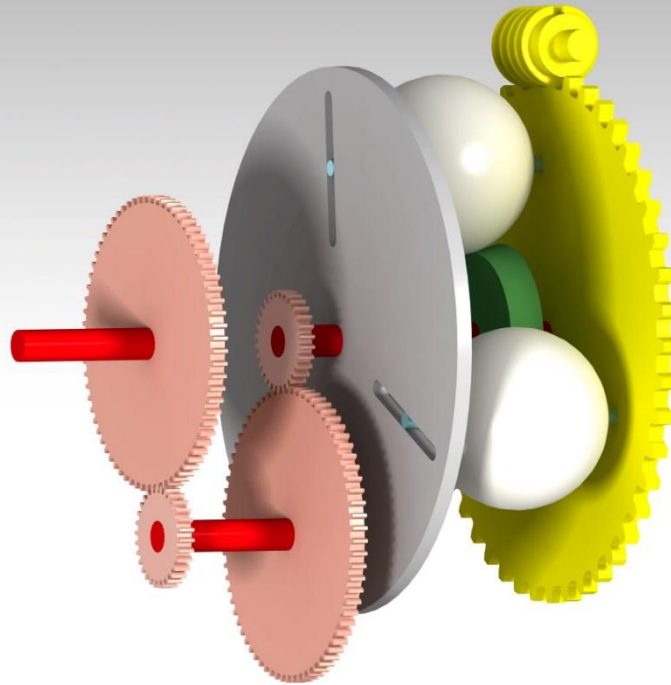




CHALMERS



Undersökning och framtagning av ett principiellt koncept för växellåda med steglös utväxling till bormaskin

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik

JIMMY ABRAHAM

EMIL WIKSTRÖM

INSTITUTIONEN FÖR
MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, 2020

www.chalmers.se

EXAMENSARBETE 2020:03

Undersökning och framtagning av ett principiellt koncept för växellåda med steglös utväxling till borrmaskin

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik

JIMMY ABRAHAM

EMIL WIKSTRÖM

Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper

Avdelningen för Dynamik

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2020

Undersökning och framtagning av ett principiellt koncept för växellåda med steglös utväxling till bormaskin

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik

JIMMY ABRAHAM

EMIL WIKSTRÖM

© Abraham, J. Wikström, E., 2020

Examensarbete 2020:03

Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper

Avdelningen för dynamik

Chalmers tekniska högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Omslag:

Egen bild tagen från CAD

Tryckeri /Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper

Göteborg, Sverige 2020

FÖRORD

Detta är ett examensarbete som omfattar 15 högskolepoäng och har utförts på uppdrag från Husqvarna Construction Products i Jonsered. Examensarbetet har bedrivits halva tiden på distans med anledning av den i skrivande stund rådande COVID-19 pandemin. Arbetet har utförts av två studenter Abraham, Jimmy och Wikström, Emil från Chalmers Tekniska Högskola inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik. Handledare från Husqvarna Construction Products är Junvik, Peter och examinator samt handledare från Chalmers Tekniska Högskola är Bövik, Peter.

Vi vill tacka ett flertal personer vars hjälp har varit ovärderlig och utan dessa hade arbetet inte varit möjligt. Vår handledare Peter Bövik, har varit ett stöd genom hela projektets gång och har även hjälpt att formulera ekvationer och samband som varit centrala för arbetet. Kjell Melkersson har varit till stor hjälp med sin bakgrund inom maskinelement. Göran Brännare hjälpte oss med framförallt hertzkontakt och med att få till ekvationerna. Peter Junvik har varit vår kontakt på Husqvarna och har svarat på frågor samt hjälpt oss förmedla kontakter då det behövts.

SAMMANFATTNING

Examensarbetet har utförts i samarbete med Husqvarna Construction Products i syfte att undersöka möjligheten att göra utväxlingen i en mekanisk växellåda till en bormaskin, helt steglös. Växellådan som används idag har en fast utväxling i två steg, det vill säga två växlar. Växling kan idag inte ske under drift utan detta sker när bormaskinen är helt avslagen.

Arbetet har bestått av en undersökning av befintliga tekniker inom utväxling till liknande applikationer och ett urval av dessa, för att bestämma den bästa tekniken för ändamålet. Efter urvalet har en utförligare analys av den valda tekniken genomförts som i huvudsak bestått av beräkningar och en ytterligare datainsamling. Beräkningarna har gjorts i programvaran Matlab och aktuella ekvationer har tagits fram genom litteratur och handledning med berörda lärare från Chalmers.

Beräkningarna har visat att tekniken som valts är möjlig, i alla fall teoretiskt. Konzeptets dimensioner är däremot inte rimliga att realisera i en fysisk modell för den givna applikationen. Konzeptet kommer bli för stort och tungt i jämförelse med den teknik som används idag. Eftersom en materialanalys inte genomförts och parametrar kopplade till vanligt kullagerstål använts i beräkningarna, kan det inte uteslutas att koncept skulle erhålla mer gynnsamma dimensioner, i form av storlek och vikt, från ett annat material.

Den givna applikationen har två parametrar som gör dimensionering svår, den har en hög rotationshastighet tillsammans med en hög effekt in i växellådan. Höga effekter kräver stora dimensioner hos komponenter och en hög rotationshastighet kräver små dimensioner eftersom centrifugalkraften blir hög. Detta är en viktig avvägning när det gäller att konstruera koncept kopplade till det aktuella fallet. Vid vidare studier på konceptet bör denna avvägning tas i åtanke, framförallt vid valet av material i det ingående komponenterna.

Med dimensioner från beräkningarna har därefter en 3D-modell av konceptet ritats upp i CAD-programmet Catia. En enkel FEM-modellering har utförts i Catia på en enskild komponent med valda dimensioner för CAD-modellen, detta för att påvisa vad som händer i komponenten vid aktuell last. FEM modellen gjordes enbart på den komponent som kommer ha högst påkänning av effektöverföringen. Modellen i CAD är en förenkling av hur en verklig modell skulle kunna se ut och visar enbart de huvudsakliga egenskaperna hos konceptet. Detta eftersom arbetet bara har varit en undersökning och inte en prototypframtagning.

Med en färdig CAD-modell och beräkningar utförda på konceptet kunde förslag till vidare studier bestämmas. En viktig aspekt som varit utanför detta arbete, är materialvalet. En väl utförd materialanalys kommer vara viktig för att kunna realisera konceptet i en färdig produkt. För att kunna bestämma dimensioner med större precision bör en simulering av konceptet genomföras, med olika material.

Det färdiga konceptet beskriver funktionen hos konceptet tillförlitligt. Det är en bra mall att utgå ifrån om Husqvarna Construction Products vill fortsätta utforska möjligheten av steglös utväxling för deras bormaskiner.

SUMMARY

This thesis has been conducted in cooperation with Husqvarna Construction Products with the purpose of investigating the possibility of making the gearing in a mechanical gearbox to a drill machine, continuously variable. The gearbox used today consist of two fixed gears that cannot be changed during operation of the drill machine. Gears can only be changed when the drill machine is at a complete stop.

Therefore, the focus of the thesis has consisted of an investigation of techniques used today for gearing and an evaluation of those to find the most suitable one. After the evaluation, an extensive analysis consisting of data gathering and calculations was conducted. Calculations were made in the program Matlab and the equations have been taken from literature and with guidance from teachers at Chalmers.

The calculations have shown that the chosen technique is possible, at least theoretically. The dimensions of the concept are, however, not reasonable to realise in a physical model for the given application. The concept will be too heavy and too large compared to the gearbox used today. Since a material analysis hasn't been a part of this thesis and parameters from regular bearing steel has been used for the calculations it can't be ruled out that the concept would have more beneficial dimensions in terms of size and weight with a different material.

The application has two parameters that complicates the construction of the variable gearbox. It has a high rotational speed, together with a high effect from the motor into the gearbox. High effects demand large dimension and high rotational speed demand small dimensions due to high centrifugal forces. This is a balance that needs to be taken in account when dimensions connected to the actual application is decided. If further studies are to be made this balance needs to be further investigated.

With dimensions from the calculations, a 3D-model of the concept has been drawn up in the CAD-program Catia. A simple FEM-model has also been made in Catia to prove that the chosen dimensions can handle the load. The FEM-model was only conducted on one of the components, the one with the largest stress. The model in CAD is a simplification of how a real model would possibly look like and it only shows the main properties of the concept. This was done due to fact that the thesis objective only was to investigate and not to construct a prototype.

A suggestion of further studies could be made from the finished CAD-model together with the calculations for the concept, A crucial aspect, that hasn't been a part of the thesis is the choice of material. A proper analysis of the material will be important for the concept to become a finalized product. To decide the dimensions of the concept with greater precision, a simulation of the concept should be performed, preferably with different materials.

The final concept of this thesis describes the function thoroughly. It is a good model to start with if Husqvarna Construction Products decides to further investigate the possibility of a continuously variable transmission for their drill machines.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1. INLEDNING	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte	2
1.3 Avgränsningar	2
1.4 Precisering av frågeställningen	2
2. TEORETISK REFERENSRAM	3
2.1 Dagens teknik	3
2.2 Utväxling	3
2.3 Växellåda	4
2.4 Stegväxlar	5
2.4.1 Kuggväxellåda	5
2.4.2 Planetväxellåda	6
2.4.3 Styrning av stegväxlar	7
2.5 Variatorer	8
2.5.1 Rullningsvariatorer	8
2.5.2 Remvariatorer	11
2.6 Hertzkontakt	13
3. METOD	15
3.1 Formulera problemet	15
3.2 Analysera problemet	16
3.3 Leta efter alternativa lösningar	16
3.4 Bestäm alternativ lösning	16
3.5 Specificera lösningen	17
4. RESULTAT AV URVAL & INFORMATIONSSÖKNING	18
4.1 Betongborrning	18
4.2 Datainsamling och undersökning på Husqvarna	18
4.3 Analys och illustration av datainsamlingen	19
4.4 Kravspecifikation	21
4.5 Alternativa tekniker från informationssökning	21
4.5.1 Planetväxellåda	22
4.5.2 Variator	22
4.6 Urval av teknik	23

4.7 Specificering av vald teknik, rem- eller rullningsvariator	24
5. RESULTAT AV BERÄKNINGAR & MODELLBESKRIVNING	26
5.1 Beräkning på rullningsvariator grupp 2	26
5.2 Teoretisk utväxling på kulvariator	30
5.2.1 Ytterligare utväxling efter variator	32
5.3 Utmaningar med rullningsvariator och höga varvtal	33
5.4 Styrning av kulvariator	34
5.5 Dimensionering av kulvariator	36
6. CAD-MODELL	41
6.1 Modell av kulvariator	41
6.2 Nedväxling efter variator	43
6.3 Kulvariator med reduktionsväxel	45
6.4 Dimensioner hos CAD-modell	46
7. SLUTSATS	49
7.1 Koncept	49
7.2 Svar på frågeställningarna	51
7.3 Resultatreflektion	52
7.4 Metodreflektion	53
7.5 Förslag på vidare studier	53
REFERENSER	55
BILAGOR	59 - 78

1. INLEDNING

Nedan beskrivs projektets bakgrund, uppdragsgivaren Husqvarna Construction Products och syftet med projektet. Därefter presenteras avgränsningar och en precisering av frågeställningar.

1.1 Bakgrund

Husqvarna Construction Products erbjuder i dagsläget ett utbud av olika bormaskiner för byggnadsindustrin. Dessa bormaskiner används för håltagning i främst betong. I nuläget består bormaskinerna av en elektrisk motor, samt en mekanisk växellåda som sköter utväxlingen till borkklingan. Den mekaniska växellådan har som uppgift att variera den utgående axelns varvtal till borkklingan, för att er hålla en optimal skärhastighet. Variering av varvtalet sker genom en utväxling mellan mekaniska kuggar. Växellådorna har idag två alternativt tre växellågen som operatören kan välja emellan och detta sker genom att vrida ett mekanisk vred, på växellådan, mellan dessa lågen, när maskinen är avslagen.

Eftersom håltagning görs i en mängd olika diametrar och klingans skärhastighet ändras med diametern så finns det, teoretiskt sätt, två/tre storlekar på klingan som ger optimal skärhastighet. Detta är ett problem då en felaktig skärhastighet sliter på; bormaskinen, växellådan och framförallt borkklingan. Dagens utformning av växellådan gör det inte möjligt att byta mellan olika växellågen vid drift, vilket skapar frustration och onödig tidsåtgång för operatören. Därför vill Husqvarna undersöka möjligheten att utveckla en steglös utväxling på bormaskinen som kan variera utgående varvtal under drift och på så sätt ge varje borrh diameter rätt skärhastighet.

Nedan i figur 1 presenteras bormaskinen i fråga, med tillhörande växellåda synlig i grått.



Figur 1: Husqvarna bormaskinmodell DM 650 (Husqvarna, 2020). Återgiven med tillstånd.

1.2 Syfte

Att ta fram ett koncept som möjliggör steglös utväxling under drift på Husqvarnas bormaskiner samt ge förslag på vidareutveckling av konceptet.

1.3 Avgränsningar

Examensarbetet kommer begränsas i ett flertal aspekter för att säkerhetsställa att det slutförs.

- En specifik växellåda till en specifik modell av bormaskin kommer enbart att behandlas.
- Projektet kommer i första hand handla om undersökning och utveckling av ett koncept för vidareutveckling.
- Konceptet kommer bestå av en datormodell, utvecklad i Catia, tillsammans med beräkningar som styrker dess funktion.
- En utförlig materialanalys kommer inte utföras och kommer därför lämnas för vidareutveckling.
- Kostnaden kommer enbart begränsa arbetet genom att hålla konceptet inom “rimliga gränser”.
- Färdigt koncept kommer behöva mer testning och en mer genomgående analys för att kunna brukas i en bormaskin, detta innefattas ej i arbetet.

1.4 Precisering av frågeställningen

Nedan följer ett antal frågeställningar som kommer behandlas under arbetets gång:

- Går det att ta fram ett koncept som medför steglös utväxling och är rimlig att producera sett till vikt, komplexitet, kostnad och storlek?
- Finns det idag teknologi som kan appliceras på problemet och lösa det?
- Går dagens teknik att utveckla vidare och ge steglös utväxling?
- Går konceptet att appliceras vidare på Husqvarnas produktserier?

2. TEORETISK REFERENSRAM

I detta kapitel presenteras den bakomliggande teorin som mycket av arbetet har baserats på. Först kommer dagens teknik att beskrivas och därefter kommer begreppet utväxling förklaras och presenteras. Även begreppet växellåda förklaras och därefter de olika typerna som valts att utforskas i detta arbete: stegväxlar och variatorer. Avslutningsvis kommer teorin Hertzkontakt att beskrivas och dess ekvationer presenteras.

2.1 Dagens teknik

Idag används en kuggväxellåda med två alternativt tre steg på Husqvarnas bormaskiner. Växellådan sitter monterad i linje med en elmotor, och för detta arbete antas elmotorn ha ett fast varvtalet på 15 000 rpm och en effekt in på 6 kilowatt. Det fasta varvtalet hos elmotorn medför att växellådan och dess olika steg är det enda sättet att ändra varvtalet ut till borkklingan. Växling mellan stegen sker när maskinen har kommit till ett komplett stopp och först då kan vredet, visat med svart pil enligt figur 2 nedan, vridas till önskad växel.



Figur 2: Husqvarna DM 650 med två stegs växellåda (Husqvarna, 2020). Återgiven med tillstånd.

2.2 Utväxling

När rotationshastigheten hos en axel ändras genom en mekanisk växel kallas det för utväxling. Någon slags utväxling används i de flesta mekanismer och maskiner där överföring och förändring av rotationen är det huvudsakliga syftet (Radzevich, S. P. 2018). Utväxlingen kan antingen vara i en nedväxling/underdrive där den utgående axeln har lägre rotationshastighet och ett högre moment eller i en uppväxling/overdrive där den utgående axeln har högre rotationshastighet och ett lägre moment.

Utväxlingen benämns ofta med bokstaven i och ett vanligt använt samband är:

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{ut}} = \frac{R_{ut}}{R_{in}} \dots (1)$$

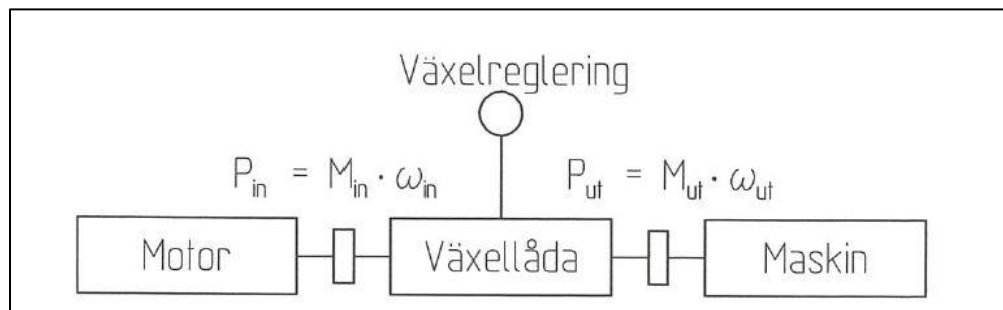
Där ω_{in} står för rotationshastigheten in till en växel och ω_{ut} är rotationshastigheten ut från växeln. I ekvationen är R_{ut} och R_{in} radier hos skivor/kugghjul monterade på ut- respektive inkommande axel från växeln.

2.3 Växellåda

En växellåda används för att anpassa utväxlingen mellan en motor och en förbrukare, ofta en apparat eller maskin (Mägi, Melkersson & Evertsson, 2017). Utväxlingen bestäms beroende på fart och kraftbehov hos den aktuella förbrukaren.

Växellådan kan ha en fast utväxling eller variera mellan flera olika steg av utväxling. Detta kallas stegväxel (se avsnitt nedan). En växellåda på en bormaskin används för att ändra utväxlingen till borraröret beroende på fart och kraftbehov.

Olika applikationer ställer olika krav på växellådan. En förbränningsmotor arbetar exempelvis inom ett brett register av varvtal och därmed även växellådan. En elmotor, vilket används idag, har ett bestämt varvtal vilket ger växellådan andra förutsättningar för utväxlingen.



Figur 3: Principiell användning av en mekanisk transmission (Mägi, et al., 2017 s.362). Återgiven med tillstånd.

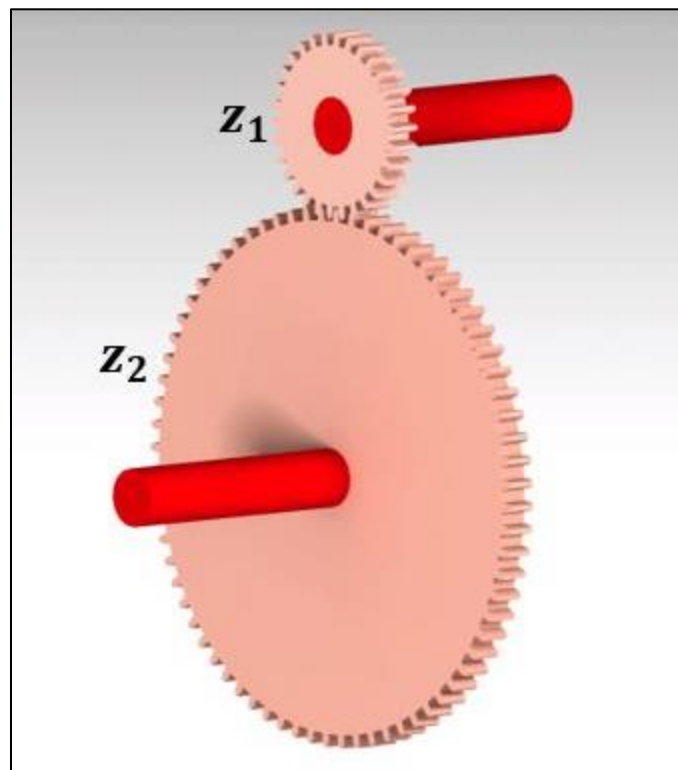
I figur 3 ovan visas principiell användning av en växellåda med ekvationssamband in och ut från växellådan. Motorn i figuren avger en effekt P_{in} som är lika med momentet M_{in} multiplicerat med vinkelhastigheten ω_{in} . Denna effekt överförs i växellådan och den utkommande effekten benämns P_{ut} som är lika med momentet M_{ut} multiplicerat med vinkelhastigheten ω_{ut} . I detta arbete kommer en förlustfri effekt genom växellådan antas, vilket innebär att eventuella verkningsgrader och förluster inte kommer att beräknas.

2.4 Stegväxlar

En stegväxel medger en stegvis variabel utväxling. Genom att byta mellan olika steg, eller i daglig mun växlar, kan således utväxlingen ändras. I dagligt tal brukar en stegväxel kallas för växellåda. En växellåda kan däremot ha en ensam växel och behöver inte nödvändigtvis ha flera växlar. Växelbytet sker antingen manuellt eller automatiskt. Antalet växlar kan variera stort beroende på applikation och behov. Exempelvis kan en växellåda i en personbil ha sju växlar, sex framåt och en bakåt, en cykel kan däremot ha tjugofyra växlar. Det finns två huvudsakliga metoder inom stegväxlar: Kuggväxel och planetväxel. Dessa två beskrivs nedan.

2.4.1 Kuggväxellåda

Utväxlingen i en kuggväxellåda sker genom interaktion mellan kuggjul i olika storlekar. Kuggarnas tänder griper in i varandra och kan således överföra rörelse mellan varandra. Ett litet kuggjul minskar farten men ökar vridmomentet och ett större kuggjul ökar farten men minskar vridmomentet. Enligt Childs (2013) så är kuggväxlar en vanlig teknik som används inom industrin och ett bra val om kraft ska överföras effektivt och kompakt, vid hög hastighet. Se figur 4 nedan för en enkel kuggväxel, med två kuggjul.



Figur 4: Enkel kuggväxel. Författarnas bild.

En kuggväxels utväxling beräknas med formeln enligt (Mägi et al., 2017):

$$i = \frac{z_1}{z_2} \dots (2)$$

Där z_1 och z_2 anger kuggtalet hos kugghjul 1 och kugghjul 2.

Kuggväxellådan finns i en rad olika utförande beroende på vad den aktuella applikationen kräver. Växellådan delas upp i axelorientering och kugghjulens form. Kuggarnas axelorientering kan enligt (Mägi et al., 2017) delas in tre olika sorter:

- Parallella axlar i ett plan
- Skärande axlar i ett plan
- Korsande axlar i olika plan

De tre varianterna möjliggör olika rörelseöverföringar beroende på applikation. I linje med motorn, parallellt med motorn eller vinkelrätt med motorn. Det aktuella fallet för bormaskin är i linje med motorn, precis som i figur 4. Utväxlingen kan varieras genom att i växellådan ha olika uppsättningar av kugghjul med olika utväxling och välja emellan dessa växlar för att erhålla önskad utväxling.

2.4.2 Planetväxellåda

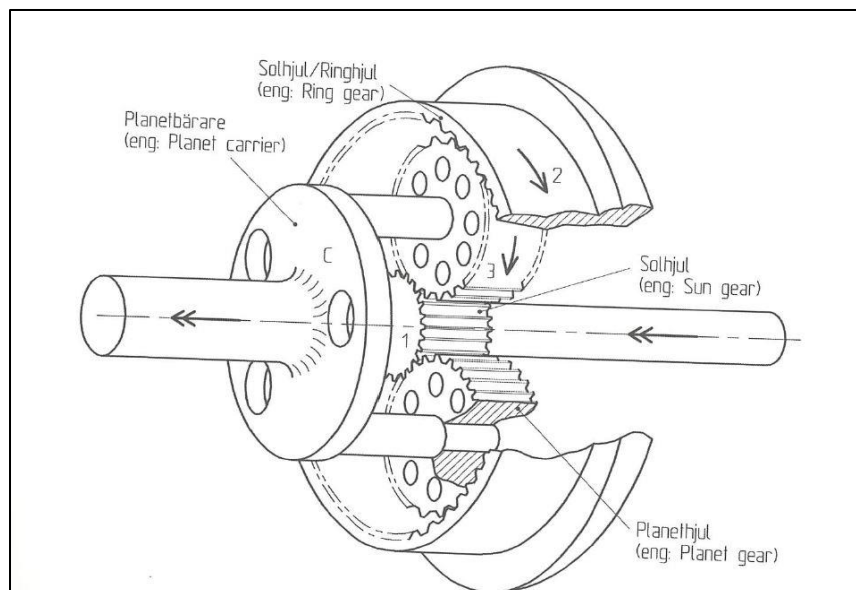
En planetväxellåda är en växellåda som ofta används i automatiska bilväxellådor. Den består av främst tre olika delar: *“Hydrauliska momentomvandlare, mekaniska planetväxlar och hydrauliskt kontrollsystem för styrning av planetväxlarna”* (Mägi et al., 2017).

Momentomvandlare är en komponent som hydrauliskt sköter kraftöverföringen i en automatisk växellåda. Den består av ett pumphjul med skovelhjul som sitter på vevaxeln och kraften överförs sedan till ett annat turbinhjul med skovelhjul som är kopplat till planetväxeln.

