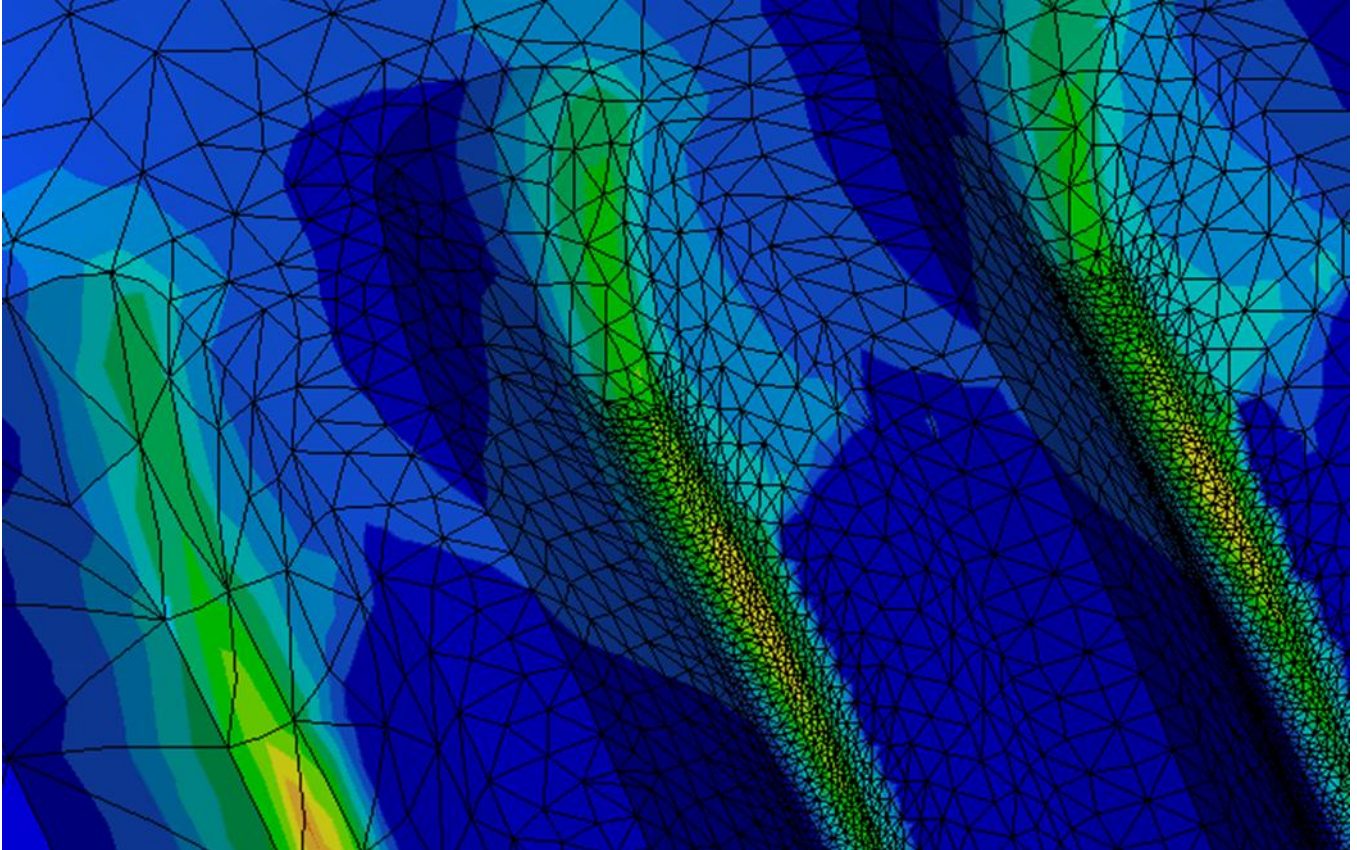


CHALMERS



Parameterstudie av bomförband Parametrical study of a splined shaft

*Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom
Maskiningenjörsprogrammet*

Emil Cronqvist
Louise Sundler

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sweden, 2015
Examinator: Gert Persson Examensarbete No. 136/2015

Förord

Detta examensarbete genomfördes under våren 2015 på uppdrag av VETEC och Volvo Car Corporation. Arbetet innefattar 15 hp och utfördes under sista året på Maskiningenjörsprogrammet, inriktning konstruktion, på Chalmers tekniska högskola.

Vi vill tacka Anders Karlström på VETEC och Raoul Rinaldo på Volvo Car Corporation samt övrig personal för deras hjälp och engagemang i arbetet. Ett stort tack till vår handledare och examinator Gert Persson för att han tog sig an vårt projekt.

Sammanfattning

Syftet med arbetet är att se om det är möjligt att minska spänningarna i axelövergången hos bomförband. Detta har tidigare åtgärdats med ett ökat bomantal med samma modul, men då plats är en bristvara i bilar vill andra möjligheter undersökas. Därav är studien baserad på ett låst diametralt mått.

Arbetet är en relativstudie mellan redan givna koncept för att identifiera den bästa utformningen. Detta görs genom att i CATIA beräkna belastningarna med hjälp av FEM-modellering. För att göra arbetet så effektivt som möjligt och kunna utvärdera parametrarna används försöksplanering tillsammans med programmet Minitab.

Resultatet av detta arbete tyder på att ett mindre antal bommar än vad som används idag är att rekommendera. En axel med ”stepped splines” är, enligt detta arbete, den bästa utformningen då den har uppvisat de lägsta spänningarna.

Examensarbetet har utförts i samarbete med konsultbolaget VETEC och Volvo Car Corporation.

Summary

The purpose of this study is to evaluate the possibility of reducing stresses in the transition from spline to shaft. This has earlier been done by increasing the number of splines keeping the same module but the space in a car is limited and it is desirable to investigate other options. Hence, the study is based on a fixed diametral measure.

The thesis is a comparative study between already given concepts to identify the best design. This is done by in CATIA calculate the loads using FEM -simulations. In order to make the work as effective as possible and to be able to evaluate the parameters the work includes Design of experiments along with the program Minitab.

The results of this thesis suggest that a smaller number of splines than what is used today is recommended. A shaft with stepped splines is, according to this thesis, the best design as it has demonstrated the lowest stress.

The work has been carried out in cooperation with the consulting company VETEC and Volvo Car Corporation.

Innehållsförteckning

1. Inledning.....	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte.....	1
1.3 Avgränsningar	1
1.4 Precisering av frågeställning	1
2. Teoretisk referensram I detta avsnitt behandlas den teori som ligger till grund för arbetet. .	2
2.1 Bomförband.....	2
2.2 Utmattning	4
3. Metod	5
3.1 FEM-modellering	5
3.2 CATIA med GPS/GAS.....	6
3.3 Försöksplanering	6
3.3.1 Central Composite Design	8
3.3.2 Nollhypotes och p-värde	9
3.4 Minitab.....	9
3.5 MATLAB	9
3.6 Arbetsgång.....	10
4. Förbandet.....	10
4.1 CAD-modell	10
4.2 Excelark.....	11
4.3 Förenklad modell.....	12
4.4 Introduktion av koncept.....	13
5. Koncept A	14
5.1 Grovscanning.....	14
5.2 Reducerade försöksplaner.....	17
5.3 Försök enligt Central Composite Design.....	18
5.4 Utökning av försöksområde.....	22
5.5 Resultat och diskussion	24
6. Koncept B.....	25
6.1 Grovscanning.....	28
6.1.1 Slutsatser efter scanning.....	29
6.2 Försök enligt Central Composite Design.....	29
6.3 Slutsats.....	33

7. Koncept C.....	34
7.1 Förenklad undersökning	36
7.2 Resultat och diskussion	36
8. Sammanfattning och slutsatser.....	37
9. Diskussion	38
9.1 Felkällor.....	38
9.1.1 Modell	38
9.1.2 Val av metod	38
9.1.3 Parameterpåverkan	39
9.2 Övriga faktorer	39
9.3 Optimalt bomantal	39
9.4 Spänningsfördelning för de olika koncepten	40
10. Rekommendationer för fortsatt arbete.....	41
Referenser.....	42

1. Inledning

I detta kapitel behandlas de delar som ligger till grund för arbetet, nämligen bakgrund, syfte, avgränsningar och precisering av frågeställning.

1.1 Bakgrund

Då utrymmet är begränsat omkring växellåda och motor i dagens bilar så är det svårt att öka dimensioner på, som i detta fall, bomförband mellan växellåda och drivaxlar som åtgärd för exempelvis utmattning. Volvo Car Corporation (VCC) vill undersöka om det går att förbättra bomförbanden utan att öka diameter och därmed behöva konstruera om andra delar av transmissionen.

1.2 Syfte

Syftet med arbetet är att identifiera och studera dimensionerande parametrar i bomförband med avseende på utmattningsbrott i övergången mellan bom och axel. I studien ingår en jämförelse mellan tre olika utformningar av drivaxeltappen mot växellådan givna från Volvo. Målet är att identifiera det koncept som ger lägst nivåer för huvudspänning i form av drag.

1.3 Avgränsningar

Arbetet är avgränsat till de verktyg (excelark, parametriserad CAD-modell, parameterstudie) och program (CATIA, GAS/GPS, Minitab) som finns tillgängliga på VCC.

Arbetets fokus ligger på parameterstudien. Axeltappen utvärderas med en låst toppdiameter för axeltappen satt till 27 mm. Studien tar ej hänsyn till materialval, ekonomi, toleranser eller tillverkningsprocesser. Det är enbart relativspänningar som studeras. Endast kärldradierna i bomförbandet undersöks. Arbetet startar vecka 4 2015 och pågår under hela våren fram till vecka 23 och genomförs på halvfart.

1.4 Precisering av frågeställning

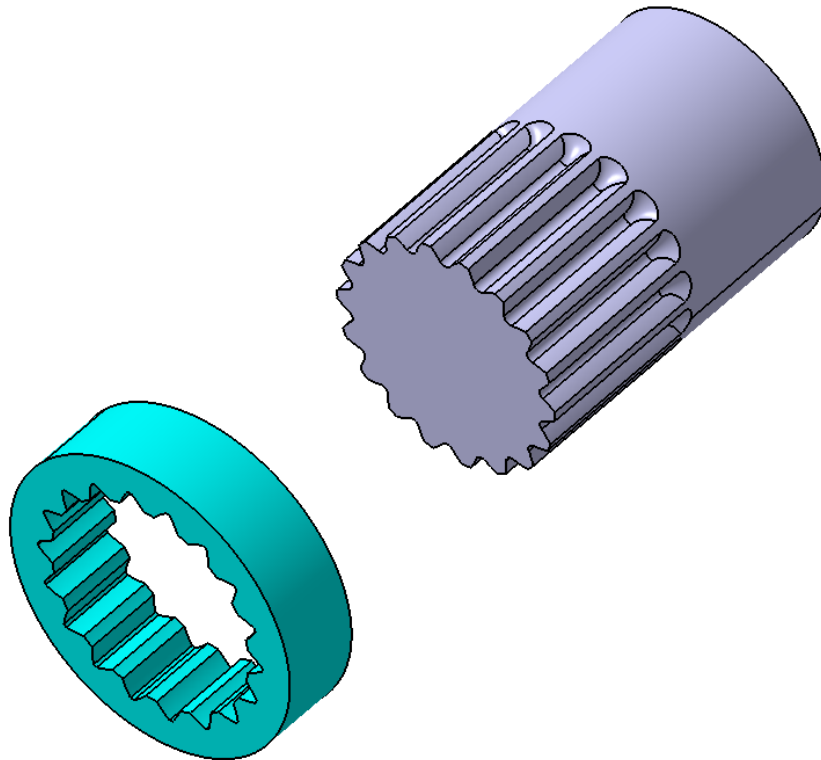
- Ta reda på vilket av de tre koncepten som ger lägst huvudspänning i axelövergång vid given belastning. Koncepten behöver inte ha samma parameterkombinationer.
- För varje koncept; ta reda på vilka numeriska värden på utvalda parametrar (max 5) som tillsammans ger lägst huvudspänning i övergång mellan bom och axel.
- Strukturera om användargränsnittet i det befintliga excelarket med bomförbandsdefinitionen för att göra det mer lättillgängligt för användaren.

2. Teoretisk referensram

I detta avsnitt behandlas den teori som ligger till grund för arbetet.

2.1 Bomförband

Bomförband (eng: splines) är en typ av axelkoppling som kan liknas vid ett kuggpar. Det består av en kopplingshona med invändiga bommar och en kopplingshane med utvändiga bommar, se figur 2.1.



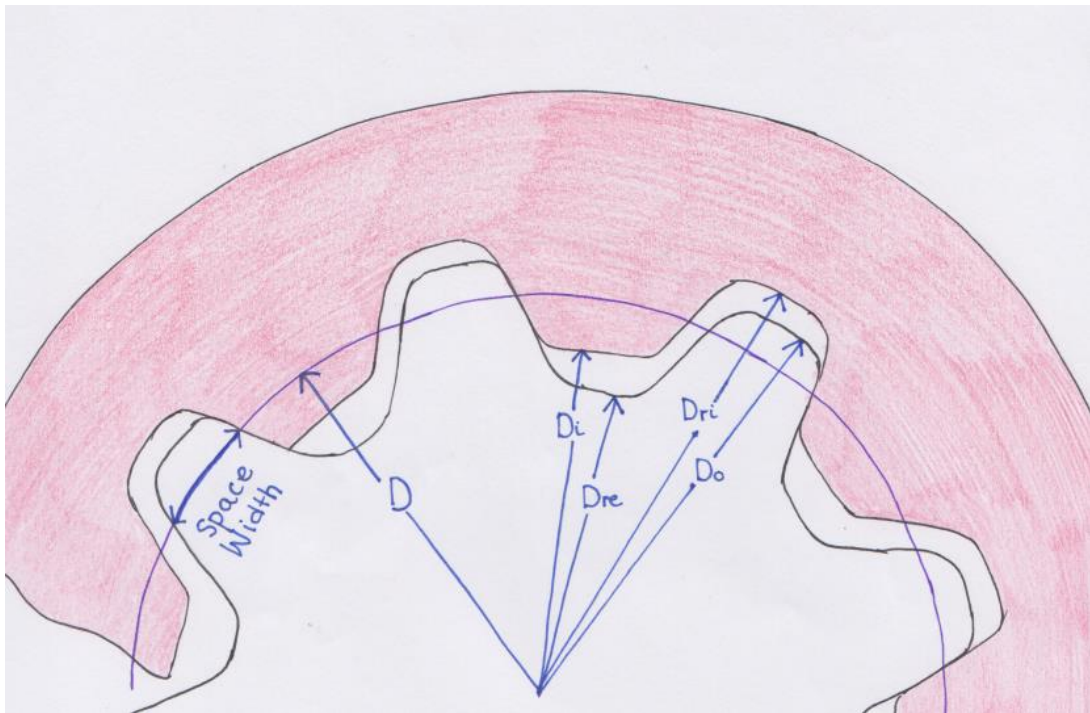
Figur 2.1 Bomförband. Överst till höger visas hanan med utvändiga bommar och nere till vänster syns honan med invändiga bommar

Det främsta användningsområdet för bomförband är att överföra moment och rörelse. Bomförband och dess geometri beskrivs väl av Oberg et.al. [1].

Ett bomförband består av tre huvudparametrar; bomlängden L , antalet bommar z samt referensdiametern D , se figur 2.2. Både bomlängden och bomantalet är entydiga parametrar medan referensdiametern D är en produkt av modulen m och antalet bommar z , se ekvation (1). Modulen är en faktor som indikerar storleken på bommarna [2].

$$\text{Referensdiameter } D = z \times m \quad (1)$$

Bomförbandets parametrar kan ses i figur 2.2

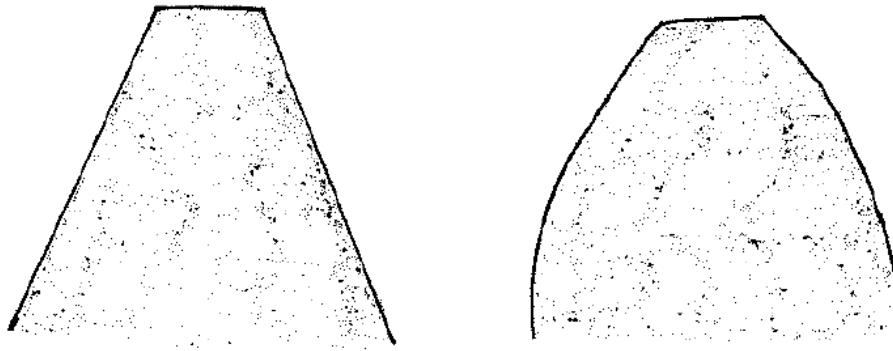


Figur 2.2 Parametrar över ett bomförband. Största diametrarna för hane D_o resp. hona D_{ri} , samt minsta diametrarna för hane D_{re} resp. hona D_i . Referensdiametern D samt "space width".

Måttet "space width" som syns i figur 2.2 är ett mått på bommens tjocklek vid referensdiametern. Det uttrycks både i "actual" och "effective" och finns beskrivet av Oberg et.al. [1].

Ett bomförband belastas inte homogent, utan belastningen varierar mellan förbandets bommar. Detta är till följd av tillverkningstoleranser. En liten avvikelse från nominella värden kan ge en stor förändring i lastfördelning [2].

Det finns flera olika profilutformningar, exempelvis rak och evolventprofil, se figur 2.3. Användningen av förband med evolventprofil har blivit alltmer vanlig då denna utformning visat sig ha många fördelar jämfört med rak profil. Detta främst då den kan överföra större moment samt att den självcentrerar, det vill säga att hanen och honans rotationsaxlar sammanfaller vid belastning.



Figur 2.3 Rak profil till vänster och evolventprofil till höger

Det finns en amerikansk standard angående evolventprofil som skrevs 1960 och reviderades 1993. I den första upplagan beskrevs evolvent med endast en utformning, närmare bestämt med en pressvinkel α på 45 grader. Pressvinkeln är vinkeln mellan evolventkurvas tangent (i den punkt där kurvan korsar referenscirkeln) och en radiell linje genom samma punkt. Detta uppdaterades senare till följande tre klasser: 30, 37,5 och 45 grader. Dessutom utökades antalet toleransklasser från en till fyra. Den första klassen, klass 5, finns uträknad i tabellverk för alla olika bomförband medan de övriga tre (klass 4, 6, och 7) fås genom att multiplicera klass 5 med olika konstanter. Klass 4 är aningen snävare än 5 med konstanten 0,71 medan klass 6 och 7 har konstanterna 1,4 resp. 2,0 [1].

2.2 Utmattning

När en konstruktion utsätts för belastning som varierar över tid tål den inte lika hög last som vid statisk belastning. Med tiden kan ett utmattningsbrott ske till följd av spricktillväxt orsakat av lokala spänningar som med tiden initierar en spricka. Utmattning kan delas in i låg- och högcykelutmattning, beroende på hur många av- och pålastningar som kan köras innan brott sker. Det är huvudsakligen dragspänningar och skjuvspänningar som ger upphov till sprickbildning och dessa bör minimeras [2]. Exempel på utmattningsbrott visas i figur 2.4.



Figur 1.4 Exempel på utmattningsbrott. Vänster bild visar brott på en standardutformad axeltapp och till höger syns brott på en axeltapp med "stepped splines". Bilden ägs av Volvo Car Corporation [3].

3. Metod

Här beskrivs de metoder och program som använts för att nå önskade resultat. Först beskrivs de individuellt och därefter hur de har använts under arbetets gång.

3.1 FEM-modellering

Finita Element Metoden, FEM, är en numerisk metod som löser partiella differentialekvationer. En modell delas upp i element med tillhörande basfunktioner som beskriver sambandet mellan laster och förskjutningar i nodpunkterna. Hela modellen representeras i ett ekvationssystem som löses med matrisformulerad förskjutningsmetod. Finita elementmetoden används frekvent i hållfasthetsberäkningar och kan ge en stor förståelse för hur en konstruktion beter sig.

FEM-modellering handlar om att utnyttja ett datorprogram till att utföra önskade beräkningar på en konstruktion och sedan analysera resultatet. Modelleringen innefattar ett antal större områden:

- Geometri
- Material
- Element
- Laster och tvång
- Lösning
- Resultat

Det första steget är att skapa en geometri av den konstruktion som beräkningarna skall utföras på. Då många konstruktioner är mycket komplexa gäller det att vara observant på att modellen inte blir diskretiserad med för många element och frihetsgrader så att den inte går att lösa, detta då minne och processorkapacitet begränsar beräkningskapaciteten. En CAD-modell och en FEM-modell kan därför inte alltid ha identisk geometri.

FEM-modellen delas in i ett stort antal element som tillsammans bildar ett nät eller en så kallad ”mesh”. I denna studie används elementtypen paraboliska tetraeder som har god geometripassning. Linjära tetraeder är styvare och kräver ett mycket större antal element. I områden med stora spänningsförändringar krävs ofta ett finare nät än i övriga modellen för att få rättvist resultat. Finare nät ger noggrannare resultat men längre beräkningstider. Oftast är inte hela konstruktionen av intresse utan elementstorleken kan anpassas efter vilka områden som skall studeras. Det kan tilläggas att resultatets noggrannhet inte bara beror av nätets storlek (meshstorlek) utan också till vilken grad laster, materialdata etc. är känt.

