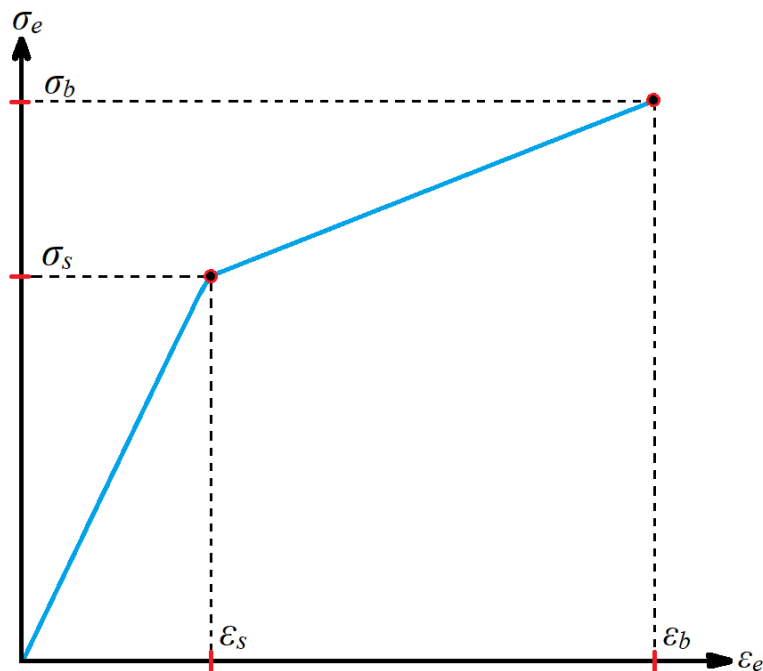
### Plastiska spänningar

I samband med att materialets sträckgräns  $\sigma_s$  överstigs, ändras förhållandena beskrivna ovan och frångår att vara elastiska. Strukturens materiella beteende kan som visat i avsnitt 2.2.4 delas upp i två delar, elastiskt och plastiskt. Förhållandet mellan delarna med avseende på effektivspänningen  $\sigma_e$  beskrivs enligt Kamal et.al (2017) av Ludwicks hårdnadslag

$$\sigma_e = \begin{cases} E\varepsilon_e, & \text{om } \sigma_e \leq \sigma_s \\ \sigma_s + K(\varepsilon_e^p)^\eta, & \text{om } \sigma_e \geq \sigma_s \end{cases} \quad (\text{B.9})$$

Töjningarna i det givna villkoret utgörs av effektivtöjningen  $\varepsilon_e$  och den plastiska effektivtöjningen  $\varepsilon_e^p$ . Materialets icke linjära beteende är definierad av två termer, hårdnadsexponenten  $\eta$  och hårdnadskoefficienten  $K$ . Hårdnadens beteende i förhållande till cylindriska spänningar studeras även av Imaninejad & Subhash (2004), med fokus på den icke-linjära tillväxtens förhållande till  $\eta$ .

Om antagandet görs att materialets töjnings och spänningsförhållande är bi-linjärt, kan avsevärda förenklingar genomföras. Förenkningarna medför att en explicit lösning kan fastställas för spänningarna under den plastiska expansionen (Chakrabarty 2006). En bi-linjär hårdnad innebär att  $K$  är konstant och att  $\eta = 1$ , varav hårdnadskoefficienten beskriver lutningen för töjning- och spänningsförhållandet efter plasticering. Figur B.2 illustrerar ett bi-linjärt hårdnadsbeteende.



Figur B.2. Bi-linjär hårdnad, definierad av sträck- och brottgränsen.