En planetväxel är ett system av sammansatta transmissioner, ofta i form av kugghjul. Dessa kugghjul består av:

- Ett eller flera yttre kugghjul, så kallade planethjul, se figur 5.
- Ett centralt solhjul som planethjulen snurrar kring, se figur 5.
- En ytterring som kallas solhjul/ringhjul ligger utanför planethjulen, se figur 5.
- En planetbärare som håller upp planethjulen, se figur 5.

Flera planetväxlar kan monteras efter varandra för att öka antalet växlar och därmed utöka utväxlingsmöjligheterna som växellådan kan ge.



Figur 5: Uppbyggnad av en trehjuls planetväxel (Mägi et al., 2017 s.513). Återgiven med tillstånd.

Det hydrauliska kontrollsystemet styr planetväxlarnas olika lägen, mer om detta i 2.4.3 styrning av stegväxlar nedan.

2.4.3 Styrning av stegväxlar

En stegväxel kan styras manuellt eller automatiskt. En manuellt styrd stegväxel kräver att operatören själv väljer växel genom ett reglage och i en automatiskt styrd växellåda väljs växel via ett styrsystem.

Om en växel i en manuell växellåda skall kunna ändras under drift krävs en koppling. Kopplingens uppgift är att frikoppla växellådan från motorn och därmed kan operatören byta växel fastän motorn är igång. För applikationer där växel inte ändras under drift sker växlandet när motorn är avslagen genom en växelspak. Denna applikation är betydligt enklare då det inte kräver en koppling.

En automatiskt styrd växellåda styr växlandet helt själv beroende på fart- och kraftbehov. Växlarna väljs via en växelväljare, där bestämda lägen medför vilken växel som skall vara inkopplad. Dessa bestämda lägen kan exempelvis vara beroende av varvtal. Växelväljaren är ofta styrd av både hydraulik och elektronik. Hydrauliken sköter oftast den mekaniska rörelsen och elektroniken säger till när rörelsen skall ske. En automatisk växellåda är större och mer komplicerad än en manuell eftersom växlingen ska kunna ske automatiskt krävs fler komponenter och styrsystem.

2.5 Variatorer

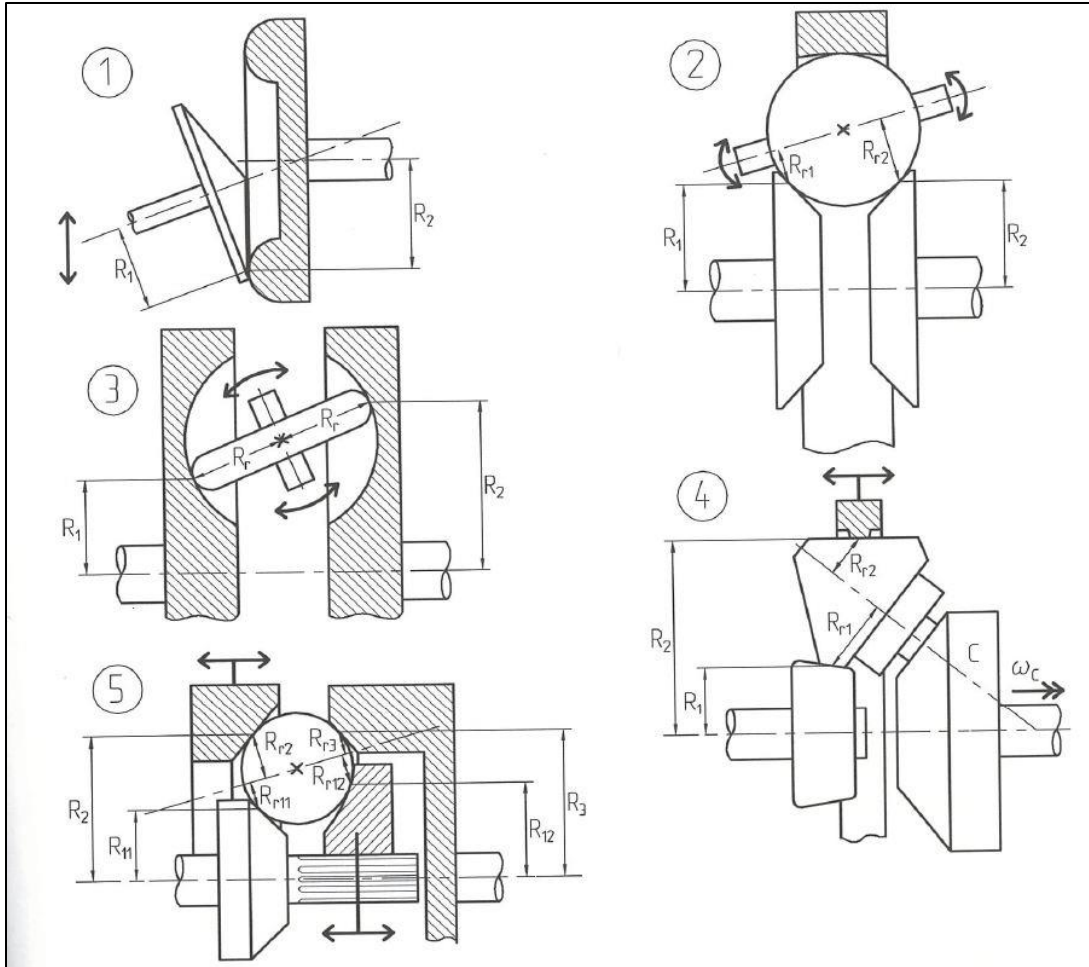
En variator är en växellåda som sköter utväxlingen helt steglöst beroende på fart- och kraftbehov. Den förkortas "CVT" som står för "Continuously Variable Transmission", eller på svenska "Kontinuerligt Variabel Transmission". Variatorn har inga steg/växlar utan utväxlingen sker helt steglöst. Kraftöverföringen i en variator sker genom friktionskraft mellan två kroppar. Mekaniska variatorer delas upp i två grupper: remvariatorer och rullningsvariatorer, dessa två beskrivs nedan.

2.5.1 Rullningsvariatorer

I en rullningsvariator sker kraftöverföringen genom att två rullande kroppar pressas mot varandra. Genom friktionskrafter överförs moment i rullkontakten, där geometrin hos kropparna kan variera mellan exempelvis: koner, sfärer, toroider med flera. En ändring av utväxlingen erhålls genom att centrumaxeln hos ett roterande mellanelement ändras. Mellanelement sitter monterad mellan den ingående och utgående axeln (Happian-Smith, 2001). Dessa rullningsvariatorer delas upp i fem grupper (Brännare, 1986) enligt figur 6 nedan.

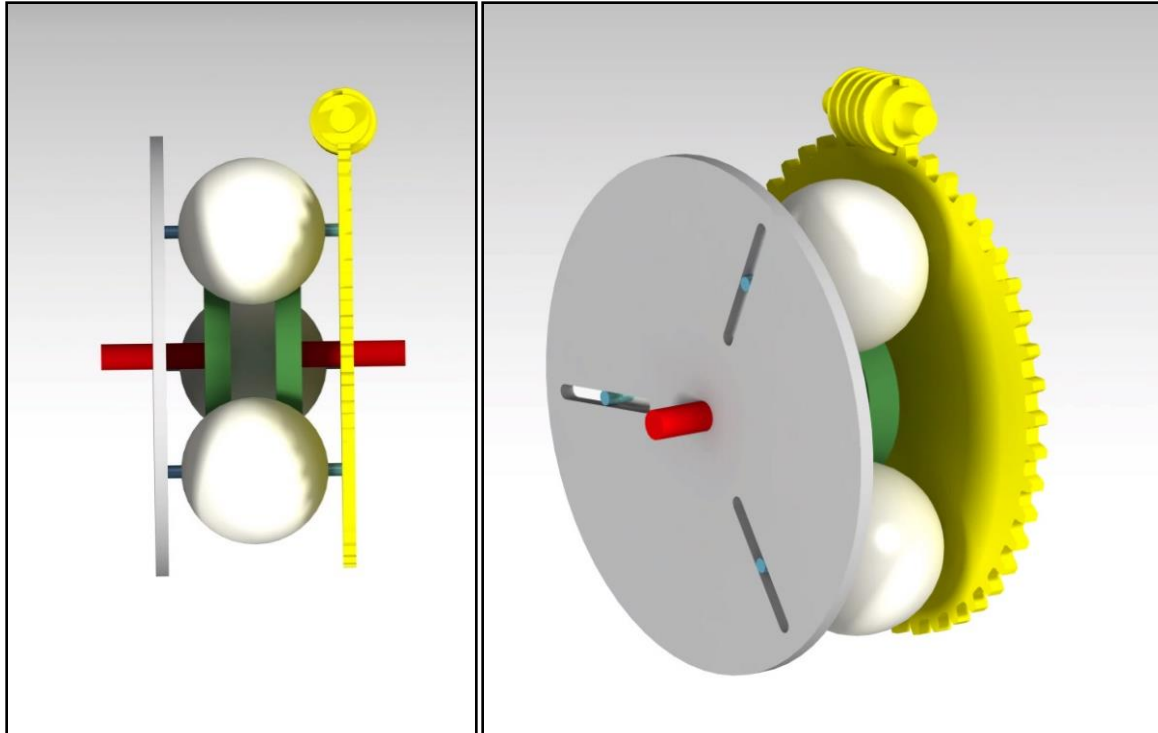
Grupperna inom rullningsvariatorerna är enligt följande:

1. En effektförande kontakt. Denna grupp innehåller de enklaste variatorerna.
2. Kulvariator med ett mellanelement med kontrollerad riktning på rotationsaxeln. In- och utgående rullningsradier varierar.
3. Torodialvariator med ett mellanelement med kontrollerad riktning på rotationsaxeln.
4. Variator av planetväxeltyp. Kan betraktas som en 4-hjuls planetväxel.
5. Fria mellanelement.



Figur 6: Konstruktionsprinciper för rullningsvariatorer (Mägi et al., 2017 s.539). Återgiven med tillstånd.

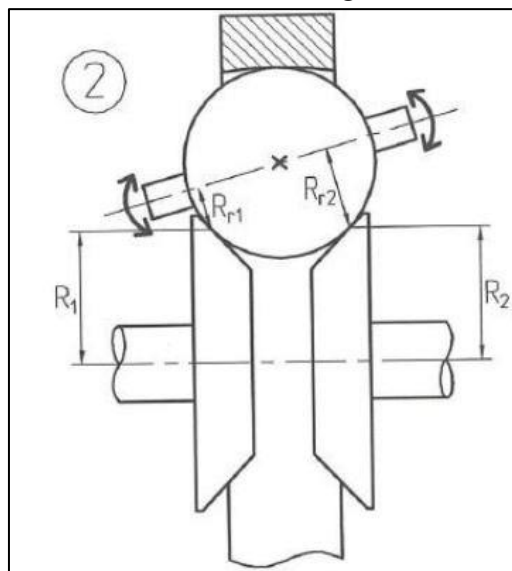
Detta arbete kommer enbart att beröra rullningsvariatorer från grupp 2, rullningsvariatorer med mellanelement av kula. Grupp 1, 3, 4 och 5 anses inte vara rimliga tekniker för applikationen ur geometrisk och teknisk synpunkt. Mellanelementen kopplade till grupperna 1, 3 och 4 har inte en fördelaktig geometri vid rotation i hög hastighet. Rullningsvariator från grupp 5 har ett mellanelement av kulform vilket är önskvärt för applikationen men gruppen har många ingående komponenter vilket inte är önskvärt för applikationen. Rullningsvariatorn tillhörande grupp 2 har få ingående komponenter och en kula som mellanelement, vilket är fördelaktigt för höga rotationshastigheter. Därför kommer denna rapport att huvudsakligen fokusera på rullningsvariator från grupp 2. Nedan i figur 7 och 8 kan en principiell rullningsvariator från grupp 2 åskådas.



Figur 7: Bild över en rullningsvariator från grupp 2, vy från ovan. Författarnas bild.

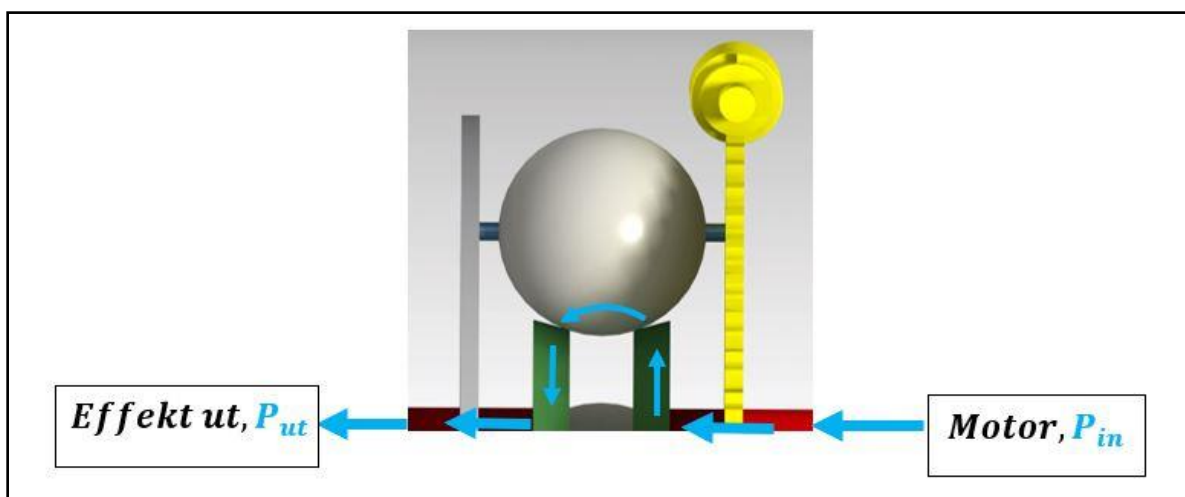
Figur 8: Bild över en rullningsvariator från grupp 2, vy från sidan. Författarnas bild.

Denna typ av rullningsvariator kallas för koppvariator (Youssef, El-Hofy, 2008). Namnet kommer ifrån den schweiziska uppfinnaren Jean Kopp (Allspeeds LTD, 2020) som 1946 uppfann rullningsvariatorn av kultyp. Eftersom koppvariatorn inte finns i ett utförande som passar givna parametrar och ytterligare beräkning samt dimensionering krävs, kommer koppvariatorn att härnäst benämnas som rullningsvariator från grupp 2 alternativt kulvariator.



Figur 9: Konstruktionsprinciper för rullningsvariatorer grupp 2 (Mägi, et al., 2017, s.539). Återgiven med tillstånd.

På den inkommande och utgående axeln inuti rullningsvariatorn sitter det två rullar, återgivna i grönt enligt figur 10 nedan. Effektöverföringen i variatorn sker i rullningskontakten mellan rullarna och kulorna. Kulorna är återgivna i vitt enligt figur 10 nedan. En ändring av utväxlingen i rullningsvariator för grupp 2 enligt figur 9 ovan, erhålls genom att ändra inbördes läge för rotationsaxeln hos mellanelementet enligt figur 10 nedan. Genom att utföra detta ändras kontaktpunktens radie (R_1 och R_2 i figur 9 ovan) till rotationsaxlarna, inkommande och utgående från variatorn (Mägi et al., 2017). Detta medför att inkommande axel snurrar i ett högre/lägre varvantal än den utgående axeln, beroende på hur mellanelementet är positionerat. Om mellanelementets centrumaxel är helt horisontell, det vill säga när radierna R_{r1} och R_{r2} är lika stora i figur 9 ovan, fås en 1:1 utväxling, inkommande axel roterar med samma hastighet som utgående axel. När radien R_1 är mindre än R_2 i figur 9 ovan fås en nedväxling. Korresponderande till detta fås en uppväxling när radie R_1 är större än radie R_2 i figuren ovan.

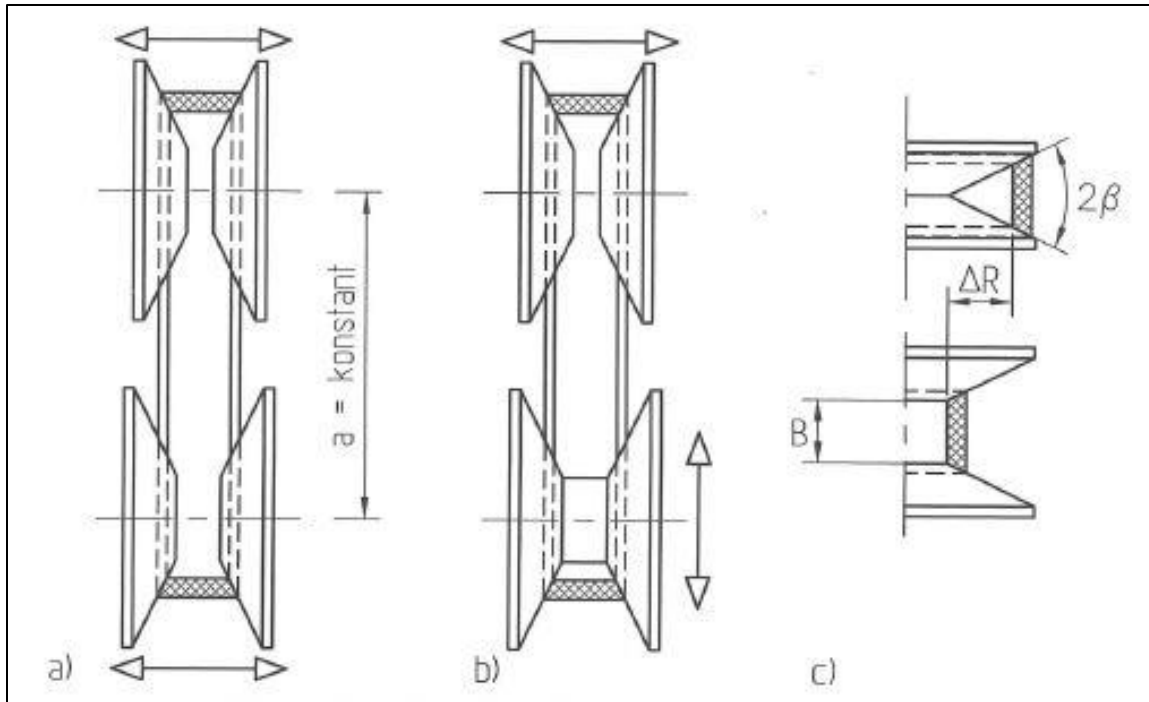


Figur 10: Effektöverföring rullningsvariator grupp 2. Författarnas bild.

Effektöverföringen i en kulvariator sker enligt figur 10 ovan. Motorns effekt in, P_{in} , ritad med ljusblå pil, denna fördelar sig lika över antalet kuler i rullningsvariatorn, enligt figur ovan. Därmed går inte all effekt över en enskild kula och således blir effektöverföringen hos varje enskild kula mindre än hela beloppet P_{in} , detta är illustrerat med att effektpilen över kulan är mindre än effektpilen hos motoraxeln i figuren.

2.5.2 Remvariatorer

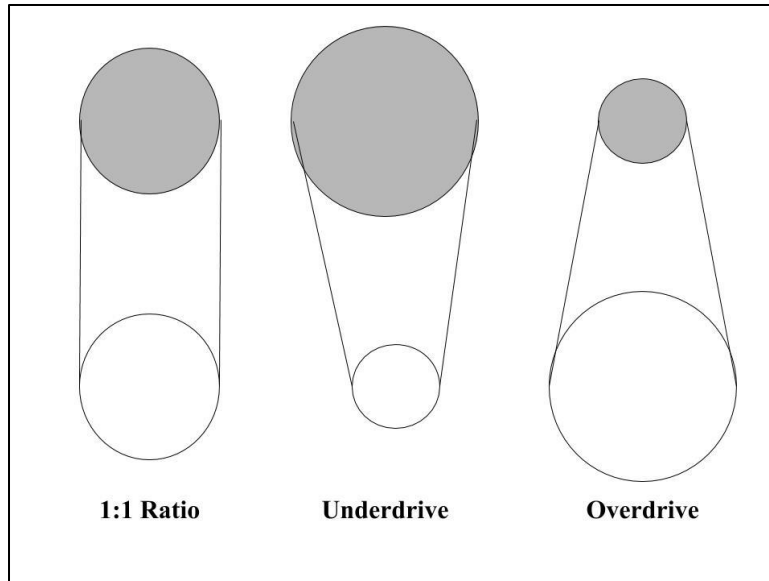
Remvariatorn består av en primär- och sekundärvariator som är sammankopplade via en rem. Primärvariatorn sitter monterad på motorn och sekundärvariatorn på den apparat som variatorn driver. Både primär- och sekundärvariatorn består vardera av två V-formade remskivor som sitter monterade på en gemensam axel. Kraftöverföringen sker således genom friktionskraft mellan remmen och skivorna som remmen löper över.



Figur 11: Principer för remvariator med kilrem (Mägi, et al., 2017, s.535). Återgiven med tillstånd.

Genom att låta skivorna på primärvariatorn tryckas ihop eller glida isär från varandra kan kontaktdiametern vilket remmen snurrar runt varieras. En korresponderande verkan fås på sekundärsidan där skivorna går åt motsatt håll och på så sätt ger en ökad eller minskad kontaktdiameter för remmen, se figur 11. Eftersom kontaktdiametern varieras för vardera skivan kan utväxlingen ändras. Remvariatorn kan under drift ha en 1:1 utväxling, nedväxling/underdrive och uppväxling/overdrive.

En 1:1 ratio sker när både primär- och sekundär sidan har samma kontaktdiameter, nedväxling/underdrive sker när primärsidan har större kontaktdiameter och sekundär sidan har en mindre kontaktdiameter och överväxling/overdrive sker när primärsidan har lägre kontaktdiameter och sekundärsidan en ökad kontaktdiameter (Heisler, 2002). En principiell skiss över utväxlingen i remvariator återges i figur 12 nedan. Primärvariatorn är färgad i grått och sekundärvariatorn i vitt.



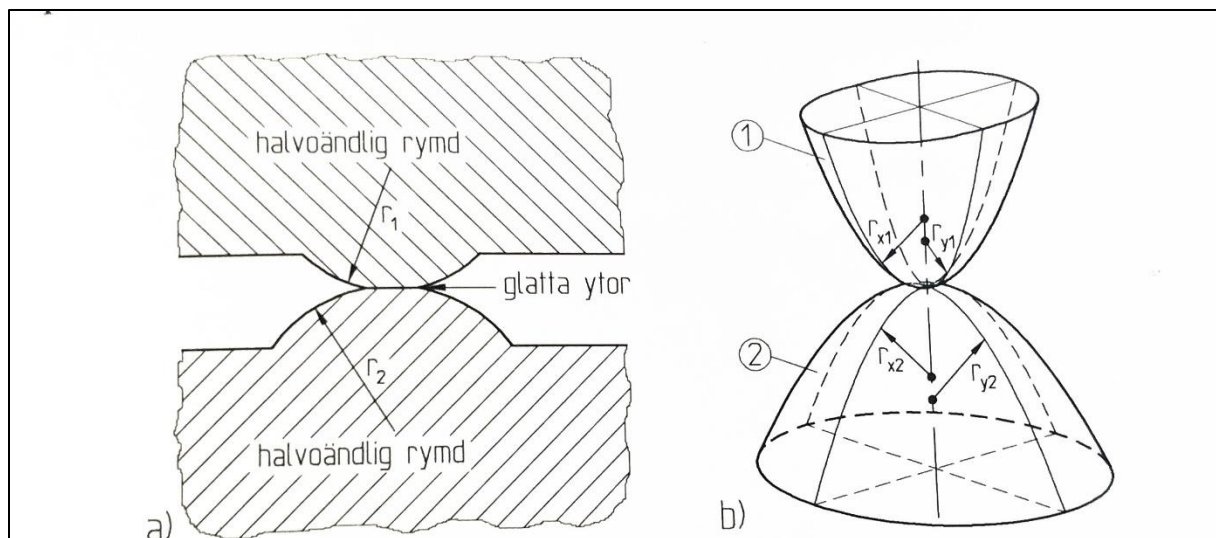
*Figur 12: Principiell bild över utväxling för remvariator.
Författarnas bild.*

2.6 Hertzkontakt

Enligt van Beek (2009, s.92) så kan beräkning av kontakter mellan element delas in i två grupper: punkt- och linjekontakt. Formulering för beräkning av kontaktryck och dimensionering av koncentrerade kontakter gjordes av Heinrich Rudolph Hertz. Hertzkontakten beräknas genom tre antaganden:

1. Elastisk deformation.
2. Spänningsfördelningen under ytan av kropparna blir inte påverkad av de finita elementen i kontaktkropparna.
3. Ytorna antas vara friktionslösa så att bara en normalkraft kan överföras.

För att kunna utföra beräkningar på variatorer används hertzkontakt, med antagande enligt ovan. Hertzkontakten används i huvudsak för att bestämma storlek och formen på kontaktarean mellan två kurviga kroppar i kontakt med varandra (Brännare, 1986, s.15). Vilket gör det passande för att beräkna dimensioner hos en variator.