För att FEM-modellen ska överensstämma med verkligheten behöver laster och tvång läggas på, detta för att den ska bete sig på samma sätt som den verkliga konstruktionen. Lasterna motsvarar de krafter och moment som konstruktionen utsätts för medan tvånget berättar hur den får röra sig. Att sätta på tvång innebär att nodernas frihetsgrader låses i olika kombinationer.

När ovanstående är gjort beräknar programmet modellen och den utdata som fås (förskjutningar, spänningar, töjningar etc.) kan presenteras grafiskt. Förskjutningsresultatet brukar ge en bra hänvisning om tvången och lasterna är rätt definierade. Beroende på vilken spänning som är dimensionerande för konstruktionen kan både huvudspänning och Von Mises spänning studeras.

Är modelleringen noggrant genomförd är resultaten och spänningsbilden från analysen tillförlitliga [4]. De beräknade resultaten tillsammans med ett lastkollektiv och materialdata utgör grunden för beräkningar av livslängden.

3.2 CATIA med GPS/GAS

CATIA är ett modelleringsprogram där produkter och konstruktioner kan modelleras upp i 3D. Programmet innehåller inte bara verktyg för modellering utan också för beräkning och simulering.

Generative Part Structural Analysis (GPS) är den arbetsbänk som gör det möjligt att studera hur modellerna beter sig samt att beräkna, bland annat, förskjutningar och spänningar. GPS tillåter också analys av vibrationskaraktistik med egenfrekvenser och tillhörande egenmoder. FEM-modellen är associativ med CAD-modellen och uppdateras med den.

Generative Assembly Structural Analysis (GAS) har samma funktioner som GPS men här kan även hopsättningar av delar analyseras. Det är också möjligt att studera hur delarna samverkar och fungerar tillsammans [5].

3.3 Försöksplanering

För att utvärdera vilka parametrar som påverkar mest vid tillverknings- eller beräkningsprocesser är försöksplanering (Design of experiments) en bra metod. Metoden är rättfram och lätt att följa samtidigt som den ger en god förståelse för hur processen kan optimeras.

Ett så kallat faktorförsök görs med faktorer och responsvariabler. Faktorerna är oberoende variabler medan responsvariablerna är beroende. Faktorerna är de värden försöksledaren kan kontrollera och ställa in nivåer för under försöken. Responsvariabeln är det värde som läses av efter att faktorerna varierats. Det är möjligt att ha en eller flera responsvariabler.

Exempel med kemisk process: De inblandade faktorerna är hög och låg nivå av ämne A, B och C. Detta är ett 2^3 -faktorförsök, 3 faktorer med 2 nivåer vardera. En sådan undersökning resulterar i $2^3=8$ försök, det vill säga alla kombinationer. För att redovisa detta görs en designmatris där Y är responsvariabel, hög och låg nivå representeras av + och -.

Tabell 3.1 Exempel på fullständig försöksplan för 2^3 faktorförsök

Försöks- nr	A	B	C	Y
1	-	-	-	Y_1
2	+	-	-	Y_2
3	-	+	-	Y_3
4	+	+	-	Y_4
5	-	-	+	Y_5
6	+	-	+	Y_6
7	-	+	+	Y_7
8	+	+	+	Y_8

För att utvärdera denna matris räknas effekterna l av varje faktor ut enl. följande:

$$l_A = \frac{Y_2 + Y_4 + Y_6 + Y_8}{4} - \frac{Y_1 + Y_3 + Y_5 + Y_7}{4} \quad (2)$$

Den första kvoten är det genomsnittliga värdet av alla utfall där A är inställd på hög nivå och den andra det genomsnittliga värdet där A är inställd på låg nivå. Värdet för effekterna kan vara antingen positivt eller negativt. Ett positivt värde innebär att utfallet Y ökar med detta uträknade värde om faktor A ökas från minus-nivå till plus-nivå.

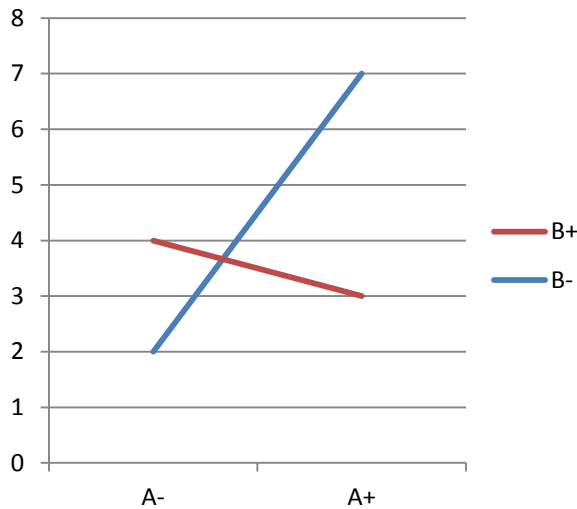
Vidare kan samspel mellan olika faktorer studeras och effekter för dessa räknas ut på samma sätt som de för huvudeffekterna. Med samspel i åtanke utökas designmatrisen till följande utseende:

Tabell 3.2 Exempel på försöksplan med alla samspel

Försöks- nr	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Y
1	-	-	-	+	+	+	-	Y_1
2	+	-	-	-	-	+	+	Y_2
3	-	+	-	-	+	-	+	Y_3
4	+	+	-	+	-	-	-	Y_4
5	-	-	+	+	-	-	+	Y_5
6	+	-	+	-	+	-	-	Y_6
7	-	+	+	-	-	+	-	Y_7
8	+	+	+	+	+	+	+	Y_8

Samspelens tecken i tabellen beror av tecknen för samspelets faktorer. Är A och B negativa blir samspelet AB positivt då två negativa blir positivt. Två positiva faktorer ger ett positivt samspel medan en faktor av vardera ger ett negativt samspel.

För att utvärdera ett samspels signifikans kan en *sampelsgraf* utnyttjas, se figur 3.5. I denna representeras samspelets fyra olika värden A^-B^- , A^-B^+ , A^+B^- och A^+B^+ . Stor vinkel mellan de två linjerna tolkas som att samspelet har stor signifikans. Parallella linjer tolkas som att samspelet är obefintligt.



Figur 3.5 Exempel på sampelsgraf

Resultatet av ett fullständigt faktorförsök kan redovisas i ett *paretodiagram* där alla effekter (huvud- samt samspel) rangordnas oberoende av tecken för att sedan redovisas som staplar. Ett sådant diagram redovisar tydligt vilka effekter som har störst signifikans för experimentet.

Det bör tilläggas att faktorförsök med två nivåer endast visar linjära samband [6]. För att få en indikation om det är ett linjärt samband eller inte kan en centrumpunkt läggas till i försöken. Hamnar denna punkt på eller nära linjen kan det antas vara ett linjärt samband. Skulle den däremot hamna långt ifrån kan det tyda på en kurvatur och då behöver försöksplanen utökas till fler nivåer för att kunna utröna denna kurvatur ordentligt [7].

3.3.1 Central Composite Design

Vid experiment som utnyttjar responsytor är den vanligaste metoden Central Composite Design. Den bygger på en försöksplan med centrum- och stjärnpunkter vilka gör det möjligt att uppfatta kurvaturer med både första och andra ordningens termer. Metoden är praktisk i sekventiella körningar då det går att utöka tidigare försök genom att lägga till centrum- och stjärnpunkter [8]. Stjärnpunkterna i försöksplanen är alltid dubbelt så många som antalet faktorer och representerar nya extremvärden för varje faktor.

Det finns tre typer av Central Composite design, de skiljer sig genom stjärnpunkternas placering:

1. Circumscribed (CCC) har stjärnpunkter placerade i extremvärden utanför faktorernas intervall.

2. Inscribed (CCI) har stjärnpunkterna placerade i intervallets ändpunkter. Övriga mätpunkter ligger innanför intervallgränserna. Denna metod används då intervallgränser ej får överskridas i någon riktning. Dessa två, CCC och CCI, kräver fem nivåer hos varje faktor.

3. Den tredje typen är Face Centered (CCF) och kräver endast tre nivåer, här är stjärnpunkterna placerade i centrum på varje nivåyta. På samma sätt som i CCI går inga mätpunkter utanför intervallgränserna [9]. Dock har CCF svårt att tolka kvadratiska koefficienter [10].

3.3.2 Nollhypotes och p-värde

Nollhypotesen är ett antagande som görs innan en försöksstudie påbörjas, denna hypotes är antagandet att försöksplanens faktorer inte har någon effekt. Syftet är att försöken skall bevisa eller motbevisa denna. Till nollhypotesen finns också en mothypotes eller alternativ hypotes som gäller om nollhypotesen efter försöken visat sig vara falsk. Med resultaten av försöken skall det avgöras vilken av dessa som är mest trolig.

Det finns alltid en risk att nollhypotesen förkastas trots att den är sann (fel av typ I), slumpen kan ha gett ett resultat som inte helt representerar verkligheten. Risken att felaktigt förkasta nollhypotesen kallas signifikansnivå α och bestäms vid start. Hur stort α bör vara beror på hur allvarligt det är att göra detta fel typ I, väljs ett α på 5 % (d.v.s. ett 95 % konfidensintervall) är det 5 % risk att felaktigt förkasta nollhypotesen.

Att istället inte upptäcka att nollhypotesen är felaktig kallas fel av typ II och betecknas med sannolikheten β .

p-värden används som hjälp till att ta beslut om att förkasta nollhypotesen eller inte. Vid höga p-värden, d.v.s. $p > 0.05$ (ges av $\alpha=5\%$) behålls den medan för $p < 0.05$ förkastas den.

Både α och β vill hållas låga då både fel av typ I och II skall undvikas, detta är svårt utan ett stort antal försök [11].

3.4 Minitab

Minitab är ett program som används för att göra och utvärdera olika typer av försöksplaner, till exempel fullständiga faktorförsök, Taguchi och Central Composite Design. Genom att mata in faktorer och dess nivåer och sedan välja vilken typ av försöksplan som skall köras genererar Minitab en försöksplan med de körningar som skall göras och i vilken ordning. När alla mätvärden matats in kan programmet ta fram önskade resultat, såsom en funktion som beskriver, i detta arbete, modellens beteende vid variation av de ingående parametrarna. Denna funktion genereras genom funktionsanpassning. Dessutom skapas enkelt olika typer av diagram och figurer för att åskådliggöra resultaten, till exempel responsytor och sampelsgrafer.

3.5 MATLAB

MATLAB är ett program som används för att utföra tekniska och naturvetenskapliga beräkningar. Det är ett programpaket där det går att koda upp program från grunden och dessutom kan utnyttja färdiga funktioner för att lösa numeriska problem. Det går att redovisa resultat med både 2D- och 3D-grafik, [12].

3.6 Arbetsgång

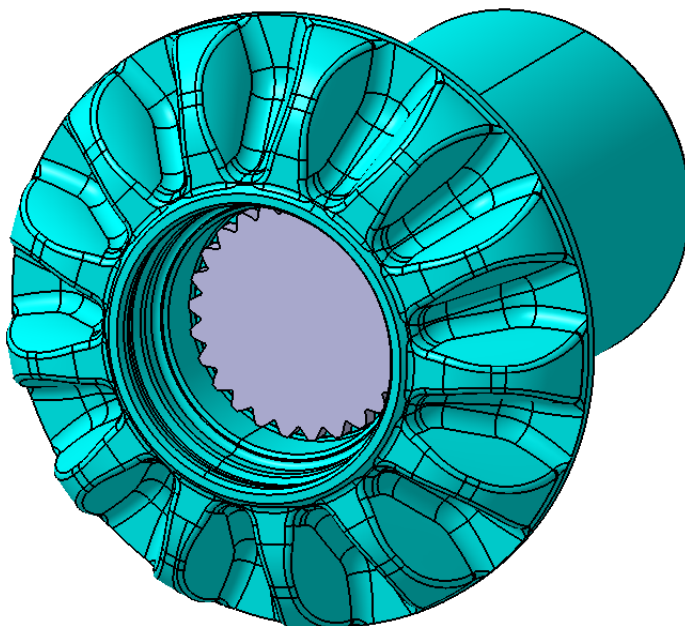
För de tre koncepten utnyttjas de ovan nämnda metoderna för att utvärdera dem var för sig. För varje koncept identifieras först relevanta parametrar. Detta görs genom att i CATIA studera bomförbanden för att se vilka geometriändringar som kan parametreras. Dessa undersöks genom enklare försöksplaner för att se om de är signifikanta för resultatet. Dessutom identifieras intervall där det är troligt att ett optimum finns. Därefter görs en fullständig försöksplan enligt Central Composite Design för att försöka identifiera optimum inom de valda intervallen. Om huvudspänningen ser ut att minska utanför intervallet görs fortsatta försök där. Försöken görs i CATIA där de önskade parameterkombinationerna modelleras upp och beräknas i GAS/GPS. Maximalvärdena för huvudspänningen för respektive försök används, med hjälp av Minitab, för att utvärdera resultatet av försöksplanen och ta ett beslut om parametrarnas signifikans. Denna process upprepas tills ett optimum har identifierats.

4. Förbandet

I detta kapitel behandlas det bomförband som arbetet ämnar undersöka. Dels beskrivs CAD-modellen med tillhörande excelark samt hur den har förenklats. Dessutom introduceras de tre olika utformningarna av axeltappen som skall utvärderas.

4.1 CAD-modell

Från Volvo fås en färdig CAD-modell över bomförbandet, se figur 4.6. Den innehåller en axeltapp med utvändiga bommar samt ett differentialhjul med invändiga bommar. Då detta är en komplex modell med många frihetsgrader tar den lång tid, 45-60 minuter, att beräkna i GAS/GPS. Därför görs en förstudie för att se om modellen kan förenklas men fortfarande ge korrekta resultat. Denna studie kan ses i appendix A.



Figur 4.6 Befintlig CAD-modell med fullständigt differentialhjul

4.2 Excelark

Axeltappen och differentialhjulet är kopplade till var sitt excelark som definierar evolventprofilens utseende. I figur 4.7 syns ett utdrag ur excelarket för axeltappen, detta är det första steget där de önskade värdena matas in. De fullständiga arken kan ses i appendix B. De ursprungliga arken var svårorienterade. En del av arbetet har varit att strukturera upp dessa på ett överskådligt sätt.

Steg 1		Parametervärden	Ställs in efter önskemål
	Pressvinkel	α	37,5
	Modul	m	1,4211
	Bomantal	z	18
	Konstant	k	1,4

Figur 4.7 Parametrar för axeltapp ur excelark

De värden som ställs in för att förändra modellen är pressvinkel α , modul m , antal bommar z samt konstanten k . Konstanten k är i arket bara ett siffervärde kopplad till kärnradien R_{re} och varierar med pressvinkeln α . Dess påverkan på kärnradien R_{re} kan ses i följande ekvationer:

$$R_{re} = \frac{z-k}{2*P} \quad (3)$$

där

$$P = \frac{1}{m} \quad (4)$$

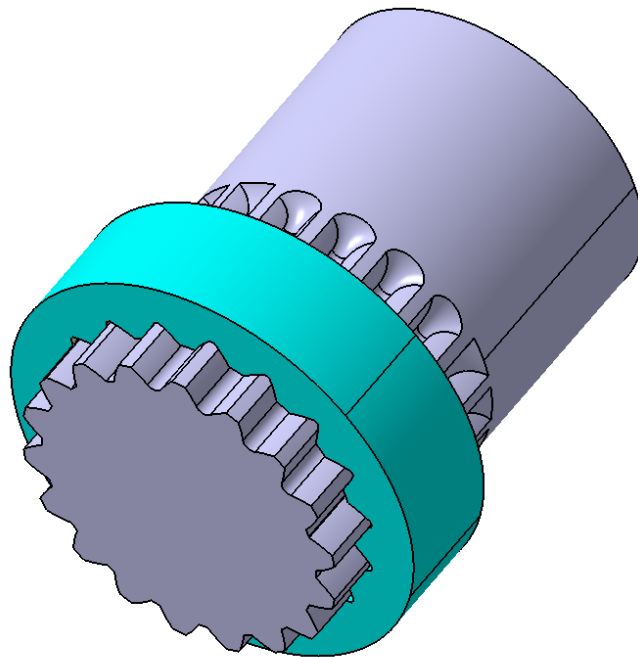
Dessa formler kommer ursprungligen från standarden ANSI B92.1-1970, R1993 som finns i Machinery's Handbook 27th Edition [1]. Denna används i arket för att räkna ut de grundläggande dimensionerna för bomförbandet. Genom att i arket mata in pressvinkel α , bomantal z , modul m samt k -värde beräknas referensradie R , basradie r_b och P . Dessa används i sin tur för att räkna ut toppradier R_o (hane) och R_i (hona), kärnradier R_{re} (hane) och R_{ri} (hona) samt så kallad *effective space width* S_v , vilket är den maximala bredd som en tand kan ha mätt på referenscirkeln. Dessa mått finns att se i figur 2.2, där är de dock satta som diametrala mått snarare än radiella. I nästa steg används handboksformler för att ta fram ett antal koordinater för evolventkurvan. Dessa är de parametrar som skickas in i CATIA för att modellera bomförbandet. Både honan och hanen räknas ut i samma ordning men honan saknar k -värde.

Modul m och bommar z behandlas som ett par då dessa tillsammans påverkar bommarnas toppdiameter D_o , vilken skall hållas konstant till 27 mm. Därav har under studiens gång, när ett bomantal specificeras, även motsvarande modul räknats ut. Detta görs enligt ekvation (3).

4.3 Förenklad modell

Den förenklade modell som används i arbetet har en geometri där differentialhjulet är ersatt av en ring med invändiga bommar, se figur 4.8. Vidare har längden av förbandet förkortats med 50 % jämfört med originalet. Kontaktanalyskraven mellan honan och hanen har ändrats från *contact connection properties* till *slider connection properties* då kontaktytan i sig inte skall utvärderas. Kontaktanalyskrav används för att koppla ihop de ytor som kommer i kontakt. *Contact connection properties* förhindrar att de kopplade ytorna kan penetrera varandra, dessutom kan friktion läggas på. *Slider connection properties* tillåter ytorna att glida mot varandra friktionsfritt [13].

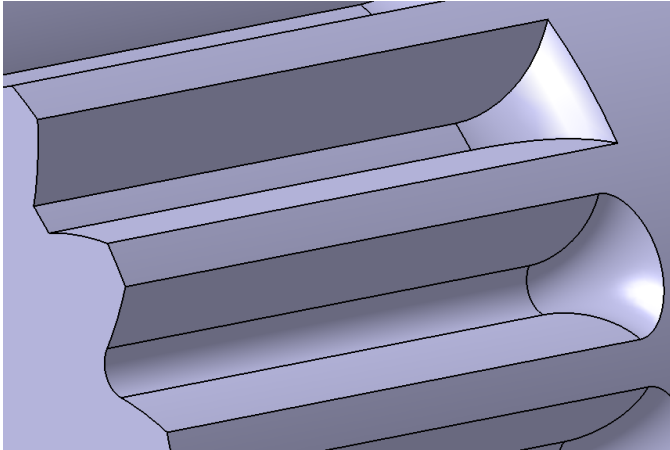
Slider connection properties ger en rättvis spänningsbild samtidigt som modellen går fortare att beräkna. Kontaktanalyskravet läggs på kontaktytorna till alla bommar. Bomförbandet som används utgår från den amerikanska standarden för bomförband,[1], men med vissa förändringar.



Figur 4.8 Förenklad CAD-modell med en ring som ersättning för differentialhjulet

Modellen belastas med ett vridande moment på 300 Nm för alla försök. Momentet är ett referensmoment för att rättvist kunna jämföra beräkningarna, storleken i sig är därför inte relevant. Skälet till att det ej är satt till 1 Nm är för att få subjektivt mer lätthanterliga siffror vid beräkning. Det appliceras på änden av hanen, vilken är låst i alla led utom i rotationsled kring sin egen axel. Honans ytteryta är fix i rummet.

I alla försök studeras huvudspänningen för drag, vilket är den spänning som är dimensionerande för utmattning. Den bom som utvärderas har en finare mesh för att få ett väl upplöst resultat. Lokal mesh läggs på sidorna av denna bom samt i kärldradierna intill. Dessutom läggs det samma mesh på de motriktade sidorna på de intilliggande bommarna.

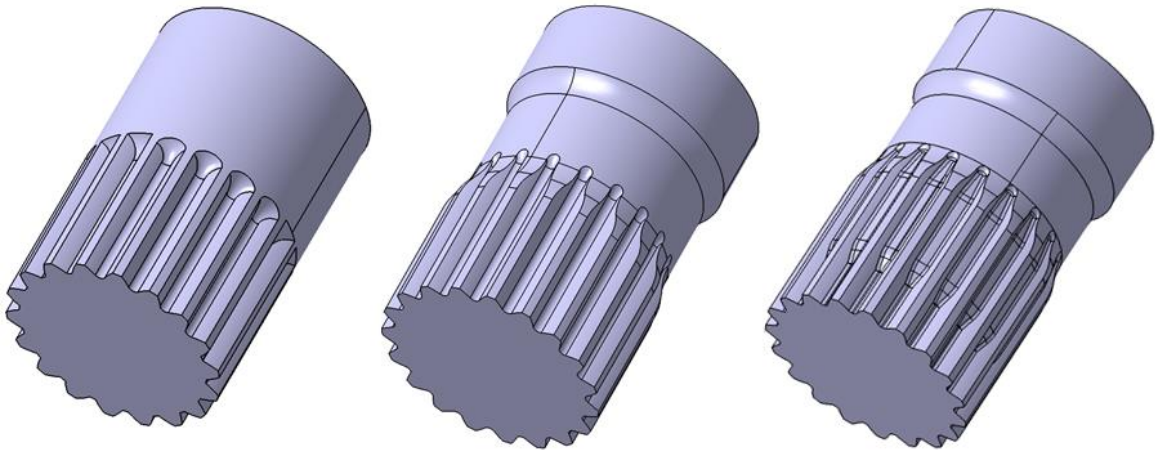


Figur 4.9 Den övre bommen utan kärlnradie och den undre med kärlnradie

Bommarna ges största möjliga kärlnradie mellan de valda sidytorna. Hur detta ser ut demonstreras i figur 4.9. Då avståndet mellan ytorna påverkar hur stor radie som kan läggas påverkas kärlnradiens storlek av konstanten k . En större kärnradie R_{re} ger lägre bommar och därmed en större kärlnradie mellan dem.