För fallet var Trescas flytvillkor antas tillsammans med ett bi-linjärt hårdnadsbeteende kan ekvation B.9 utvecklas och omdefinieras i form av

$$\sigma_t - \sigma_r = \sigma_e^T = \sigma_s + K\varepsilon_p, \sigma_e^T \geq \sigma_s \quad (\text{B.10})$$

med avseende på att de tangentiella spänningarna motsvarar största huvudspänning och de radiella minsta. I samband med appliceringen av Trescas plasticerings kriterium medförs flytregler angående töjningarnas plastiska ökning, vilka uttrycks enligt Chakrabarty (2006) i form av

$$\begin{aligned} d\varepsilon_t^p &= -d\varepsilon_r^p \\ d\varepsilon_a^p &= 0 \end{aligned} \quad (\text{B.11})$$

Utifrån Trescas medförda flytregler antyds det att den axiella töjningen enbart är elastiskt, medans ökningen av den plastiska töjningen i tangentiell led  $d\varepsilon_t^p$ , motsvara en negativ ökning av töjningen i radiell led  $d\varepsilon_r^p$ . Om spänningen givet av ekvation B.9 enbart beror på det totala plastiska arbetet för varje enhetsvolym, kan spänningens ökning för varje enhetsvolym beskrivas av



$$\sigma d\varepsilon_t^p = -\sigma d\varepsilon_r^p, \sigma_e^T \geq \sigma_s \quad (\text{B.12})$$

vilket antyder att den plastiska spänningen kan uttryckas som en funktion av töjningen i enaxlig riktning (Chakrabarty 2006). Plastiska töjningen ges genom att subtrahera den elastiska från totala, liknade ekvation 2.2.5. Avseende att  $\varepsilon_t$  är känd ger Chakrabarty (2006) den plastiska töjningen som

$$\varepsilon_t^p = (1 - \nu^2) \left( \frac{\sigma_s c^2}{E r^2} - \frac{\sigma_e^T}{E} \right) = -\varepsilon_r^p, a \leq r \leq c \quad (\text{B.13})$$

där den plastiska zonen som uppkommer vid belastningar överstigande  $\sigma_s$  definieras av radien  $c$ , liggande mellan cylinderns inner- och ytterradie. Genom sammabanden medförda av Trescas flytregler, samt kombinationen av ekvation B.9 och B.13, kan skillnaden mellan  $\sigma_t$  och  $\sigma_r$  uttryckas av

$$\sigma_t - \sigma_r = \sigma_s \frac{\left[ \left(1 + \frac{K(1-\nu^2)c^2}{E r^2}\right) \right]}{\left[1 + (1-\nu^2)\frac{K}{E}\right]}, a \leq r \leq c. \quad (\text{B.14})$$

Via insättning i jämviktsekvationen B.1 och sedan integrering med avseende på  $r$  ges de plastiska spänningarna  $\sigma_t$  och  $\sigma_r$  enligt

$$\sigma_t = \frac{\sigma_s \left[ 1 + \frac{c^2}{b^2} - \ln \frac{c^2}{r^2} + \frac{K}{E} (1-\nu^2) \left( \frac{c^2}{r^2} + \frac{c^2}{b^2} \right) \right]}{2 \left[ 1 + (1-\nu^2) \frac{K}{E} \right]} \quad (\text{B.15})$$

$$\sigma_r = - \frac{\sigma_s \left[ 1 - \frac{c^2}{b^2} + \ln \frac{c^2}{r^2} + \frac{K}{E} (1-\nu^2) \left( \frac{c^2}{r^2} - \frac{c^2}{b^2} \right) \right]}{2 \left[ 1 + (1-\nu^2) \frac{K}{E} \right]}. \quad (\text{B.16})$$

I den plastiska zonen  $a \leq r \leq c$ , vid bi – linjär hårdnad. Av att den axiella töjningen enbart är elastiskt,  $\varepsilon_a^p = 0$ , gäller Hookes lag

$$\sigma_a = E \varepsilon_a + \nu(\sigma_t + \sigma_r) \quad (\text{B.17})$$

för både det elastiska och plastiska området (Chakrabarty 2006). Axiella töjningen  $\varepsilon_a$  ges av cylinderns geometriska förhållande: om den är sluten, öppen eller ifall plant töjningsläge kan antas. För de fall var cylindern är sluten ges axiella töjningen från ekvation B.3 - B.5 och B.17, varav sammansatta kan skrivas som

$$\varepsilon_a = \frac{p_i (1-2\nu)}{E \left( \frac{b^2}{a^2} - 1 \right)}. \quad (\text{B.18})$$