Figur 13: a) Kontakt mellan två rotationssymmetriska kroppar med krökningsradierna r_1 och r_2 b) Kroppar med sammanfallande huvudkrökningsplan vid kontaktstället. (Mägi et al., 2017 s.535). Återgiven med tillstånd.

Här presenteras två ekvationer som är centrala för resten av arbetet, 1. lokala krökningen och 2. maximala trycket vid den punkt där två ytor möts enligt figur 13 ovan.

1. Lokala krökningen (1.29) ur Maskinelement s.49 Hertz kontaktteori, punktkontakt:

$$\boxed{\sum \rho = \rho_{x1} + \rho_{y1} + \rho_{x2} + \rho_{y2}} \dots (3)$$

- Där:

- $\rho_x = \frac{1}{r_x}$, radie i x-led
- $\rho_y = \frac{1}{r_y}$, radie i y-led

Här är r_y och r_x de krökningsradier som åskådas i figur 13b) ovan, vid symmetriska ytor såsom kuler är dessa krökningsradier ekvivalenta med radien på kulan enligt: $r_y = r_x = r$.

2. Ekvation (1.30) ur Maskinelement s.50 Hertz kontaktteori, punktkontakt:

$$\boxed{P_{max} = \frac{1}{\gamma^2} \left(\frac{3NE^2(\sum \rho)^2}{8\pi^3(1-\nu^2)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \sigma_{max}} \dots (4)$$

- Där

- $P_{max} = \sigma_{max}$ = Maximala spänningen i en punkt på kulan
- γ = Dimensionslös kontaktstorhet
- N = Normalkraften
- E = Elasticitetsmodul
- $\sum \rho$ = [Lokala krökningen]
- ν = Poissons tal

3. METOD

Arbetet har följt en produktutvecklingsprocess som kallas Engineering problem-solving och enligt Krick (1969) delas upp i följande fem steg:

1. Formulera problemet
2. Analysera problemet
3. Leta efter alternativa lösningar
4. Bestäm alternativ lösning
5. Specificera lösningen

Metoden följer en princip som är förtydligad av Mital, (2008) och kan förklaras enligt följande:

- Om ett problem inte är tydligt formulerat och definierat så är det inte möjligt att lösa det. Eftersom ingenjörer är problemlösare så måste ingenjören bestämma om problemet är värt att lösa, det vill säga; vad är konsekvensen för att ignorera problemet och ger det ett högre värde om problemet löses?
- Därefter måste problemet analyseras i detalj för att förskaffa sig förståelse över problemets omfattning.
- När analysen är färdig måste ingenjören leta efter alternativa lösningar/tekniker genom en informationssökning. Sökningen genomförs för att bestämma den ekonomiska attraktionen för varje alternativ lösning.
- Den teknik som valts måste inte bara lösa det ursprungliga problemet, utan den måste även vara mer attraktiv ur ekonomisk synpunkt.
- Till slut måste lösningen specificeras och beskrivas i dokumentering. Detta steg är det mest kritiska eftersom en dåligt dokumenterad lösning är ineffektiv och det ursprungliga problemet kommer kvarstå.

3.1 Formulera problemet

För att kunna generera ett koncept som uppfyller kundens kravbild var det viktigt att kunna formulera problemet. Genom intervjuer med handledare på Husqvarna, Peter Junvik kunde en formulering utföras och bli till belåtenhet för alla parter.

3.2 Analysera problemet

Efter att ha formulerat och definierat problemet påbörjades en analys, för att erhålla en bild av omfattningen. Genom att studera dagens lösning på utväxling, kunde dess styrkor och svagheter sammanfattas. Under ett besök ute hos Husqvarna CP i Jonsered anordnades även en undersökning av den nuvarande växellådan. En tvåstegad växellåda till en bormaskin av modell Husqvarna DM 650 plockades isär och analyserades för att ge en uppfattning om den aktuella tekniken som används. Undersökningen av växellådan var väldigt givande för arbetet och gav en förståelse för uppbyggnaden av den kuggväxellåda som används idag.

Vidare genomfördes en kravställning där viktiga egenskaper tillhörande konceptet bestämdes. Kravställningen sammanställdes i en kravspecifikation genom nära kontakt med handledare Peter Bövik på Chalmers och handledare Peter Junvik på Husqvarna CP.

Undersökningen av nuläget omfattade även intervjuer och möten med personal på Husqvarna och lärare på Chalmers. Detta gav en inblick i Husqvarnas arbete med bormaskiner och växellådor men även den teori som används för att konstruera maskinerna. Viktiga data för framtida beräkningar gällande konceptet samlades även in.

3.3 Leta efter alternativa lösningar

Analysen gav insikt i hur dagens teknik ser ut och hur den används. Viktiga nyckelord och egenskaper framtagna i kravspecifikationen användes därefter i en informationssökning. Någon form av växellåda används i många olika tillämpningar och därför var det av största vikt att begränsa informationssökningen till snarlika applikationer. Den huvudsakliga fokusen låg på steglös utväxling och olika metoder för att uppnå det.

Eftersom studenterna ej hade tidigare erfarenhet gällande beräkning och dimensionering av växellådor var informationssökningen kritisk för att kunna genomföra arbetet. Speciellt viktigt var att förstå växellådans funktion samt de olika tekniker som används inom utväxling/växellådor. Sökningen genomfördes i huvudsak på internet där aktuella artiklar, tillverkare och litteratur kunde samlas in.

En viktig konsultation för sökandet av alternativa lösningar har varit Kjell Melkersson och Göran Brännare som båda är lärare inom maskinelement på Chalmers tekniska högskola.

3.4 Bestäm alternativ lösning

Informationssökningen resulterade i tre intressanta tekniker: Kuggväxel, planetväxel och variatorer. Det är tre vedertagna tekniker som används i olika utväxlingsapplikationer och växellådor. Ett urval genomfördes för att bestämma en teknik lämplig för vidareutveckling.

Genom att tabellera upp för- och nackdelar för varje teknik och sedan ställa dem mot kravspecifikationen, kunde ett urval genomföras. Eftersom endast en av teknikerna per definition kan medge helt steglös utväxling och därmed skiljer sig tvärt emot de andra, kunde urvalet göras på detta sätt.

Informationssökningen visade att det finns två huvudsakliga varianter av variatorer: Remvariatorer och rullningsvariatorer. Rullningsvariatorer finns även de i en rad olika varianter, där kulvariatorn är den teknik som detta arbete har behandlat. För att kunna välja vilken variorteknik som skulle användas till konceptet, genomfördes en snabb uppskattningsberäkning på varje teknik. Genom konsultation med lärare Kjell Melkersson på Chalmers kunde ekvationer för uppskattningsberäkning tas fram och därmed eliminera den teknik som inte är lämplig. Uppskattningen och konsultationen visade att remvariatorn inte är en lämplig teknik för det aktuella konceptet.

3.5 Specificera lösningen

Efter genomfört urval utfördes därefter beräkningar på rullningsvariatorn från grupp 2. Beräkningarna utfördes huvudsakligen för att kunna uppskatta dimensioner hos ett teoretiskt koncept. Eftersom det inte fanns tillverkare som passade parametrarna fick olika uppskattningar göras för att kunna utföra beräkningar till en rimlig gräns. Göran Brännare som tidigare doktorerat inom just variator fanns till hjälp och kunde ge oss vägledning i arbetet. Ekvationer till beräkningarna är tagna från studielitteratur och vetenskapliga artiklar, ekvationslösningen genomfördes därefter tillsammans med grafitning i programvaran Matlab. Beräkningarna utfördes i huvudsak för att bestämma om variatorn klarar av krafterna vilket uppstår av effekten in från motorn. För att säkerhetsställa att ekvationer som använts var rimliga har handledning med Peter Bövik och Kjell Melkersson varit viktig.

Genom beräkningarna erhöles dimensioner på en teoretisk rullningsvariator från grupp 2 som klarar belastningen. Vidare så togs även en ekvation fram för utväxlingsförhållandet i kulvariatorn genom konsultation med handledare Peter Bövik. Dessa dimensioner användes därefter för att generera en 3D-modell i CAD-programmet Catia. Eftersom arbetet främst var en undersökning så bestämdes det att CAD-modellen i huvudsak skulle vara principiell och enbart beskriva tekniken övergripande. Det viktiga med CAD-modellen är således att beskriva funktionen hos konceptet och därför är CAD-modellen enkel och lättbegriplig.

Med en färdig CAD-modell kunde slutliga rekommendationer för vidare studier sammanfattas. Dessa rekommendationer tillsammans med en CAD-fil lämnades sedan över till uppdragsgivaren Husqvarna CP.

4. RESULTAT AV URVAL & INFORMATIONSSÖKNING

Nedan i kapitel 4 presenteras insamlingen och analysen av den data som kommande kapitel kommer att baseras på. Kapitlet avslutas med urval av vilken teknik som väljs för vidareutveckling.

4.1 Betongborrning

Borrning i betong beror på en rad olika parametrar som exempelvis: Betongkvalité, armering av olika slag och temperatur för att nämna några. Dessa parametrar ger olika optimala skärhastigheter på borklingen och således också olika varvtal som växellådan ska hantera. Under diskussion och initial kontakt med Husqvarna har borklingans optimala periferihastighet för det här arbetet bestämts till 4 m/s.

4.2 Datainsamling och undersökning på Husqvarna

För att kunna genomföra en informationssökning var data om den aktuella applikationen viktig att samla in. Tidigt i processen togs ett beslut om att växellådan till borkmaskinen DM 650 är den vilket arbetet ska utgå ifrån. Det är den kraftfullaste borkmaskinen som Husqvarna erbjuder idag och om ett koncept fungerar på den, går det att skala ner konceptet till övriga borkmaskiner. Efter ett möte ute på Husqvarna Construction i Jonsered kunde viktiga egenskaper och data samlas i tabell 1, se nedan:

Tabell 1: Resultat av datainsamling.

<i>Växellådan till DM 650 är utgångspunkten</i>	
<i>Optimal skärhastighet på borklinga</i>	4 [m/s] i periferihastighet
<i>Varvtal in</i>	15 000 [rpm]
<i>Önskat varvtal ut</i>	Mellan 3000–1500 [rpm] till mellan 300–150 [rpm]
<i>Borrdiametrar</i>	50 [mm] till 500 [mm]
<i>Effekt in</i>	6 [kW]



Figur 14: Växellåda till DM 650. Vy från ovan med täcklock borttaget. Författarnas bild.



Figur 15: Växellåda till DM 650 Vy från sidan med växelreglage. Författarnas bild.

Under ett besök ute i Jonsered genomfördes även en undersökning av den växellåda som används idag. En tvåstegad växellåda till en bormaskin av modell Husqvarna DM 650 plockades isär och analyserades samt dokumenterades genom fotografering, se figur 14 och 15 ovan.

4.3 Analys och illustration av datainsamlingen

Efter en datainsamling och undersökning på Husqvarna genomfördes en analys och en beräkning av den data som erhållits. Med givna värden på effekten in, varvtal och spannet på borkklingorna gjordes två beräkningar i Matlab. Beräkningarna visar optimala hastigheter för olika storlekar på borkklingan och det moment som uppstår. Genom att använda följande formel för effekt:

$$P = M\omega \dots (5)$$

- Där
 - P =Effekten [W]
 - M =Moment [Nm]
 - $\omega = \frac{V}{R} = \frac{2\pi n}{60}$ [rad/s]
 - V = Periferihastighet [m/s]
 - R = Radie [m]
 - n = Varvtal [rpm]

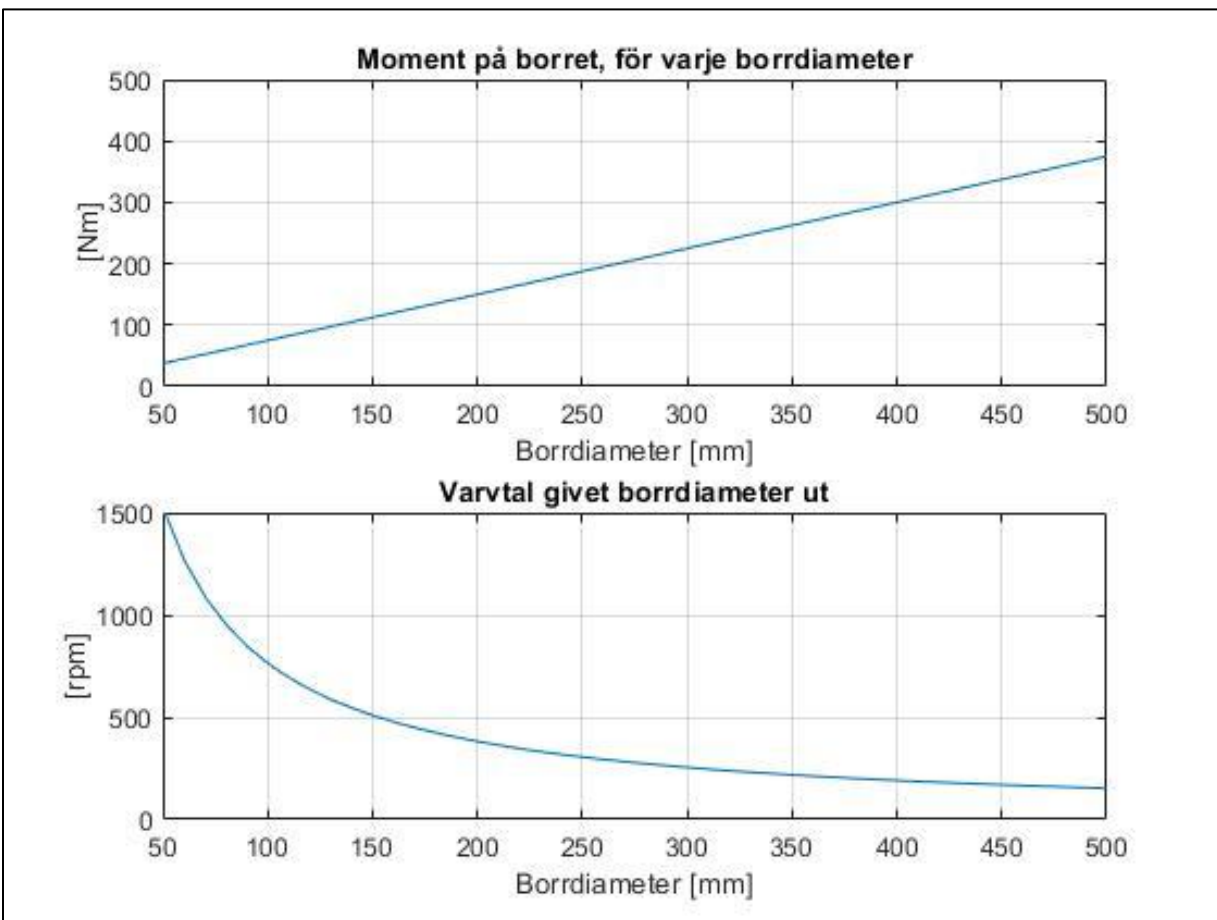
Blir momentet som funktion av radien R följande:

$$M(R) = \frac{PV}{R}$$

Med vinkelhastigheten enligt: $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{V}{R}$ blir varvtalet på samma sätt en funktion av radien R enligt:

$$n(R) = \frac{\pi V}{30R}$$

Med ekvationslösning och grafritning i programvaran Matlab, enligt figur 16 nedan, kan det överskådligt ses vilken effekt de parametrar som Husqvarna önskar ger för given diameter på borr och varvtal, dessa parametrar fås ur tabell 1.



Figur 16: Diagram från Matlab. Moment och varvtaletsberäkning. På översta diagrammet är y-axeln moment [Nm] och i den undre är y-axeln varvtal [rpm]. På de båda x-axlarna är det sträcka i [mm].

Figur 16 ovan ger alltså de optimala varvtal och moment för varje borrdiameter, på utgående axel i växellådan.

4.4 Kravspecifikation

Efter att en informationssökning genomförts och kunskap erhållits angående utväxlingar och växellådor kunde en kravspecifikation framställas, se tabell 2 nedan. Genom dialog med Peter Junvik på Husqvarna kunde viktiga bitar och input från företaget tas i åtanke. Husqvarnas önskemål på varvtalsspann och egenskaper hos konceptet var det viktiga att få med. Dimensioner och pris av konceptet var svåruppskattat och valdes därför till rimliga gränser. Eftersom arbetet enbart är en konceptstudie och kommer behöva vidare utforskning, kunde kravspecifikationen lämnas som relativt övergripande. Här väljs en mekanisk princip som ett krav, se sista raden för krav i tabell 2, detta för att avgränsa arbetet till kunskapsramen hos studenterna.

Tabell 2: Kravspecifikation

KRAV	FÖRKLARING	
UTVÄXLINGSSPANN	Hantera: 15 000 rpm in, 3000–1500 rpm ut <300–150 "Utväxling: 20–5" Mer än 1000 timmar. "Clearance för hörn". Bibehålla samma funktion som innan vid hörn. Kunna ändra varvtal på spindelaxeln under drift. Att utväxlingen skall ske mekaniskt huvudsakligen.	
DRIFTTID		
DIMENSION		
VÄXLING UNDER DRIFT		
MEKANISK PRINCIP		
ÖNSKEMÅL	Förklaring och eventuell verifiering	VIKT
STEGLÖS UTVÄXLING	Om den klarar av att steglöst växla upp och ner.	5
UNDERHÅLL	Hur ofta det behövs. Underhållsfritt till "ofta".	3
MASSA	Mer eller mindre än nuvarande. Mindre är bättre.	2
STORLEK	Mer eller mindre än nuvarande. Mindre är bättre.	2
PRIS	Billigare är bättre. Kostar nu 2000–3000.	2

4.5 Alternativa tekniker från informationssökning

Informationssökningens huvudsakliga fokus var att hitta växellådor och utväxlingar som tillämpas i industrin. Därför var liknande applikationer viktiga att titta på och framförallt applikationer med steglös utväxling. Genom informationssökningen framkom det att den aktuella applikationen har vissa egenskaper som gör utformningen av steglös utväxling komplicerad. Borrmaskinen har en elmotor med fast varvtal på 15 000 rpm och en för storleken hög effekt in på 6 kilowatt därför blir det en kombination av högt moment och varvtal som ska regleras. Då elmotorns varvtal ej är reglerbart så är växellådan och dess utformning det enda sättet att reglera hastigheten på borrklingan. Där skiljer sig en elmotor från en förbränningsmotor. I en förbränningsmotor kan utgående varvtal från motorn regleras och således också hastigheten in i och ut ur växellådan.

Nedan i 4.5.1 och 4.5.2 presenteras de två alternativa teknikerna som funnits från informationssökningen, planetväxellåda och variator.

4.5.1 Planetväxellåda

Planetväxeln är en vida använd utväxlingsteknik som framförallt används i automatiska stegväxellådor till personbilar. Det är en teknik som ger kompakta växellådor då varje växel inte bygger mycket på längden och således kan många växlar radas upp efter varandra. Det är också en effektiv teknik med hög verkningsgrad och stora utväxlingar för varje växel är möjliga. Precis som för kuggväxeln så har varje växel en fast utväxling och därför krävs fler växlar för att kunna tillförse ett utväxlingsspann. Därav blir planetväxeln per definition inte en steglös växellåda utan en stegväxellåda som kräver en separat anordning för att kunna ändra växel.

4.5.2 Variator

Variator är ett samlingsbegrepp för två olika tekniker; remvariatorer och rullningsvariatorer. Bägge är så kallade CVT:s som står för ”*Continuously Variable Transmission*”, enligt tidigare vilket är en växellåda som låter utväxlingen mellan en utgående och ingående axel ske helt steglöst mellan två finita gränser.

En rullningsvariator består av ett mellanelement (ofta av torodial- eller kulform) som hålls fast av friktionskraft emellan två skivor, skivorna i sin tur är monterad på ingående respektive utgående axel. Genom att ändra mellanelementets centrumaxel erhålls en ändrad kontaktradien mellan skivorna och på så sätt en ändrad utväxling. För att kunna överföra stora krafter och moment så krävs ett högt tryck mellan komponenterna för att kunna generera hög friktionskraft. För den aktuella applikationen blir detta extra kritiskt eftersom elmotorn ger hög rotationshastighet och en hög effekt, relativt sin egen storlek. Detta ställer stora krav på materialet som används och på ytfinheten hos kropparna (Happian-Smith, (2001).

En remvariator är en förlängning av en vanlig remväxel med fast utväxling enligt Happian-Smith, (2001). Ändringen av utväxlingen erhålls genom att ena halvan av bågremskivorna är rörlig i axiell riktning och på så sätt ger remmen en ändrad anliggningsyta. Genom en synkroniserad rörelse kan då utväxlingen ändras genom att en av skivorna rör sig inåt och den korresponderade skivan då rör sig åt motsatt håll, det vill säga utåt. Remvariatorn är en relativt enkel design som möjliggör steglös utväxling i ett visst intervall. För applikationer med höga varvtal, som den aktuella, blir det en stor centrifugalpåverkan på remmen men även på mekanismen som ska styra remskivornas axiella förflyttning.

Båda variorteknikerna är kompakta på så sätt att dom är helt steglösa och inte kräver en sekundär växlingsmekanism för att ändra växel. Det är således en bra teknik att tillämpa när en sekundär växlingsanordning inte är önskvärd eller helt enkelt inte får plats.

4.6 Urval av teknik

Genom att utvärdera de tekniker som finns till förfogande kunde ett urval göras genom att jämföra alla tekniker mot kravspecifikationen. Utvärdering gjordes genom att tabellera de fördelar samt nackdelar som framkommit av informationssökningen och sedan ställa dom mot kravspecifikationen och därefter välja en teknik att arbeta vidare med, se tabell 3 nedan. Eftersom Husqvarnas huvudsakliga önskemål är ett koncept som medger steglös utväxling under drift, kunde urvalet göras relativt fort. Via samråd med både handledare på Chalmers och Husqvarna, togs ett beslut om att utvärderingen inte behövde göras mer utförlig. En mer utförlig utvärdering skulle vara tidskrävande och eftersom huvudfokus är en konceptstudie bedömdes det att tiden borde läggas på att utveckla konceptet.

Tabell 3: Fördelar/Nackdelar sammanfattade för varje teknik

	Fördel	Nackdel
<i>Kuggväxellåda</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Sempel design • Kompakt • Slitstark • Påbyggnadsbar • Små förluster 	<ul style="list-style-type: none"> • Fler växlingssteg för att medge större utväxlingsmöjligheter • Fler steg ger större växellåda • Steglös utväxling inte möjlig • För att växla under drift krävs växlingsanordning
<i>Planetväxellåda</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Kompakt • Små effektförluster • Stora utväxlingar 	<ul style="list-style-type: none"> • Komplex utformning • Steglös utväxling inte möjlig • För att växla under drift krävs växlingsanordning • Fler växlingssteg för att medge större utväxlingsmöjligheter
<i>Variator</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Steglös utväxling • Mekanisk princip för växlingsförlopp under drift 	<ul style="list-style-type: none"> • Ställer stora krav på material och ytfinhet hos komponenter • Komplex utformning

Varje teknik som är representerad i tabellen bygger på en mekanisk princip i själva utväxlingen. Däremot för att kunna växla under drift så är det bara variatorn som är uteslutande mekanisk, enligt informationssökningen. Kuggväxeln och planetväxeln kan inte åstadkomma steglös utväxling, utan utväxlingen måste ske i olika steg/växlar i en stegväxel. Om växlar skall kunna ändras under drift behövs en växlingsanordning vilket inte kunde antas vara uteslutande mekanisk.

Tabell 4: Elimineringssmatris

Krav	Kuggväxel	Planetväxel	Variator
<i>Utväxlingsspann</i>	+	+	+
<i>Drifttid</i>	+	+	+
<i>Dimension</i>	+	+	+
<i>Växling under drift</i>	-	-	+
<i>Mekanisk princip</i>			+

Eftersom både planetväxeln och kuggväxeln inte kan uppfylla steglös utväxling och en sekundär anordning behövs för att kunna växla under drift, så elimineras dessa tekniker enligt tabell 4 ovan. En sekundär anordning för växling skulle inte enbart göra växellådan mycket större till storlek, utan även kräva en separat tidskrävande undersökning vilket är utanför detta arbete.

Den tekniken som kommer arbetas vidare med blev således variatorer.

4.7 Specificering av vald teknik, rem- eller rullningsvariator

Variatorer finns i två utföranden som varit av intresse för arbetet: Rullningsvariator och remvariator. Både dessa utföranden möjliggör steglös utväxling och är således kandidater till ett koncept. För att kunna välja teknik som bäst passar den givna applikationen har en första uppskattningsberäkning genomförts, för att kunna verifiera att tekniken är rimlig.