4.4 Introduktion av koncept

Det är tre olika koncept på axeltappens utförande som ska utvärderas. Dessa är döpta till A, B och C och visas i figur 4.10.



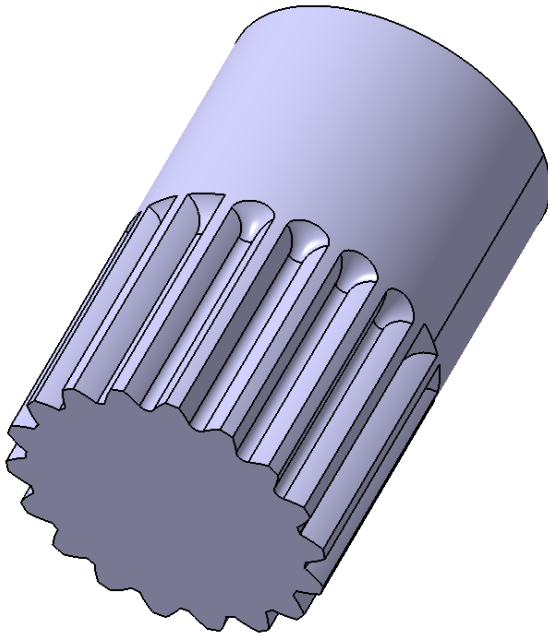
Figur 4.10 Från vänster: A, B och C

Koncept A är en axel med inbäddade bommar, alltså att bommarnas toppdiameter är densamma som axelns diameter. För att få fram koncept B läggs en midja till, vilket gör bommarna delvis utanpåliggande. Detta innebär att bommarnas toppdiameter är större än midjans diameter. Koncept C har så kallade ”stepped splines”, vilket är den upphöjning som syns mellan bommarna, se figur 4.10. Kopplingshonan i detta förband har en motsvarande utfräsning. Dessutom finns midjan kvar.

5. Koncept A

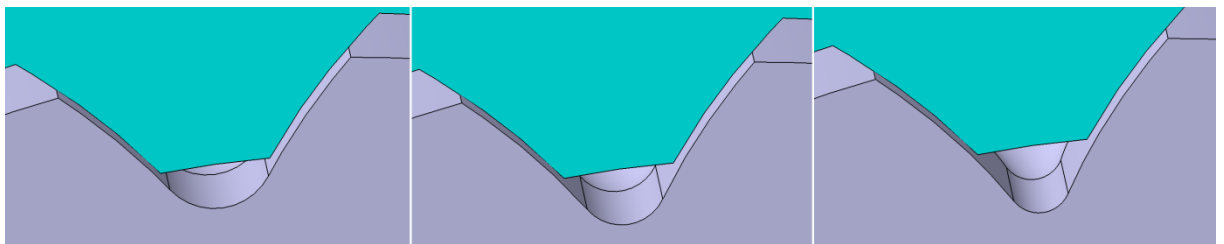
Detta koncept är den modell med enklast utformning. Den består av en axeltapp med inbäddade bommar, det vill säga att bommarnas toppdiameter är densamma som resterande axels ytterdiameter. Modellen kan ses i figur 5.11

Modellen i detta koncept har endast kärldier mellan 5 bommar med den utvärderade bommen i mitten. Detta bedöms tillräckligt för att få bra resultat.



Figur 5.11 Axeltapp i koncept A

För koncept A varierar tre parametrar; konstanten k , antalet bommar z samt avståndet mellan axelövergång och hona (så kallad påskjutning d). Konstanten k är kopplad till kärnradien R_{re} enligt ekvation (3). Det skall tilläggas att konstanten k inte är namngiven utan är, i standarden, ett siffervärde som varierar beroende på pressvinkel. I figur 5.12 visas hur kärldien påverkas av k -värdet.



Figur 5.12 Kärldie vid $k=1,4$; $1,6$ samt $1,8$

5.1 Grovscanning

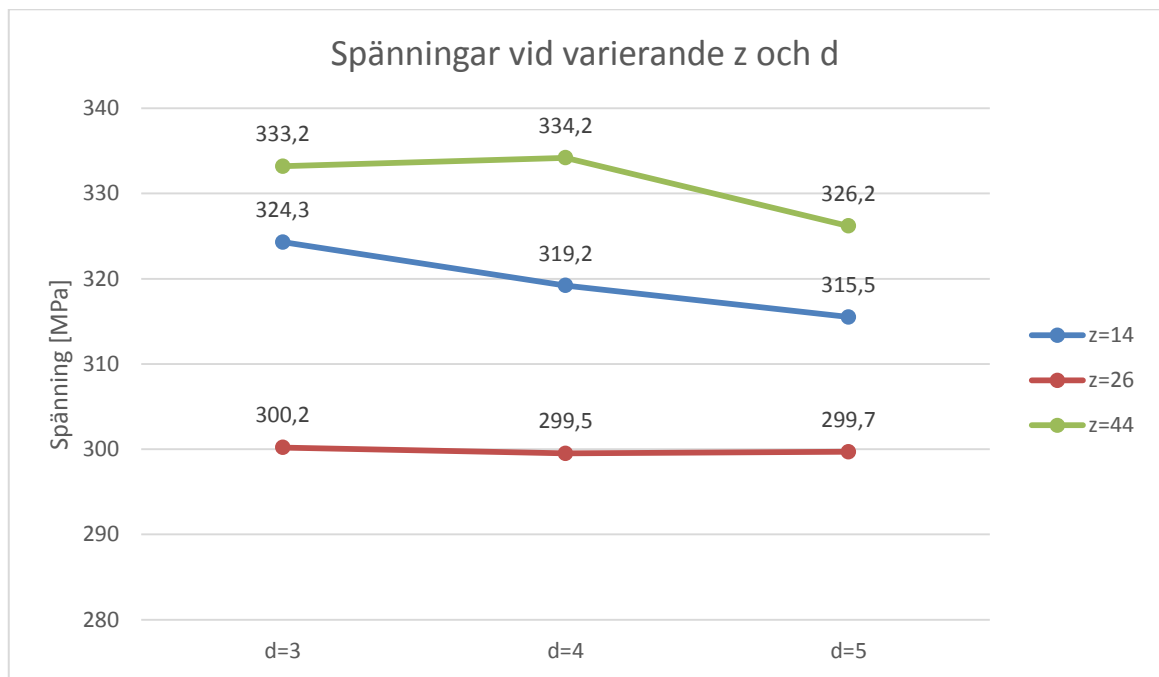
Då antalet bommar z är den parameter som kan varieras inom störst intervall görs en grov scanning för att ta reda på hur modul m och antalet bommar z bör sättas. Att direkt göra en fullständig parameterstudie skulle kräva allt för många försök, denna görs senare när ett relevant område har hittats.

En tidigare studie gjord av Burgtorf, Dietz och Garzke [14] för axeltappar med utanpåliggande bommar visar att det finns ett optimum för antal bommar gällande maximal spänning. Därför är det intressant att se om det finns ett motsvarande optimum för förband med inbäddade bommar. Enligt Burgtorf, Dietz och Garzke ligger optimumet för utvändiga bommar vid 20 st. Ur studien framgår att sambandet mellan spänning och antalet bommar inte är linjärt, vilket gör att det inte är tillräckligt att titta på två extremvärden. Minst tre punkter måste undersökas för att kunna uppfatta en kurvatur.

Som ett första steg görs en försöksplan mellan antalet bommar z och påskjutning d . Antalet bommar z sätts till 14, 26 och 44 stycken för att få en så stor spridning som möjligt samtidigt som antalet bommar z hålls relevant. Modulen m beräknas enligt ekvationen ur standarden:

$$m = \frac{D_o}{z+1} \quad (5)$$

(där diametern D_o sätts in i millimeter) och anpassas i varje fall så att toppdiametern D_o alltid hålls till det konstanta värdet 27 mm. Påskjutningen d varieras med intervallet 3, 4 och 5 mm.



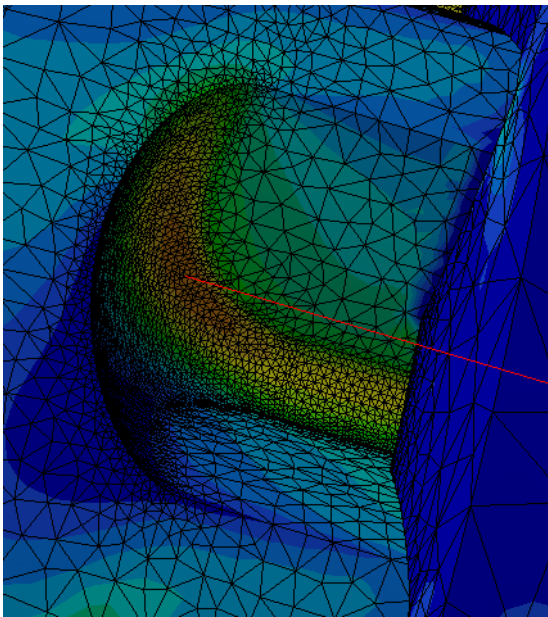
Figur 5.13 Spänningsresultat av grovscanning

Resultaten i figur 5.13 tyder på att det finns ett optimum för antalet bommar z . Axeln med 26 bommar har grovt räknat 7 % mindre maximalspänning jämfört med de andra. Vid detta antal bommar z tycks inte de små förändringar som gjorts i påskjutning d spela någon roll, differensen är endast 0,7 MPa. Detta visar på att försöka identifiera ett optimalt område för antalet bommar z är relevant, ett för stort intervall slår så hårt på spänningsbilden att andra parametrar får väldigt liten effekt i jämförelse. För att kunna göra en ordentlig parameterstudie och se de tre parametrarnas påverkan bör ett litet intervall för antalet bommar z väljas, annars kommer de andra parametrarnas påverkan bli irrelevanta i jämförelse. Dessutom är det inte relevant att undersöka områden där det redan visat sig bli stora spänningar då syftet med arbetet är att nå så låga spänningar som möjligt.

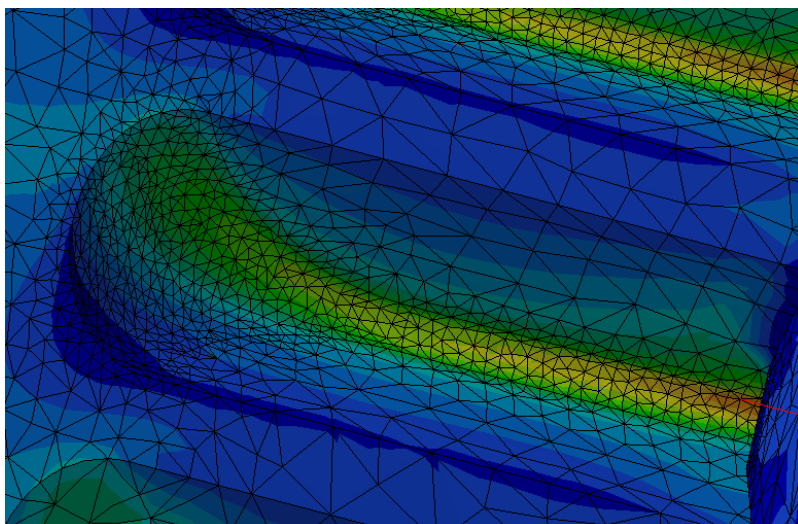
Vid 14 och 44 bommar fås stor variation i spänningarna när övriga parametrar varierar medan antalet bommar $z=26$ ger en okänslighet mot de andra variationerna. Detta kan tänkas bero på att bomantalet är den parameter som har störst inverkan och att $z=26$ är i, eller nära, ett optimum samt att området kring 14 resp. 44 bommar skulle ha en kraftigare kurvatur.

Gemensamt för alla olika antal bommar är att kortare avstånd till axelövergång ger en ökning i maximalspänning. Med 14 och 44 bommar fås en ökning med 3 respektive 2% från de lägsta värdena.

Vart maximalspänningen uppkommer beror till dels av påskjutningen d relativt bomhöjden. Då modul m och antalet bommar z matchas för att hålla den konstanta toppdiametern D_o ger mindre antal bommar också större storlek på dem. Då bommarna har största storlek spelar inte de olika avstånden i försöket någon större roll, maximalspänningen hamnar varje gång i övergången. Vidare syns det i modellen med 44 bommar att spänningen hela tiden ligger i kärlnadien och aldrig kryper upp i övergången. Detta beror troligen på skillnaden i bomhöjd relativt påskjutning d . Vid 14 bommar är bommarna så stora att honan, för alla påskjutningar d , alltid ligger så pass nära övergången mellan kärlnadie och axel att maximalspänningen kryper upp i den vilket kan ses i figur 5.14. Med 44 bommar är honan hela tiden så långt ifrån övergången att maximalspänningen aldrig hamnar där, se figur 5.15. Detta är för att måttet på påskjutningen d i förbandet med 14 bommar blir proportionellt litet jämfört med bommens höjd medan med 44 bommar blir detta mått ett stort avstånd relativt bomhöjden.



Figur 5.14 Uppkomst av maximal spänning med 14 bommar, påskjutning $d=4\text{mm}$



Figur 5.15 Uppkomst av maximalspänning med 44 bommar, påskjutning $d=4\text{ mm}$

5.2 Reducerade försöksplaner

Från det föregående försöket dras slutsatsen att ett optimalt antal bommar z torde ligga runt 26 stycken. I kommande försök kommer bomantalet väljas i området kring detta antal.

Ett nytt försök görs med bomantal inom ett mindre intervall, denna gång utökat med den tredje parametern konstanten k som varierar mellan värdena 1,4; 1,6 och 1,8. Då kärldadie används begränsas intervallet av geometrin. Ett värde under 1,4 ger en geometri som inte fungerar då delarna kolliderar och ej går att koppla ihop. och ett värde över 1,8 ger en allt för liten kärldadie.

Den reducerade försöksplan som används är framtagen med hjälp av programmet Minitab och gäller för metoden Taguchi, se tabell 5.3. Taguchi är egentligen mer lämplig för optimering av produktion och har inga bra verktyg för samspelsgrafer, men resultaten av försöken kan ändå användas i sökandet efter ett optimalt intervall för bomantal.

Tabell 5.3 Resultat av reducerad försöksplan

Försöksnr.	z	d	k	Max h.sp. [MPa]
1	24	3	1,4	265,41
2	24	4	1,6	266,82
3	24	5	1,8	296,45
4	28	3	1,6	276,99
5	28	4	1,8	306,13
6	28	5	1,4	275,43
7	32	3	1,8	306,23
8	32	4	1,4	291,20
9	32	5	1,6	276,35

Då de lägsta spänningarna uppmätts i modellen med 24 bommar görs en undersökning med ännu färre bommar för att se om det finns ett optimum där. Avståndet mellan 14 och 24 bommar är för stort för att kunna avgöra hur modellen beter sig med ett bomantal mellan dessa värden. Samma reducerade försöksplan som för föregående försök används igen men denna gång är bomantalen ändrade till 18, 20 samt 22, de andra termerna har oförändrat intervall.

Tabell 5.4 Resultat av reducerad försöksplan

Försöksnr.	z	d	k	Max h.sp.[MPa]
1	18	3	1,4	261,11
2	18	4	1,6	270,97
3	18	5	1,8	291,22
4	20	3	1,6	278,26
5	20	4	1,8	292,22
6	20	5	1,4	254,40
7	22	3	1,8	305,24
8	22	4	1,4	259,48
9	22	5	1,6	267,43

Ur tabell 5.4 kan det utläsas en lägsta spänning vid 20 stycken bommar, vid 18 blir det något högre. Det tycks finnas ett optimum runt 20.

5.3 Försök enligt Central Composite Design

Då ett optimalt område för antalet bommar z tycks ha identifierats går arbetet vidare med en mer fullständig försöksplan och utvärdering av parametrarnas huvud- samt kombinationseffekter. För att minimera antalet försök görs en försöksplan enligt Central Composite Design. Resultaten i centrum punkten är identiska ty i CATIA fås ingen variation vid upprepade körningar av en modell. Metoden Face Centered används då det på grund av geometribegränsningarna är omöjligt att undersöka några punkter utanför de satta intervallen. Försöksplanen genereras med hjälp av Minitab. I detta försök sätts faktorn antal bommar z till 18, 20 och 22, påskjutning d till 3, 4 och 5 samt konstanten k till 1,4, 1,6 och 1,8.

Tabell 5.5 Resultat av försök med Central Composite Design

Försöksnr.	z	d	k	Max h.sp. [MPa]
1	18	5	1,4	243,96
2	18	3	1,4	265,43
3	18	4	1,6	272,63
4	18	5	1,8	292,81
5	18	3	1,8	311,79
6	20	4	1,4	263,96
7	20	5	1,6	260,05
8	20	4	1,6	261,14
9	20	3	1,6	276,60
10	20	4	1,8	292,69
11	22	5	1,4	266,55
12	22	3	1,4	257,20
13	22	4	1,6	261,01
14	22	5	1,8	292,76
15	22	3	1,8	305,94

Analys av resultatet sker i Minitab som genererar en funktion där spänningen är funktionsvärdet av de ingående parametrarna i försöket, se ekvation (6)

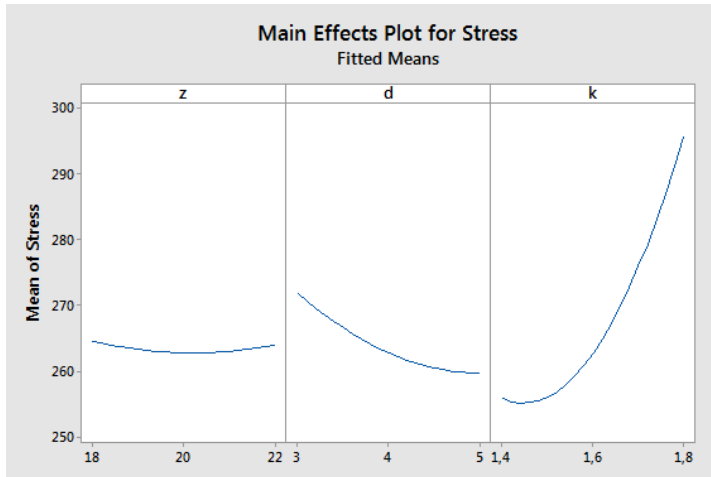
$$f = 1053 - 13,7 * z - 55,5 * d - 760 * k + 0,362 * z^2 + 2,95 * d^2 + 323,9 * k^2 + 2,289 * z * d - 6,33 * z * k - 12,53 * d * k \quad (6)$$

Då funktionen redovisas med okodade enheter, vilket innebär att de visas med sitt satta värde snarare än -1 för låg, 0 för mitt samt +1 för hög nivå, är det svårt att utläsa vardera parameters eller samspels signifikans. Däremot fås ur analysen även p-värden som är ett bra hjälpmedel för att tolka resultatet. Nollhypotesen för denna studie är att de valda parametrarna inte har någon signifikant påverkan på spänningen. Här används $\alpha = 5 \%$.

Tabell 5.6 p-värden tillhörande försöket ovan

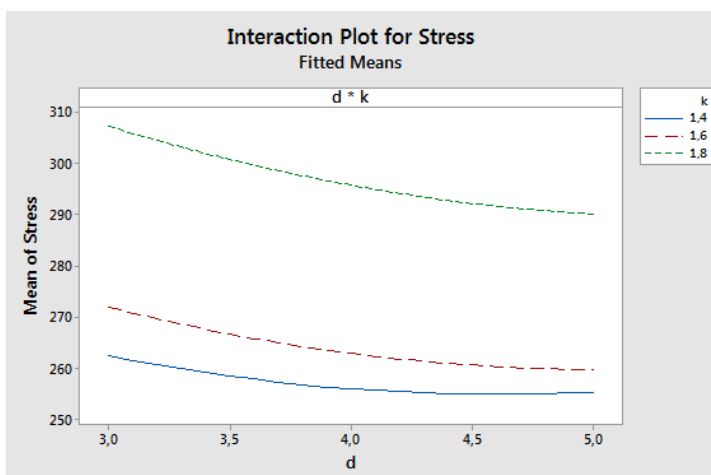
Parameter	p-värde
k	0,000
d	0,000
z	0,793
k ²	0,000
d ²	0,002
z ²	0,034
k*d	0,006
k*z	0,024
d*z	0,038

I detta försök visar sig alla p-värden ligga under 0,05 utom antalet bommar z som har ett värde på 0,793 vilken då skall vara obetydlig. Det innebär dock inte att bomantalet inte är signifikant i det stora hela utan att ändringar i det snävt valda intervallet inte har så stor inverkan. p-värdesanalysen indikerar att nollhypotesen är falsk eftersom inga p-värden, med undantag från värdet tillhörande bomantalet z , har ett värde högre än 0,05.