Interna trycket som verkar i samband med att materialet hårdnar  $p_H$ , är enligt Chakrabarty (2006)

$$p_H = \frac{\sigma_s \left[ \frac{E}{K(1-\nu^2)} \left( 1 - \frac{c^2}{b^2} + \ln \frac{c^2}{a^2} \right) \right]}{2 \left[ 1 + \frac{E}{K(1-\nu^2)} \right]}. \quad (\text{B.19})$$

## Appendix C. SWOT – analyser

SWOT – analysen för sprängtestnings ges i figur C.1 och för statisk trycksättning i figur C.2.

Positiva faktorer	Negativa faktorer
<p><b>Styrkor</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Ger en bild över vilka komponenter som är viktiga att studera vidare.</li> <li>❖ Fastställer det maximala trycket som kan appliceras på kopplingarna.</li> <li>❖ En graf över tidens och tryckets förhållande ges.</li> </ul>	<p><b>Svagheter</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Kräver många kopplingar för att fastställa ett kontinuerligt beteende.</li> <li>❖ Vid haveri blir kopplingarnas geometriska struktur förvrängd, varav mätdata kan vara svår att extrahera.</li> </ul>
<p><b>Möjligheter</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Ifall sprängtester utförs först ges en möjlighet att se vilka tryck som är lämpliga att ansätta på kopplingen vid statisktrycktestning.</li> </ul>	<p><b>Risker</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Att kopplingarna är defekta och inte ger det resultat som söks.</li> <li>❖ Ett kontinuerligt resultat kan inte fastställas för den mängden tester som finns till förfogande.</li> </ul>

Figur C.1. SWOT-analys för sprängtestning.

Positiva faktorer	Negativa faktorer
<p><b>Styrkor</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Kan anpassas efter ett specifikt tryck.</li> </ul>	<p><b>Svagheter</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Information angående kopplingarnas tryckkapacitet bör vara känd iförhand.</li> <li>❖ Ger begränsad data om trycket under testning.</li> </ul>
<p><b>Möjligheter</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Förstärker undersökningsförmågan av kopplingarnas plasticering.</li> </ul>	<p><b>Risker</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Att kopplingarna är defekta och inte ger det resultat som söks.</li> <li>❖ Inte tillräckligt med många tester görs.</li> <li>❖ Tryck under kopplingarnas sträckgräns appliceras, varav användbar mätdata inte framkommer</li> </ul>

Figur C.2. SWOT-analys för statisk trycktestning.

Från SWOT-analysen framgår det att sprängtesterna är fördelaktigast att utföras först, då de kan bidra till att strukturera upp och framta vilka tryck som bör ansättas vid utförandet av de statiska trycktesterna.

## Appendix D. Experimenten, struktur och planering

Planeringen och strukturen för de experimentella testerna efterföljer de riktlinjer givet av DOE.

Kopplingspar till förfogande: 20

Demonterade kopplingspar: 1

Kopplingspar avsatta för experimentella undersökningar: 19

### Förstudier

- Kopplingarna kategoriseras alfabetiskt för indikation ifall det är kopplat eller frånkopplat, samt för numrering av ordning när testet är utfört.
- Sprängtester utförs för att få en grund över vilka områden litteraturstudien ska baseras på, samt vilka komponenter i kopplingen som är intressanta att studera närmare.
- 2 kopplingspar sprängs, varav ett i kopplat och ett i frånkopplat.

Sprängtester görs för: AA, Ax & Ay. Var Ax och Ay är vid frånkopplat läge.

17 kopplingspar återstår.

### Sprängtester för fastställning av kontinuerligt havererande komponenter

- 6 sprängtester i kopplat läge utförs för att framta de mest utsatta komponenterna hos kopplingen, samt för att fastställa vad för tryck som medför haveri.
- Demontering samt visuell inspektion görs för att avgöra de mest utsatta komponenterna.
- Medianen av de genomförda sprängtesternas haveritryck, fastställs som  $p_f$ .