För att kunna använda en remvariator till applikationen krävs det att den klarar av vissa förutsättningar. Därför genomfördes en snabb utvärdering av remvariators möjligheter som teknik tillsammans med några antaganden:

- Remvariatorn antas vara förlustfri
- Remvariatorn antas ha en fast utväxling, som en remväxel
- Radien på drivande skivan har uppskattats till 5 cm
- Maximala utväxlingen i_{max} antas vara 5

Den maximala utväxlingen i_{max} har antagits vara 5 enligt ovan. Detta är en grov uppskattning och värdet bör egentligen vara högre, för att kunna matcha Husqvarnas önskemål på varvtal ut från växellådan. Enligt dessa antaganden kan måtten på skivorna beräknas fram och ett inbyggnadsmått för hela remvariatorn uppskattas.

$$\text{Antag } i_{max} = 5$$

Enligt ekvation (1) och en förlustfri utväxling blir i_{Max} :

$$i_{max} = \frac{\omega_{in}}{\omega_{ut}} = \frac{R_{ut}}{R_{in}}$$

Med givna parametrar enligt ovan fås följande:

$$\left. \begin{array}{l} R_{in} = 0,05 \\ i_{max} = 5 \end{array} \right\} \Rightarrow i_{max} = \frac{R_{ut}}{R_{in}} \Rightarrow R_{ut} = 5 * R_{in} = 0,25$$

Ekvationerna ger ett direktkopplat samband mellan utväxlingen och storleken på remskivorna, i detta fall ger en remvariator med ingående remskiva på 5 [cm] till utgående remskiva på 25 [cm] alltså ett utbyggnadsmått på minst 50 [cm] i diameter, för en utväxling $i=5$.

Generellt medför detta att inbyggnadsmåttet för remvariator kommer att bli tämligen stort. Utöver det stora inbyggnadsmåttet som åskådliggörs av ekvationerna kommer även det höga varvtalet ge höga påfrestningar hos remmen. Därför väljs remvariatorn bort och den teknik som kommer användas vidare är rullningsvariatorn ifrån grupp 2, kulvariatorn. Det är en rullningsvariator med få ingående komponenter och en enkel funktion som borde fungera för den aktuella applikationen.

5. RESULTAT AV BERÄKNINGAR & MODELLBESKRIVNING

Nedan presenteras de beräkningar som har gjorts i Matlab och för hand. Ekvationerna tas fram med hjälp av geometrier visade i figurer och kapitlet avslutas med en beskrivning av den modell som kommer att skapas i CAD. Redovisningen av CAD-modellen sker i kapitel 6.

5.1 Beräkning på rullningsvariator grupp 2

Med den data som informationssökningen gav utfördes beräkningar med hjälp av Hertzkontakt för att hitta en optimal radie på kulorna och rullarna i en kulvariator. Detta utfördes genom att titta på olika radier på rullen för olika radier på kulorna, se nedan för beräkning och genomgång av den ekvationsberäkning som utfördes:

Normalkraften kan formuleras enligt:

$$N = \frac{M}{\mu r_k} \dots (6)$$

- Där
 - M =Moment
 - N =Normalkraften
 - μ =Friktionskoefficienten
 - r_k =Radien för kulan

Med effektformeln (5) från 4.3 *Analys och illustration av datainsamlingen*:

$$(5) \Rightarrow P = M\omega$$

Ekvation (5) och (6) blir nu ett uttryck för momentet:

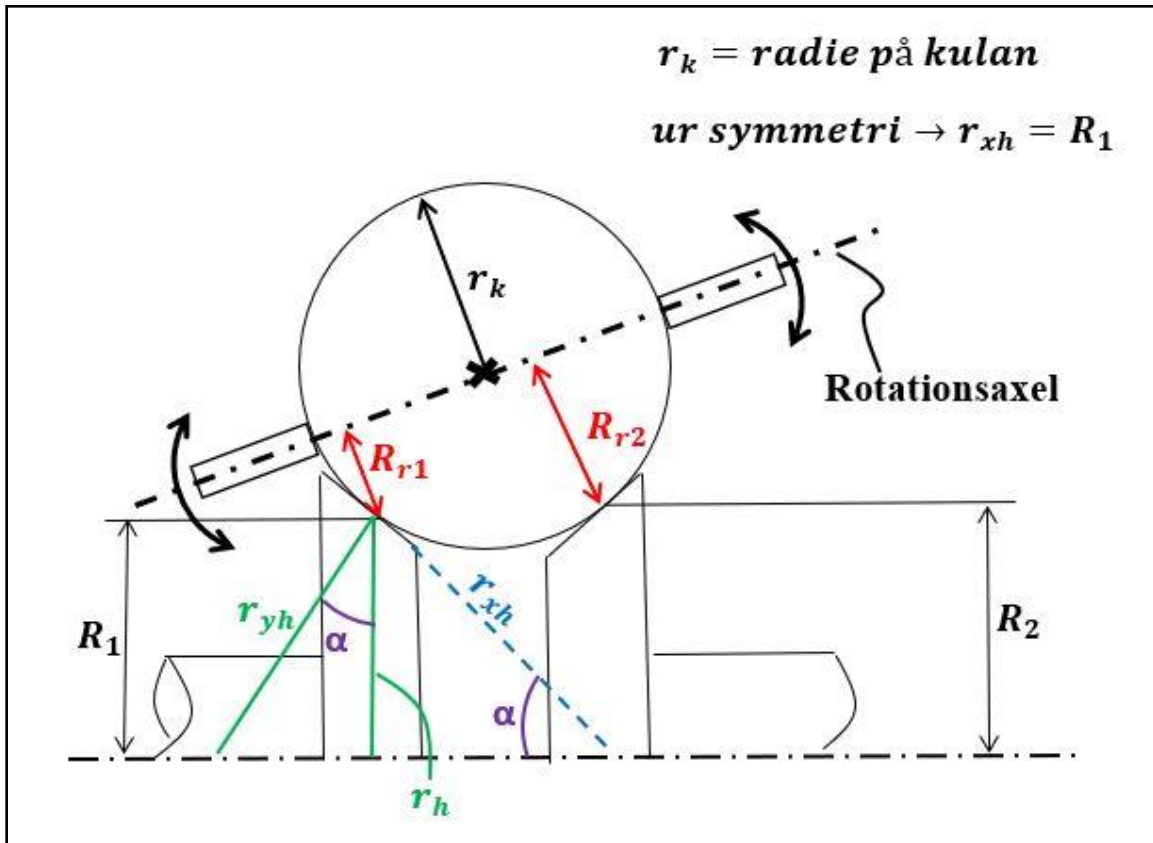
$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} \Rightarrow M = \frac{30P}{\pi n} \dots (7)$$

Med formlerna (3) och (4) givna ur 2.6 *Hertzkontakt*:

$$(3) \Rightarrow \sum \rho = \rho_{x1} + \rho_{y1} + \rho_{x2} + \rho_{y2}$$

$$(4) \Rightarrow P_{max} = \frac{1}{\gamma^2} \left(\frac{3NE^2(\sum \rho)^2}{8\pi^3(1-\nu^2)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \sigma_{max}$$

Figur 17 nedan beskriver symmetri och formen på kulvariatorn. Här är R_1 samma som r_h i ekvationerna, samt r_k radien på kulan. I figur illustreras r_{xh} , den följer samma linje som den blå streckade linjen och har således ingen krökning ($\therefore r_{xh} \rightarrow \infty$).



Figur 17: Beskrivning över kulan vid tiltning. Författarnas bild

Inför variabeln, n_k = antalet kulor i variatorn, i ekvation (3) och m.h.a. av symmetri och samband enl. nedan blir följande:

$$\begin{aligned}
 (3) \Rightarrow \sum \rho &= \rho_{x1} + \rho_{y1} + \rho_{x2} + \rho_{y2} = n_k(\rho_{x1} + \rho_{y1} + \rho_{x2} + \rho_{y2}) = \\
 &= n_k \left(\frac{1}{r_{xk}} + \frac{1}{r_{yk}} + \frac{1}{r_{xh}} + \frac{1}{r_{yh}} \right) = \left\{ \begin{array}{l} \text{Symmetri} \Rightarrow r_{yk} = r_{xk} = r_k \\ \text{Samt: } r_{xh} \rightarrow \infty \text{ enl. figur 17} \end{array} \right\} = \\
 &= n_k \left(\frac{2}{r_k} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{r_{yh}} \right) = n_k \left(\frac{2}{r_k} + 0 + \frac{1}{r_{yh}} \right) \Rightarrow \\
 &\Rightarrow \left\{ \text{och enligt figur 17 så är: } r_{yh} = \frac{r_h}{\cos(\alpha)} \right\} \Rightarrow
 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \sum \rho = n_k \left(\frac{2}{r_k} + \frac{\cos(\alpha)}{r_h} \right) \dots (8)$$

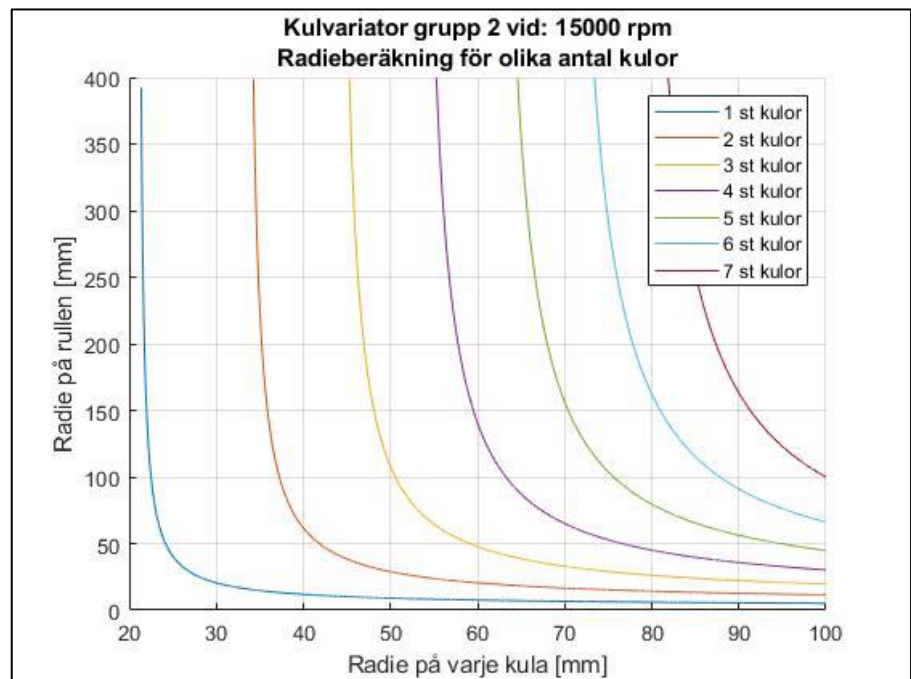
För att beräkna en möjlig radie på rullen så formuleras ekvation (6) med (7) och (8) om till följande ekvation som är radien av rullen med radien på kulan som variabel:

$$r_h(r_k) = \frac{\cos(\alpha) n_k}{\sqrt{\frac{\mu r_k n 8 \pi^4 (1 - \nu^2)^2 \sigma_{max}^3 \gamma^6}{3 E^2 30 P} - \frac{2 n_k}{r_k}}} \dots (9)$$

Här har värdet på γ uppskattats med hjälp av figur 1.46 ur Maskinelement, se bilaga 1 för figur. Här bestäms den maximala spänningen i en punkt vid Hertzkontakt till 1600[MPa] enligt Göran Brännare. Ekvation (7) formuleras om och beräknades i Matlab för att se på vilket antal kulor som kulvariatorn bör innehålla, en iteration utfördes för detta och illustreras i figur 18 nedan. Se även tabell 5 nedan för de värden som används i Matlab, där ν, E är tagna ur CES EduPack Level 2 för high carbon steel. I Matlab filtreras även de värden som är orimliga bort direkt, alltså negativa och värden som är större än 400 [mm]. Värdet på μ är 0,15 mellan stål enligt (Hult, Widell, 1966).

Tabell 5: Värden som används i Matlab.

Variabel	Värde
α	15°
ν	0,29
σ	1600 [MPa]
γ	1,11
E	220 [GPa]
μ	0,15
n	15000 [rpm]
P	6000 [W]
r_k	5 – 100 [mm]
n_k	1 – 7st



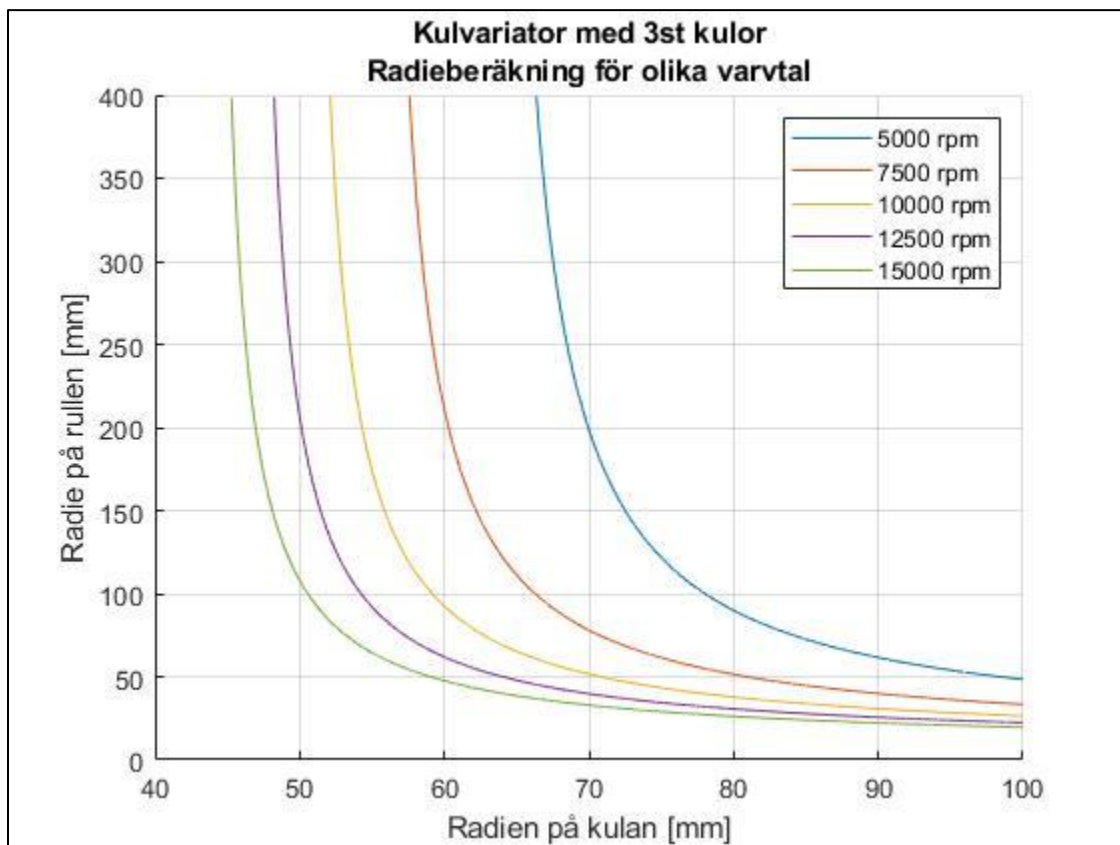
Figur 18: Diagram ur Matlab. Olika radier på en kula för olika antal kulor i kulvariatorn. Y-axeln och x-axeln är längd i [mm].

Resultatet av figuren syns tydligt, för att bibehålla så liten radie på både kula och rulle bör det vara så få kulor som möjligt. Ett val på tre stycken kulor görs på grund av symmetriska förhållanden av uppbyggnaden.

Ekvation (7) formuleras sedan även om och beräknades i Matlab för att titta på varierande varvtal vid tre stycken kulor för att se vilken effekt det skulle ha på kulvariatorn, se figur 19 nedan. Notera att storleken på radierna ökar ju lägre varvtalet är, alltså skall en möjlig nedväxling ske efter variator och inte innan enligt figur 19 nedan. Denna slutsats kan också dras med hjälp av ekvation (6) genom en omformulering enligt:

$$(6) \Rightarrow N = \frac{30P}{\pi\mu r_k n} \Rightarrow r_k = \frac{30P}{\pi\mu N} * \frac{1}{n} \Rightarrow r_k \sim \frac{1}{n}$$

Alltså kulans radie, r_k , är omvänt proportionell med varvtalet n . Detta bekräftar det som kan tolkas i figur 19 nedan, ett högre varvtal bör ligga innan kulvariatorn för att hålla nere dess storlek och en möjlig nedväxling skall ske efter.



Figur 19: Diagram ur Matlab. Radie på rullen med avseende på radie på kulorna och gjort vid olika varvtal. Y-axeln och x-axeln är längd i [mm].

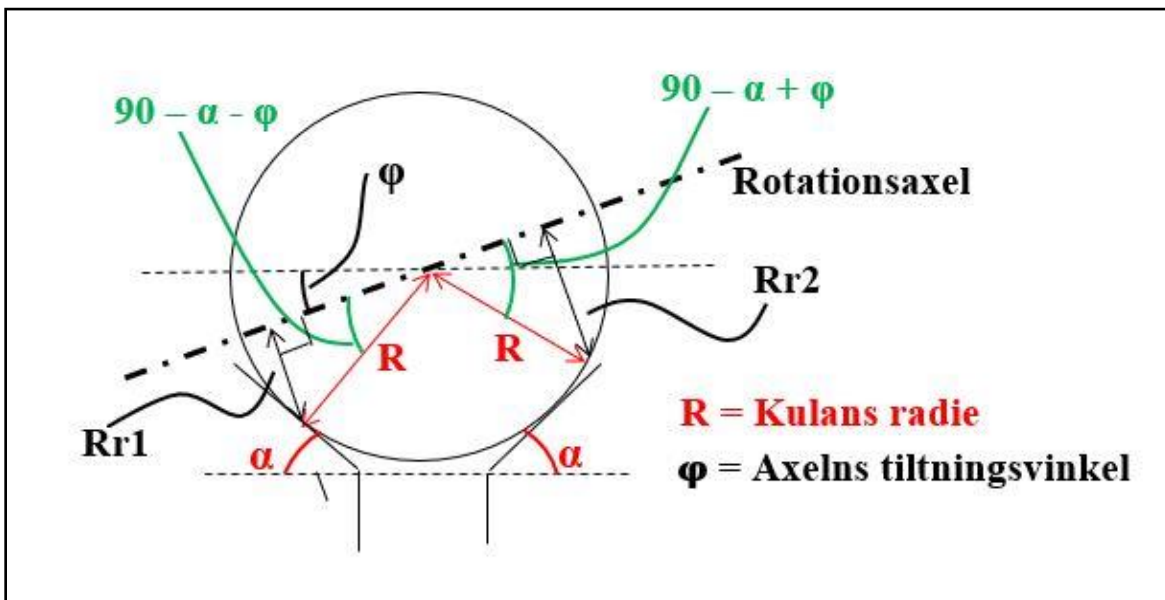
5.2 Teoretisk utväxling på kulvariator

Genom att studera geometrin på kulvariatorn och dess ingående delar, kunde en beräkning över den teoretiska utväxlingen genomföras. Beräkning genomfördes med hjälp av handledare Peter Bövik från Chalmers i programvaran Matlab. Om utväxlingen antogs vara förlustfri blir kulvariatorns utväxling enligt Brännare, (1986):

$$i = \frac{R_2 R_{r1}}{R_1 R_{r2}}$$

Där R_1 och R_2 är ingående respektive utgående axels radie, enligt figur 20 nedan, dessa är således lika och utväxlingen blir därför:

$$i = \frac{R_{r1}}{R_{r2}}$$



Figur 20: Geometrin för kulan i kulvariatorn. Författarnas bild.

Den streckade linjen är rotationsaxeln kring vilken kulan roterar, avstånden R_{r1} och R_{r2} är vinkelräta mot rotationsaxel. Enligt figur 20 ovan blir de olika sträckorna R_{r1} och R_{r2} enligt följande:

$$R_{r1} = R \sin(90^\circ - \alpha - \phi) = R \cos(\alpha + \phi) \Rightarrow R = \frac{R_{r1}}{\cos(\alpha + \phi)}$$

$$R_{r2} = R \sin(90^\circ - \alpha + \phi) = R \cos(\alpha - \phi) \Rightarrow R = \frac{R_{r2}}{\cos(\alpha - \phi)}$$

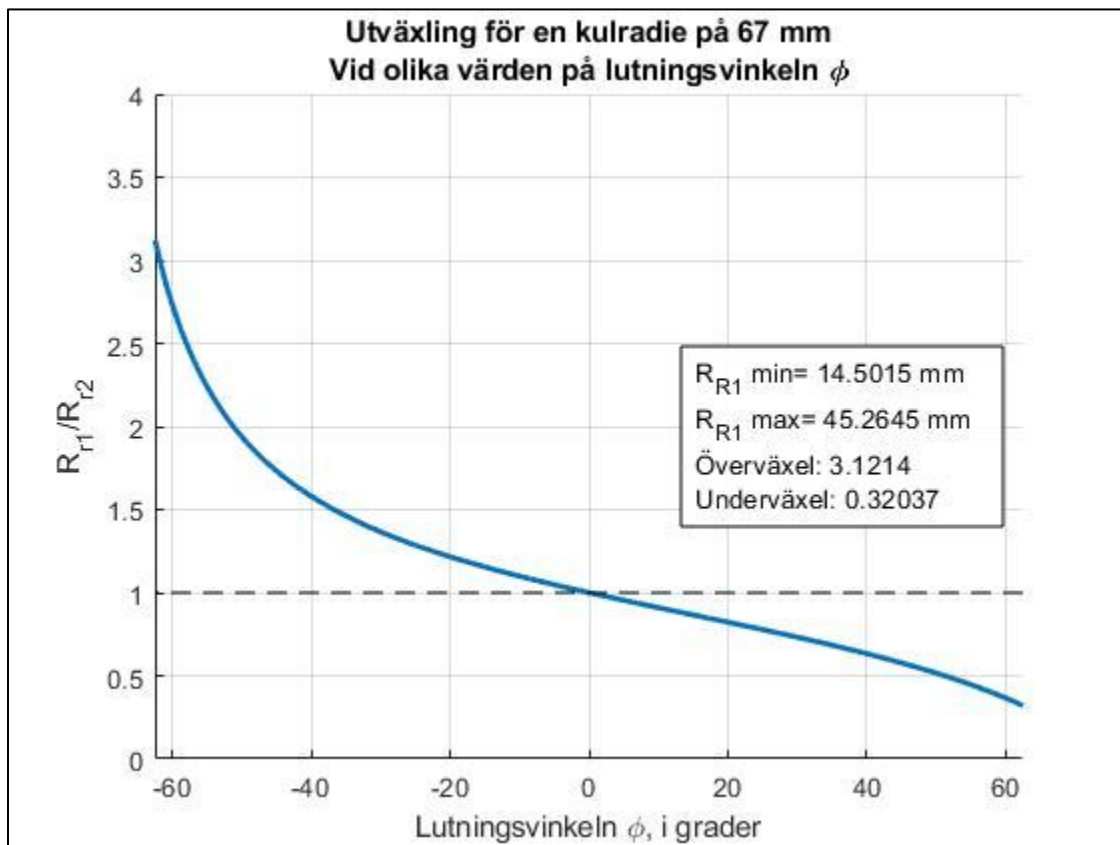
Dessa två tillsammans blir:

$$\frac{R_{r1}}{\cos(\alpha + \varphi)} = \frac{R_{r2}}{\cos(\alpha - \varphi)} \Rightarrow \frac{R_{r1}}{R_{r2}} = \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos(\alpha - \varphi)}$$

Utväxlingen för kulan blir alltså:

$$i = \frac{R_{r1}}{R_{r2}} = \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos(\alpha - \varphi)} \dots (10)$$

Där vinkeln α känd sedan innan, vald till 15° och lutningsvinkeln φ tas fram med hjälp av iteration i Matlab enligt följande, där olika värden tas för varje värde på lutningsvinkeln. En möjlig maximal lutningsvinkel φ blir cirka 61° . Kulans radie har antagits vara 67 mm, detta är godtyckligt taget från figur 19.



Figur 21: Diagram ur Matlab. Beskriver utväxlingen för en kulvariator vid radie 67 [mm], beräknat m.h.a ekv. (10). Y-axeln är utväxling och x-axeln är lutningsvinkel i grader.

Eftersom kulvariatorns geometri endast medför en maximal utväxlingen på 3 enligt figur 21 och given vinkel ovan så betyder det att kulvariatorn kommer behöva en ytterligare ned- eller uppväxling efter eller före variatorn, för att kunna uppnå Husqvarnas önskemål på utväxling. Detta medför även att variatorn kommer ha väldigt höga varvtal i overdrive läge, med givna varvtal från Husqvarna.

Kulvariatorns geometri ger således en möjlighet att växla steglöst 3:1 eller 1:3, alltså i ett nedväxlingsläge och överväxlingsläge.