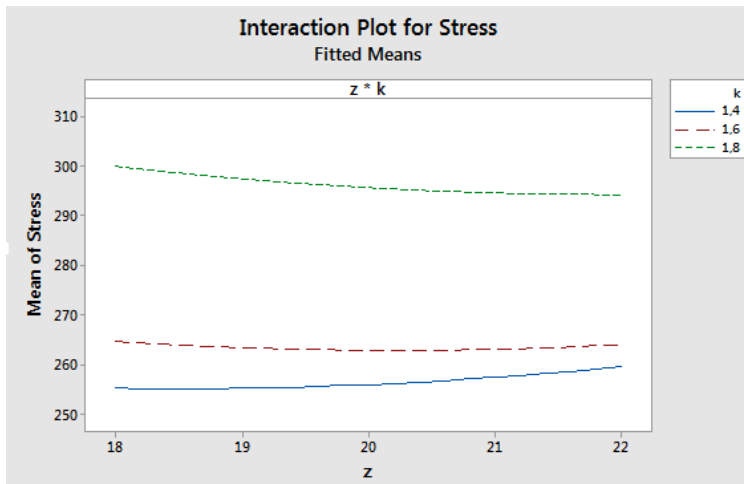


Figur 5.16 Huvudeffekter för försök enligt CCF

Grafen över huvudeffekten för antalet bommar z (se figur 5.16) styrker tidigare antaganden om att ett optimum gällande bomantal finns i det valda intervallet. Den branta kurvan för k -värdet (se figur 5.16) och det mycket låga p-värdet för k visar tydligt hur stor betydelse den har för resultatet. Påskjutningen d gav större utslag än väntat då det i förstudien inte framstod som signifikant. Påskjutningen d ger ett lägre spänningsvärde med större värde enligt figur 5.16, men det ser ut som om kurvan börjar plana ut vid påskjutningen $d=5$ mm.



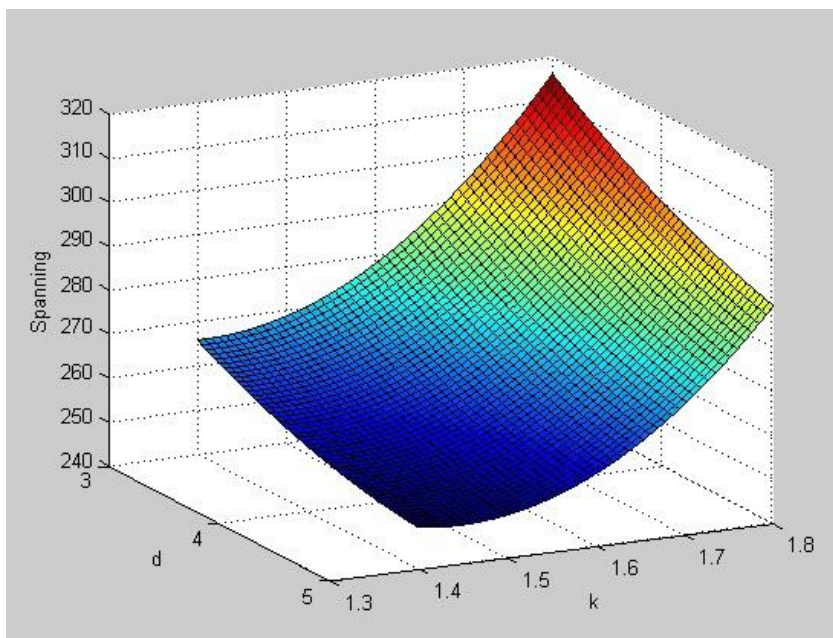
Figur 5.17 Samspelsgraf för k och d



Figur 5.18 Samspelsgraf för z och k

Gemensamt för samspelet mellan påskjutningen d och konstanten k samt antalet bommar z och konstanten k (figur 5.17 resp. 5.18) är att den största spänningen för $k=1,4$ är mindre än den lägsta för $k=1,8$. Det optimala värdet för k verkar vara 1,4 oberoende av vad de andra parametrarna sätts till.

Dessa grafer är en indikator på hur parametrarna bör sättas men kan inte ge någon specifik kombination. Därför plottas funktionen i MATLAB för att kunna få en grafisk överblick. Ett enkelt test med att ta fram ett minimum görs men utan resultat då funktionen minskar i all oändlighet. Därför uppskattas minimum till det lägsta spänningsvärde från försöket med antalet bommar $z=18$, påskjutning $d=5$ och konstanten $k=1,4$. Detta värde styrks av figur 5.19 då grafen fortsätter nedåt vid dessa gränsvärden.



Figur 5.19 Spänning som funktion av konstanten k och påskjutningen d vid antalet bommar $z=18$

Då spänningen ser ut att sjunka med ett större värde på påskjutningen d undersöks denna vidare. Vid 18 bommar fås den lägsta spänningen 242,49 MPa vid påskjutning $d=7$ mm, vid större avstånd än detta stiger spänningen igen.

5.4 Utökning av försöksområde

Då det undersökta intervallet för bomantalet ligger långt ifrån vad som används idag görs även en Central Composite Design i det området för att undersöka parametrarnas effekter där. Idag används bomantalen 28,29 och 31 så en försöksplan för 28-32 genereras i Minitab.

Tabell 5.7 Resultat av försöksplan med Central Composite Design

Försöksnr.	z	d	k	Max h.sp. [MPa]
1	28	5	1,4	273,98
2	28	3	1,4	268,22
3	28	4	1,6	274,41
4	28	5	1,8	306,13
5	28	3	1,8	297,67
6	30	4	1,4	275,02
7	30	5	1,6	281,36
8	30	4	1,6	278,28
9	30	3	1,6	274,77
10	30	4	1,8	303,60
11	32	5	1,4	274,19
12	32	3	1,4	276,21
13	32	4	1,6	276,21
14	32	5	1,8	309,03
15	32	3	1,8	306,48

Inget av de uppmätta värdena från försöket ligger i närheten av de lägsta som nåddes i försöket innan. Detta tyder på att tidigare slutsatser om att detta inte är bättre, sett till huvudspänning, stämmer.

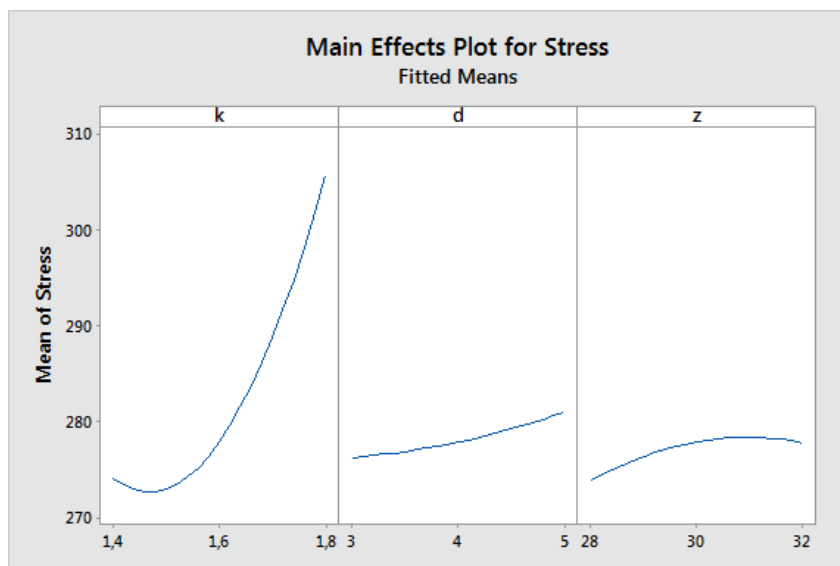
Den genererade funktionen blir:

$$f = 454 - 944,9 * k + 13,05 * d + 31,4 * z + 299,4 * k^2 + 0,730 * d^2 - 0,506 * z^2 + 3,23 * k * d + 1,76 * k * z - 0,724 * d * z \quad (7)$$

Tabell 5.8 p-värden för utökad försöksplan

Parameter	p-värde
k	0,000
d	0,000
z	0,000
k ²	0,000
d ²	0,318
z ²	0,015
k*d	0,144
k*z	0,115
d*z	0,005

Även här har konstanten k och påskjutningen d ett p-värde på 0 men denna gång har även antalet bommar z det. Detta beror antagligen på att bomantalet inte längre ligger i det optimala intervallet. Här blir det tydligt att antalet bommar z inte bör sättas till vilket värde som helst utan är en högst signifikant parameter.

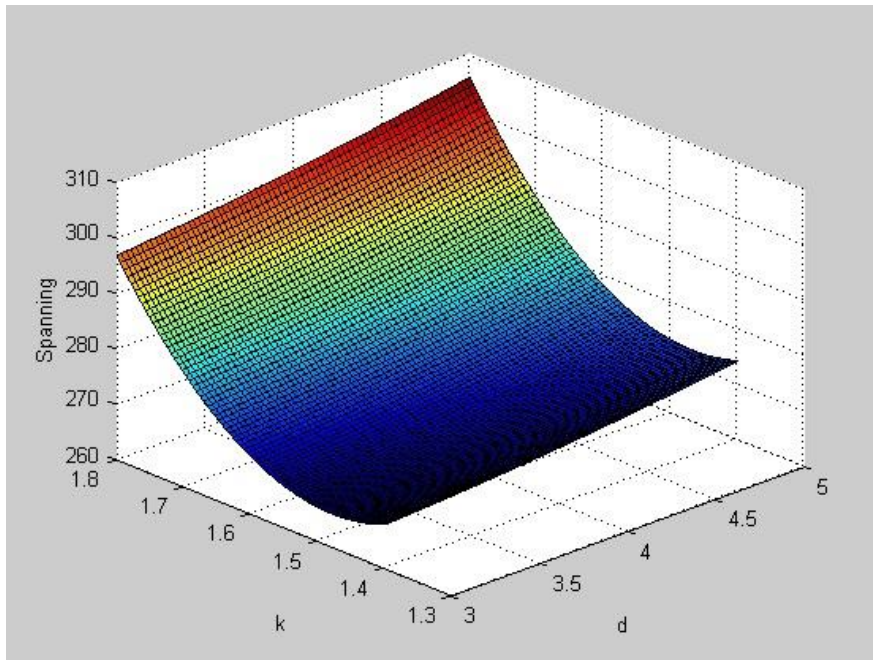


Figur 5.20 Huvudeffekter

Kurvaturen för huvudeffekten för antalet bommar z , se figur 5.20, tyder på att ett vidare ökat bomantal skulle kunna få spänningen att dala igen men att gå upp i bomantal över 32 resulterar i väldigt små bommar vilka inte skulle vara användbara i praktiken. Dessutom resulterade samtliga körningar vid $z=44$ i högre spänningar än de vid $z=32$ därför antogs möjliga spänningsminimum mellan dessa bomantal vara större än det redan funna.

Det visar sig att de värden som är mest lämpade för konstanten k och påskjutningen d inte är samma som i förra försöket. Det betyder att det optimala värdet på påskjutningen d och konstanten k samspelar med det värde antalet bommar z har.

Denna gång går funktionen att minimera inom intervallet i MATLAB. Ett minimum identifieras vid parameternivåerna antalet bommar $z=28$, påskjutning $d=3$ och konstanten $k=1,4795$. Efter beräkning uppmäts den maximala spänningen till 267,15 MPa vilket är högre än föregående optimum, 242,49 MPa. Att få ner spänningen till den nivån med dessa bomantal är troligtvis inte möjligt. Funktionsytans utseende går att se i figur 5.21.



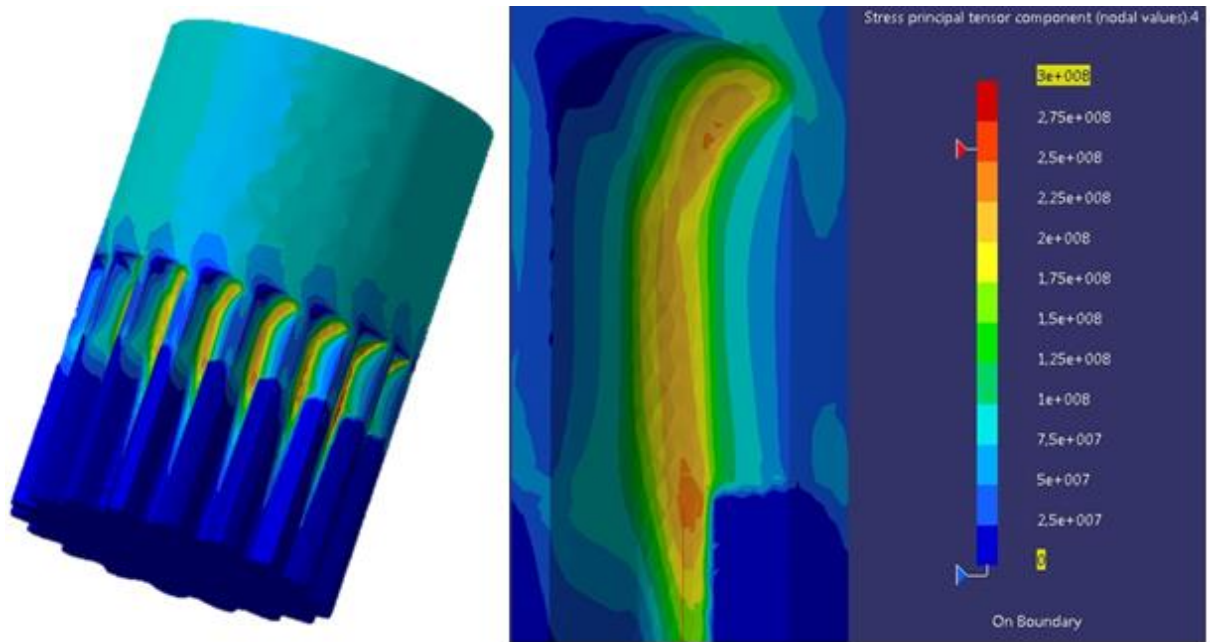
Figur 5.21 Spänning som funktion av k och d vid konstant $z=28$

5.5 Resultat och diskussion

Ett optimum för detta koncept har hittats i modellen med antalet bommar $z=18$, konstanten $k=1,4$ och påskjutningen $d=7$ mm och uppmättes till 242,49 MPa. Antalet bommar z och konstanten k är de som har störst betydelse. Med detta i åtanke så tyder det på att bomantalet som används på Volvo idag möjligtvis kan bytas ut mot ett mindre antal, men om denna modell är optimal i alla fall kan dock inte konstateras. Det går inte att veta om 18 stycken bommar generellt är det bästa eller om det endast gäller för just denna toppdiameter. Det går inte heller att säga hur härdning påverkar denna bomstorlek. Större bommar förändrar härdningsprocessen och detta påverkar hur bommarna beter sig under last.

De metoder som användes i avsnitt 5.2 var anpassade efter Taguchimetoden. Planen var att använda denna metod men då värdena inte kunde utvärderas ordentligt i Minitab togs beslut om att använda Central Composite Design istället. Den data som då samlats in användes istället till att hitta rimliga värden för alla parametrarna till CCF-försöket. Det kan diskuteras om detta är en helt korrekt väg att gå när det gäller val av parametervärden.

Spänningsbilden för optimumet kan ses i figur 5.22. De mest utsatta delarna är kärldradierna mellan bommarna där en spänningskoncentration uppkommer. Det är den pålastade sidan av bommen som får den största spänningen i form av drag, motsatt sida av bommen upplever tryckspänningar. Spänningen ligger fördelad huvudsakligen mellan kontaktytan och axelövergången. Övriga delar belastas inte nämnvärt.

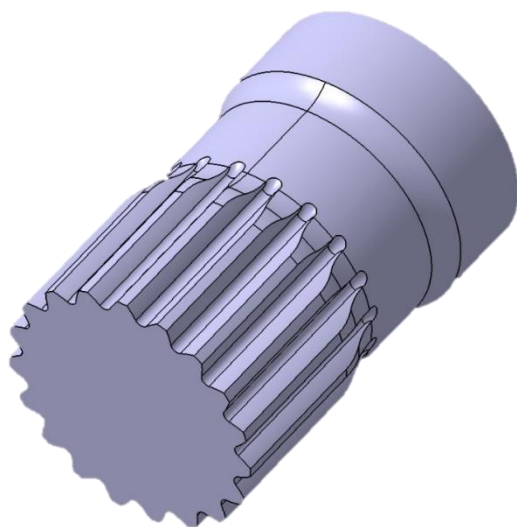


Figur 5.22 Spänningsbild för optimum av koncept A

De olika försöken för koncept A gjordes med olika förutsättningar då det i början fanns en osäkerhet vad det gäller meshstorlek. Huvudsakligen används en elementstorlek så att antalet element längs till exempelvis en bomsida alltid hålls konstant. Varje modell får då samma antal element och därmed samma modellnoggrannhet vilket gör jämförelserna mellan modellerna mer rättvis. De områden som har ett konstant elementantal är kärldrarna och bomsidorna.

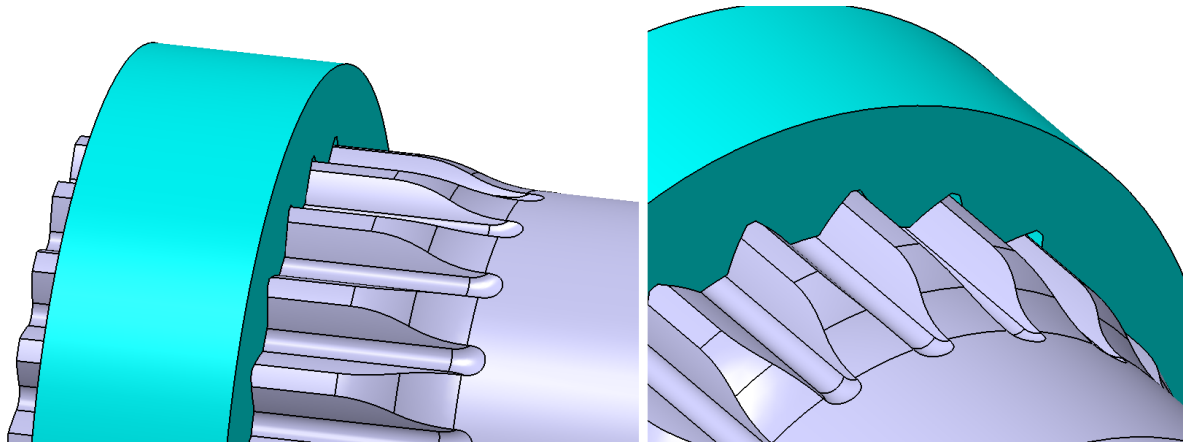
6. Koncept B

När koncept B, se figur 6.23, studeras kommer resultaten från koncept A att tas viss hänsyn till.



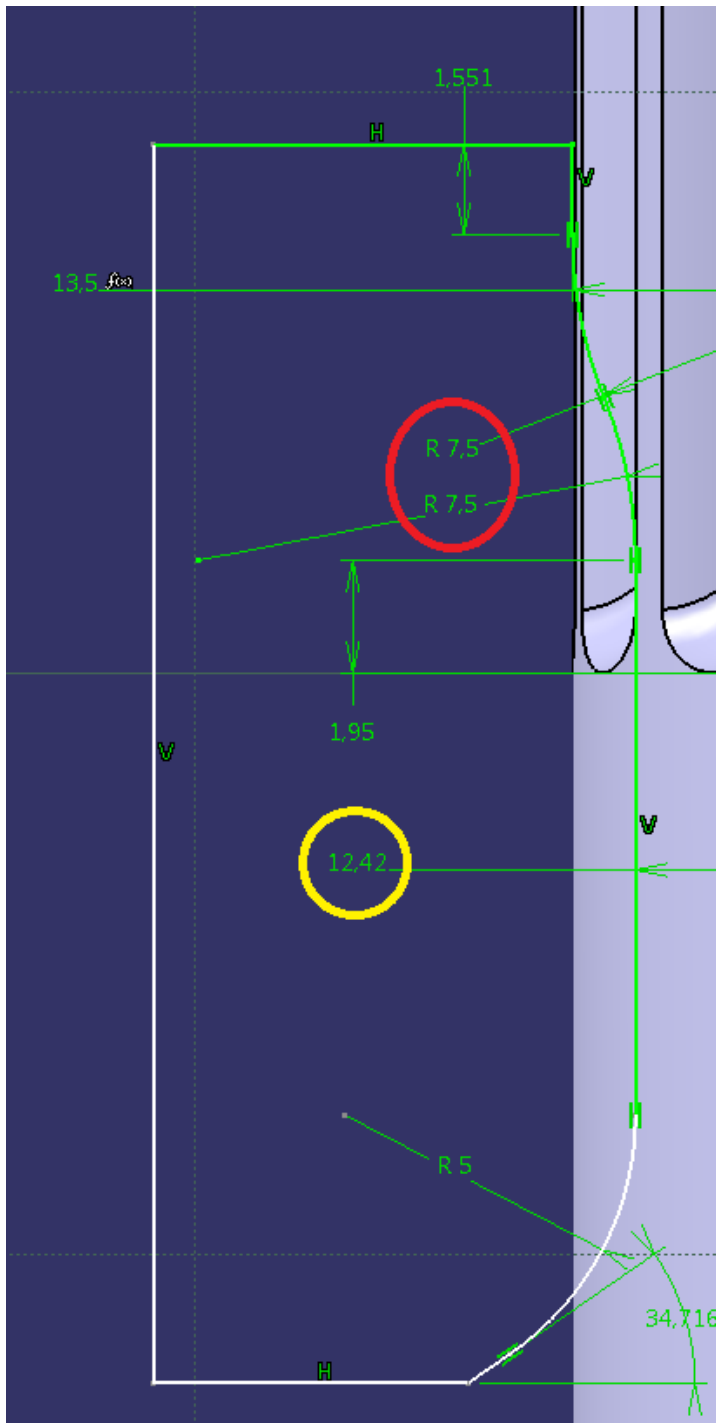
Figur 6.23 Axeltapp i koncept B

Konstanten k har visat sig ha ett optimum vid 1,4. Detta värde kommer att hållas konstant för detta koncept, dels för att minska antalet parametrar samt att körningarna för koncept A påvisar att den inte är relevant att variera.