11 kopplingspar återstår.

Sprängtester görs för: BB-GG.

### Statisk trycktestning

#### Fas 1

- Baserat på sprängtesterna AA-GG, utförs experimentella tester på 3 kopplingspar, HH-JJ. Testerna utsätts för 3 individuella tryck.
- Trycket satt för HH motsvarar 69 % av  $p_f$  och baseras delvis på maxtrycket givet av kopplingarnas standard, samt utfallet av de frånkopplade testerna. För JJ ansätts ett tryck på 80 % av  $p_f$ . JJ ansätts trycksättas till 92 % av  $p_f$ .
- Kopplingsparen utsätts för det fastställda trycket i 1 minut, vilket är rekommenderat av industrihandledaren.
- När väl experimenten är utförda demonteras kopplingarna och de komponenter som är av störst intresse mäts.

Återstående kopplingspar: 8

## Fas 2

- Samma typ av process görs för KK-MM, i vilket trycket för KK ökas med 100 bar jämfört med HH. Liknade förhållande appliceras för LL, men med en ökning i förhållande till II. MM testas för samma tryck som JJ.

Återstående kopplingspar: 5

Statisk trycktestning görs på: HH-MM

### Resterande kopplingspar

- Resterande 5 kopplingspar nyttjas som reserver, utifall att testerna uppvisas som defekta. Ifall ett specifikt tryck visats vara av större intresse och anses kunna ge mer information, kan kopplingsparen komma att nyttjas för dess undersökning. De kan även komma att användas till ytterligare sprängtester.

## Appendix E. Experimentell data

På företagets begäran ansåts samtliga värden i en procentandel förhållande till trycket  $p_f$ .

8 stycken kopplingspar sprängdes i kopplat läge: AA-KK och PP.

Sprängtester gjorda för honan och hanen fränkopplat, indikerar att lastfallet skiljer sig förhållandevis mellan kopplingarnas läge. I tabell E.1 visas en sammanställning över sprängtesternas utfall för både kopplat och fränkopplat läge.

Tabell E.1. Sammanfattning av sprängtesternas utfall.

Sprängtest	AA	BB	CC	DD	EE	FF	GG	PP	Ax(Hona)	Ay(Hane)
Vad har hänt?	Spricka har uppkommit i styrningen, sprickan är vinkelrätt mot kroppens tangetenilla spänningar.	En sammalänkad spricka har uppkommit vid kulhållaren hålstruktur.	Spricka har uppkommit i styrningen, sprickan är vinkelrätt mot kroppens tangetenilla spänningar.	En sammalänkad spricka har uppkommit vid kulhållaren hålstruktur.	En sammalänkad spricka har uppkommit vid kulhållaren hålstruktur.	En sammalänkad spricka har uppkommit vid kulhållaren hålstruktur.	En sammalänkad spricka har uppkommit vid kulhållaren hålstruktur.	Spricka har uppkommit i styrningen, sprickan är vinkelrätt mot kroppens tangetenilla spänningar.	Ventilen har plasticerats i sådan grad att vätska har börjat läcka	Kopplingens ventilkant har kilats av
Vilken komponent/komponenter har gått sönder?	Styrningen.	Kulhållaren.	Styrningen.	Kulhållare och honans ventil.	Kulhållaren.	Kulhållaren.	Kulhållaren.	Styrningen.	Ventilen, samt tätningarna som börjat krypa.	Ventilen.
Har någon av de andra delarna deformationerats avsevärt?	Inte märkbart.	Styrningen.	Inte märkbart.	Styrningen.	Styrningen.	Styrningen.	Styrningen.	Inte märkbart.	Inte märkbart.	Inte märkbart.
Finns det något annat att notera angående testet?	Låsadapternas limfogg har släppt.	Tätningen i skjutluckan var fel monterad, tätningen påbörjat krypa. Låsadapternas och ventilens limfogg har släppt. Sprickinitiering vid styrningens hålväggar.	Honans nit gick av vid demontering. Låsadapternas limfogg har släppt.	Ventilen på honan haverierar. Låsadapter och limfogg släppte Låsadapternas och ventilens limfogg har släppt. Sprickinitiering vid styrningens hålväggar.	Skjutluckans tätning har gått sönder. Låsadapternas och ventilens limfogg har släppt. Sprickinitiering vid styrningens hålväggar.	Skjutluckans tätning har gått sönder. Låsadapternas och ventilens limfogg har släppt. Sprickinitiering vid styrningens hålväggar.	Skjutluckans tätning har gått sönder. Låsadapternas och ventilens limfogg har släppt. Sprickinitiering vid styrningens hålväggar.	Låsadapternas limfogg har släppt.	Låsadapternas limfogg har släppt.	Låsadapter och limfogg släppte.