5.2.1 Ytterligare utväxling efter variator

Enligt beräkningarna från den teoretiska utväxlingen så kommer det att behövas en ytterligare nedväxling efter kulvariatorn, en reduktionsväxel som reducerar varvtalet ytterligare. Eftersom det är önskvärt att denna reduktion ska vara så kompakt som möjligt så krävs det en enkel och kompakt teknik för nedväxlingen och enligt Childs (2013), så uppfyller kuggväxlar just det kriteriet för reduktionsväxeln. Informationssökningen visade även att kuggväxlar ofta används till kompakta och enkla utväxlingar, då därför väljs kuggväxel som nedväxling efter variatorn.

För att kunna dimensionera reduktionsväxeln så behövs en utväxlingsberäkning utföras. Med utväxlingsspannet som är givet i kapitel 5.2 ovan så fås det totala varvtalet efter variator enligt:

$$\text{Overdrive: } 15000 * 3 = 45000 \text{ [rpm]}$$

$$\text{Underdrive: } 15000 * \frac{1}{3} = 5000 \text{ [rpm]}$$

För att kunna nå Husqvarnas önskemål på en utväxling mellan 3000 och 300 [rpm] används här en reduktionsväxel med en utväxling på 15:1. Denna reduktionsväxel är bara en rekommendation och visar bara rent teoretiskt hur det kan se ut. Med en reduktionsväxel med utväxling 15 efteråt blir dessa följande:

$$\text{Overdrive: } 45000 * \frac{1}{15} = 3000 \text{ [rpm]}$$

$$\text{Underdrive: } 5000 * \frac{1}{15} = 333 \text{ [rpm]}$$

Detta medger en utväxling på 9, och ett utväxlingsspann på 3000 – 333 exempelvis, vilket är över det minsta målvärdet på varvtalsspannet: 1500 rpm till 300 rpm, alltså en utväxling på 5. Jämförelse av de olika varvtalen och utväxlingarna kan åskådas i tabell 6 nedan.

Tabell 6: Varvtal och utväxling för det Husqvarna önskar och olika utföranden.

<i>Produkt</i>	<i>Varvtal max [rpm]</i>	<i>Varvtal min [rpm]</i>	<i>Utväxlingen</i>
<i>Önskat från Husqvarna</i>	<i>3000–1500</i>	<i>300–150</i>	<i>20–5</i>
<i>Kulvariator</i>	<i>3000</i>	<i>333</i>	<i>9</i>

Utväxlingen efter kulvariatorn är enligt ovan rekommenderad till en kuggväxel med utväxling $i=15$.

Eftersom en kuggväxel med utväxling $i=15$ kommer vara platskrävande och en ytterligare analys måste genomföras för att kunna bestämma bästa kombinationen av kuggar, kommer det att lämnas utanför detta arbete. Eftersom CAD-modellen kommer vara principiell kommer en enklare principiell kuggväxel ritas upp efter rullningsvariatorn, för att beskriva hur det kan se ut.

5.3 Utmaningar med rullningsvariator och höga varvtal

Maskiner med hög rotationshastighet har ett problem, höga varvtal genererar höga centrifugalkrafter. Höga centrifugalkrafter kommer påverka alla kroppar i rörelse inuti rullningsvariatorn. Därför måste alla roterande delar inuti variatorn ha så små diametrar tillsammans med en så kort och tjock axel som möjligt (Lahne och Gerling, 2015), för att kunna garantera den mekaniska stabiliteten i system. Omkretshastigheten hos en roterande del i en hög hastighets maskin får en stor påverkan på den på kända spänningen hos delen. Spänningen hos den roterande delen beror på centrifugalkraften och med hjälp av följande samband kan en formel som kopplar omkretshastigheten till materialets sträckgräns och densitet tas fram. Detta är framtaget med hjälp av Peter Bövik:

Centrifugalkraften är definierat som: $F = m \frac{V^2}{R}$

Spänning är definierat som: $\sigma = \frac{F}{A}$

Spänningen med centrifugalkraften blir följande:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{mV^2}{rA} = \rho V^2 \Rightarrow V = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}} \quad \text{Här är: } \rho = \text{densiteten}$$

Vinkelhastighet är definierat som: $\omega = \frac{V}{R}$ detta med hastigheten V enligt ovan fås vinkelhastigheten enligt:

$$\omega = \frac{\sqrt{\frac{\sigma}{\rho}}}{R_1} = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho R_1^2}}$$

Varvtalet i rpm är definierat som: $n = \frac{60\omega}{2\pi}$ och med vinkelhastigheten enligt ovan fås:

$$n_{Max} = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho R_1^2}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho R_1^2}} \Rightarrow \boxed{n_{Max} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho R_1^2}}} \dots (11)$$

Ekvation (11) ger alltså ett samband för det maximala varvtalet på en roterande kropp och dess massa. Nedan i tabell 7 beräknas maximala varvtalet för fyra olika material.

Tabell 7: Maximala varvtalet beräknat med ekvation (11) och materialdata.

<i>Material</i>	<i>Sträckgränsen</i> [MPa]	<i>Densitet</i> [kg/m ³]	<i>Radie</i> [m]	<i>Varvtal</i> [rpm]
<i>Stål med hög kolhalt</i>	924	7800	0.1	32 867
<i>Stål med låg kolhalt</i>	355	7800	0.1	20 372
<i>Kiselnitrid</i>	720	3100	0.1	46 021
<i>Gjutjärn grått</i>	228	7000	0.1	17 234

All materialdata är hämtade från programvaran CES EduPack Level 2 (2019), som är en materialdatabas som finns till förfogande för elever på Chalmers. Stål med hög kolhalt är ett stål med hög hållfasthet och används bland annat till lagertillverkning. Hädanefter kommer detta stål att benämnas som kullagerstål alternativt stål med hög kolhalt. Eftersom en materialanalys är utanför detta arbete kommer värden från tabellen inte behandlas ytterligare, utan tabellen skall bara ge en fingervisning på vad olika material klarar av. Radien i tabellen ovan är vald godtyckligt och ska endast visa skillnaden emellan olika material.

Resultaten i tabell 7 ovan visar en tydlig fördel för material med hög sträckgräns och låg densitet, när det gäller applikationer med höga varvtal. Alltså ska vikten hos de roterande komponenterna hållas nere till största möjliga mån utan att tappa styvhet, då det riskerar att gå sönder annars.

Ett material som bör nämnas är kiselnitrid, som har gynnsamma egenskaper vid höga varvtal enligt tabell 7 ovan. Kiselnitrid används i rullningslager för extrema förhållanden (SKF Evolution, 1994). Dessa extrema förhållanden kan vara värmerelaterade och gäller ofta höga varvtal. Vid höga varvtal bör materialet ha en låg densitet för att minimera centrifugalkraften och kiselnitrid har 40 % lägre densitet än stål och även bättre egenskaper gällande utmattnings (Bhushan och Sibley, 1982). Enligt Liu, H., Lawn, B. R., & Hsu, S. M. (1996) har även kiselnitrid en kombination av styvhet, styrka och hög kemisk samt termisk uthållighet som gör det till ett bra material för höga påfrestningar.

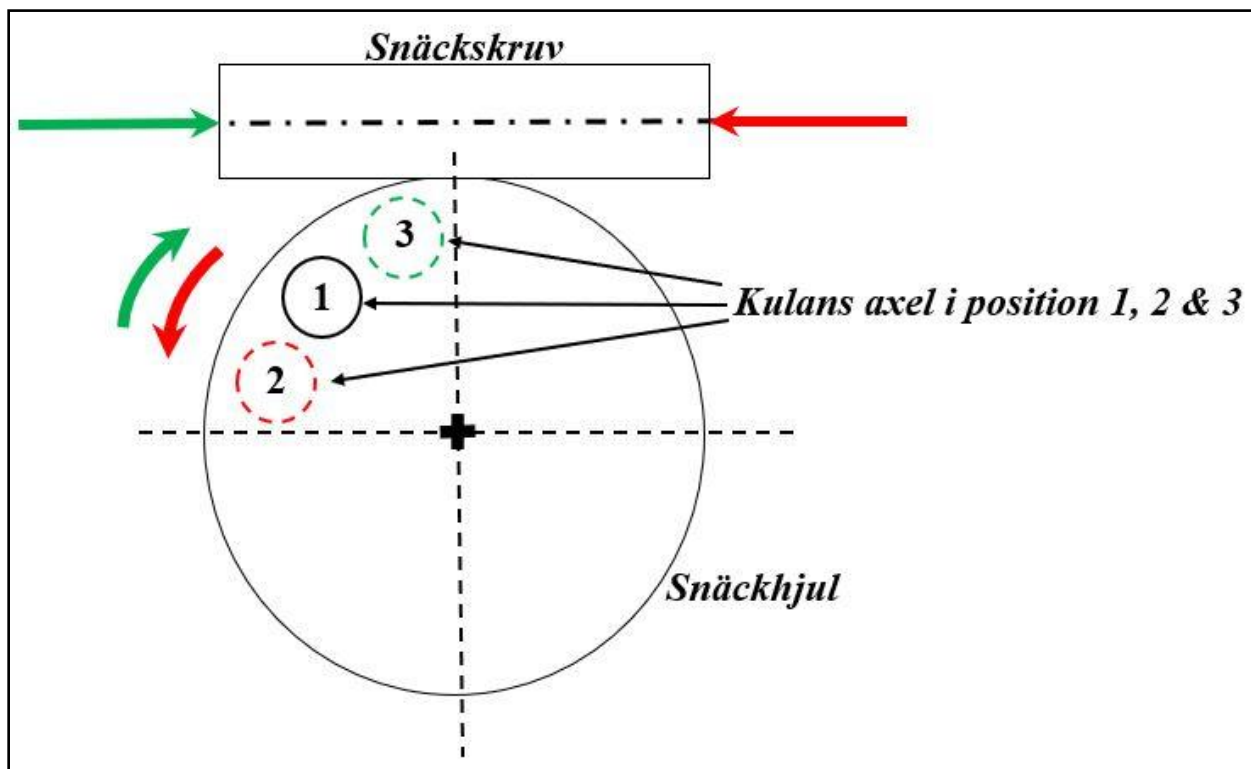
5.4 Styrning av kulvariator

För att kulvariatorn överhuvudtaget skall kunna ändra utväxlingen under drift, så måste kulorna "tiltas" för att kunna erhålla önskad utväxling. Hur kulorna "tiltas" i variatorn kan uppnås på olika sätt och för detta koncept har en redan befintlig modell studerats. Modellen är Koppvariatorn som marknadsförs och säljs av ett företag som heter Allspeeds (Allspeeds LTD, 2020). I koppvariatorn används en snäckväxel med urfrästa spår för kulornas axlar.

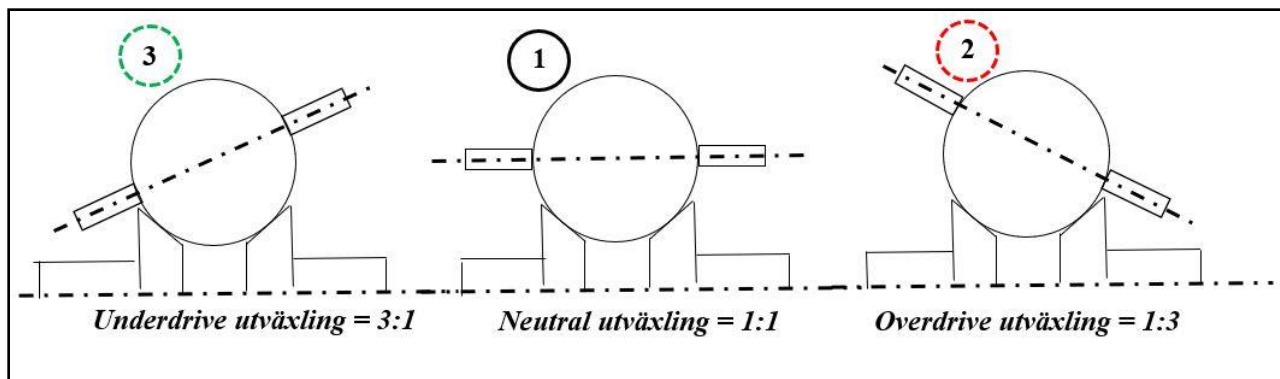
Snäckväxeln består av ett stort kugghjul som påverkas av en snäckskruv, som sitter i vinkelrätt ingrepp i kugghjulet enligt figur nedan. På kugghjulet sitter utskurna spår, ett för varje kula, som kulornas axel sitter monterade i.

Genom att skruva på snäckskruven i antingen moturs eller medurs riktning, enligt grön och röd pil, kommer snäckhjulet att följa med åt korresponderade håll, se figur 23 nedan och därmed tilla kulan i antingen underväxling/underdrive eller överväxling/overdrive.

När snäckhjulet roterar så kommer kulans axel, här representerad av det mindre cirklarna, att ändra position i spåret mellan positionerna 1, 2 och 3. Dessa positioner representerar ändläget för varje växling och det som är bra med rullningsvariatorn är att utväxlingen kan ändras helt steglöst emellan dessa positioner under drift. Hur många utväxlingar som erhålls bestäms av hur fin kuggen hos snäckväxeln är. Position 1 i figuren är i neutralt läge det vill säga när kulans axel är helt horisontell se figur 22 och 23 nedan. I position 2 så är kulan i överväxel och position 3 i underväxel se figur 22 och 23 nedan. Varje position är utritad i figuren med färg som hör till korresponderade färg i rörelsen av skruv/hjul.



Figur 22: Beskrivning över snäckhjul och snäckskruv. Författarnas bild.

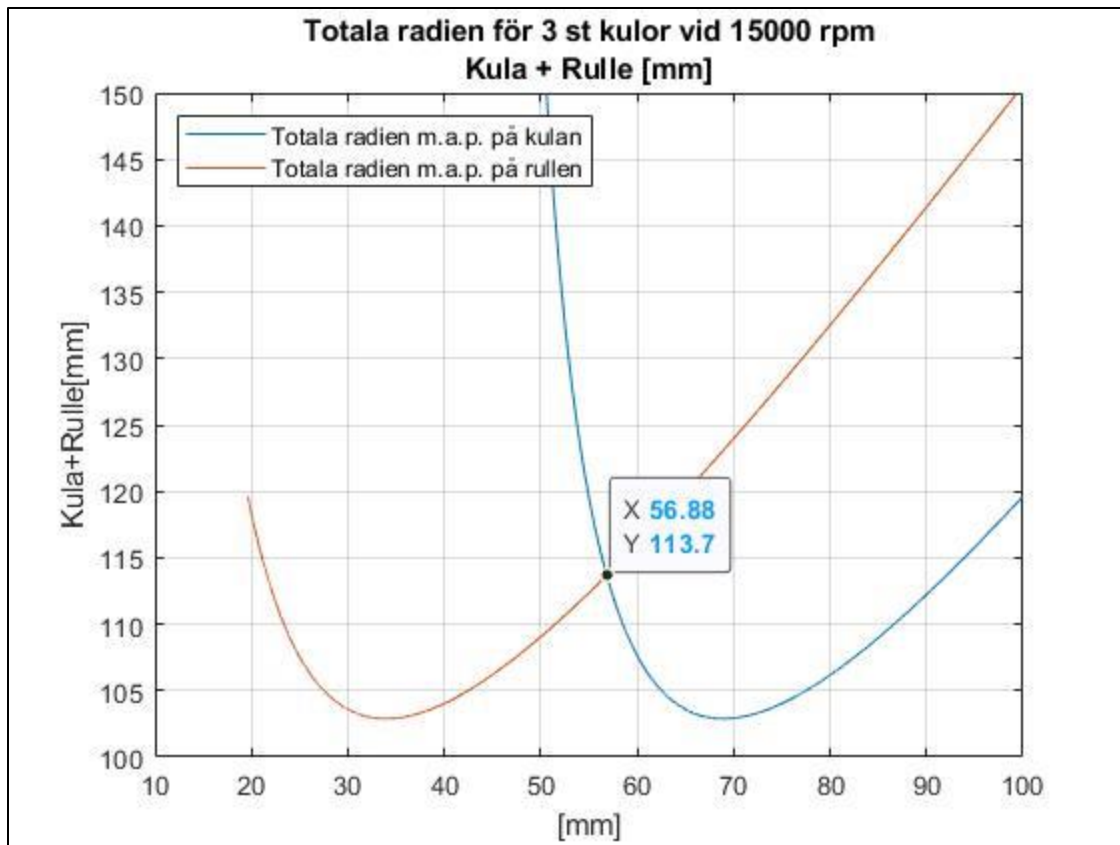


Figur 23: Beskrivning av utväxlingar. Författarnas bild.

I figur 22 och 23 ovan beskrivs utväxlingen för varje kula. I bilden antas motorn vara inkopplad i axeln till höger på varje kula. I bilaga 2 finns ett förslag på beräkningen för ett samband mellan lutningsvinkeln och formen på det hål som styrningen av variatorn skulle se ut enligt figur 22, denna är framtagen av Peter Bövik.

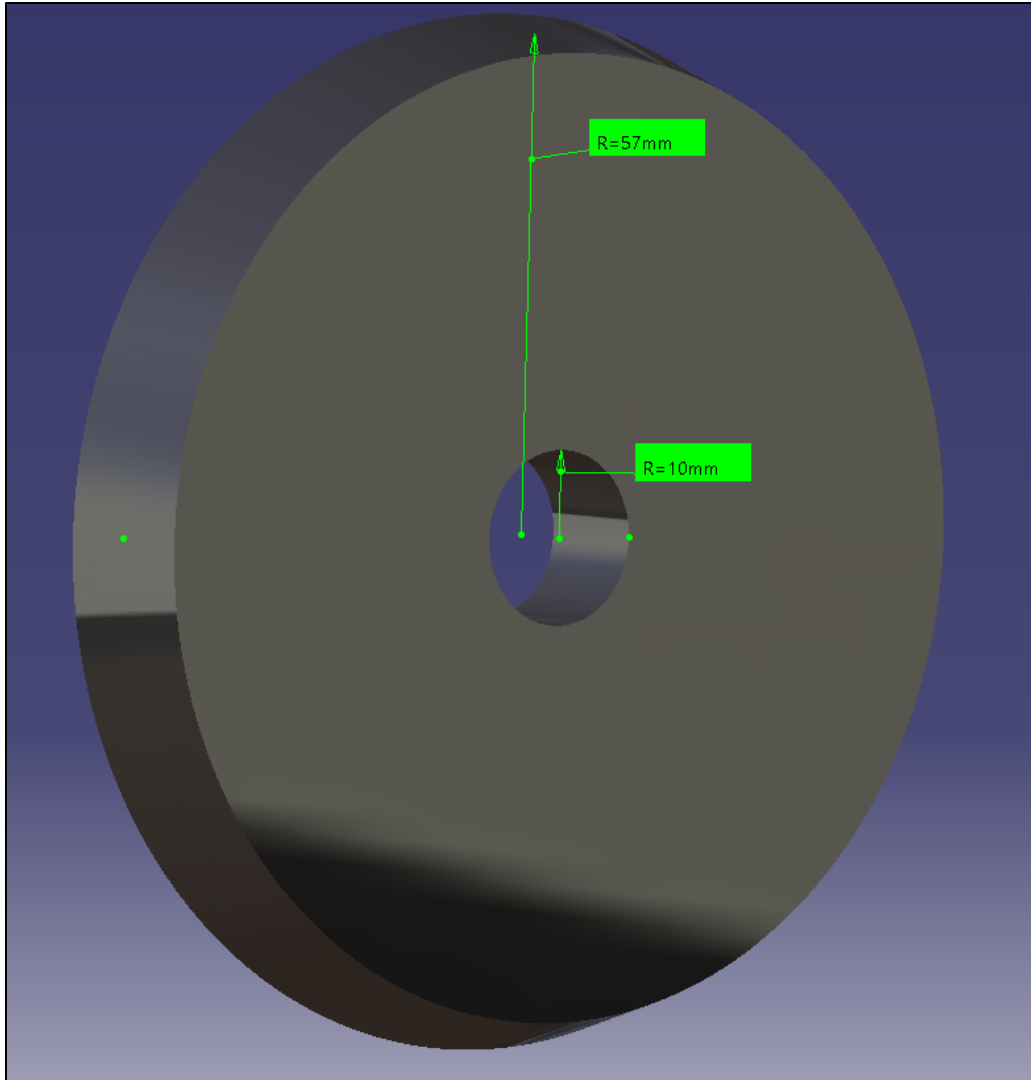
5.5 Dimensionering av kulvariator

För att kunna rita upp ett koncept i ett CAD-program, behövs dimensionerna på kulvariatorn bestämmas. Ur de plottar från Matlab som beräknats tidigare, se figur 18, väljs antal kulor till tre och dessa värden plottas sedan upp som funktion av den totala radien för att ta reda på den minsta möjliga utbyggnaden enligt figur 24 nedan.



Figur 24: Diagram ur Matlab. Y-axeln visar totala radien för kula+rulle. X-axeln visar radien på rullen i rött och på kulan i blått. I figuren fokuseras även en punkt, radien för rullen: 57 mm.

Givet ur figur 24 väljs den punkt där rullen är minst lika stor som kulan där totala radien blir 113,7 [mm]. En avrundning till närmsta heltal ger 114 [mm] och för enkelhetens skull väljs både rullens och kulans radie nu till **57 [mm]**. Då dimensioner är bestämda modelleras rullen i CAD se figur 25 nedan. En tjocklek på rullen ansätts till 20 [mm], denna är vald godtyckligt.



Figur 25: Rullen designad i Catia, med hålradien och yterradien uppmätt.
Författarnas bild.

För att se om rullen klarar av de tänkta påfrestningarna som de tre kulor kommer att ge så utformas en FEM analys på rullen med de tre punktkrafterna. Den begränsande rullen kommer vara den utgående då det är där vinkelhastigheten kommer vara lägst och således också ge högst normalkraft enligt ekvation (6). Först beräknas normalkraften enligt följande:

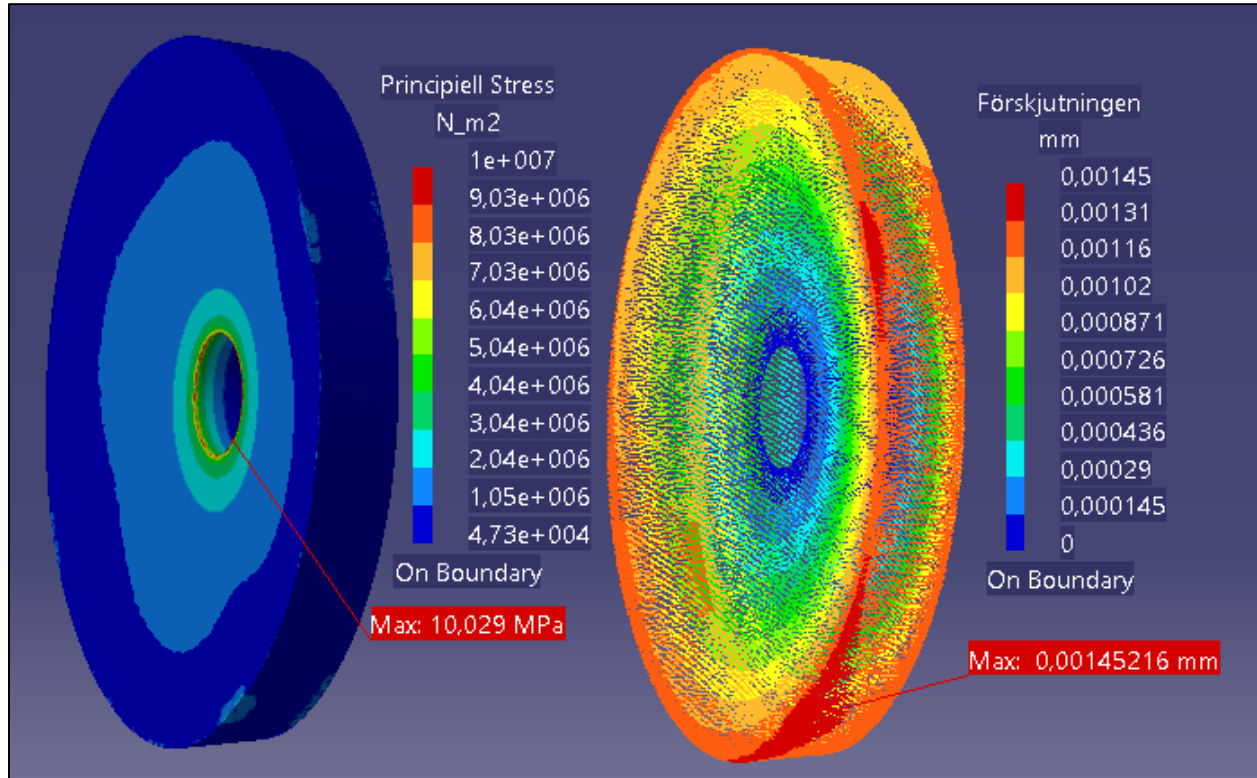
$$(6) \Rightarrow N_{Tot} = \frac{30P}{\pi \mu r_k n} = \{ \text{Med given data, se tabell 5 och } r_k = 57 \text{ [mm]} \} \Rightarrow$$

$$N_{Tot} = \frac{30 * 6000}{\pi * 0.15 * 57 * 10^{-3} * 5000} = 1340,3 \approx 1340 \text{ [N]}$$

Samt det är i tre olika punkter som kraften överförs med, alltså blir varje punktkraft:

$$N_{Punkt} = \frac{N_{Tot}}{3} = 446,75 \approx 450 \text{ [N]}$$

Dessa punktkrafter sätts nu in i Catias FEM program och en analys utförs enligt figur 27 nedan. Noggrannhet, storlek på mesh med figur finns i bilaga 3 för mer information. Här nedan presenteras resultatet av FEM-analysen för den principiella spänningen och förskjutningen av rullen.