Figur 6.24 Sluttningen av bommarna

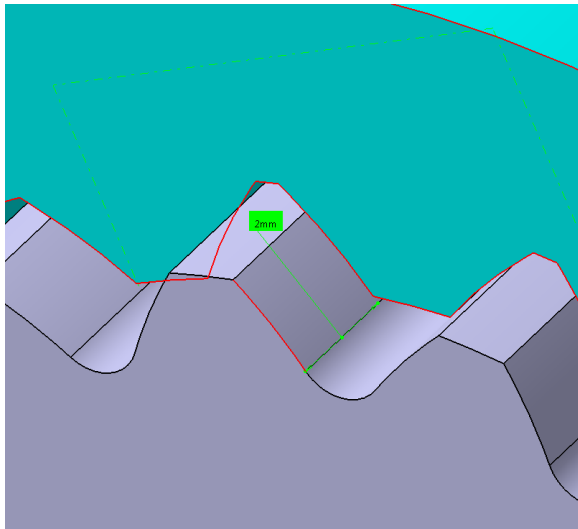
För detta koncept studeras parametrarna påskjutning d , antalet bommar z , utfräsning utf och sluttningen s vid bommens slut. Denna sluttning visas tydligt i figur 6.24. Utfräsningen av axeln avgör vilken typ av bommar som fås, en hel utfräsning till samma nivå som bommarnas botten gör att bommarna blir helt utanpåliggande. Sluttningen av bommen varieras med hjälp av två stycken radier som bildar en s-formad backe. Påskjutningen d mäts denna gång mellan honan och kanten där bommarna har nått sin fulla höjd och inte längre sluttar.



Figur 6.25 Ritning i CATIA över utfräsning och sluttning

I figur 6.25 syns den ritning som både utfräsningen *utf* och sluttningen *s* varierar i. Den gula markeringen bestämmer utfräsningen *utf* och de röda markeringarna visar de två radierna som styr hur brant sluttningen *s* blir.

I koncept B används kärldadie mellan alla bommar, till skillnad från koncept A, där det endast låg radie mellan 5 stycken bommar. Dessutom anpassas hanen så att den alltid slutar 2 mm efter kontaktytan, se figur 6.26.



Figur 6.26 Demonstration av avstånd mellan kontaktyta och axelns slut

6.1 Grovscanning

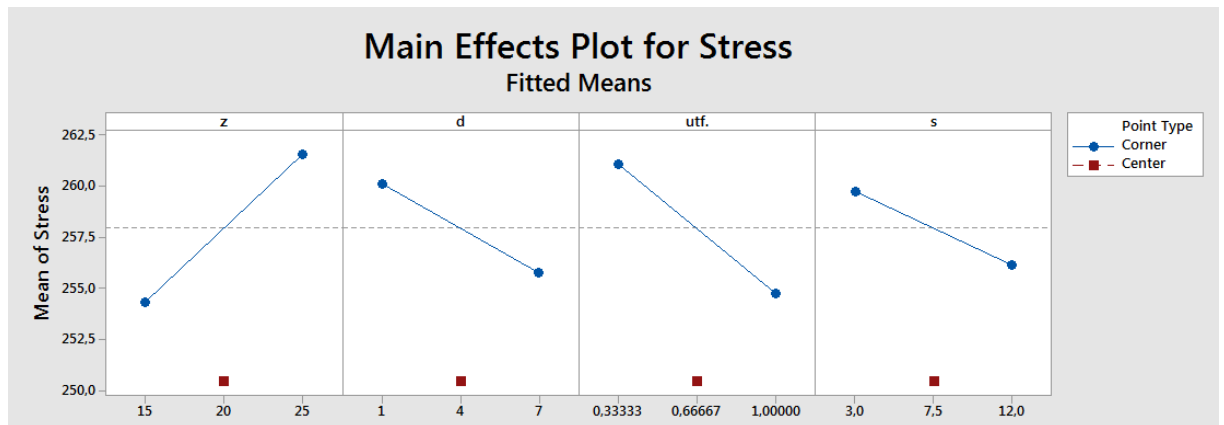
För att se hur parametrarna påverkar resultatet och vad som är rimliga värden för dem görs först en scanning av konceptet. Denna utgår från en reducerad försöksplan med 4 faktorer, 2 nivåer och en centrumpunkt. Utfräsningen *utf* varieras från 1/3 till 3/3 av bomhöjden där 3/3 är ner till bottennivån. Slutningen *s* varieras från 3 mm till 12 mm och påskjutningen *d* sätts till värdena 1 och 7 mm. Koncept A hade ett optimalt område för antalet bommar *z* vid 18. Därför görs scanningen av B med bomantal runt 15-25 snarare än 30-40.

Tabell 6.9 Grovscanning

Försöksnr.	<i>z</i>	<i>d</i>	<i>utf.</i>	<i>s</i>	Max h.sp. [MPa]
1	15	7	1/3	12	248,31
2	15	1	1/3	3	267,60
3	15	7	3/3	3	250,49
4	15	1	3/3	12	250,92
5	20	4	2/3	7,5	250,46
6	25	1	1/3	12	264,89
7	25	7	1/3	3	263,73
8	25	1	3/3	3	257,21
9	25	7	3/3	12	260,55

6.1.1 Slutsatser efter scanning

Centrumpunkten i figur 6.27 visar tydligt att det inte är ett linjärt samband och vidare försök måste göras. Däremot verkar det som att ett minimum ligger mellan extremvärdena. Nära 20 bommar, möjligtvis en bit under, tycks finnas ett optimum. Samtidigt ser 15 ut att vara ett bättre bomantal än 25, där resultaten är genomgående sämre.



Figur 6.27 Huvudeffekter med centrumpunkt markerad

För att se om det fortsätter minska vid ett mindre bomantal än 15 tas 14 med i de fortsatta försöken. Valet att inte gå längre ner är för att inte få ett alltför stort avstånd till 20, detta för att minska risken att missa en kurvatur. Därav tas beslutet att vidare studier görs med bomantalen 14, 17 och 20.

Försök nummer två i tabell 6.9, där antalet bommar z är satt till 15 och alla andra parametrar är satta till sina minsta värden, fås en extremt hög spänning. Dock visar det sig i en utökad körning att antalet bommar z satt till 20 med resterande termer återigen på sina minimalvärden ger en relativt låg spänning. Vad detta beror på kan inte sägas efter dessa försök.

6.2 Försök enligt Central Composite Design

Baserat på resultaten från grovscanningen görs ett fullständigt försök enligt CCF med 4 faktorer. Parametrarna påskjutning d , utfräsning utf och sluttning s ges samma värden som i scanningen medan bomantalet z sätts till 14, 17 och 20. Här används en mesh, på samma sätt som i koncept A, som ger samma modellnoggrannhet för alla körningar.

Tabell 6.10 Försöksplan enligt CCF

Försöksnr.	z	d	utf.	s	Max h.sp [MPa]
1	14	1	1/3	3	278,52
2	14	7	1/3	3	258,73
3	14	7	1/3	12	252,67
4	14	1	1/3	12	257,97
5	14	4	2/3	7,5	248,39
6	14	7	3/3	3	254,78
7	14	1	3/3	3	263,61
8	14	1	3/3	12	247,7
9	14	7	3/3	12	246,68
10	17	4	1/3	7,5	256,9
11	17	4	2/3	3	249,73
12	17	1	2/3	7,5	253,61
13	17	4	2/3	7,5	246,34
14	17	4	2/3	7,5	246,37
15	17	4	2/3	7,5	246,3
16	17	4	2/3	7,5	244,93
17	17	4	2/3	7,5	244,69
18	17	4	2/3	7,5	244,79
19	17	4	2/3	7,5	245,06
20	17	7	2/3	7,5	250,97
21	17	4	2/3	12	256,66
22	17	4	3/3	7,5	247,54
23	20	7	1/3	3	250,88
24	20	1	1/3	3	254,72
25	20	1	1/3	12	254,3
26	20	7	1/3	12	251,68
27	20	4	2/3	7,5	249,87
28	20	7	3/3	3	252,62
29	20	1	3/3	3	249,26
30	20	1	3/3	12	252,65
31	20	7	3/3	12	249,33

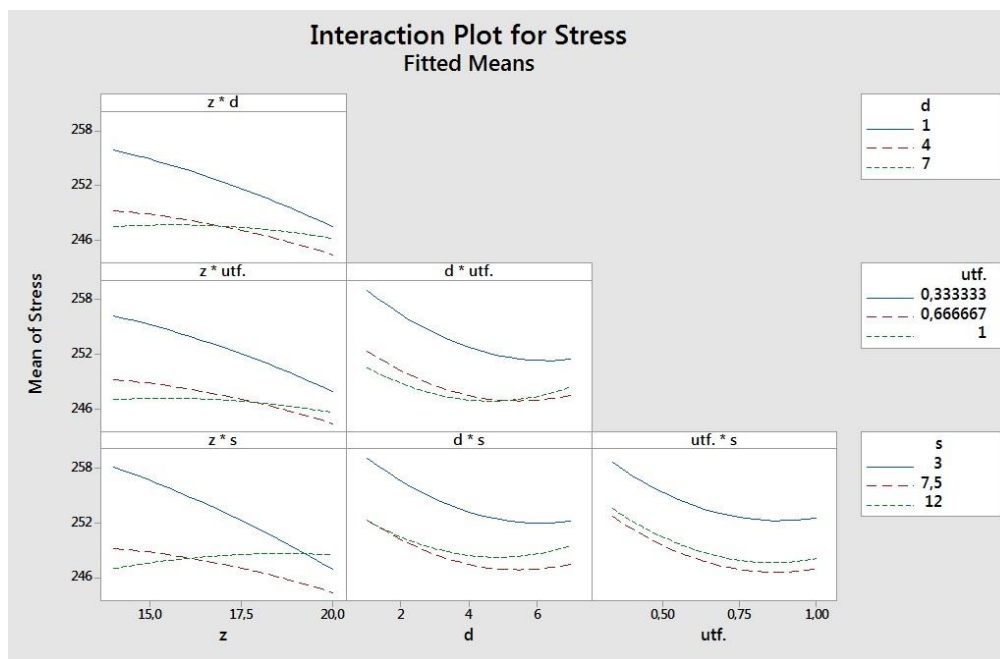
Den genererade funktionen för försöket är

$$\begin{aligned}
 f = & 345 - 1,91 * z - 7,87 * d - 72,8 * utf - 7,43 * s - 0,077 * z^2 + 0,274 * d^2 + \\
 & 21,6 * utf^2 - 0,167 * s^2 + 0,198 * z * d + 1,712 * z * utf + 0,2366 * z * s + \\
 & 1,359 * d * utf + 0,078 * d * s + 0,097 * utf * s
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Tabell 6.11 p-värden för försök enligt CCF

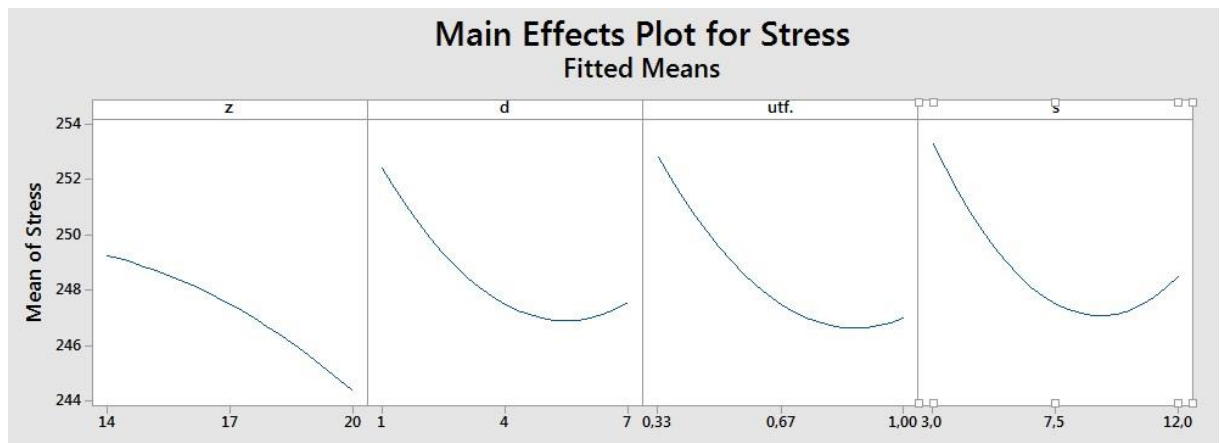
Parameter	p-värde
z	0,02
d	0,019
utf	0,007
s	0,021
z ²	0,783
d ²	0,332
utf ²	0,346
s ²	0,191
z*d	0,092
z*utf	0,104
z*s	0,005
d*utf	0,191
d*s	0,306
utf*s	0,886

p-värdena visar att alla huvudeffekter är signifikanta för spänningen då de har ett värde under 0,05. Värdena för kvadraterna bör inte tas för allvarligt då CCF är svag gällande detta. p-värdena för samspelen anses mindre viktiga då det är svårt att utvärdera samspelen endast utifrån dessa värden. En bättre metod är att med hjälp av samspelsgrafer och resultattabellen försöka dra slutsatser.



Figur 6.28 Sampelsgrafer mellan de ingående parametrarna för försök enligt CCF

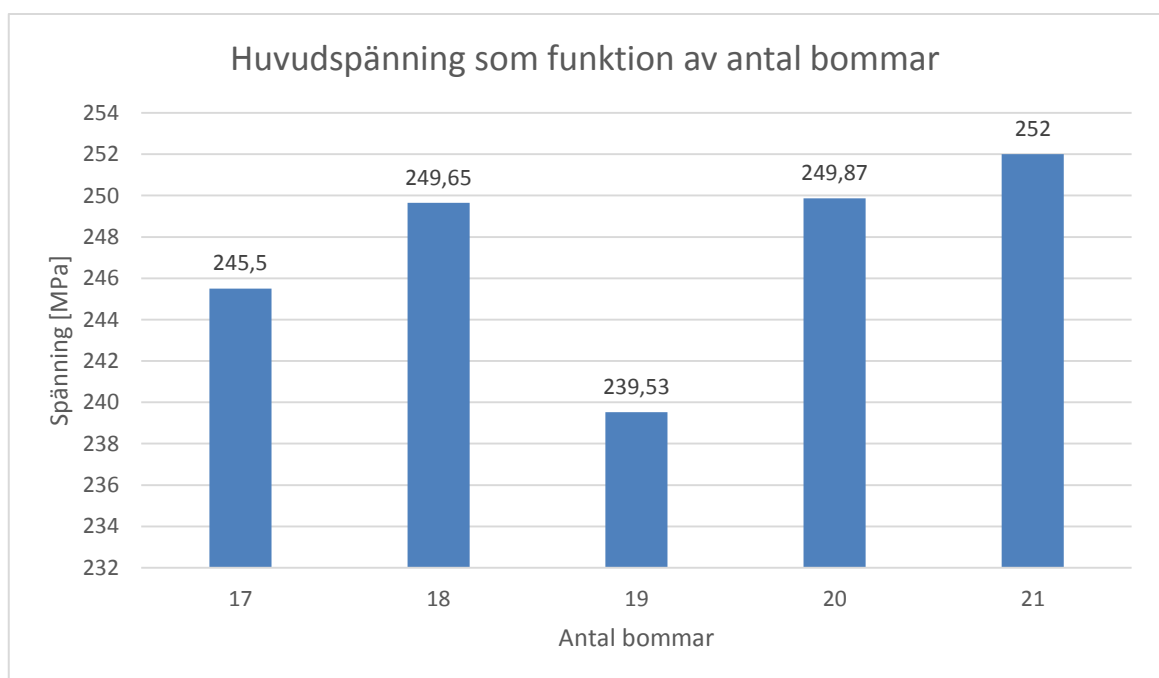
Samspelsgraferna i den vänstra kolonnen i figur 6.28 visar att vid antalet bommar z från 17 till 20 bommar fås lägst spänning när övriga parametrar hålls vid sina mittvärden. Detta styrks av de övriga graferna i bilden där den röda, streckade linjen (som motsvarar mittvärdet) ligger huvudsakligen underst.



Figur 6.29. Huvudeffekter för de ingående parametrarna. Diagrammet visar huvudspänning på y-axeln. I respektive ruta syns de olika parametrarna z , d , utf och s med tillhörande intervallvärden på x-axeln

Även huvudeffekterna, figur 6.29, antyder att ett optimum för påskjutning d , utfräsning utf och sluttning s ligger nära mitten av intervallen. Grafen över antalet bommar z ser ut att fortsätta nedåt efter 20 och det finns en möjlighet att ett större bomantal kan vara bättre.

För att få en bättre bild över hur spänningen varierar med bomantalet görs ett försök med övriga parametrar låsta till sina mittvärden.



Figur 6.30 Huvudspänning som funktion av antal bommar

Detta visar att med inställda mittenvärden fås genomgående bra spänningsresultat för alla de prövade bomantalen. 19 bommar ger lägst, se figur 6.30. Det var ett bomantal som redan i grovscanningen såg lovande ut. I försöksplanen, tabell 6.10, finns det också andra parameterkombinationer som ger likvärdiga resultat. Detta tyder på att det inte finns **ett** svar på vilken parameterkombination som är bäst. Som regel ger mittennivån bra resultat för alla de undersökta bomantalen och har hittills gett bäst resultat. Men det finns också helt andra parameterkombinationer som fungerar väl, dessa verkar dock inte ha något samband sinsemellan.

Eftersom de grafer som innehåller antalet bommar z i figur 6.28 och 6.29 indikerar att det skulle kunna finnas ett optimum vid bomantal högre än 20 undersöks detta då kurvan ser ut att minska vidare utanför intervallet. Det visar sig dock att både 21 och 22 överlag ger högre spänningar. Vid 26 bommar fås en markant högre spänning, 9,4% högre än vid 19 bommar, så det utsluts att det skulle kunna finnas något minimum över 20 bommar. Dessa tester utfördes med övriga parametrar vid mittnivån.

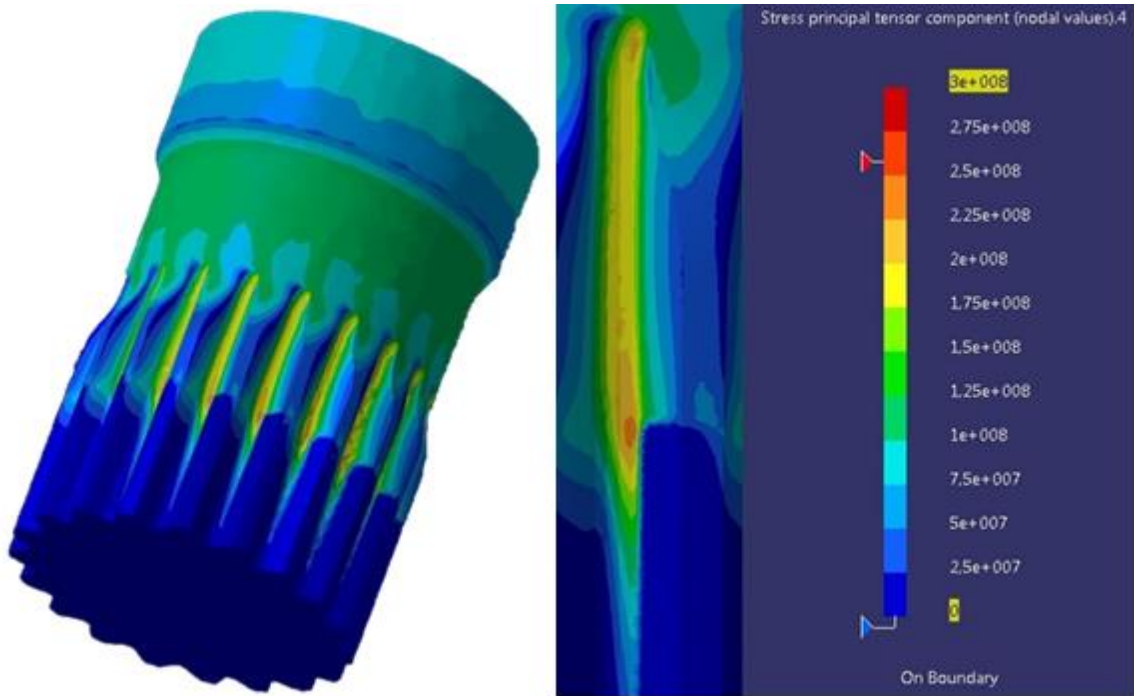
6.3 Slutsats

För koncept B har ett minimum hittats vid antalet bommar $z=19$, påskjutning $d=4$ mm, utfräsning $uft= 2/3$ och sluttning $s=7,5$ mm. Då meshen vid omkörning läggs om och på så sätt kan ge något varierande maxvärden kan det inte konstateras att det uppmätta värdet för denna modell på 239,53 MPa är det lägsta. Dock kan det konstateras att ett bomantal mellan 17 till 20 bör användas med de övriga parametrarna till sina mittennivåer. För att identifiera en mer exakt modell bör vidare studier göras med finare mesh över hela modellen, detta väljs dock bort i denna studie på grund av tidsbrist. Det antas dock att de slutsatser som har kunnat tas för koncept B är tillräckliga för att kunna jämföra koncepten sinsemellan.