Totalt 10 stycken kopplingspar i kopplat läge utsatts för statiskt tryck: HH-OO och QQ-RR

Tabell E.2 beskriver utfallet för de statiska testerna, samt vilket tryck kopplingarna utsatts för.

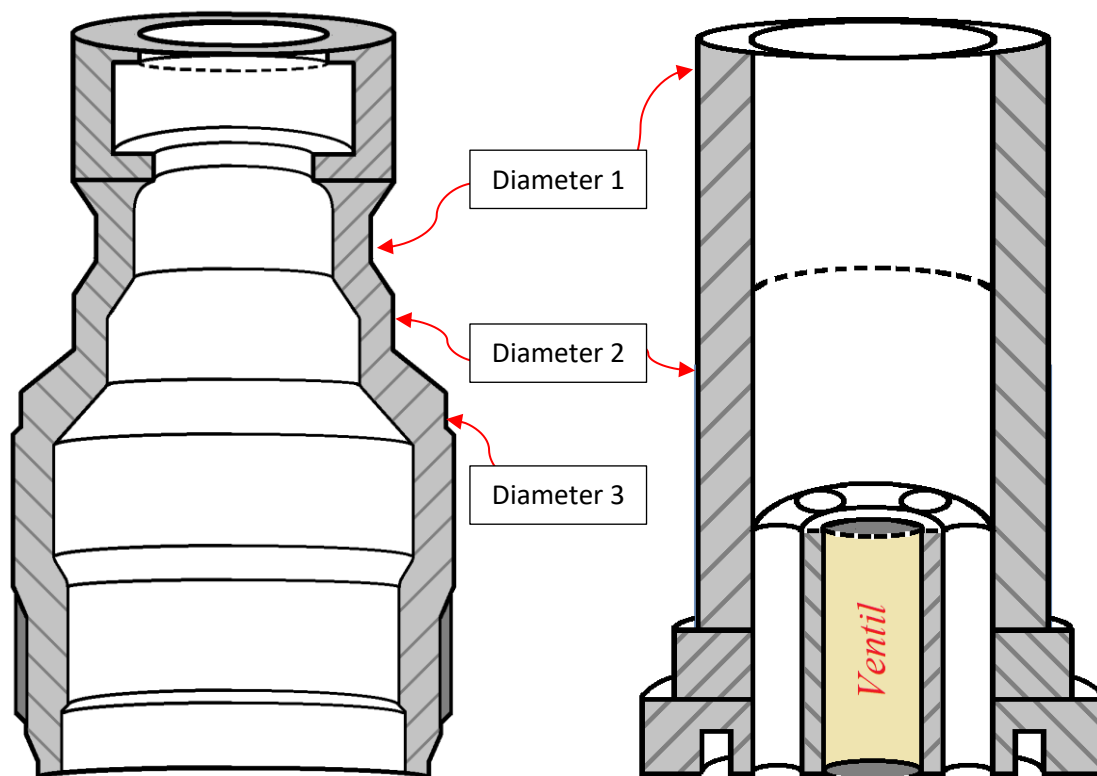
Mätdata relaterad till de statiska testerna, ges av tabellerna E.4 – E.3.

Tabell E.2. Sammanställning av de statistiska trycktesterna.