Figur 26: Rullens FEM analys där förskjutningen är till höger och den principiella spänningen av rullen är till vänster med tillhörande tabell till höger för varje illustration. Författarnas bild.

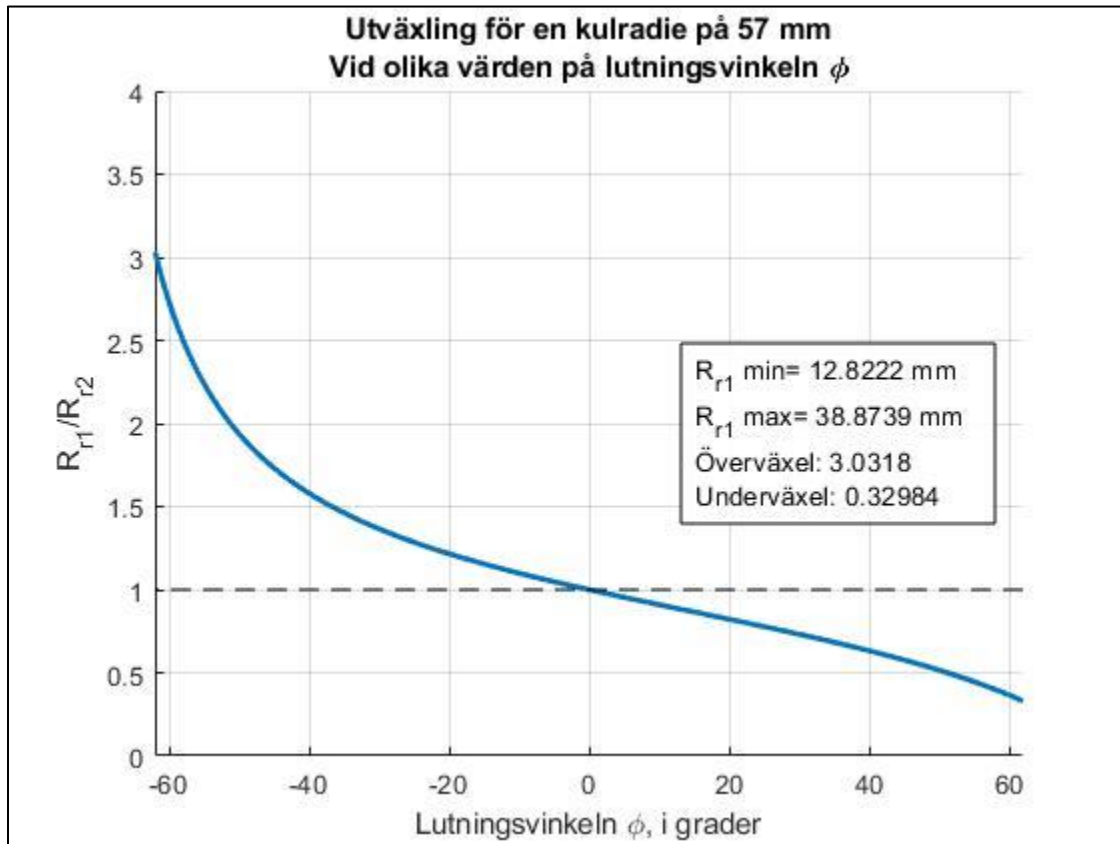
I figuren kan en maximal spänning i rullen åskådas i rött på 10 [MPa] detta är långt under sträckgränsen för stål med hög kolhalt vilket enligt tabell 7 är 924 [MPa]. Merparten av spänningen är långt under detta värde (se det blåa i figur 26 till vänster) alltså är spänningarna som uppkommer av normalkraften, i denna modell av rullen, inte ett bekymmer.

Till höger i figur 26 syns även den maximala förskjutningen i rött på 14 [μm] som rullen skulle erfaras vid dessa laster. Detta är också ett väldigt lågt tal och således bör rullen klara de laster som beräkningarna har visat. Således är rullens och kulans dimensioner nu bestämda, dessa presenteras i tabell 8 nedan.

Tabell 8: Dimensioner för kula och rulle.

Part	Radie [mm]	Tjocklek [mm]
Rulle	57	20
Kula	57	-

Därefter kan också det minsta och största avståndet bestämmas för R_{r1} och R_{r2} med hjälp av ekvation (10) som användes för att beräkna utväxling i kapitel 5.2, enligt följande figur:



Figur 27: Diagram ur Matlab. Utväxlingen, det minsta och största avståndet för R_{r1} . På x-axel är lutningsvinkeln i grader och y-axeln är förhållandet R_{r1}/R_{r2} , även kallad utväxlingen i .

I figur 27 ovan kan det minsta möjliga avståndet som skall vara mellan kulans rotationsaxel och rullen i modellen bestämmas, dessa väljs till två decimalers säkerhet. Se tabell 9 nedan.

Tabell 9: Mått för R_{r1} och R_{r2} .

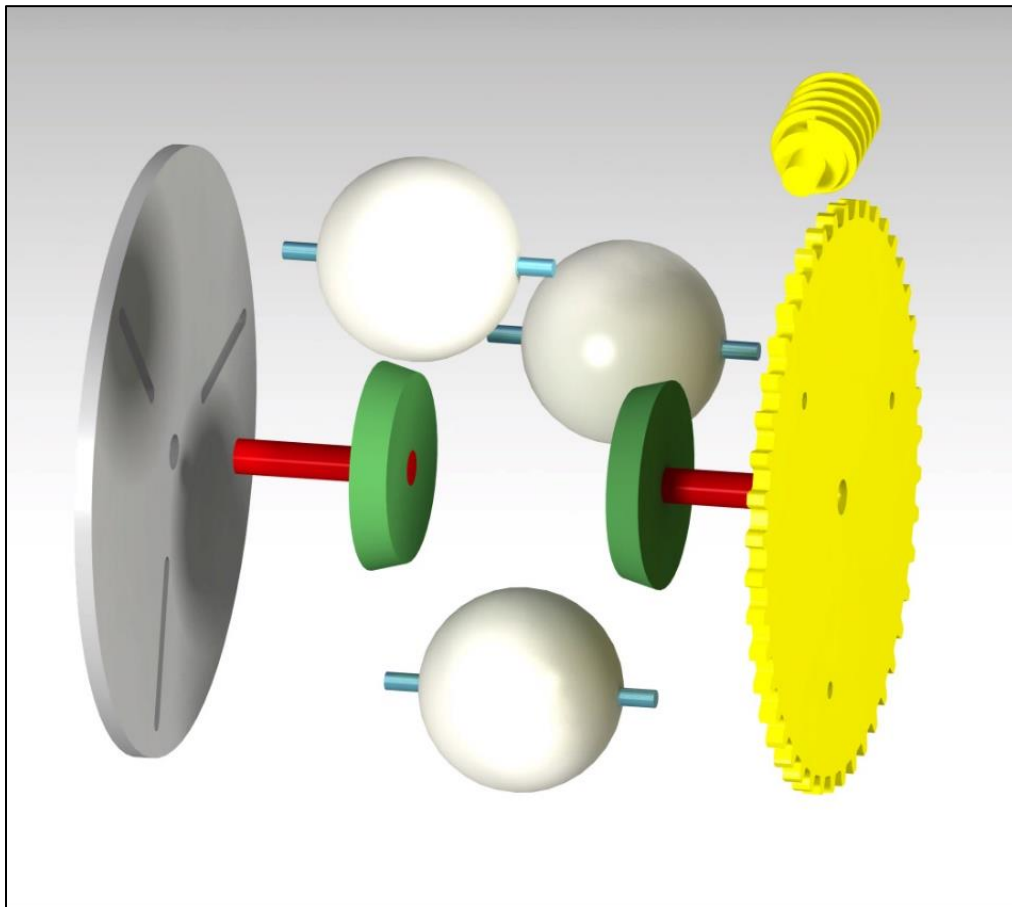
Minsta [mm]	Maximala [mm]
12,82	38,87

6. CAD-MODELL

Här presenteras resultatet av CAD-modellen med figurer och beskrivningar.

6.1 Modell av kulvariator

När alla mått och dimensioner på kulvariatorn tagits fram genomfördes en generering av modellen i CAD. Programmet som använts är Catia. Modellen är förenklad och principiell, det vill säga den beskriver i huvudsak funktionen hos rullningsvariatorn från grupp 2. De ingående komponenterna har gjorts så enkla som möjligt så att modellen skall kunna vara så tydlig som möjligt.



Figur 28: CAD-modell med alla ingående delar. Författarnas bild.

I figur 28 ovan syns en sprängskiss över de ingående komponenterna i kulvariatorn. Det gula hjulet till höger i modellen är snäckhjulet med tillhörande snäckskruv i gult ovanför.

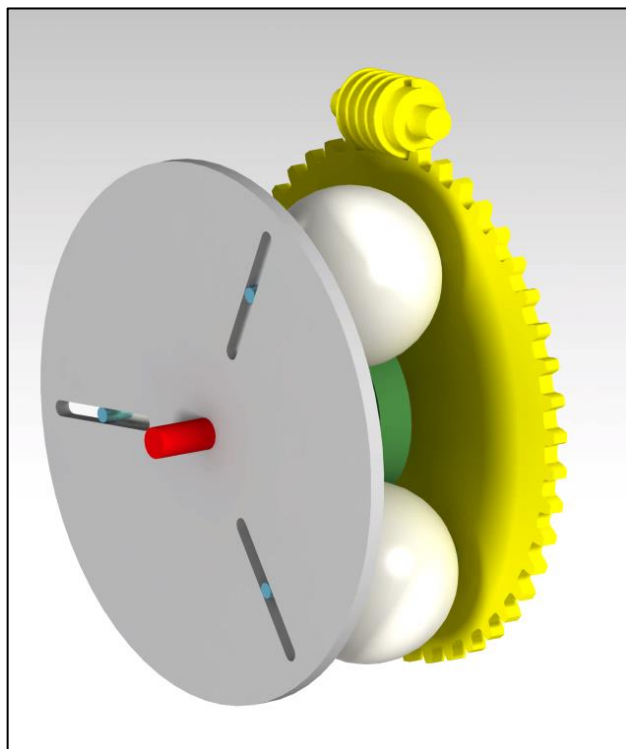
För att variatorn skall fungera som det är tänkt, måste snäckhjulet ha ett spår för varje kula som gör att kulan kan tiltas. För att modellen ska vara så enkel och tydlig som möjligt togs ett beslut om att spåret skippas.

Snäckväxeln är tänkt att sitta lagrad i den röda axeln och ska således inte rotera med den inkommande axeln. Snäckväxeln ska endast roteras när snäckskruven skruvas och en ändring av utväxling vill uppnås.

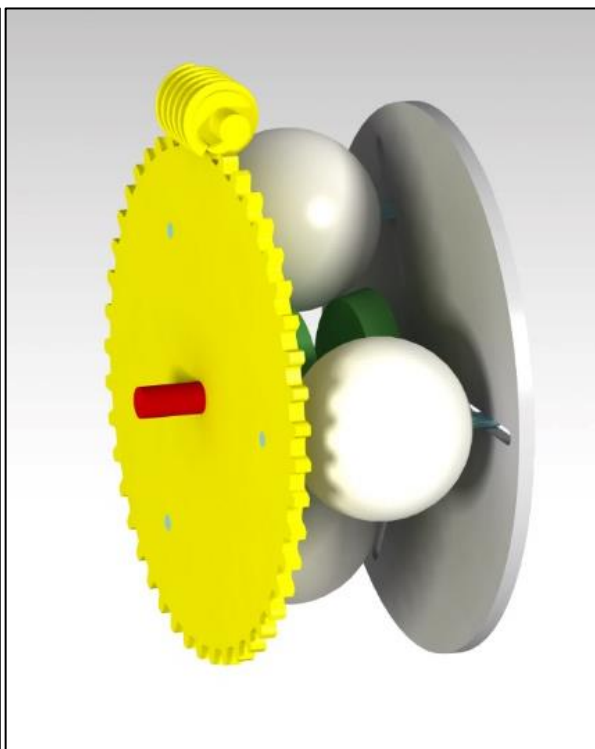
Rullen är återgiven i grönt i figuren ovan och ska sitta samman med axlarna i rött. Axlarna i rött sitter sen samman med motoraxeln respektive reduktionsväxeln. Kulorna är enligt sprängskissen återgivna i vitt tillsammans med kulornas axel som är återgivet i blått. Kulorna är tänkt att sitta lagrade kring sin egen axel, i blått, detta medför att kulorna kan rotera fritt med rullen.

Den gråa skivan till vänster i bilden är den korresponderande styrningsskivan till snäckväxeln. Styrskivan är tänkt att sitta fast i växellådshuset, och kommer därför inte kunna rotera. I styrningsskivan i grått, finns raka spår urfrästa. I dessa spår ska kulans axel kunna röra sig vid tiltning.

Måtten hos snäckhjulet och styrskivan är godtyckligt framtagna för den principiella modellen och är endast tänkt att ge spelrum för kulorna vid drift och för att kulorna ska kunna tiltas måste dessa komponenter vara högre än kulorna. Nedan i figur 29 och 30 kan hela modellen åskådas i två olika vinklar.



Figur 29: Kulvariator vy framifrån med alla delar ihopsatta. Författarnas bild.



Figur 30: Kulvariator vy bakifrån med alla delar ihopsatta. Författarnas bild.

Snäckskruvens mått är givna ur den största radien och den totala längden för hela komponenten. Dessa mått är enbart för en principiell modell och är inte testade i en simulering eller i en prototyp. Måtten hos kulan och rullen är de enda måtten som tagits fram genom utförliga beräkningar. Här nedan i tabell 10 presenteras de mått som använts i denna modell, för bilder av varje komponent med mått givna se bilaga 4.

Tabell 10: Mått över de ingående komponenterna i rullningsvariatorn.

Komponent	Radie [mm]	Längd [mm]
Kula	57	-
Rulle	57	20
Kulaxel	10	150
Styrskiva	170	10
Snäckväxel	155	10
Rulle axel	10	100
Snäckskruv	20	100

6.2 Nedväxling efter variator

Eftersom rullningsvariatorn inte kan växla ner till önskat varvtalsspann helt själv, behöver den en ytterligare nedväxling efter variatorn, en så kallad reduktionsväxel enligt kapitel 5.2.1 *Ytterligare utväxling efter variator*. Denna reduktionsväxel kräver en separat undersökning och kommer därför enbart att göras principiellt, som rullningsvariatorn. Tekniken har valts till kuggväxel enligt kapitel 5.2.1 *Ytterligare utväxling efter variatorn*.

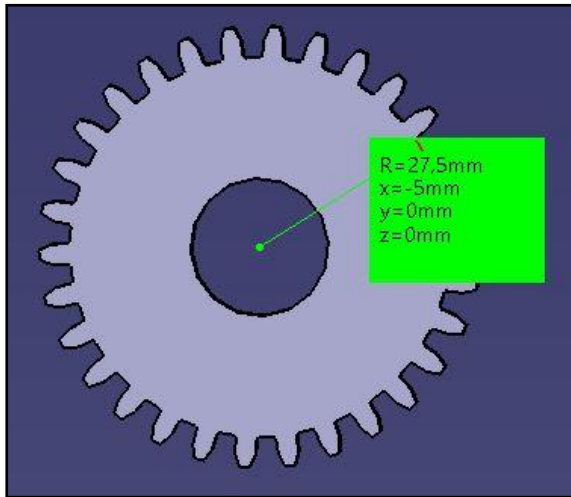
Eftersom reduktionsväxeln enbart ska visa en möjlighet, så väljs mått som passar bra ihop med resten av variatorn. En nedväxling med kuggväxel erhålls genom att ett litet kugghjul verkar mot ett större. Det lilla kugghjulets radie väljs till $27,5 \text{ mm}$ i modellen, enligt figur 31 och det stora kugghjulets radie väljs till $87,5 \text{ mm}$ i modellen enligt figur 32. Kuggtalet för det mindre kugghjulet är $z_1 = 29$ och kuggtalet för det större kugghjulet är $z_2 = 72$, utväxlingen för nedväxlingen blir således i exemplet, enligt ekvation (2) från kapitel 2.4.1 *Kuggväxellåda*:

$$(2) \Rightarrow i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{72}{29} = 2,48275 \approx 2,5$$

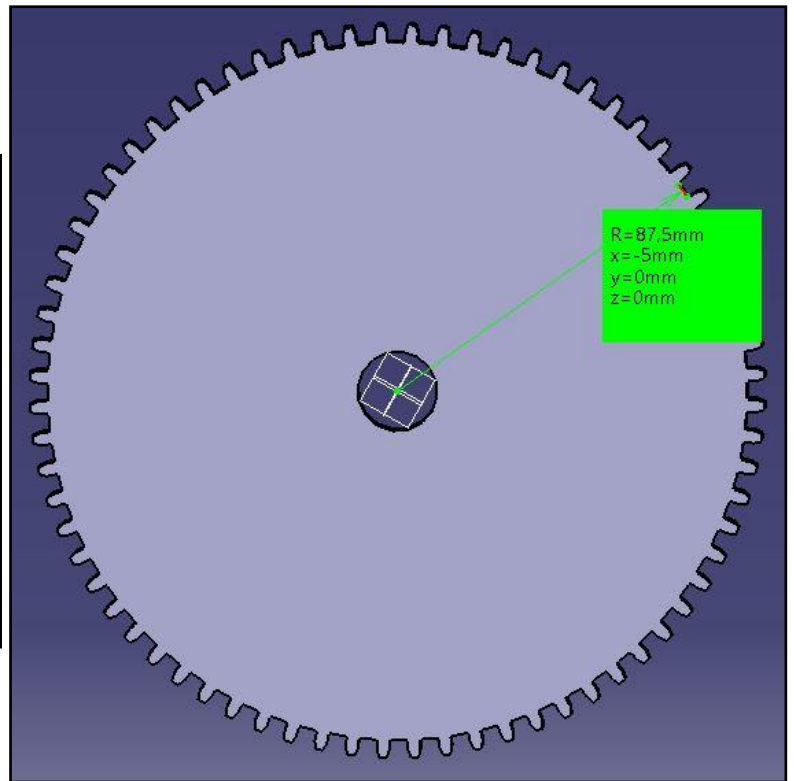
Reduktionsväxeln ska även bestå av samma kugghjulspår i ingrepp med varandra igen se figur 33, vilket gör att den totala nedväxlingen i exemplet i_{tot} blir:

$$i_{tot} = i + i = 2i \approx 5$$

$$\text{låt nu } i_{tot} = i_{red}$$

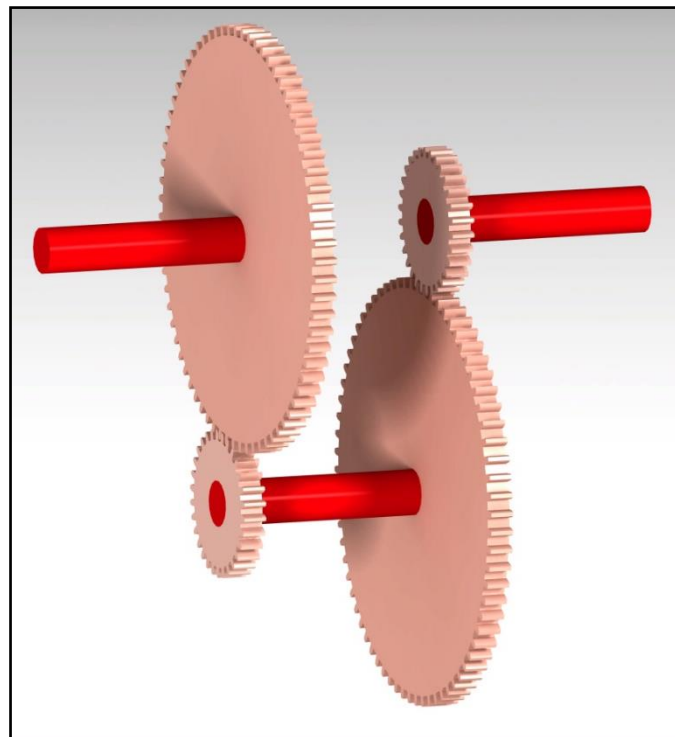


Figur 31: Lilla kugghjulet i reduktionsväxel. Författarnas bild.



Figur 32: Stora kugghjulet i reduktionsväxel. Författarnas bild.

Det mindre och det större kugghjulet sätts ihop med samma axel som används för variatorn. Detta ger den principiella reduktionsväxeln enligt figur 33. Axeln längst till höger i bilden är den som resten av variatorn kommer sitta på och axel längst till vänster är den utgående axeln från den principiella växellådan.



Figur 33: Reduktionsväxel. Författarnas bild.

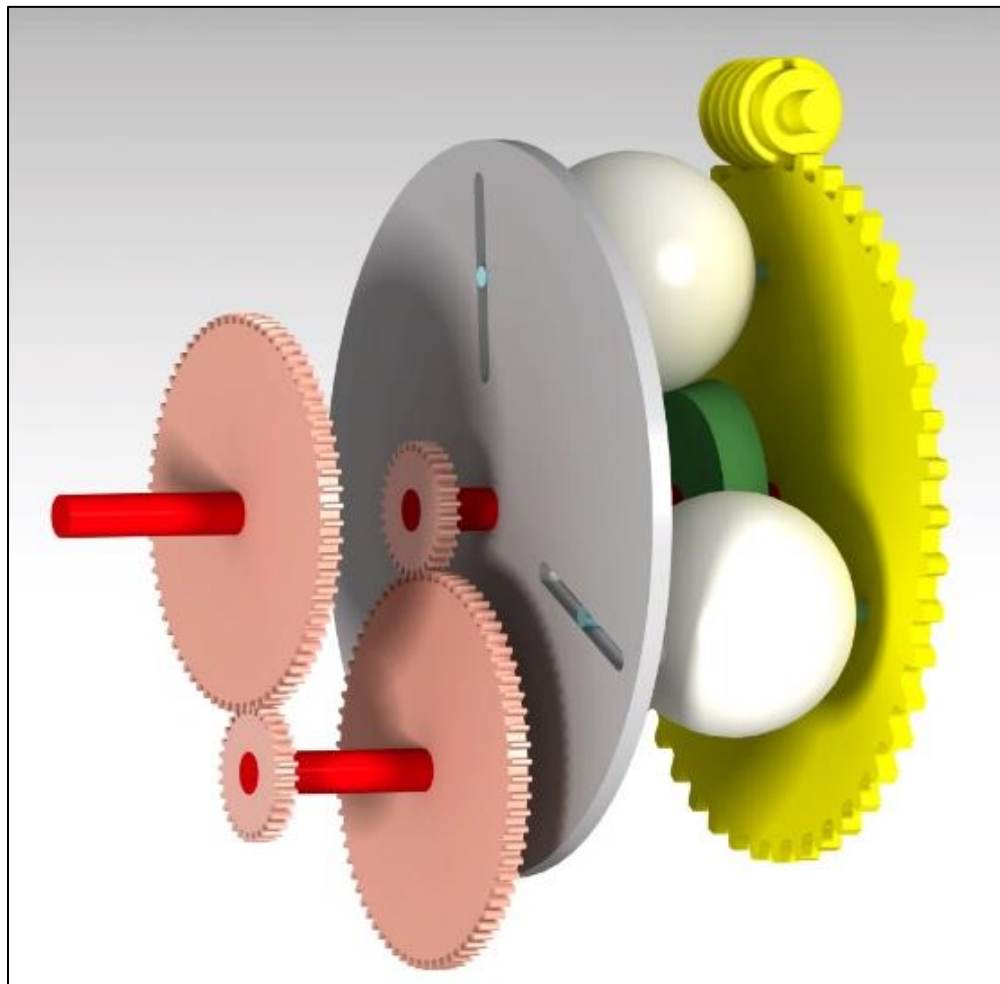
6.3 Kulvariator med reduktionsväxel

Kulvariatorn och reduktionsväxel sätts nu ihop till ett koncept i CAD-programmet Catia enligt figur 34 och figur 35 nedan. Den totala nedväxlingen blir ungefär 5 för den principiella modellen och här behövs det en vidareutveckling för att få ner till det önskade värdet på 15. Med ekvationer från kapitel 5.2.1 *Ytterligare nedväxling efter variator:*

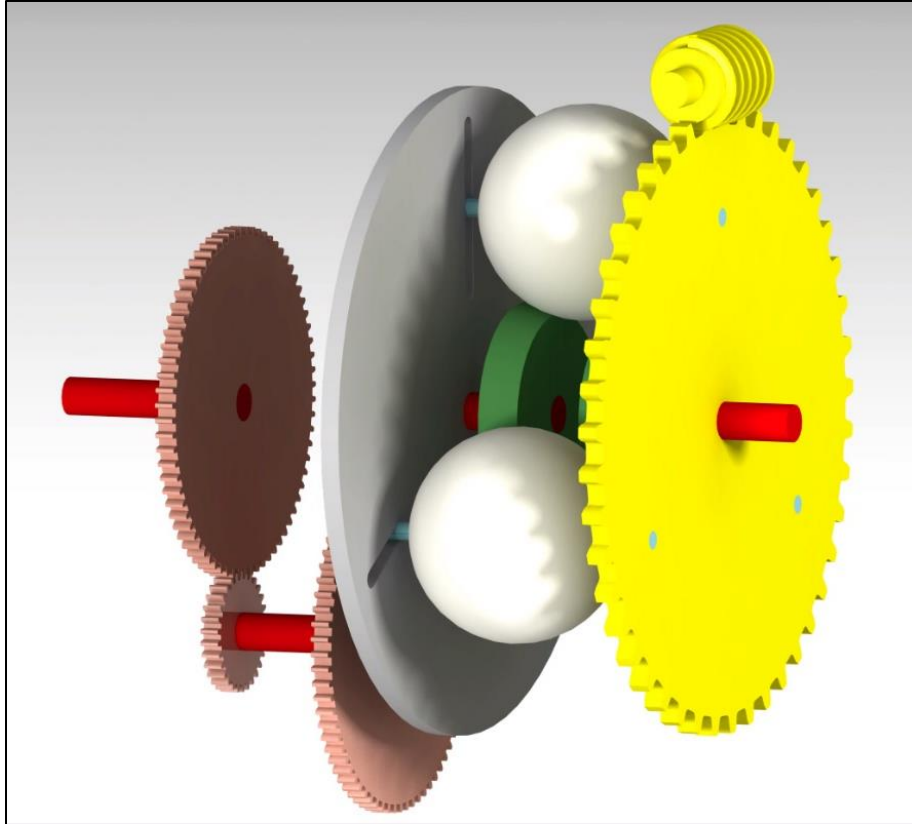
$$\text{Overdrive: } 15000 * 3 = 45000 \text{ [rpm]} \rightarrow \{i_{red} = 5\} \rightarrow 45000 * \frac{1}{5} = 9000 \text{ rpm}$$

$$\text{Underdrive: } 15000 * \frac{1}{3} = 5000 \text{ [rpm]} \rightarrow \{i_{red} = 5\} \rightarrow 5000 * \frac{1}{5} = 1000 \text{ rpm}$$

Detta visar att en vidareutveckling för reduktionsväxeln krävs för att få ner varvtalet till önskat varvtalspenn, 1500 – 150 [rpm]. Reduktionsväxeln i figur 34 och 35 nedan är således bara principiell och visar hur det kan se ut med kulvariatorn.