Valet av parametrar för detta koncept kunde ha gjorts lite annorlunda. Med tiden upptäcktes att både påskjutning d , utfräsning utf och sluttningen s på något vis påverkar avståndet mellan kontaktytans början och axelövergången. Detta gör det något besvärligt att utvärdera hur stor del av spänningsresultatet som beror av parametern och inte av avståndsändringen.

Det kan vara en förklaring till varför det, utöver den rekommenderade parameteruppsättningen, finns andra kombinationer som fungerar lika bra. Det är möjligt att de kombinationerna resulterar i ett visst avstånd mellan kontaktyta och axelövergång som är till fördel för spänningsbilden.

Nivån på spänningarna i axeltappen är genomgående låga, de störst belastade delarna är kärllradierna vilket kan ses i figur 6.31.

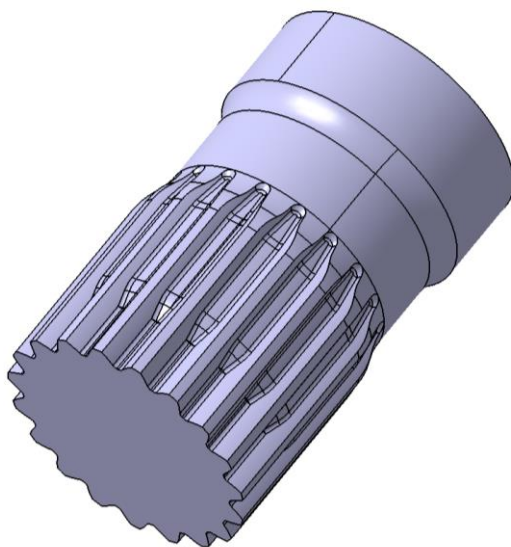


Figur 6.31 Spänningsbild för optimum av koncept B

Den lägsta spänningen i koncept B, 239,53 MPa, är marginellt lägre än vad som uppmättes i koncept A, 242,49 MPa. Den lilla skillnaden beror troligtvis på modellnoggrannhet och inte på att B är ett bättre koncept. Koncept A och B kan anses likvärdiga sett till huvudspänningsresultat.

7. Koncept C

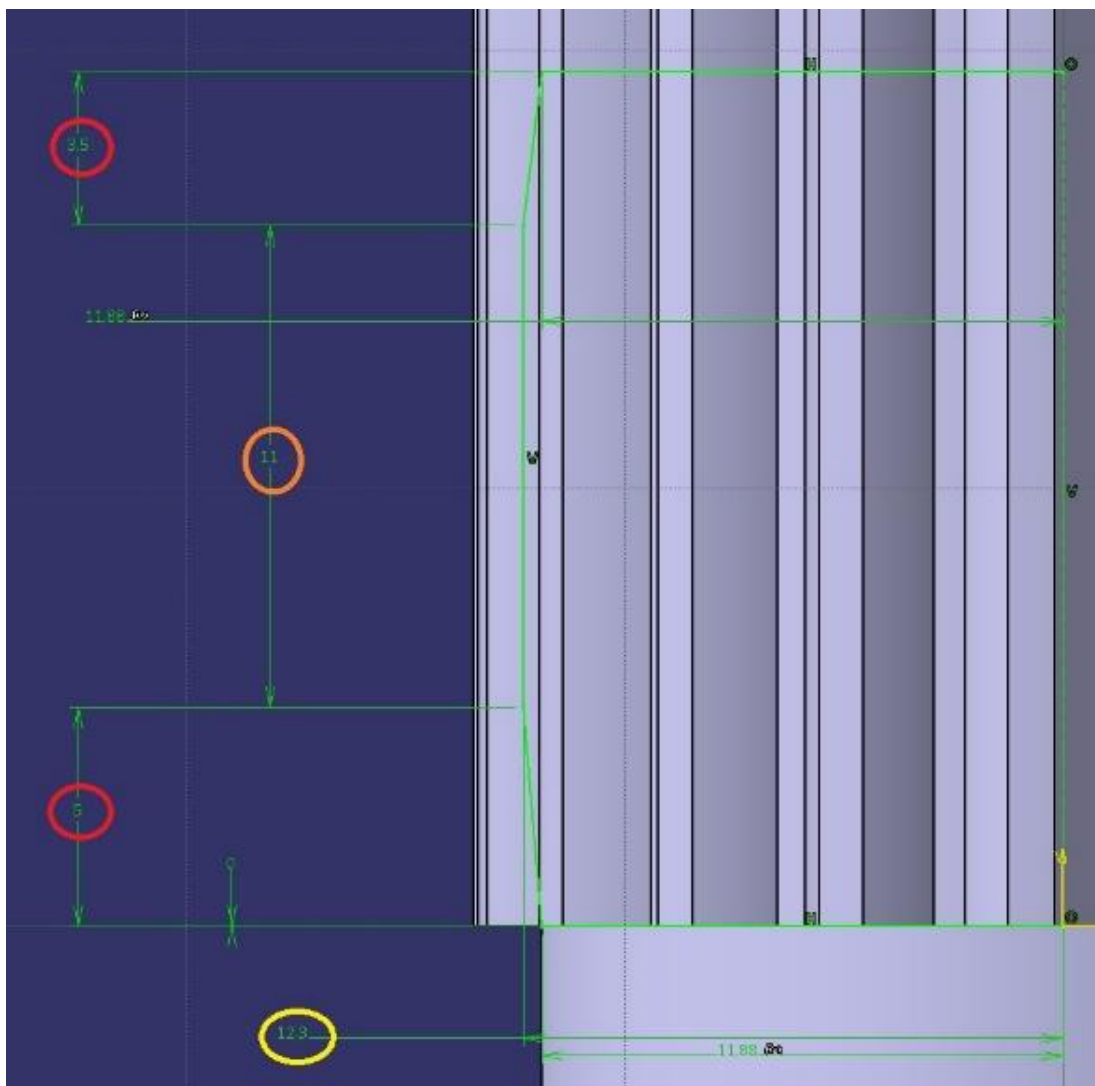
Koncept C, se figur 7.32, har en upphöjd del mellan bommarna (eng: stepped spline). Upphöjningen är placerad helt under honan och honans geometri är anpassad därefter.



Figur 7.32 Axeltapp i koncept C

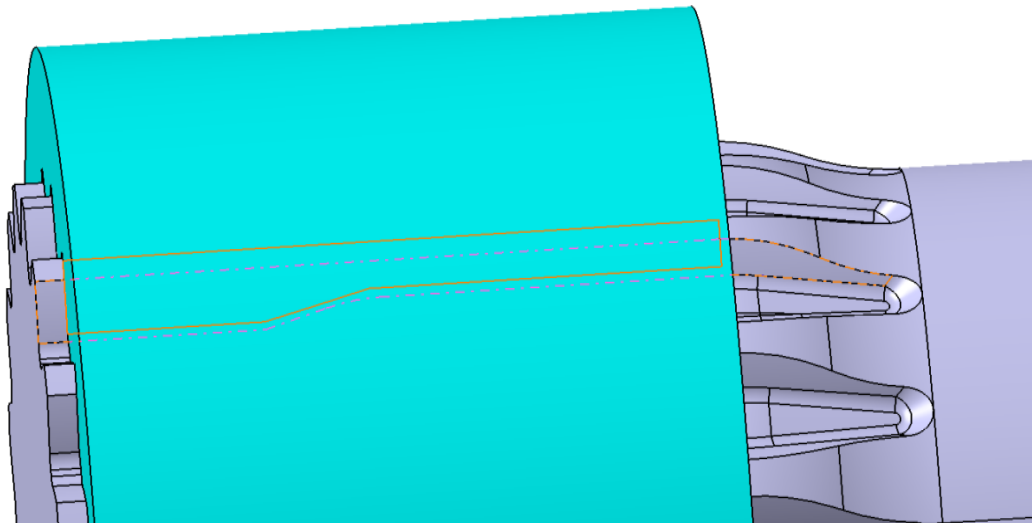
För detta koncept hålls antalet bommar z konstant till 19 stycken. Detta då både koncept A och B visat sig ha optimum vid ungefär samma bomantal, därför antas det att även optimumet för koncept C kommer befinna sig i samma område.

De parametrar som undersöks är höjden h av upphöjningen, längden l av den samt längden på sluttningarna s_1 och s_2 på ömse sidor. s_1 är den sluttning närmast axelövergången och s_2 är den vid axelns slut. Längden av upphöjningen mäts där den har nått sin fulla höjd, sluttningarna är alltså inte inkluderade i detta mått. Dessa parametrar styrs i en ritning som kan ses i figur 7.33. Röda markeringar visar sluttningarnas längder s_1 och s_2 , orange är längden på själva upphöjningen l och gult är höjden h . Denna höjd är ett radiellt mått.



Figur 7.33 Ritning i CATIA över inställningarna för parametervärdena

I denna CAD-modell används inte någon förkortad hona då hela upphöjningen måste täckas. Honans geometri anpassas för varje parameterkombination så att den matchar upphöjningen på ett sådant sätt att lika mycket utrymme finns överallt mellan upphöjning och hona, se figur 7.34. På samma sätt som tidigare koncept anpassas elementstorleken så att en konstant modellnoggrannhet fås.



Figur 7.34 Kontaktytan mellan hona och hane

På grund av tidsbrist görs ingen fullständig försöksplan på detta koncept. Det görs endast förenklade sökningar efter spänningsminimum. Eftersom en bra nivå på bomantalet redan är inställd är det troligt att det går att finna parameterkombinationer som ger låga spänningar på detta sätt. Däremot kommer det inte gå att utvärdera om de valda parametrarna är signifikanta eller inte då inte någon riktig försöksplan används.

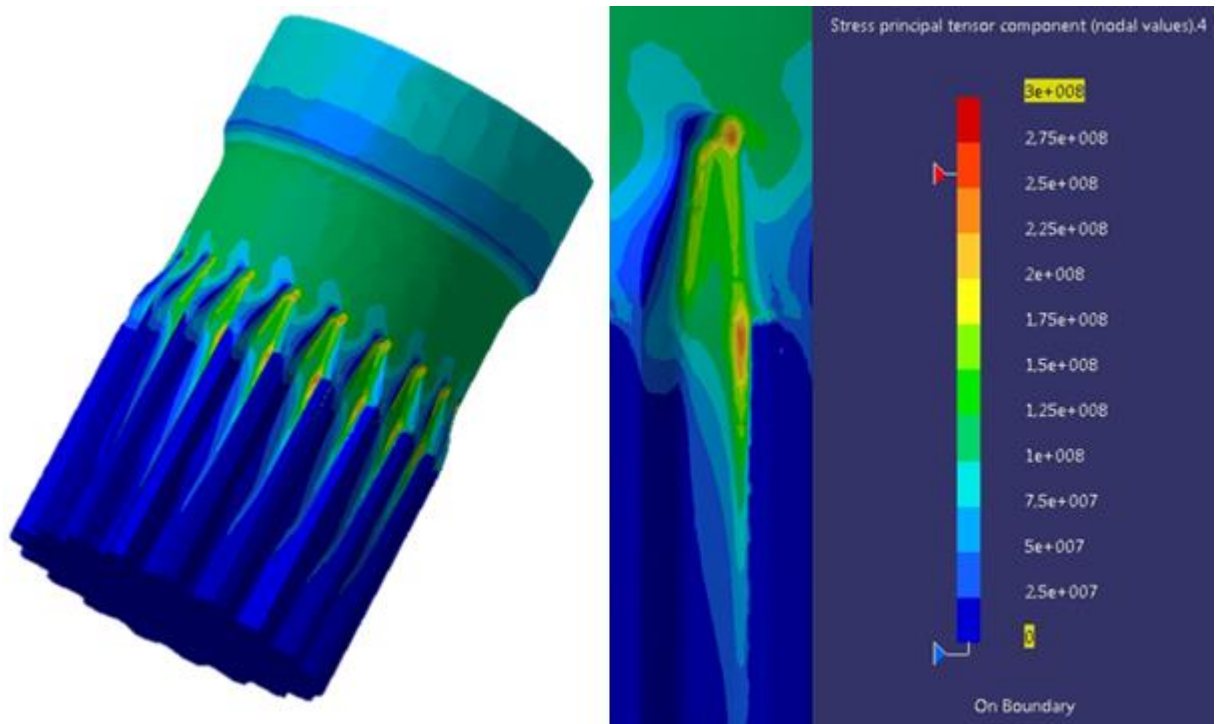
7.1 Förenklad undersökning

Bomförbandet undersöks förenklat genom att ändra de valda parametrarna på olika sätt. Detta för att få en förståelse för hur de påverkar resultatet. Parametern höjden h verkar ge bäst resultat inställd på omkring 12,5 mm. Bomförbandet har här, med antal bommar $z=19$, en kärnradi på 11,88 mm samt den konstanta toppradien på 13,5 mm. En högre respektive lägre höjd h ger ökade spänningar. Längden l verkar också ha en stor påverkan och det bästa resultatet har uppnåtts med en längd på 11 mm. Varken kortare eller längre har visat tendenser på att vara bättre.

s_1 och s_2 har inte påvisat någon större betydelse. Det är möjligt att s_1 samspelar med längden då dessa två befinner sig i det område där avlastning sker. Vid slutningen s_2 har avlastning redan skett vilket kan betyda att den inte har så stor betydelse för spänningen.

7.2 Resultat och diskussion

För koncept C har ett lägsta värde på 233,85 MPa uppmätts med parametrarna satta till höjden $h=12,5$ mm, längden $l=11$ mm, slutningarna $s_1=5$ mm och $s_2=3,5$ mm. Detta är det hittills lägsta uppmätta resultatet. Då koncept C ej har optimerats på något sätt finns det goda chanser att spänningarna kan fås ner till en ännu lägre nivå.



Figur 7.35 Spänningsbild för minimum hos koncept C

Spänningsbilden för denna modell kan ses i figur 7.35. Kärlradierna är fortfarande de mest belastade delarna men i detta koncept är arean med spänningskoncentrationerna betydligt mindre än i tidigare koncept. Den maximala spänningen uppkommer inte vid kontaktytan utan i övergången axel och kärldadie.

Koncept C har utvärderats lite jämfört med övriga koncept, det går därför inte att dra några slutsatser om de utvalda parametrarna. De få tester som gjorts indikerar att höjden h och längden l ger stora utslag men det måste utvärderas med en ordentlig försöksplan.

8. Sammanfattning och slutsatser

För koncept A har ett spänningsminimum hittats med parameterkombinationen antal bommar $z=18$, konstanten $k=1,4$ och påskjutning $d=7$ mm, här uppmätts den maximala spänningen till 242,49 MPa. Konstanten k är en parameter som, enligt denna studie, bör hållas så låg som geometrin tillåter. Lägre k -värde ger en större kärndiameter och kärldadie.

Koncept B har ett optimum vid antal bommar $z=19$, påskjutning $d=4$ mm, utfräsning $utf=2/3$ och sluttning $s=7.5$ mm vid vilken den maximala spänningen 239,53 MPa uppmättes. För detta koncept finns även andra parameterkombinationer som ger en bra spänningsbild.

Koncept C har inte utvärderats lika grundligt på grund av tidsbrist. En förenklad undersökning har gjorts för att få en bild om vad som kan tänkas vara viktigt vid fortsatt arbete. Redan i denna kan det dock konstateras att ”stepped splines” är ett lovande koncept då det i denna modell uppkommit ett, för studien, globalt minimum med värdet 233,85 MPa.

Parameternivåerna är här inställda till längden $l=11$ mm, höjden $h=12,5$ mm, samt sluttningarna $s_1=5$ mm och $s_2=3,5$ mm.

Slutsatsen för arbetet är att koncept C är den bästa utformningen av axeltappen sett till huvudspänning för drag. Det är marginellt men det kompenseras av att den ej optimerats som de andra. Det är sannolikt att spänningen går att minska ytterligare.

Det går däremot inte att säga om B är bättre än A ty variationer i spänningsresultat till följd av modellvariationer kan uppkomma. Spänningarna mellan dessa skiljer knappt 3 MPa och det är sannolikt att vid upprepade körningar skulle de ligga på samma nivå.

Det kan konstateras att den parameter, av alla undersökta, som har störst signifikans för spänningen är antalet bommar och att denna bör ha ett värde på 18-19.

9. Diskussion

Här diskuteras arbetet och dess resultat.

9.1 Felkällor

I detta avsnitt behandlas eventuella felkällor i arbetet.

9.1.1 Modell

Då detta är ett arbete vars största del ligger i FEM-beräkningar har valen hur modelleringen sker av CAD- och FEM-modellen stor betydelse för resultaten. Examensarbetet utförs under begränsad tid och då måste kompromisser göras mellan resultatnoggrannhet och beräkningstid. Då försöksplanering kräver ett relativt stort antal försök var det av stor vikt att varje körning kunde utföras inom rimlig tid. Många förenklingar gjordes i geometrin och det är svårt att säga om dessa helt motsvarar hur ett verkligt bomförband beter sig under belastning.

I FEM-modellen används en finare mesh runt den bom som utvärderas vilket gör att området blir något mindre styvt än övriga förbandet. Detta ger en skillnad i kontaktstyvhet vid belastning och som inte motsvaras av verkligheten.

9.1.2 Val av metod

För att så effektivt som möjligt kunna utvärdera koncepten har försöksplanering använts. Det har varit stora svårigheter att välja rätt metod då denna studie innefattar flerfaktorförsök med flera nivåer utan linjära samband. Det kan finnas andra metoder utanför vår kännedom som är bättre lämpade för arbetets ändamål.

Det har också varit svårt att utvärdera försöken då det inte finns någon klar beskrivning om hur detta bör göras. Detta tillsammans med att antalet försök måste hållas på en rimlig nivå (fler är alltid bättre) har gjort utvärderingsprocessen besvärlig.

De slutsatser som har tagits är gjorda efter våra egna tolkningar av resultatet. Försöksplanering är ett komplicerat ämne utan något exakt tillvägagångssätt och det finns alltid en risk för feltolkning.

9.1.3 Parameterpåverkan

Vid omställning av vissa parametrar ändras även andra mått till följd av den beräkningsgång som görs i excelarken, där storheter beror av varandra. Att ändra antalet bommar ger till exempel en ändrad kärnradi. Ett litet bommantal ger stora bommar och med en konstant ytterdiameter leder det så klart till att kärnradi måste bli mindre för att geometrin skall gå ihop. Detta gör att när olika bomantal undersöks jämförs också indirekt axelns kärndiameter.

Då de flesta parametrar är satta värden och inte proportionella mått förekommer en viss osäkerhet vid val av parameternivåer. Det finns alltså någon form av skalfaktor, vilken även den har en inverkan på resultatet. Som exempel, då påskjutningen d ändras är detta avståndet proportionellt olika mot de olika bomstorlekarna. Vid stora bommar blir en ändring av avståndet med exempelvis 2 mm mycket litet jämfört med små bommar där 2 mm är ett mycket större mått sett till bommens storlek. På så sätt har parameterändringen fått större inverkan vid ett högre bomantal vilket kanske inte gör försöken helt rättvisa. Det kan tänkas att det hade varit bättre att, istället för att ge vissa parametrar fasta värden, gett ett proportionellt avstånd baserat på bomhöjden.

9.2 Övriga faktorer

Det finns andra faktorer som inte tas med i denna studie som kan påverka vilken geometri och vilken parameteruppsättning som är bäst. Detta är enbart en studie av spänning och det görs inte någon utredning om de rekommenderade bomförbanden är känsligare för t.ex. kontaktutmattnings. Tillverkning är också något som inte tas hänsyn till i detta arbete. Det har heller inte tagits hänsyn till härdning eller liknande efterbehandling då detta inte på något enkelt sätt går att simulera i CATIA. Detta kan vara några av flera anledningar som styrker dagens utformning av bomförbandet.

9.3 Optimalt bomantal

I denna studie har det visat sig att det optimala bomantalet för koncept A, B och troligtvis C ligger runt 18-19, detta är mycket nära det antal som tas upp i studien för utanpåliggande bommar gjord av Burgtorf, Dietz och Garzke [14]. Deras undersökning visar att 20 bommar är bättre än 62 respektive 6 stycken. Det är mycket intressant att två oberoende studier har uppnått liknande resultat och det tyder på att det finns goda anledningar att i framtiden undersöka möjligheten att byta till ett lägre antal bommar.