Tester	HH	II	JJ	KK	LL	MM	NN	OO	QQ	RR
Tryck (% av Pf)	69%	80%	92%	86%	75%	92%	92%	75%	92%	80%
Tid vid givet tryck	1 min	1 min	37 sec	3 min	-	9 sec	1 min	1 min	1 min	1 min
Vad har hänt?	Styrningen uppvisar små deformationer.	Större deformationer har uppkommit. Deformationerna ligger utanför angivna toleranser.	Kulhållaren havererade efter 37 sekunder. Sammanlänkande brott vid hållstrukturen.	Större deformationer har uppkommit.	Hanens nippelhuset havererade. Spricka uppkommen vinkelrätt mot tangentiella huvudspänningen.	Hanens nippelhuset havererade. Spricka uppkommen vinkelrätt mot tangentiella huvudspänningen.	Styrningen visar på större deformationer, samt kontakt med damluckan. Deformationerna överstiger angivna toleransgränser.	Styrningen uppvisar små deformationer. Deformationerna överstiger angivna toleransgränser.	Styrningen visar på större deformationer, samt kontakt med damluckan.	Styrningen uppvisar mindre deformationer.
Vilken/vilka komponenterna har märkbart deformrats?	Styrningen, baserat på att diametern (1), är mindre än den inre (2).	Styrningen, deformationerna ligger utanför angivna toleranser.	Styrningen, deformationerna ligger utanför angivna toleranser.	Styrningen, deformationerna ligger utanför angivna toleranser.	Styrningen & Nippelhuset. Båda komponenterna ligger utanför angivna toleranser.	Styrningen, deformationerna ligger utanför angivna toleranser. Utan vetskap över grundmåten kan ett uttalande inte göras av nippelhuset.	Styrningen & Nippelhuset, men med avsevärt liten marginal. Utan vetskap över grundmåten kan ett uttalande inte göras av nippelhuset.	Styrningen, deformationerna överstiger angivna toleransgränser.	Styrningen, deformationerna överstiger angivna toleransgränser.	Styrningen, deformationerna överstiger angivna toleransgränser.
Finns det något annat att notera angående testet?	Både låsadapternas och ventilens limfog var intakt efter testning. Styrningen var därav tvungen att värmas för att lossa ventilen.	Testet stannade vid 80% under cirka 5 min. Både låsadapternas och ventilens limfog har släppt under testning.	Tätningen hos styrningen har påbörjat krypa. Både låsadapternas och ventilens limfog har släppt under testning.	Avluftningsadaptern började läcka under ursprungliga trycksättningen. För att försäkra att kopplingen inte skadas, trycksattes den i 3 min under omtestning. Både låsadapternas och ventilens limfog har släppt.	Tiden för haveriet är oexakt, men ligger i området av 30 sec +/- 5 sec. Tidtagning hade inte påbörjats då tryck inte nått sitt målvärde. Befintliga limfogar var försäggade men delvis intakta.	Pågrund av att hanen gick sönder på ett liknande sätt för både NN och LL, undersöks om tillverkningsodern ligger utanför givna toleranser. Detta görs främst på MM och OO. Både låsadapternas och ventilens limfog har släppt.	Kopplingarna var svåra att koppla isär. Skjutlukan var fastskild i styrningen. Limfogarna för både låsadapterna och ventilen har släppt under testningen.	Både låsadapternas och ventilens limfog var intakt efter testning. Styrningen var därav tvungen att värmas för att lossa ventilen.	Limfogarna för både låsadapterna och ventilens har släppt under testningen.	Både låsadapternas och ventilens limfog var intakt efter testning. Styrningen var därav tvungen att värmas för att lossa ventilen.

Styrningen mäts vid två punkter, vilka båda relaterar till samma diameter. Eftersom mätning enbart sker efter testerna genomförts, agerar  $d_1$  som grundmått för styrningen med syftet att fastställa totala deformationen som uppkommit. Diametern  $d_2$  representerar punkten för var styrningens buktning är som störst.

Nippelhusets mäts vid tre punkter, där samtliga är kopplade till de områden som uppskattas mest utsatta av belastningen. Mätpunkterna för båda komponenterna ges av figur E.1, var  $d_2$  är approximativt placerade på styrningen då den varierar något mellan varje test.