Figur 34: Kulvariator med reduktionsväxel vy framifrån. Författarnas bild.

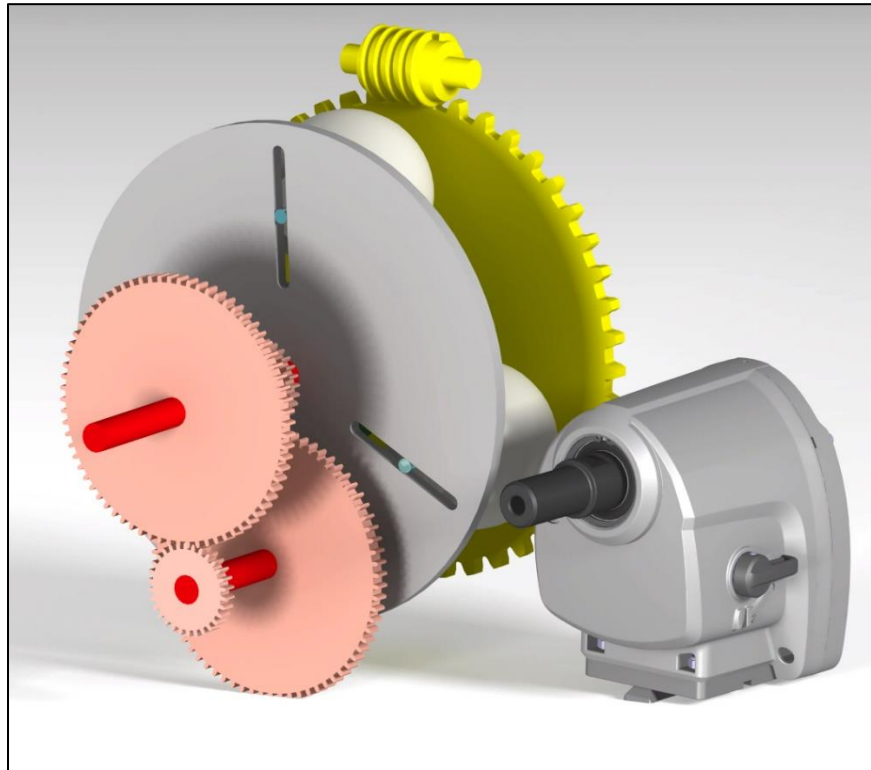


Figur 35: Kulvariator med reduktionsväxel vy bakifrån. Författarnas bild.

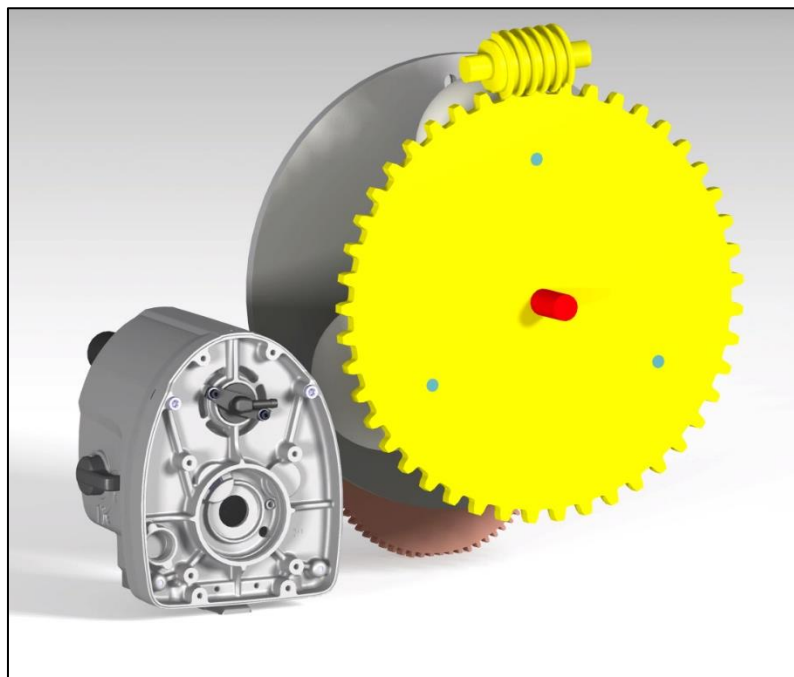
6.4 Dimensioner hos CAD-modell

I början av arbetet så togs ett beslut om att en materialanalys är utanför detta arbete. Därför valdes materialparametrar tillhörande kullagerstål, som utgångsläge för parametrarna i beräkningarna. Kullagerstål eller stål med hög kolhalt, som det kallas i materialdatabasen CES EduPack Level 2 (2019), är ett välkänt material som har goda hållfasthetsegenskaper. Genom beräkningarna gav det dimensioner som inte är astronomiska men inte hade varit rimliga att realisera i en verklig prototyp. Trots detta anser studenterna att en CAD-modell bör ritas upp för att beskriva funktionen mer ingående och för att visualisera tekniken ytterligare. Om konceptet ska tas i produktion eller en prototyp ska byggas, bör en bred materialanalys genomföras och en kombination av material tas i åtanke. Eftersom en materialanalys är utanför detta arbete, kommer dimensionerna för konceptet att bli stora. I figurerna 36, 37 och 38 nedan kan storlekskillnaden mellan konceptet och den nuvarande tekniken tydligt urskiljas. Här finns förbättringspotential och eftersom inget växelhjul har ritats upp för konceptet, så kommer det bara att växa ytterligare, om befintliga dimensioner ur beräkningarna används.

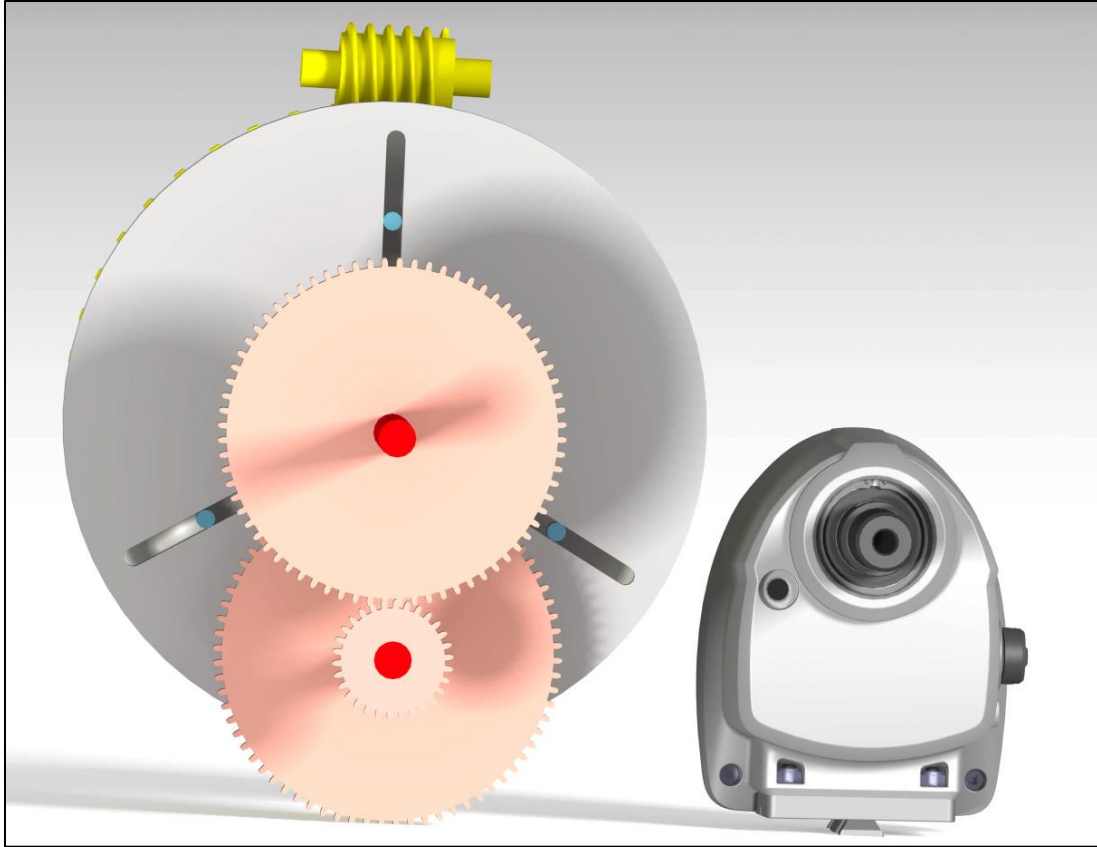
Konceptet kommer inte bara bli större utan även bli tyngre. Eftersom beräkningarna bara har antagit att både rulle och kula är av kullagerstål och en simulering inte har genomförts så kan det inte med säkerhet konstateras *hur* mycket större och *hur* mycket tyngre variatorn kommer bli om kullagerstål väljs som material.



Figur 36: Jämförelse mellan koncept och nuvarande växellåda, vy framifrån. Författarnas bild.



Figur 37: Jämförelse mellan koncept och nuvarande växellåda, vy bakifrån. Författarnas bild.



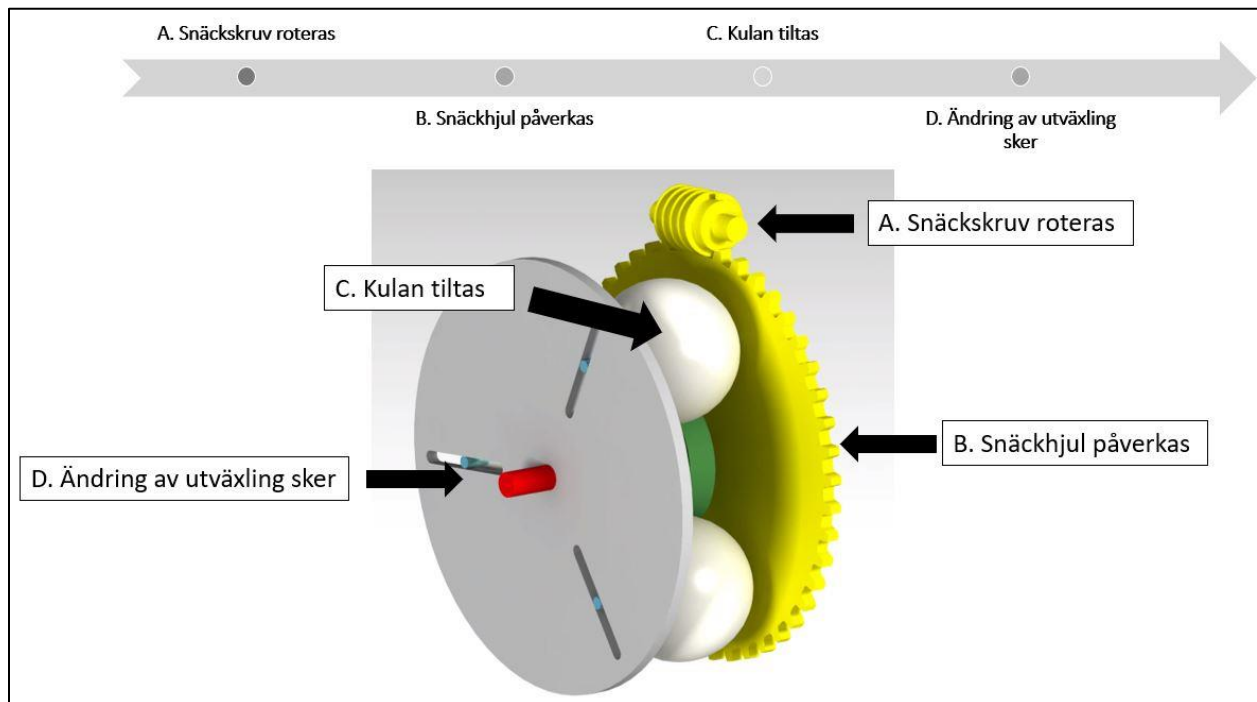
Figur 38: Jämförelse mellan koncept och nuvarande växellåda. Författarnas egen bild.

7. SLUTSATS

Här nedan beskrivs det slutliga konceptet kort och den initiala frågeställningen besvaras med de resultat som kommit fram genom undersökningen och framtagningen av konceptet. Syftet med hela arbetet definierades i början till; ”Att ta fram ett koncept som möjliggör steglös utväxling under drift på Husqvarnas bormaskiner samt ge förslag på vidareutveckling av konceptet”. Frågeställningarna och svaren på dessa, kopplar till syftet. Därefter ges en reflektion över resultat och metod samt förslag på vidare studier.

7.1 Koncept

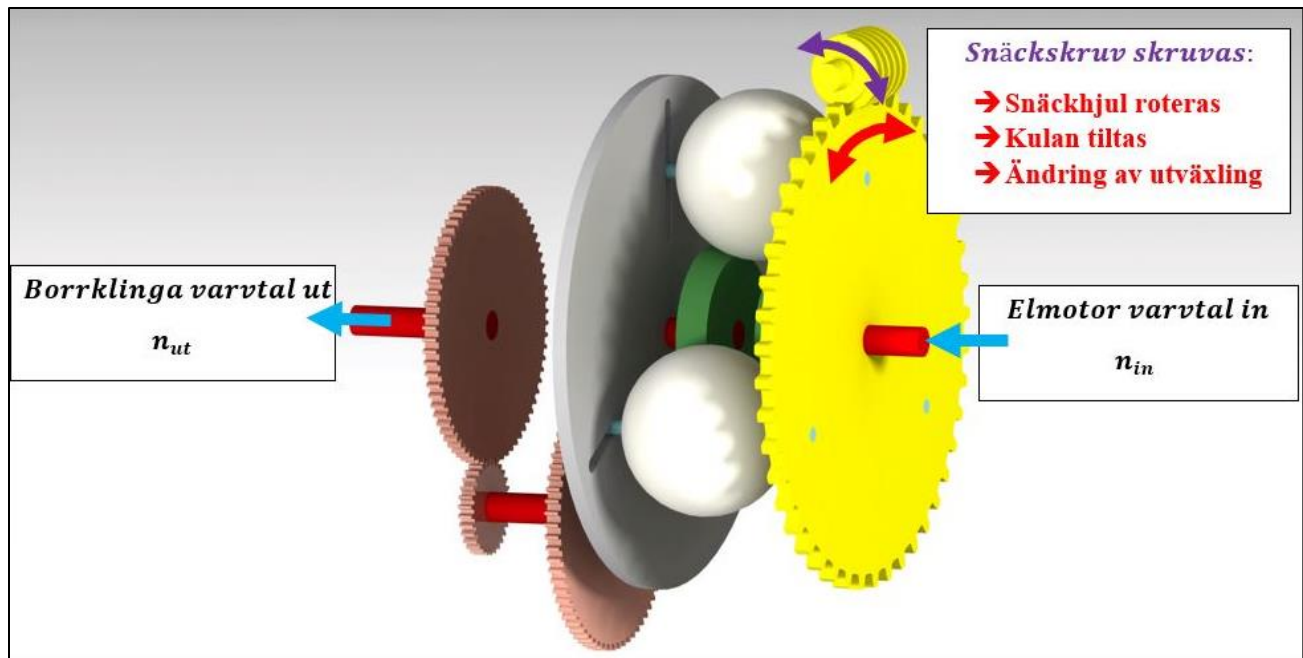
Det färdiga konceptet består av en principiell CAD-modell, beräkningar och rekommendationer på vidare studier. Eftersom vi själva insåg att principen måste förklaras utförligt för att kunna förstås så tog vi ett beslut med handledare om att göra CAD-modellen så enkel som möjligt för att kunna beskriva dess funktion.



Figur 39: Schematisk figur över kulvariatorn.

En schematisk bild som beskriver händelseförloppet för ändring av utväxlingen i kulvariatorn återfinns i figur 39 ovan. Varje moment är tilldelat en bokstav från A till D, där D är det slutliga målet, en ändring av utväxlingen.

En sammanfattande bild över hela konceptet med reduktionsväxeln återges i figur 40 nedan. I figuren finns även en textruta som kort beskriver funktionen hos konceptet.



Figur 40: Övergripande bild kulvariator. Författarnas bild.

I figur 39 ovan beskrivs funktionen hos kulvariatorn. Elmotorns varvtal regleras först via kulornas kontaktradier som ger en under- eller överväxling av varvtalet hos motsvarande rulle. Därefter måste varvtalet regleras ner ytterligare för att uppnå Husqvarnas önskemål på varvtalsspannet, detta görs i en reduktionsväxel efter variatorn. Reglering sker efter variatorn eftersom det är fördelaktigt att ha höga varvtal när höga effekter överförs. Reduktionsväxeln består av en kuggväxel i figur 39 ovan.

Eftersom beräkningarna *inte* har tagit hänsyn till:

- Olika material för de ingående komponenterna.
- Tribologin på rullningsvariatorn det vill säga friktionskrafter, smörjmedel och nötning mellan komponenter.

kan inte en rullningsvariator uteslutas helt som en bra teknik för ändamålet. En prototyp av enklare modell bör tillverkas för att kunna utvärdera konceptet helt, då en datorgenererad modell inte ger rättvisa till en produkt som ska användas av människohänder. Det som kan konstateras är att en steglös utväxling *kostar* i jämförelse med den befintliga kuggväxellådan genom en ökning av:

- Vikt.
- Komplexitet.
- Dimensioner.

Givet de ovannämnda kommer som en följd också priset vara högre.

7.2 Svar på frågeställningarna

- *Går det att ta fram ett koncept som medför steglös utväxling och är rimlig att producera sett till vikt, komplexitet, kostnad och storlek?*

För att kunna göra utväxlingen i betongborrmaskinen DM 650 helt mekaniskt steglös i ett visst intervall, så kan en rullningsvariator av typen kulvariator vara ett bra alternativ. Det höga varvtalet som återfinns i dagens elmotor till maskinen DM 650 är ett bekymmer. Ett högt varvtal ger höga centrifugalkrafter i alla rörliga delar i växellådan. Förutom det höga varvtalet så ger elmotorn också en hög effekt, relativt sin egen storlek. Den höga effekten in i växellådan ställer även till det. Hög effekt ger höga moment inuti växellådan som ska överföras till spindelaxeln.

För att kunna motverka centrifugalkraften som uppstår på grund av det höga varvtalet så borde det rörliga delarna inuti rullningsvariatorn tillverkas så lätta som möjligt och så små som möjligt. För att kunna överföra det höga momentet som uppkommer tack vare effekten, så borde komponenterna göras så styva och stora som möjligt. Detta ger en avvägning som framförallt kommer ställa stora krav på det material som väljs till konceptet. En utförligare materialanalys är utanför detta arbete. Däremot för att kunna överhuvudtaget utföra beräkningar på kulvariatorn krävs materialparametrar, därför antogs materialet vara kullagerstål.

Alla beräkningar som genomförts pekar mot att konceptet kommer fungera, i alla fall teoretiskt eftersom beräkningarna i huvudsak genererat dimensioner på ett koncept som kan klara belastningen, därför borde test i form av prototypbygge och simuleringar genomföras.

Arbetet är en undersökning och vissa slutsatser kan därför inte göras med stor säkerhet. Däremot en slutsats som med säkerhet kan göras är att konceptet kommer vara: mer komplext, kosta mer och vara tyngre än den nuvarande tekniken. Det är egenskaper som är baksidan av att göra växellådan helt mekaniskt steglös. Om en vidareutveckling av konceptet fortfarande är av intresse för Husqvarna, så måste dessa aspekter tas i åtanke.

- *Finns det idag teknologi som kan appliceras på problemet och lösa det?*

Rullningsvariatorn är en teknik som redan finns och används idag. Den återfinns i en rad olika applikationer i industrin men även inom fordonsindustrin. All undersökning som genomförts i arbetet pekar på att rullningsvariatorn, rent teoretiskt, skulle kunna användas under vissa förutsättningar. En utförligare simulering och en materialanalys måste genomföras för att kunna dra slutsatser med större säkerhet. Tekniken och principen som vi utgått ifrån finns dock redan idag.

- *Går dagens teknik att utveckla vidare och ge steglös utväxling?*

Dagens teknik är bra ur det perspektivet att den är billig, kompakt och enkel. Det går inte att köra steglöst eftersom rent definitionsmässigt så är kuggväxeln inte en steglös utväxling. Om dagens teknik ska kunna byta växel under drift måste en sekundär anordning för växlingen tas fram. Undersökningen av denna växlingsanordning är utanför detta arbete.

För att utväxlingen skall kunna utföras över ett brett spann, så måste det ske i steg, en så kallad stegväxel eller växellåda med steg, som redan används idag.

- *Går konceptet att appliceras vidare på Husqvarnas produktserier?*

Konceptet går att applicera vidare på Husqvarnas bormaskinsserie, där framförallt en mindre in effekt, som återfinns i de mindre bormaskinerna, skulle vara önskvärd. Den mindre effekten ger mindre moment inuti rullningsvariatorn vilket i sin tur ger mindre dimensioner på ingående komponenter. Detta är fördelaktigt och bör tas i åtanke vid vidare undersökning.

7.3 Resultatreflektion

Det slutgiltiga resultatet är en CAD-modell, beräkningar och rekommendationer för vidareutveckling. Konceptet är en principiell modell och beskriver i stora drag hur en slutlig modell hade kunnat se ut. Beräkningarna var det som tog mest tid och något som inte togs i tillräckligt stor beaktning under planeringen, som slutresultatet påvisade att beräkningarna behövde. Eftersom ingen tillverkare ännu har utvecklat en rullningsvariator till en applikation med ett lika högt varvtal som den befintliga har, blev arbetet svårare och mer tidskrävande än förväntat. När ingen tillverkare finns så måste alla beräkningar göras av studenterna själva och för två studenter utan tidigare erfarenhet blir detta tämligen tidskrävande.

Informationssökningen visade att mycket forskning bedrivs på området och där framförallt fordonsindustrin är i framkant när det gäller CVT. För att kunna ge mer precisa rekommendationer för vidareutveckling skulle ytterligare simulering och prototypbyggnad genomföras men under rådande omständigheter är det tyvärr omöjligt. Tidsramen för arbetet är helt enkelt för snäv, studenternas erfarenhet för liten och den programvara som skulle behövas för ytterligare simulering finns inte tillgänglig. Ett prototypbygge hade kunnat påvisa brister eller styrkor hos konceptet som är svåra att upptäcka i ett CAD-program eller i en beräkningssimulering. En mer generös tidsram hade kunnat ge ytterligare rum för prototypbyggnad och materialanalys.