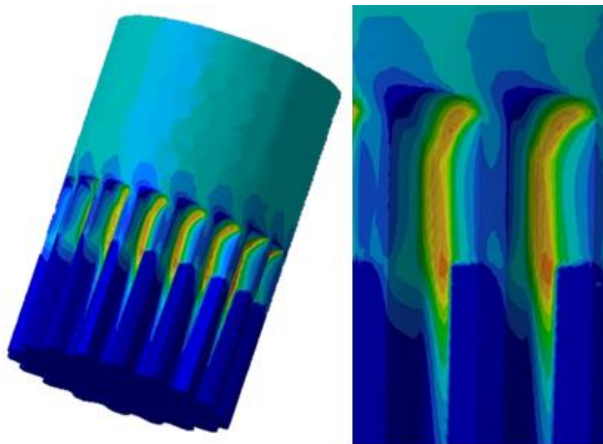
Att ett lägre antal bommar är bra verkar gälla både för utanpåliggande och inbäddade bommar. Deras studie gäller utanpåliggande medan vår behandlar inbäddade samt, i koncept B, nivåer mellan inbäddade och utanpåliggande. Oberoende utformning nås samma område för bomantalet.

Volvo använder idag ett bomantal kring 30 medan det nu visar sig att runt 19 är minst lika, om inte mer, effektivt. Dock används inte samma modul i alla olika kopplingar, på grund av varierande storlekar. Den studie som hänvisats till tidigare tyder på att ett optimum i bomantal finns för att minimera spänningen i avlastningsytan. Det skulle kunna vara så att det är storleken på bommarna i relation till axelns kärndiameter som ger detta minimum. Alltså finns möjligheten att denna relation kan användas för att förutse och beräkna vid vilken

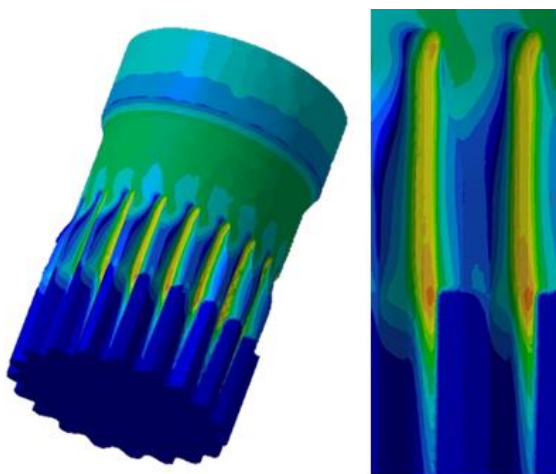
diameter ett givet bomantal har ett optimum. Därför skulle det i vissa fall kunna vara så att 30 bommar rent av är bättre. Den axeltapp som studerats här har haft en låst toppdiameter D_o på 27 mm och i detta fall ha det visat sig att 30 bommar inte är bättre.

9.4 Spänningsfördelning för de olika koncepten

Även om den maximala spänningen för koncept A och B är snarlik så skiljer sig spänningsbilderna åt. I figurerna 9.36 och 9.37 ses fördelningen för de båda koncepten med samma färgskala för att lättare kunna jämföra dem sinsemellan.



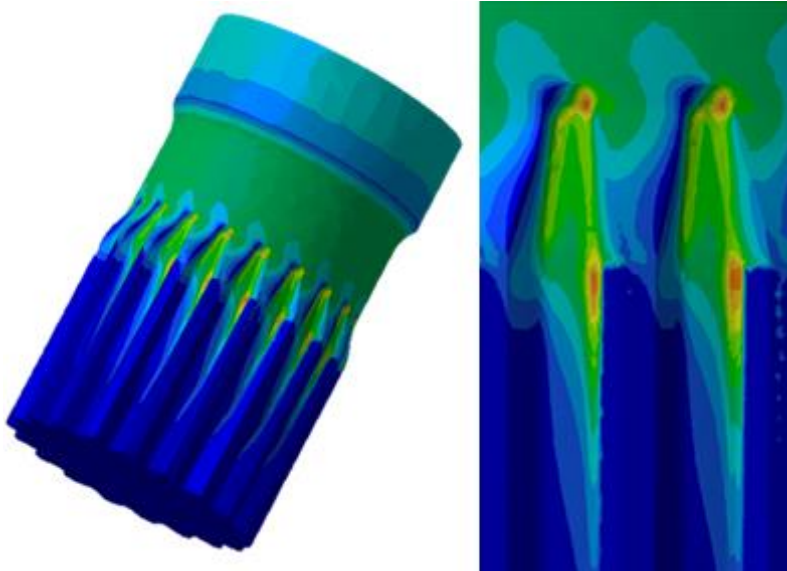
Figur 9.36 Spänningsbild för optimum, koncept A



Figur 9.37 Spänningsbild för optimum, koncept B

I figurerna 9.36 och 9.37 syns att det kritiska området är i kärldierna, den maximala spänningen uppkommer också på samma ställe vilket är precis vid kontaktytans början. Dock ses att i koncept A har kärldierna en mer orange färg än i B vilket betyder högre spänning. A har alltså en större area med högre spänning än B. Koncept B verkar få en mer fördelad spänning då axeln skiftar från blått, grönt och gult och får inga större områden i färgerna orange och rött.

Även koncept C har den största belastningen i kärldradierna men här är spänningsfördelningen betydligt bättre än de övriga koncepten, se figur 9.38. Arealen med spänningskoncentration är mycket mindre och spänningarna planar fort ut. Här uppkommer maximalspänningen istället i övergången mellan axel och kärldradie.



Figur 9.38 Spänningsbild för minimum, koncept C

10. Rekommendationer för fortsatt arbete

Koncept C utvärderas på samma sätt som A och B för att rättvist kunna jämföra alla tre.

Vidare bör de identifierade parameterkombinationerna undersökas i modeller med andra diametrar och därmed andra moduler för att se om de fungerar även där eller om optimumet förflyttas beroende av detta. Det skulle kunna finnas en relation mellan modul och diameter.

En slutlig rekommendation är att undersöka hur tillverkning, efterbehandling och kontaktutmattnings påverkar resultaten från detta arbete.

Referenser

- [1] Oberg, E., Jones, F D., Horton, H L., & Ryffel, H H. (2012). *Machinery's Handbook (29th Edition) & Guide to Machinery's Handbook*. Hämtad från <http://app.knovel.com/web/index.v>
- [2] Mägi, M., & Melkersson, K. (2014). *Lärobok i Maskinelement*. Göteborg: Kompendiet
- [3] Andersson, L. (2014) .Volvo Car Corporation. Bild hämtad ur intern opublicerad presentation
- [4] Sunnersjö, S. (1992). *Fem i praktiken: En introduktion till Finita Elementmetodens praktiska tillämpningar*. Uppsala: Sveriges verkstadsindustrier
- [5] Dassault Systems (u.å) *Simulia V5 Portfolio – Catia V5 Analysis Products*. Hämtad 2015-05-14 från <http://www.3ds.com/products-services/simulia/products/v5/portfolio/?xtmc=GPS&xtr=2>
- [6] Dahlbom, U. (2003). *Försöksplanering: Faktor försök*. Göteborg: HB Matematiklitteratur
- [7] Minitab. (u.å.) *How Minitab adds center points to a two-level factorial design* Hämtad 2015-03-25, från <http://support.minitab.com/en-us/minitab/17/topic-library/modeling-statistics/doe/factorial-designs/how-minitab-adds-center-points/>
- [8] Minitab. (u.å.) *What is a central composite design?* Hämtad 2015-03-12, från <http://support.minitab.com/en-us/minitab/17/topic-library/modeling-statistics/doe/response-surface-designs/what-is-a-central-composite-design/>
- [9] Engineering Statistics Handbook. (u.å) *Central Composite Design (CCD)*. Hämtad 2015-03-12 från <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/pri/section3/pri3361.htm>
- [10] Engineering Statistics Handbook. (u.å) *Comparison of response surface designs*. Hämtad 2015-04-28 från <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/pri/section3/pri3363.htm>
- [11] Ruckman, L. (2002). *Statistik: Kapitel 1*. Hämtad; 2015-04-24, från <http://distans.ruckman.se/stga07/som12/kapitel/kap10.shtml>
- [12] Jönsson, P.(2010). *MATLAB-beräkningar inom teknik och naturvetenskap*. Polen: Pozkal
- [13] Catiadoc (u.å) *Connection properties* Hämtad 2015-05-04 från http://catiadoc.free.fr/online/estug_C2/estugbt0600.htm.
- [14] Burgtorf, U., Dietz, P., & Garzke, M. (1998). *Calculation of Involute Spline under Elastic Material Behaviour*. International Design Conference. Dubrovnik. Maj 19-22 1998.

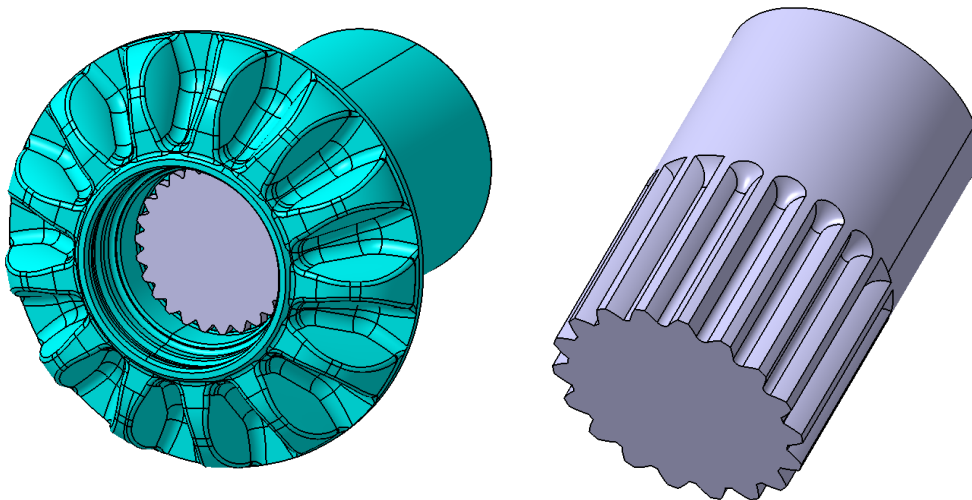
Appendix A. Förstudie

För att identifiera en bra modell att utföra konceptstudierna på görs ett antal förstudier på den från Volvo givna CAD-modellen.

Alla studier har gjorts med samma elementstorlek på ett förband med 26 bommar. För att noggrant kunna studera spänningsövergången mellan axel och bommar har en lokal mesh lagts på två av bommarna. Lika kraftfördelning över hela förbandet antas och därför anses två bommar vara representativa för resten av förbandet. I dessa tester ligger det kontaktkrav på endast 12 av bommarna, dessa ligger i grupper om tre varje kvartsvarv.

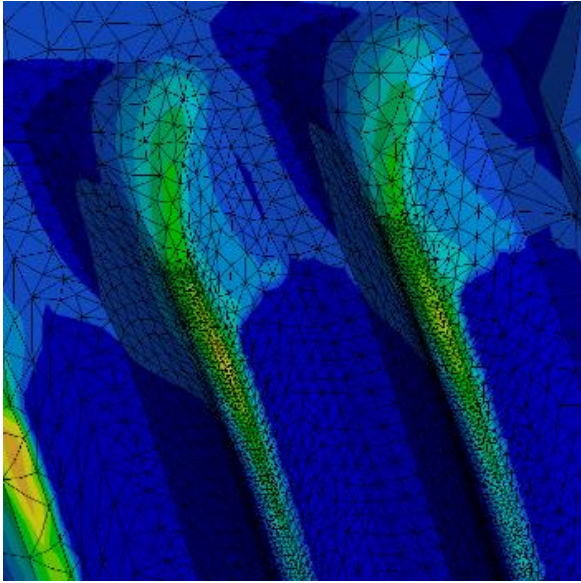
A.1 Originalmodell

Den givna modellen från Volvo innefattar ett bomförband samt ett differentialhjul, se figur A.1. I differentialhjulet finns de invändiga bommarna till förbandet. På denna modell körs en analys av huvudspänningen för maximalt drag. Denna spänningsbild, figur A.2, används som referens.



Figur A.1 Originalmodell med resp. utan differentialhjul

Maximal huvudspänning är 378,7 MPa och uppkommer i kärlnraden vid kontaktytan.

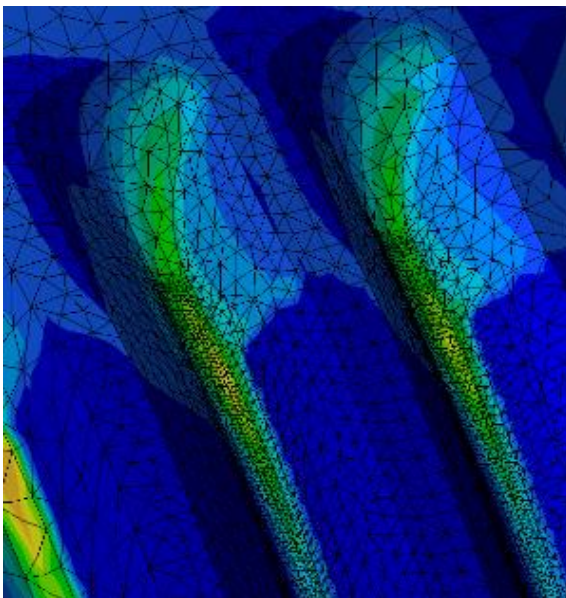


Figur A.2 Huvudspänning hos originalmodell

A.2 Studie av axellängd

Syftet är att kontrollera om axeln är tillräckligt lång för att randvillkoret på dess ände inte påverkar spänningsresultatet i övergången mellan bomförband och axel. Randvillkoret är utformat som så att axeln endast kan rotera i axialled. Jämförelse görs mellan befintlig CAD-modell och en modifierad modell med längre axel. Blir spänningsbilden oförändrad antags att den befintliga modellen är god nog, annars bör axeln förlängas till dess att spänningsbilden konvergerar.

I originalmodellen är axelns längd satt till 20 mm. Ett försök med den ökade längden 60 mm görs, spänningsbilden för denna axellängd kan ses i figur A.3.



Figur A.3 Huvudspänning hos modell med axellängd 60 mm

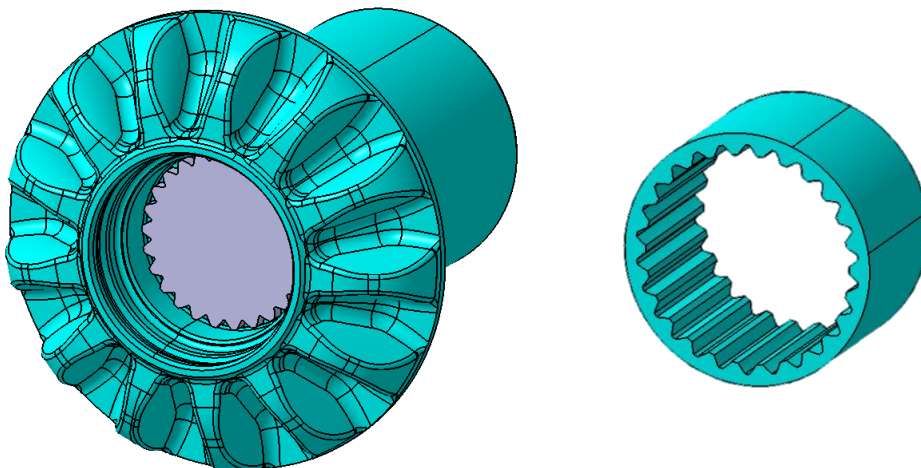
Detta resulterar ej i någon signifikant ändring i spänningsfördelning eller spänningsnivåer (jmf figur A.2 och A.3) Maximal spänning uppmäts här till 379,2 MPa på samma ställe som originalmodellen.

A.2.1 Slutsats

Då bommarnas längd är 25 mm borde ändringen av axellängd från 20 till 60 mm vara tillräcklig för att avgöra dess påverkan på spänningsbilden. Av de två genomförda försöken dras slutsatsen att 20 mm är en tillräcklig längd på axeln för att randvillkoren ej ska påverka utfallet felaktigt. Detta grundas på att skillnaden i maximalspänning endast är 0,5 MPa och den uppkommer på samma ställe. Spänningsfördelningen i övrigt ser näst intill identisk ut. Originallängden på 20 mm kommer hädanefter att användas.

A.3 Studie mellan differentialhjul och ring

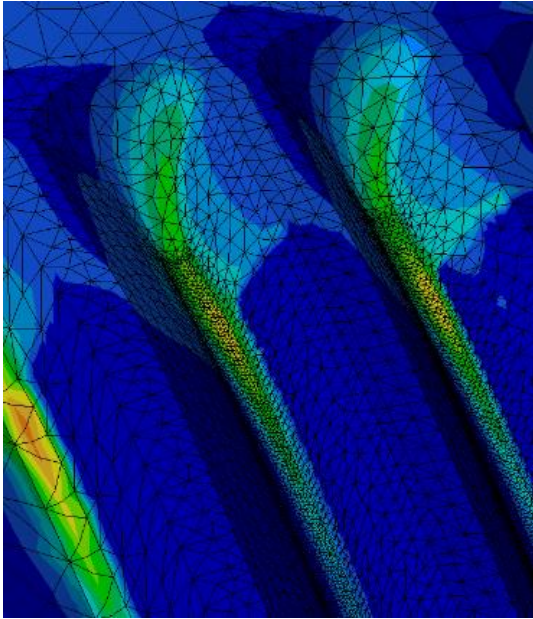
Här undersöks om differentialhjulet kan ersättas med endast en ring med invändiga bommar, se figur A.4. Detta för att minska beräkningstiden då ett helt differentialhjul tar lång tid att köra i GAS. Här undersöks också om längden på kontaktytan mellan hona och hane kan minskas då kontaktanalys likaså är mycket tidskrävande. Undersökningen görs mellan spänningsbilderna och uppkomna maximalvärden för referens och försök, stämmer de bra överens antags att denna förenkling är god nog. Den förenklade modellen skulle innebära att fler körningar hinns med under den huvudsakliga parameterstudien.



Figur A.4 Differentialhjul före resp. efter förenkling

A.3.1 Försök 1

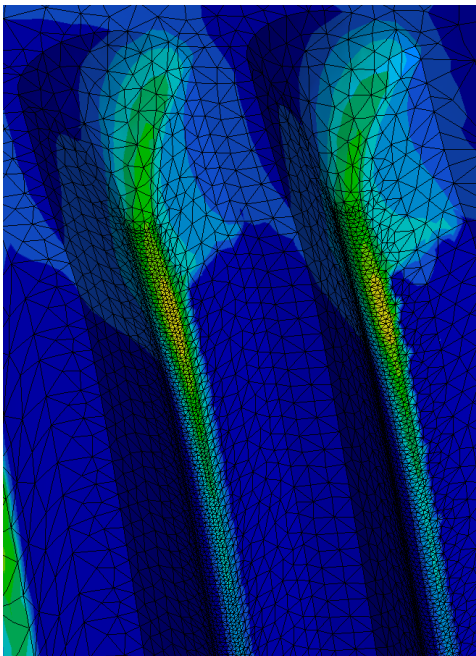
Här studeras bomförbandet utan differentialhjul men med originallängden på kontaktytan. Resultatbilden från analysen kan ses i figur A.5. Den maximala spänningen mäts till 397,95 MPa och uppkommer på samma ställe som i referensbilden.



Figur A.5 Huvudspänning för bomförband utan differentialhjul och med originallängd för kontaktytan

A.3.2 Försök 2: Förkortning av kontaktyta med 25%

För att ytterligare minska beräkningstiden görs en förkortning av kontaktytan. Ringen med invändiga bommar kapas längdmässigt med 25 %, hanen förkortas lika mycket så att hanens bommar precis fortsätter förbi honans slut.

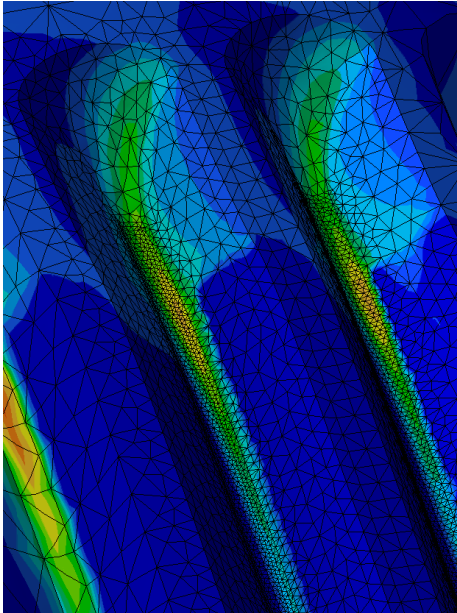


Figur A.6 Huvudspänning för bomförband utan differentialhjul och med 25% förkortning av kontaktytan

Maximal huvudspänning har ökat till 404,35 MPa men uppkommer fortfarande på samma ställe som tidigare, se figur A.6.

A.3.3 Försök 3: Förkortning av kontaktyta med 50%

Ringens med invändiga bommar kapas till hälften av ursprungslängden, hanen förkortas på samma sätt som tidigare. I detta fall har maximalspänningen ökat ytterligare till 417,16 MPa men spänningsbilden i övrigt är den samma, se figur A.7.