Figur E.1. Mätpunkter för de statistiska testerna.

Tabell E.3 visar nominella måtten för de uppmätta diametrarna tillsammans med ansatta toleranserna för styrningen (*S*) och nippelhuset (*N*), uttryckt i procent.

Tabell E.3. Original mått samt toleranser för styrningen och nippelhuset uttryckt i procent.

Nominella mått		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	100 % +/- 0,30 %	100 % - 0,61 %
Diameter 2	100 % +/- 0,17 %	100 % - 0,61 %
Diameter 3	100 % +/- 0,16 %	-

Tabell E.4 – 13 framhäver avvikelsen nominella måtten givet i tabell E.3 angett i procent.

Tabell E.4. Avvikelsen från nominella mått, test HH.

HH (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,06%	-0,26%
Diameter 2	-0,07%	-0,12%
Diameter 3	-0,03%	-

Tabell E.5. Avvikelsen från nominella mått, test II.

II (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,02%	-0,25%
Diameter 2	0,01%	0,66%
Diameter 3	-0,02%	-

Tabell E.6. Avvikelsen från nominella mått, test JJ.

JJ (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	-0,01%	-0,39%
Diameter 2	-0,09%	1,62%
Diameter 3	0,01%	-

Tabell E.7. Avvikelsen från nominella mått, test KK.

KK (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,03%	-0,27%
Diameter 2	-0,13%	0,97%
Diameter 3	-0,04%	-

Tabell E.8. Avvikelsen från nominella mått, test LL.

LL (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,09%	-0,18%
Diameter 2	0,22%	0,90%
Diameter 3	0,17%	-

Tabell E.9. Avvikelsen från nominella mått, test MM.

MM (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,11%	-0,33%
Diameter 2	0,17%	1,19%
Diameter 3	0,20%	-

Tabell E.10. Avvikelsen från nominella mått, test NN.

NN (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,18%	-0,29%
Diameter 2	0,23%	1,93%
Diameter 3	-0,18%	-

Tabell E.11. Avvikelsen från nominella mått, test OO.

OO(% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	-0,20%	-0,33%
Diameter 2	-0,04%	0,27%
Diameter 3	0,02%	-

Tabell E.12. Avvikelsen från nominella mått, test QQ.

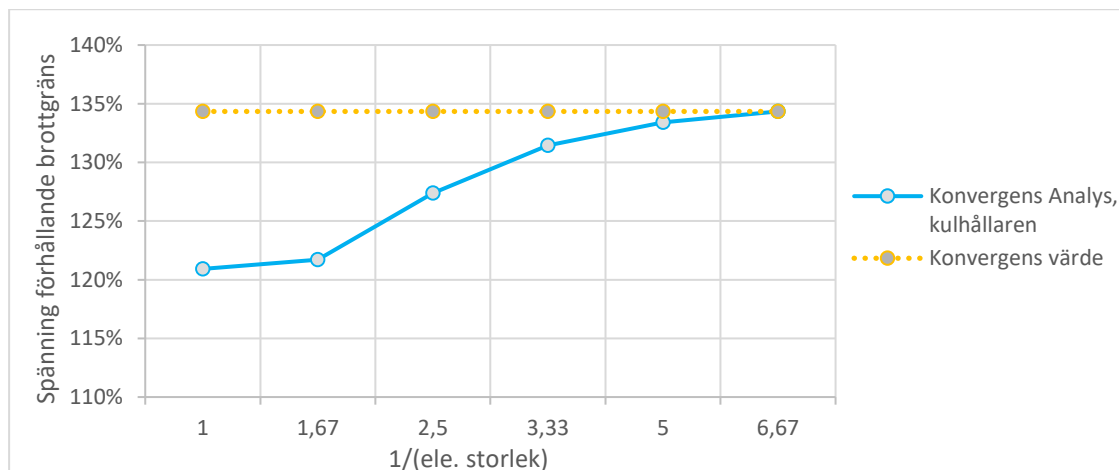
QQ (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,05%	-0,37%
Diameter 2	-0,02%	1,63%
Diameter 3	0,04%	-

Tabell E.13. Avvikelsen från nominella mått, test RR.