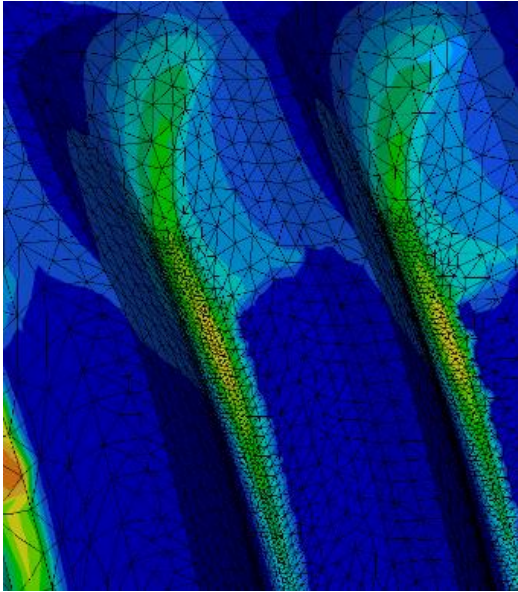
Figur A.7 Huvudspänning för bomförband utan differentialhjul och med 50% förkortning av kontaktytan

A.3.4 Slutsats

Denna undersökning visar att spänningsbilden för de olika försöken är mer eller mindre identiska medan maximalvärdena ändras. Differentialhjulets frånvaro leder till en ökning av maximalspänning med ungefär 20 MPa, sedan ökar värdet ju kortare kontaktyta som används. För att ta reda på om det ändå går att använda dessa förenklingar måste vidare försök göras.

A.4 Studie av ändrat kontaktkrav

Här undersöks om kontaktanalyskravet *contact connection properties* mellan hane och hona kan ersättas med *slider connection properties*, detta för att *contact connection properties* tar lång tid att beräkna. Även här ersätts differentialhjulet med en ring med invändiga bommar. En maximalspänning på 403,97 uppmäts på samma ställe som tidigare uppmätta maximalpunkter, se figur A.8.



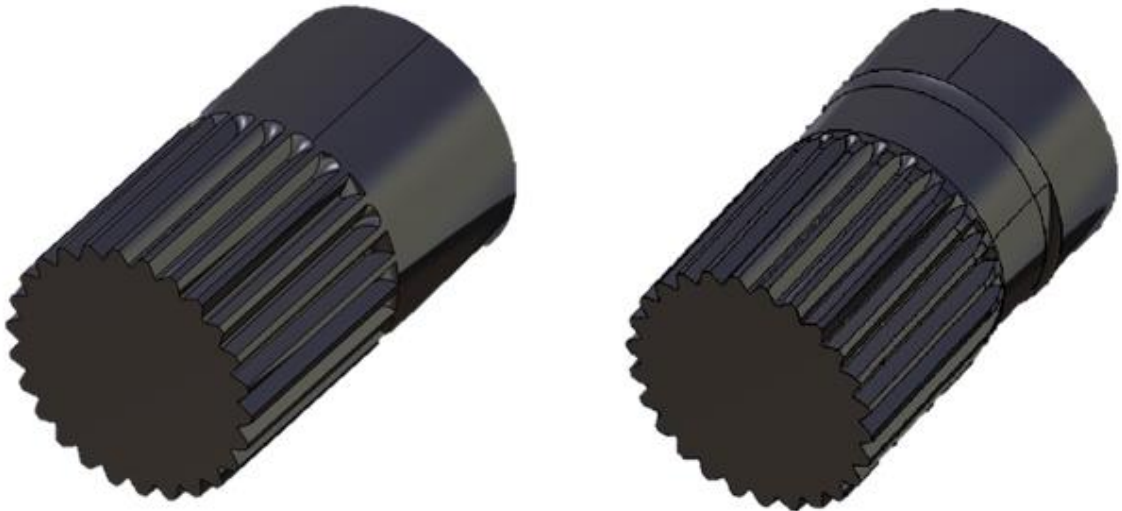
Figur A.8 Huvudspänning för bomförband utan differentialhjul och med slider connection properties

A.4.1 Slutsats

Resultatet från denna undersökning visar att spänningsbilderna för de två olika kontaktanalyskraven är väldigt lika medan maximalspänning ökat något. Vidare studier behöver göras.

A.5 Studie av spänningskvoter

Då ingen av ovanstående förenklingar har visat samma värde på maximalspänningen som originalmodellen måste en studie av spänningskvoter genomföras. Detta för att kunna avgöra om de förenklade modellerna reagerar lika stort på en geometriändring som originalmodellen. Om en geometriändring ger samma kvot för originalmodellen som för den förenklade modellen kan den enklare användas. Detta för att huvudstudien endast är relativstudier. Denna kvot tas fram genom att dividera maxspänningen för en axel med ursprunglig geometri (figur A.9 vänster) med maxspänningen hos en axel med utfräst radie (figur A.9 höger). Dimensionerna för denna radie är ej intressanta då den i detta försök endast är till för att se hur modellen beter sig vid förändringar, det som är viktigt är att den är samma för alla olika modeller.



Figur A.9 Axel utan resp. med radieändringen

Samtliga förenklade modeller beräknas med denna geometri. Resultaten kan ses i tabell A.1.

Tabell A.1. Resultat av spänningsjämförelse

Modell	Geometriändring	Maximal huvudspänning [MPa]	Kvot: $\frac{\sigma_{oförändrad}}{\sigma_{utfräsning}}$
Originalmodell	Ingen	378,65	0,9717 \approx 0,97
	Utfräsning	389,69	
Utan differentialhjul, originallängd	Ingen	397,95	0,9704 \approx 0,97
	Utfräsning	410,09	
Utan differentialhjul, 50 % längd av hona	Ingen	417,16	0,9695 \approx 0,97
	Utfräsning	430,27	
Utan differentialhjul, 75 % längd av hona	Ingen	404,35	0,9752 \approx 0,98
	Utfräsning	414,65	
Kontaktkravet <i>Slider connection property</i>	Ingen	403,97	0,9942 \approx 0,99
	Utfräsning	406,31	

A.5.1 Resultat

Tabellen ovan visar att två av de förenklade modellerna ger samma spänningskvot som originalet, den med originallängd samt den med 50 % längd av kontaktyta. Båda är utan differentialhjul. Övriga förenklingar ger en något mindre kvot och reagerar inte lika stark på geometriändringen. Då syftet är att hitta en modell som går snabbt att beräkna väljs modellen med halv hona, denna tar endast 5 minuter medan hel hona tar över 30 minuter.

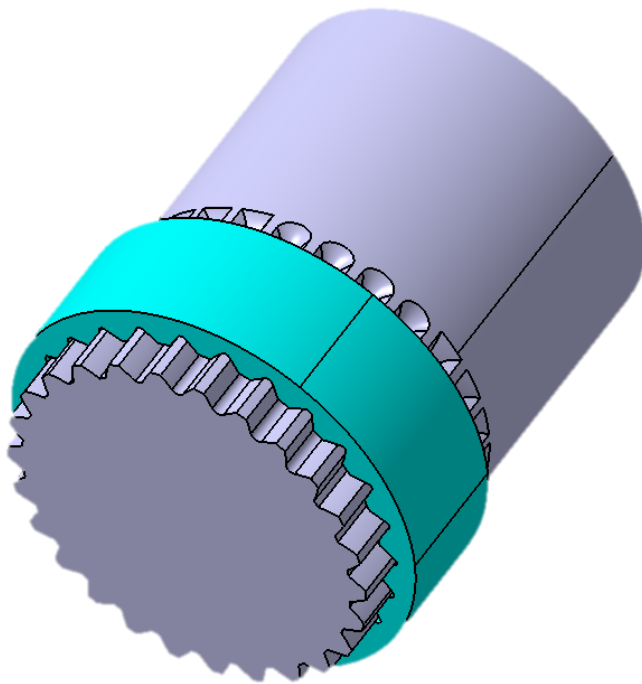
A.6 Utveckling

Att ha kontaktkrav endast varje kvartsvarv betyder att det pålagda momentet behöver anpassas med varierande bomantal. Detta är ett arbetsmoment lätt att göra fel på och för att undvika detta läggs kontaktkrav på alla bommar istället. Dock fås ett ökat antal kontaktytor vilka tar lång tid att beräkna då kontaktanalyskravet *contact connection properties* används. Testkörningar görs med dessa ersatta till *slider connection properties* vilket ger en största skillnad på endast 1,3 MPa. Detta är en skillnad som är försumbar och slutsatsen är att om kontakt läggs mellan alla bommar kan *slider connection properties* användas och fortfarande ge ett rättvist resultat men med en minskad beräkningstid.

A.7 Slutgiltig modell

Som slutgiltig modell används ett bomförband med de invändiga bommarna på en ring istället för på differentialhjulet. Honans längd är förkortad med 50 % och hanen är anpassad så att den på samma sätt som i originalmodellen går igenom hela honan samt lite till.

Kontakt läggs på alla bommarna hos honan och hanen och mellan dessa används *slider connection properties*. Den slutgiltiga modellen kan ses i figur A.10.



Figur A.10 Slutgiltig förenklad modell

Appendix B. Excelarken

Arket är indelat i 6 steg för att enkelt åskådliggöra beräkningsgången. I det första steget sätts de värden som bomförbandet beräknas ifrån. Det som skiljer axeltappen och differentialhjulet åt är konstanten k , som endast används i hanen. Övriga ingående parametrar är pressvinkel α , modul m och bomantal z .

I steg 2 beräknas referensradie R och basradie r_b . Dessutom räknas inversen för modulen fram. Därefter används dessa för att ta fram toppradie R_o , kärnradie R_{re} samt *effective space width* S_v , vilka alla beräknas enligt beräkningsstandarden ANSI B92.1-1970, R1993 vilken återfinns i Machinery's Handbook 27th Edition (Oberg, Jones, Horton och Ryffel, 2012, s.2161).

I steg 4 beräknas all nödvändig information för att ta fram evolventprofilen. När alla grunddimensioner tagits fram beräknas x- och y-koordinater för ett antal punkter som utgör evolventprofilens kurva, vilket är steg 5. Det är utefter dessa punkter som CATIA sedan anpassar en linje för att skapa geometrin.

Det slutgiltiga steg 6 är där all info som skall in i CATIA radas upp. Dessa är det uträknade evolvent-koordinaterna, pressvinkeln α , basradien r_b , bomantal z , modul m , referensradie R , kärnradie R_{re} , toppradie R_o , delningsvinkel samt referensvinkel.

Hanens steg redovisas i figur B.11 och B.12. Honan redovisas i figur B.13, B.14 och B.15.

Beräkning av evolventprofil för axeltapp						
Värden och parametrar i grönt			Anteckningar i gult			
Steg 1 Parametervärden Ställs in efter önskemål						
Pressvinkel	α	37,5				
Modul	m	1,4211				
Bomantal	z	18				
Konstant	k	1,4				
Steg 2 Uträkningar för utgångsvärden för evolventprofil						
Referensradie R	12,7899	se figur 1	$z = \text{referensdia}/\text{modul} \Rightarrow \text{Referensradie} = z * m / 2$			
$\text{inv } a$	6,464597918	se figur 2	Referensdelning(ref ptch) = $\pi * m$			
Diam. pitch			Basradie = referensradie * $\cos \alpha$			
Basradie r_b	10,14690989					
P	0,703680248		$\text{inv}(\alpha) = \tan(\alpha) - \alpha$			
Steg 3 Dimensioner för axeltapp						
Toppradie	R_0	13,50	Radie till bommens topp			
Kärnradie	R_{re}	11,79513	Radie till bommens rot			
Effective space width	S_v	2,23225866	Effective space width: Maximal bredd som en tand kan ha (mätt på referenscirkeln), förutsatt perfekt tillverkning			
Steg 4 Uträkningar för evolventprofil						
	β (grader)	β (radianer)	invers av β	r_b	r	
1	0	0	0	10,14691	10,1469099	Beräkningar enligt figur 2
2	10	0,174532925	0,001794056	10,14691	10,3034423	
3	15	0,261799388	0,006149805	10,14691	10,5048541	Tabellen beräknas enligt: $\beta = \cos^{-1} \frac{r_b}{R}$ $x = R * \cos(\text{inv}(\beta))$ $y = R * \sin(\text{inv}(\beta))$ $\text{inv}(\beta) = \tan \beta - \beta$
4	20	0,34906585	0,014904384	10,14691	10,798116	
5	25	0,436332313	0,029975345	10,14691	11,1958763	
6	30	0,523598776	0,053751494	10,14691	11,7166423	
7	35	0,610865238	0,0893423	10,14691	12,3870897	
8	40	0,698131701	0,14096793	10,14691	13,2458501	
9	45	0,785398163	0,214601837	10,14691	14,3498976	
10	50	0,872664626	0,319088967	10,14691	15,7857895	

Figur B.11 Beräkning av evolventprofil för axeltapp, steg 1-4

Steg 5 Evolventkurvans koord.							
	x	y					
1	10,14690989	0					
2	10,30342575	0,018484938					
3	10,50465546	0,064602393					
4	10,79691663	0,160933307					
5	11,19084682	0,335550002					
6	11,69972039	0,629483802					
7	12,33768546	1,105219399					
8	13,11445745	1,861061935					
9	14,02072906	3,055931446					
10	14,98894816	4,952028128					
Vidare beräkningar enligt figur 2 ger evolventkurvans koordinater							
Steg 6 Värden till CATIA							
	sp_x_1 (mm)	10,1469099					x- resp. y-koordinater för evolvent
	sp_y_1 (mm)	0,0000000					
	sp_x_2 (mm)	10,3034257					
	sp_y_2 (mm)	0,0184849					
	sp_x_3 (mm)	10,5046555					
	sp_y_3 (mm)	0,0646024					
	sp_x_4 (mm)	10,7969166					
	sp_y_4 (mm)	0,1609333					
	sp_x_5 (mm)	11,1908468					
	sp_y_5 (mm)	0,3355500					
	sp_x_6 (mm)	11,6997204					
	sp_y_6 (mm)	0,6294838					
	sp_x_7 (mm)	12,3376855					
	sp_y_7 (mm)	1,1052194					
	sp_x_8 (mm)	13,1144574					
	sp_y_8 (mm)	1,8610619					
	sp_x_9 (mm)	14,0207291					
	sp_y_9 (mm)	3,0559314					
	sp_x_10 (mm)	14,9889482					
	sp_y_10 (mm)	4,9520281					
	Alfa (deg)	37,5000000	Press_ang		Pressvinkel		
	Base_radie (mm)	10,1469099	Base_dia		Basradie		
	Kugg_tal_z (integer)	18,0000000			Antal bommar		
	Kugg_modul_m (mm)	1,4211000			Modul		
	Redf_radie (mm)	12,7899000	Pitch_dia		Referensradie		
	rot_radie (mm)	11,7951300	Minor_dia		Rotradie		
	topp_radie (mm)	13,5004500	Major_dia		Toppradie		
	Delningsvinkel (deg)	20,0000000			Delningsvinkel		
	Ref_vinkel (deg)	22,8291958			Referensvinkel		

Figur B.12 Beräkning av evolventprofil för axeltapp, steg 5 och 6

Beräkning av evolventprofil för differentialhjul					
Värden och parametrar i grönt			Anteckningar i gult		
Steg 1	Parametervärden		Ställs in efter önskemål		
	Pressvinkel	α			37,5
	Modul	m			1,4211
	Antal bommar	z			18
Steg 2	Uträkningar för utgångsvärden för evolventprofil			$z = \text{referensdia}/\text{modul} \Rightarrow \text{Referensradie} = z * m / 2$ Referensdelning(ref ptch) = $\pi * m$ Basradie = referensradie * $\cos \alpha$	
	Referensradie	12,7899	se figur 1		
	inv alfa	6,4645979	se figur 2		
	Basradie	10,14691			
	p	0,7036802			
Steg 3	Dimensioner för diff.hjul med invändiga bommar				
	Minor diameter, internal	D_i	24,44292	Diameter till de invändiga bommarnas topp	
	Major diameter, internal	D_{ri}	27,85356	Diameter till de invändiga bommarnas rot	
	Effective space width	S_v	2,23225866	Effective space width: Maximal bredd som en tand kan ha (mätt på referenscirkeln), förutsatt perfekt tillverkning	
Steg 4	Uträkningar för evolventprofil				
	α_{deg}	α_{rad}	inv_α	rb	r
1	0	0	0	10,14690989	10,14690989
2	2,5	0,0436332	2,77116E-05	10,14690989	10,1565767
3	5	0,0872665	0,000222201	10,14690989	10,18566943
4	7,5	0,1308997	0,000752804	10,14690989	10,23446717
5	10	0,1745329	0,001794056	10,14690989	10,30344233
6	12,5	0,2181662	0,003528506	10,14690989	10,39327193
7	15	0,2617994	0,006149805	10,14690989	10,50485411
8	17,5	0,3054326	0,00986617	10,14690989	10,63933055
9	20	0,3490659	0,014904384	10,14690989	10,79811596
10	22,5	0,3926991	0,021514481	10,14690989	10,98293612
11	25	0,4363323	0,029975345	10,14690989	11,19587632
12	27,5	0,4799655	0,040601506	10,14690989	11,43944302
13	30	0,5235988	0,053751494	10,14690989	11,71664231
14	32,5	0,567232	0,069838254	10,14690989	12,03107992
15	35	0,6108652	0,0893423	10,14690989	12,38708974
16	37,5	0,6544985	0,112828518	10,14690989	12,7899
17	40	0,6981317	0,14096793	10,14690989	13,24585013
18	42,5	0,7417649	0,174566242	10,14690989	13,76267706
19	45	0,7853982	0,214601837	10,14690989	14,34989758
20	47,5	0,8290314	0,262277106	10,14690989	15,01932647
					Beräkningar enligt figur 2
					Tabellen beräknas enligt: $\beta = \cos^{-1} \frac{r_b}{R}$ $x = R * \cos(\text{inv}(\beta))$ $y = R * \sin(\text{inv}(\beta))$ $\text{inv}(\beta) = \tan \beta - \beta$

Figur B.13 Beräkning av evolventprofil för differentialhjul, steg 1-4

Steg 5 Evolventkurvans koord.				
	x	y		
1	10,14690989	0		
2	10,15657669	0,0002815		
3	10,18566918	0,0022633		
4	10,23446427	0,0077045		
5	10,30342575	0,0184849		
6	10,39320723	0,0366726		
7	10,50465546	0,0646024		
8	10,63881273	0,1049677		
9	10,79691663	0,1609333		
10	10,98039437	0,2362739		
11	11,19084682	0,33555		
12	11,43001546	0,464331		
13	11,69972039	0,6294838		
14	12,00175176	0,8395468		
15	12,33768546	1,1052194		
16	12,70857686	1,4400056		
17	13,11445745	1,8610619		
18	13,55351144	2,3903154		
19	14,02072906	3,0559314		
20	14,50569664	3,8942178		

Vidare
beräkningar
enligt figur 2 ger
evolventkurvans
koordinater

Figur B.14 Beräkning av evolventprofil för differentialhjul, steg 5

Steg 6		Värden till CATIA				
sp_x_1 (mm)	10,1469099					
sp_y_1 (mm)	0,0000000	x- resp. y-koord. För evolvent				
sp_x_2 (mm)	10,1565767					
sp_y_2 (mm)	0,0002815					
sp_x_3 (mm)	10,1856692					
sp_y_3 (mm)	0,0022633					
sp_x_4 (mm)	10,2344643					
sp_y_4 (mm)	0,0077045					
sp_x_5 (mm)	10,3034257					
sp_y_5 (mm)	0,0184849					
sp_x_6 (mm)	10,3932072		Alfa (deg)	37,5000000	Pressvinkel	
sp_y_6 (mm)	0,0366726		Base_radie (r)	10,1469099	Basradie	
sp_x_7 (mm)	10,5046555		Kugg_tal_z (i)	18,0000000	Antal bommar	
sp_y_7 (mm)	0,0646024		Kugg_modul	1,4211000	Modul	
sp_x_8 (mm)	10,6388127		Redf_radie (r)	12,7899000	Referensradie	
sp_y_8 (mm)	0,1049677		Di (mm)	24,4429200	Toppdiameter hona	
sp_x_9 (mm)	10,7969166		Dri (mm)	27,8535600	Rotdiameter hona	
sp_y_9 (mm)	0,1609333		Delningsvink	20,0000000	Delningsvinkel	
sp_x_10 (mm)	10,9803944		Ref_vinkel (d)	2,9291958	Referensvinkel	
sp_y_10 (mm)	0,2362739		Origo_x (mm)	0,0000000		
sp_x_11 (mm)	11,1908468		Origo_y (mm)	0,0000000		
sp_y_11 (mm)	0,3355500		Origo_z (mm)	0,0000000		
sp_x_12 (mm)	11,4300155		Outer_circle	30,6389160		
sp_y_12 (mm)	0,4643310					
sp_x_13 (mm)	11,6997204					
sp_y_13 (mm)	0,6294838					
sp_x_14 (mm)	12,0017518					
sp_y_14 (mm)	0,8395468					
sp_x_15 (mm)	12,3376855					
sp_y_15 (mm)	1,1052194					
sp_x_16 (mm)	12,7085769					
sp_y_16 (mm)	1,4400056					
sp_x_17 (mm)	13,1144574					
sp_y_17 (mm)	1,8610619					
sp_x_18 (mm)	13,5535114					
sp_y_18 (mm)	2,3903154					
sp_x_19 (mm)	14,0207291					
sp_y_19 (mm)	3,0559314					
sp_x_20 (mm)	14,5056966					
sp_y_20 (mm)	3,8942178					

Figur B.15 Beräkning av evolventprofil för differentialhjul, steg 6