RR (% avvikelse från nominella mått)		
Komponent	Komponent N	Komponent S
Diameter 1	0,13%	-0,25%
Diameter 2	0,12%	0,67%
Diameter 3	0,04%	-

## Appendix F. Konvergens analyser

Konvergens analyserna är utförda för två komponenter, kulhållaren och styrningen. På grund av nippelhusets kraftiga avvikelse från de experimentella utfallen, studeras inte den exakta noggrannheten för komponenten närmare. Figur F.1 och tabell F.1 ger en översikt när kulhållaren konvergerar mot ett värde, konvergensen studeras vid kulinteraktionen. För kulhållaren studeras konvergens under det statistiska maxtrycket  $p_m$ .



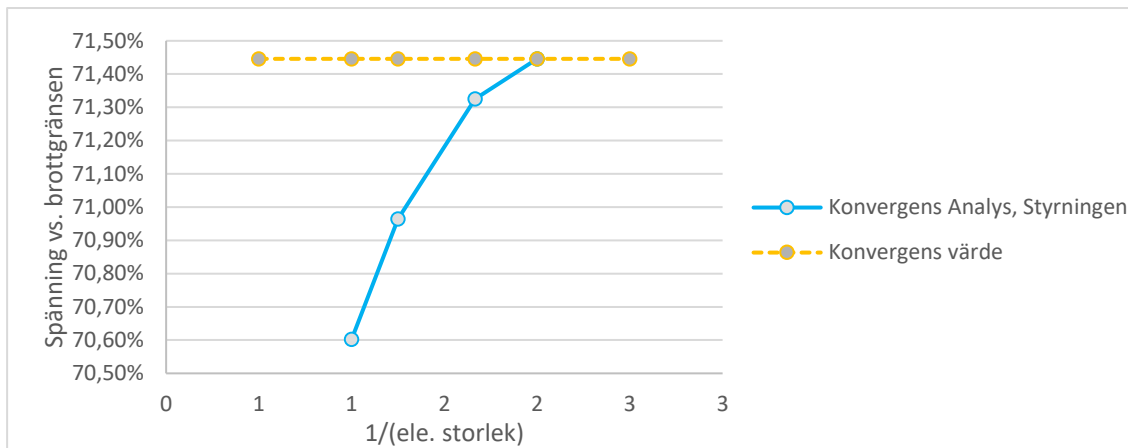
Figur F.1. Konvergens graf för kulhållaren vid statisk maxbelastning  $p_m$ .

Tabell F.1. Värden relaterade till konvergenskurvan given i figur F.1.

Konvergens Analys, kulhållaren		
1/ele. Storlek	% Förändring vid minskande ele. storlek	Spänning förhållande $\sigma_b$
1	-	121%
1,67	0,65%	122%
2,5	4,44%	127%
3,33	3,10%	131%
5	1,48%	133%
6,67	0,69%	134%

Samtliga punkter som undersökts jämförs förhållande angivna materialgränser, varav för både styrningen och kulhållaren  $\sigma_b$  är gällande. Konvergens för styrningen ges av figur F.2 och tabell F.2. Styrningen betraktas vid dess cylindriska sektion under limmat förhållande vid 75 % av  $p_m$ , vilket är den mät punkt var limmet är helt intakt. Skillnaden som uppkommer är i stort försumbart liten, som framgår av tabellen. Vid en förfinad elementuppdelning framkommer dock spänningskoncentrationer vid styrningens interna radieövergångar.





Figur F.1. Konvergens graf över styrningen vid 75 % av den statisk maxbelastning  $p_m$ .

Tabell F.2. Värden relaterade till konvergenskurvan given i figur F.2.

Konvergens Analys, Styrningen		
1/ele. Storlek	% Förändring vid minskande ele. storlek	Spänning förhållande $\sigma_b$
1	-	70,60%
1,25	0,51%	70,96%
1,67	0,51%	71,33%
2	0,17%	71,45%