En möjlig felkälla till våra beräkningar av dimensionerna är det använda lambda värdet i Hertzkontakten, denna konstant har enbart uppskattats ur diagram (se bilaga 1) och inte beräknats för varje antal olika kulor. Detta har troligtvis påverkat de resultat som beräknats. Detta värde bör undersökas innan en fortsatt analys skall utföras på kulvariatorn. Möjligtvis hade också en uppskattning kunnat ha gjorts istället genom att dela upp kraften i lika antal kulor som skulle beräknas, detta är en insikt som gjorts sent i projektet men är något som bör undersökas vidare.

Matlab-koden tog mycket mer tid att utforma än vad som var tänkt från början men det blev också lättare att beräkna om diagram eller titta på olika material, även om detta låg utanför arbetet. För vidare beskrivning av Matlab-koden se bilaga 5.

7.4 Metodreflektion

Under rådande COVID-19 pandemi har halva examensarbetet gjorts på distans, alltså har all handledning och kontakt med lärare under denna period skett via mail och videolänk. Med dessa restriktioner så har arbetet blivit lite annorlunda än vad som tidigare förväntats. Handledning via videolänk har haft sina fördelar men det finns alltid en inbyggd fördröjning när alla frågor och funderingar, korta som långa, ska över mail/videolänk.

Den metod som tillämpats under arbetets gång heter *Engineering problem solving* och beskriver hur en ingenjör bör tackla ett problem. Metoden är enkel att förstå och består av fem avsnitt, där huvudfokus är på den ekonomiska aspekten och vinsten hos problemlösningen. I det aktuella problemet är den ekonomiska delen svår att definiera och ta ställning till. Eftersom ingen tillverkare i skrivande stund erbjuder en produkt, med de egenskaper som eftersöks, så borde den ekonomiska vinningen vara i att bli först med en steglös utväxling. Kostnaden för konceptet har lämnats utanför denna studie men efter uppskattningar av tillverkningsmetoder och de förmodade materialvalen som krävs för att realisera konceptet kan det konstateras att kostnaden kommer att öka avsevärt gentemot tekniken som används idag. Däremot kan det argumenteras för att utveckling och undersökning av ny teknik, alltid är kostsam och att det banar väg för nya lösningar som helt enkelt hade missats tidigare.

En viktig del av metoden är att leta efter alternativa lösningar och eftersom inga lösningar finns som kan matchas mot frågeställning går det också att argumentera mot att metoden verkligen är den bästa för det aktuella arbetet.

7.5 Förslag på vidare studier

Om det resulterande konceptet väljs att ta vidare in i fortsatt utveckling bör följande aspekter tas i beaktning:

Konceptet bör 3D-utskrivas och testas, för att utvärdera styrning av kulorna och funktionen överlag. En 3D-modell på en datorskärm ger inte rättvisa till något som ska hanteras med mänskliga händer och därför borde en 3D-utskrift kunna påvisa detaljer som helt enkelt missas i ett datorprogram.

En vidare studie över de resterande rullningsvariatorerna borde genomföras. En variant av rullningsvariator som kan vara av intresse är rullningsvariatorn från grupp 4. Denna har likvärdig geometri med grupp 2 och kan möjligtvis ge mindre dimensioner. Vi valde dock att inte gå vidare med den gruppen eftersom geometrin för grupp 2 är mer fördelaktigt för höga rotationshastigheter då mellanelementet är av kulform.

Applikationen har redan ett högt varvtal på 15 000 rpm och med kulvariatorn kommer ett ännu högre varvtal återfås i överväxlingsläget. Därför kommer även huset som variatorn sitter monterad på att utstå höga påfrestningar tack vare det höga varvtalet. Huset som kulvariatorn skall sitta monterad på, borde därmed vara utformad på ett sådant sätt att alla komponenter sitter tillförlitligt fastspända och samtidigt fungera som tänkt. Speciellt styrningen av kulan kan komma att bli kritisk eftersom den kommer att behöva utstå höga påfrestningar. Denna studie är utanför detta arbete men är en kritisk aspekt som bör tas i åtanke vid ytterligare undersökning.

Med materialparametrar tagna från ett stål med hög kolhalt så får det befintliga konceptet dimensioner som kommer vara orimliga att realisera i en färdig produkt. Storlekskillnaden mellan nuvarande växellåda och konceptet finns återgiven i figur 36 och 37 i kapitel 6.4 *Dimensioner hos kulvariatorn* och visar en tämligen stor skillnad. Därför bör en utförligare materialanalys genomföras och möjligtvis basera konceptet på en kombination av olika material på de ingående komponenterna. En kombination av olika material skulle möjligtvis inte bara minska vikten och dimensionerna, utan enligt kapitel 5.3 *Utmaningar med rullningsvariatorer och höga varvtal* så kan även komponentens egenskaper vid höga rotationshastigheter bli mer fördelaktiga för applikationen. Ett flertal lagertillverkare använder redan materialet kiselnitrid, som nämndes i resultatet, i höghastighets-applikationer och därför borde det spåret utforskas vidare. Flygindustrin och andra jetmotor applikationer kan även ge förslag på andra material som klarar hårda påkänningar och höga hastigheter.

Undersöka Hertzkontakten mer, det är möjligt att de beräkningar som utförts stämmer men då framförallt lambda-värdet uppskattades så finns det förbättringsmöjligheter.

REFERENSER

Artiklar & Litteratur

Bhushan, B., & Sibley, L. B. (1982). Silicon Nitride Rolling Bearings for Extreme Operating Conditions. *ASLE Transactions*, 25(4), 417.

Brännare, G. (1986). *On rolling variators: a study of power transmitting rolling variators when changing speed ratio*. Chalmers tekniska högsk.

Childs, P. R. N. (2013). *Mechanical Design Engineering Handbook*. Elsevier Science & Technology.

Dodge, B. F. (1969). An introduction to engineering and engineering design, Second Edition, Edward V. Krick, John Wiley & Sons, Inc., New York, \$7.50. 220 pages. *AICHE Journal*, 15(4), 636

Happian-Smith, J. (2001). *Introduction to Modern Vehicle Design*. Butterworth-Heinemann.

Heisler, H. (2002). *Advanced Vehicle Technology: Vol. 2nd ed*. Butterworth-Heinemann.

Hult, J., & Widell, T. (1966). *Ingenjörshandboken* (4., omarb. uppl.). Nordisk rotogravyr.

Lahne, H. C., & Gerling, D. (2015, February). Investigation of High-Performance Materials in Design of a 50000 rpm High-Speed Induction Generator for use in Aircraft Applications. In *Workshop on Aircraft System Technologies (AST-2015)* (Vol. 24, No. 25.02).

Liu, H., Lawn, B. R., & Hsu, S. M. (1996). Hertzian contact response of tailored silicon nitride multilayers. *Journal of the American Ceramic Society*, 79(4), 1009-1014.

Mital, A., Desai, A., Subramanian, A., & Mital, A. (2008). *Product Development: A Structured Approach to Design and Manufacture*. Elsevier Science & Technology.

Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). Maskinelement, 1. uppl. *Lund: Studentlitteratur AB*.

Radzevich, S. P. (2018). *Theory of Gearing: Kinematics, Geometry, and Synthesis, Second Edition: Vol. Second edition*. CRC Press.

Van Beek, A. (2006). Advanced engineering design. *TU Delft, Delft, The Netherlands*.

Youssef, H. A., & El-Hofy, H. (2008). *Machining technology: machine tools and operations*. CRC Press.

Hemsidor

Allspeeds LTD (2020). *Kopp Brochure* [broschyr]. Hämtad från: https://www.allspeeds.co.uk/wp-content/files_mf/brochure.pdf

Allspeeds LTD (2020). *Kopp Variator*. Hämtad från: <https://www.allspeeds.co.uk/kopp-variators/>

Allspeeds LTD (2020). *Original K Type Borchure* [broschyr]. Hämtad från: https://www.allspeeds.co.uk/wp-content/files_mf/originalkoppbrochure.pdf

Leif Lewinschal SKF Evolution (1994). *Bearings for high speed operations*. Hämtad från: <https://evolution.skf.com/bearings-for-high-speed-operations/>

Personreferenser

Göran Brännare, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, tel. 031-7721364

Peter Bövik, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, tel. 031-7723466

Programvaror

CES EduPack. (2019) Version: 19.2.0, Granta Design Limited

MATLAB. (2019). Version 9.7.0 (R2019b). Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc.

CATIA. V5-6R2016. Dassault Systems.

Figurer

*Figur 1: Husqvarna bormaskinmodell DM 650 (Husqvarna (2020)). Hämtad från: <https://www.husqvarnacp.com/se/maskiner/bormotorer/dm-650/966563601/>
Återgiven med tillstånd.*

Figur 3: Principiell användning av en mekanisk transmission Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). sid 362 Maskinelement, 1. uppl. Lund: Studentlitteratur AB. Återgiven med tillstånd.

Figur 5: Uppbyggnad av en trehjuls planetväxel Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). sid 513 Maskinelement, 1. uppl. Lund: Studentlitteratur AB. Återgiven med tillstånd.

Figur 6: Konstruktionsprinciper för rullningsvariatorer Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). sid 539 Maskinelement, 1. uppl. Lund: Studentlitteratur AB. Återgiven med tillstånd.

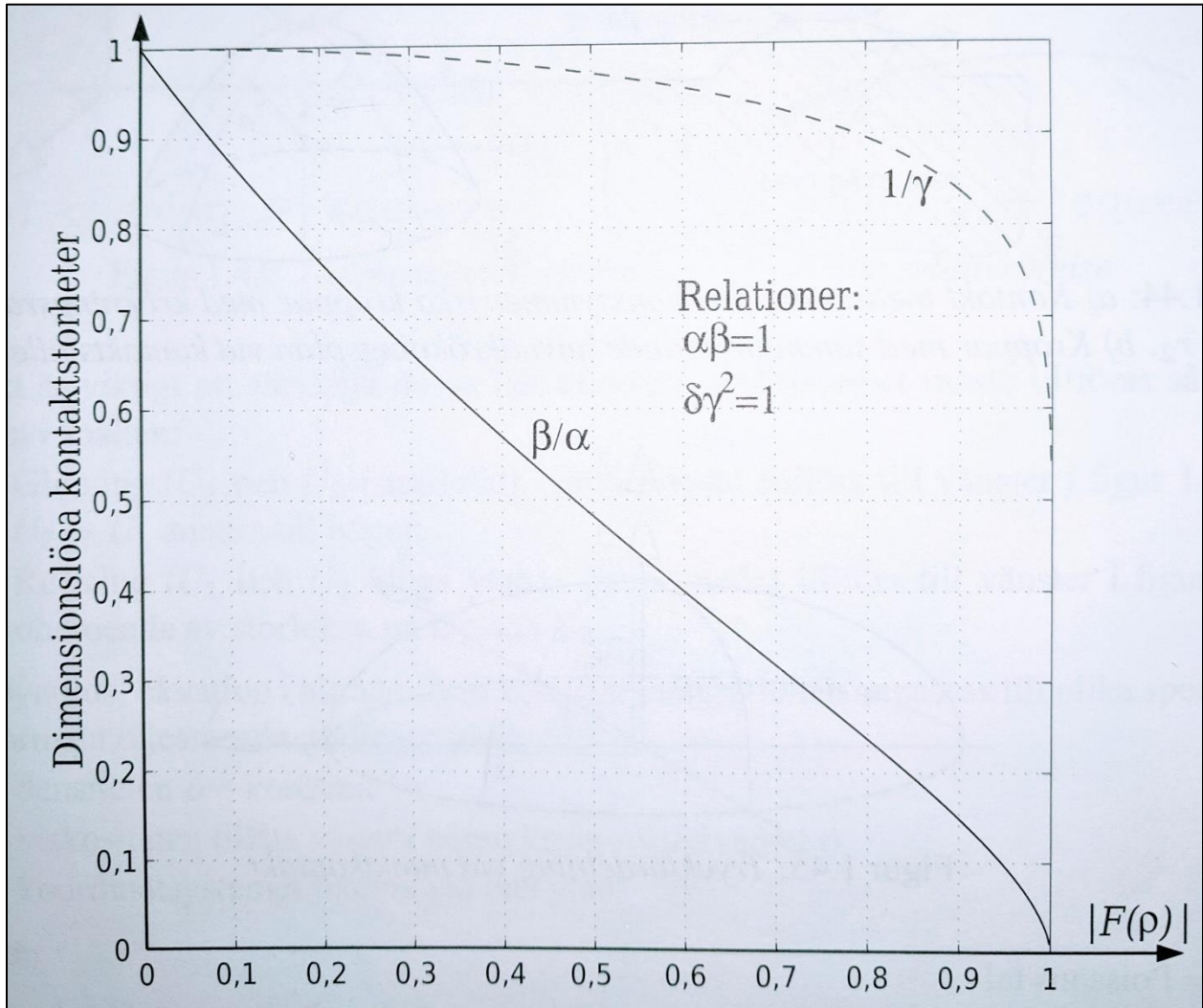
Figur 7: Konstruktionsprinciper för rullningsvariatorer grupp 2 Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). sid 539 Maskinelement, 1. uppl. Lund: Studentlitteratur AB. Återgiven med tillstånd.

Figur 11: Principer för remvariator med kilrem Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). sid 535 Maskinelement, 1. uppl. Lund: Studentlitteratur AB. Återgiven med tillstånd.

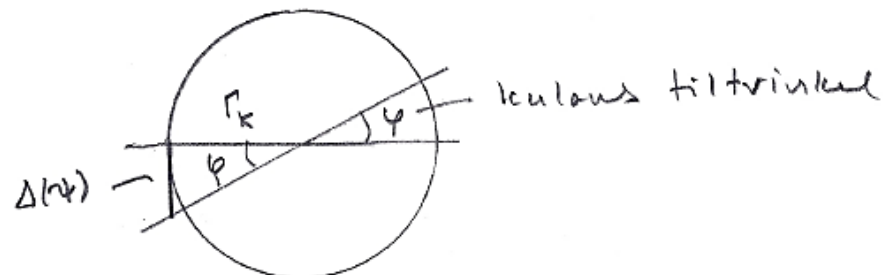
Figur 13: a) Kontakt mellan två rotationssymmetriska kroppar med krökningsradierna r_1 och r_2 b) Kroppar med sammanfallande huvudkrökningsplan vid kontaktstället. Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). sid 535 Maskinelement, 1. uppl. Lund: Studentlitteratur AB. Återgiven med tillstånd.

Figur 1: Husqvarna bormaskinmodell DM 650 (Husqvarna, 2020).....	1
Figur 2: Husqvarna DM 650 med två stegs växellåda (Husqvarna, 2020). Återgiven med tillstånd.....	3
Figur 3: Principiell användning av en mekanisk transmission (Mägi, et al., 2017 s.362). Återgiven med tillstånd.....	4
Figur 4: Enkel kuggväxel. Författarnas bild.	5
Figur 5: Uppbyggnad av en trehjuls planetväxel (Mägi et al., 2017 s.513). Återgiven med tillstånd.	7
Figur 6: Konstruktionsprinciper för rullningsvariatorer (Mägi et al., 2017 s.539). Återgiven med tillstånd.	9
Figur 7: Bild över en rullningsvariator från grupp 2, vy från ovan. Författarnas bild.	10
Figur 8: Bild över en rullningsvariator från grupp 2, vy från sidan. Författarnas bild.	10
Figur 9: Konstruktionsprinciper för rullningsvariatorer grupp 2 (Mägi, et al., 2017, s.539). Återgiven med tillstånd.....	10
Figur 10: Effektöverföring rullningsvariator grupp 2. Författarnas bild.....	11
Figur 11: Principer för remvariator med kilrem (Mägi, et al., 2017, s.535). Återgiven med tillstånd.....	12
Figur 12: Principiell bild över utväxling för remvariator. Författarnas bild.	13
Figur 13: a) Kontakt mellan två rotationssymmetriska kroppar med krökningsradierna r_1 och r_2 b) Kroppar med sammanfallande huvudkrökningsplan vid kontaktstället. (Mägi et al., 2017 s.535). Återgiven med tillstånd.....	14
Figur 14: Växellåda till DM 650. Vy från ovan med täcklock borttaget. Författarnas bild.....	19
Figur 15: Växellåda till DM 650 Vy från sidan med växelreglage. Författarnas bild.	19
Figur 16: Diagram från Matlab. Moment och varvtalsberäkning. På översta diagrammet är y-axeln moment [Nm] och i den undre är y-axeln varvtal[rpm]. På de båda x-axlarna är det sträcka i [mm].	20
Figur 17: Beskrivning över kulan vid tiltning. Författarnas bild	27
Figur 18: Diagram ur Matlab. Olika radier på en kula för olika antal kulor i kulvariatorn. Y-axeln och x-axeln är längd i [mm].....	28
Figur 19: Diagram ur Matlab. Radie på rullen med avseende på radie på kulorna och gjort vid olika varvtal. Y-axeln och x-axeln är längd i [mm].....	29
Figur 20: Geometrin för kulan i kulvariatorn. Författarnas bild.	30
Figur 21: Diagram ur Matlab. Beskriver utväxlingen för en kulvariator vid radie 67 [mm], beräknat m.h.a ekv. (10). Y-axeln är utväxling och x-axeln är lutningsvinkel i grader.	31
Figur 22: Beskrivning över snäckhjul och snäckskruv. Författarnas bild.....	35
Figur 23: Beskrivning av utväxlingar. Författarnas bild.	36
Figur 24: Diagram ur Matlab. Y-axeln visar totala radien för kula+rulle. X-axeln visar radien på rullen i rött och på kulan i blått. I figuren fokuseras även en punkt, radien för rullen: 57 mm.....	37
Figur 25: Rullen designad i Catia, med hålradien och ytterradien uppmätt. Författarnas bild.	38

Figur 26: Rullens FEM analys där förskjutningen är till höger och den principiella spänningen av rullen är till vänster med tillhörande tabell till höger för varje illustration. Författarnas bild.....	39
Figur 27: Diagram ur Matlab. Utväxlingen, det minsta och största avståndet för Rr1. På x-axel är lutningsvinkeln i grader och y-axeln är förhållandet Rr1/Rr2, även kallad utväxlingen i.....	40
Figur 28: CAD-modell med alla ingående delar. Författarnas bild.	41
Figur 29: Kulvariator vy framifrån med alla delar ihopsatta. Författarnas bild.....	42
Figur 30: Kulvariator vy bakifrån med alla delar ihopsatta. Författarnas bild.....	42
Figur 31: Lilla kugghjulet i reduktionsväxel. Författarnas bild.	44
Figur 32: Stora kugghjulet i reduktionsväxel. Författarnas bild.	44
Figur 33: Reduktionsväxel. Författarnas bild.	44
Figur 34: Kulvariator med reduktionsväxel vy framifrån. Författarnas bild.....	45
Figur 35: Kulvariator med reduktionsväxel vy bakifrån. Författarnas bild.	46
Figur 36: Jämförelse mellan koncept och nuvarande växellåda, vy framifrån. Författarnas bild.	47
Figur 37: Jämförelse mellan koncept och nuvarande växellåda, vy bakifrån. Författarnas bild.....	47
Figur 38: Jämförelse mellan koncept och nuvarande växellåda. Författarnas egen bild.	48
Figur 39: Schematisk figur över kulvariatorn.	49
Figur 40: Övergripande bild kulvariator. Författarnas bild.....	50
Figur 41: Diagram för β/α och $1/\gamma$. (Mägi et al., 2017 s.50). Återgiven med tillstånd.....	59
Figur 42: Beskriver de constraints, krafter och mesh som FEM analysen utfördes med.....	62
Figur 43: Estimated local error.	63
Figur 44: Mått över snäckhjul. Författarens egen bild.....	64
Figur 45: Mått över styrningen. Författarens egen bild.....	65
Figur 46: Kulans mått. Författarnas bild.....	66
Figur 47: Snäckskruvens mått. Författarnas bild.	67
Figur 48: Kulaxelns mått. Författarnas bild.....	67
Figur 49: Axel för rulle och reduktionsväxel mått. Författarnas bild.	68
Figur 50: Val av beräkning	69
Figur 51: De olika inputrutorna. a) Kulvariator grupp 4, b) Kulvariator grupp 2 och c) Moment och rpm.	69



Figur 41: Diagram för β/α och $1/\gamma$. (Mägi et al., 2017 s.50). Återgiven med tillstånd.



$$\tan \varphi = \frac{\Delta(\varphi)}{r_k}$$

Samband mellan ringens vridvinkel α och φ (se fig innan)

$$y(\varphi)^2 = 2r^2(1 - \cos \varphi) = l^2 + x(\varphi)^2 - 2 \cdot l \cdot x(\varphi) \cdot \cos \alpha$$

$$\text{men } l = x(0) \Rightarrow$$

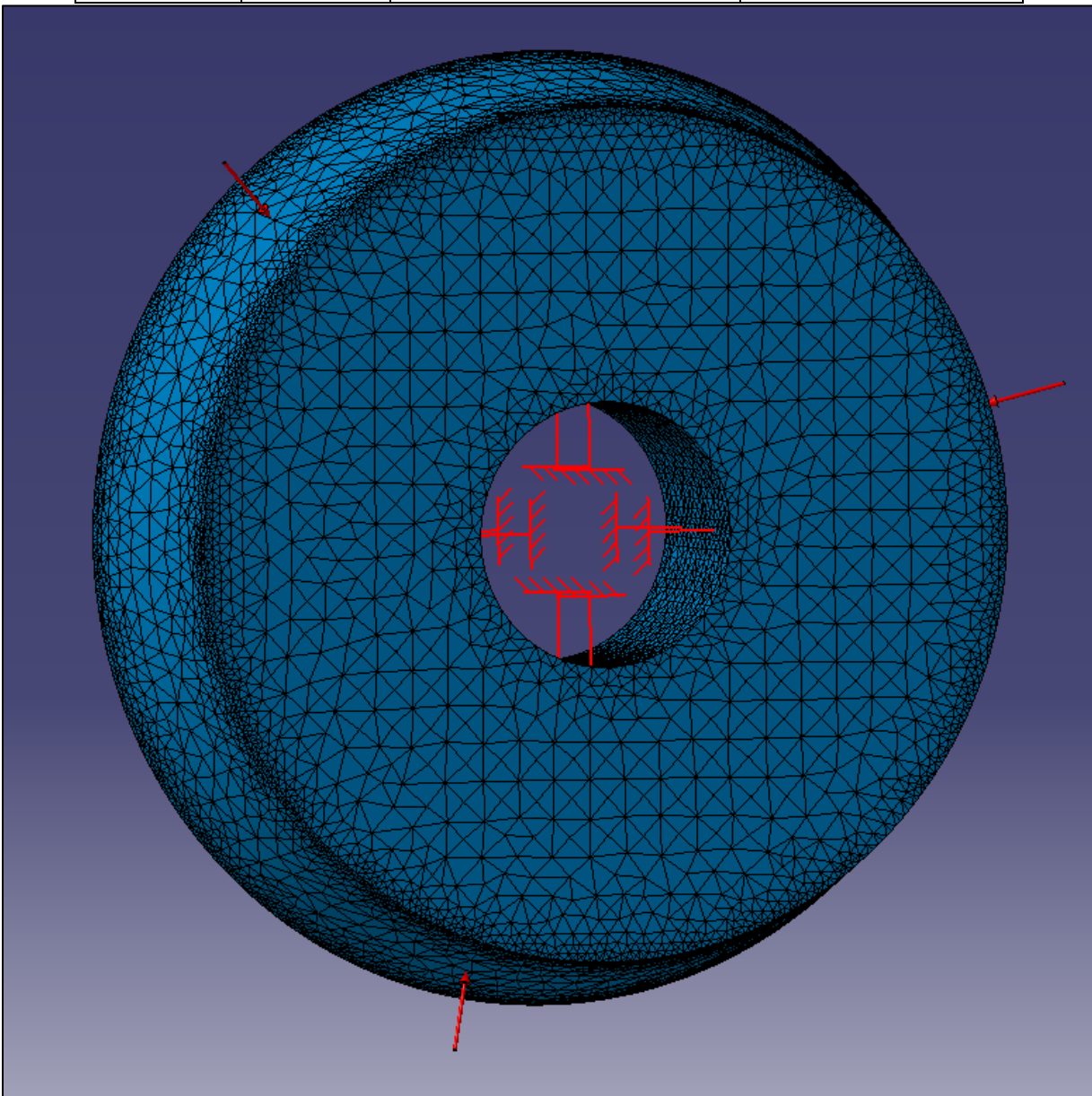
$$\cos \alpha = \frac{x(0)^2 + x(\varphi)^2 - 2r(1 - \cos \varphi)}{2x(0) \cdot x(\varphi)}$$

icke-linjär
funktion

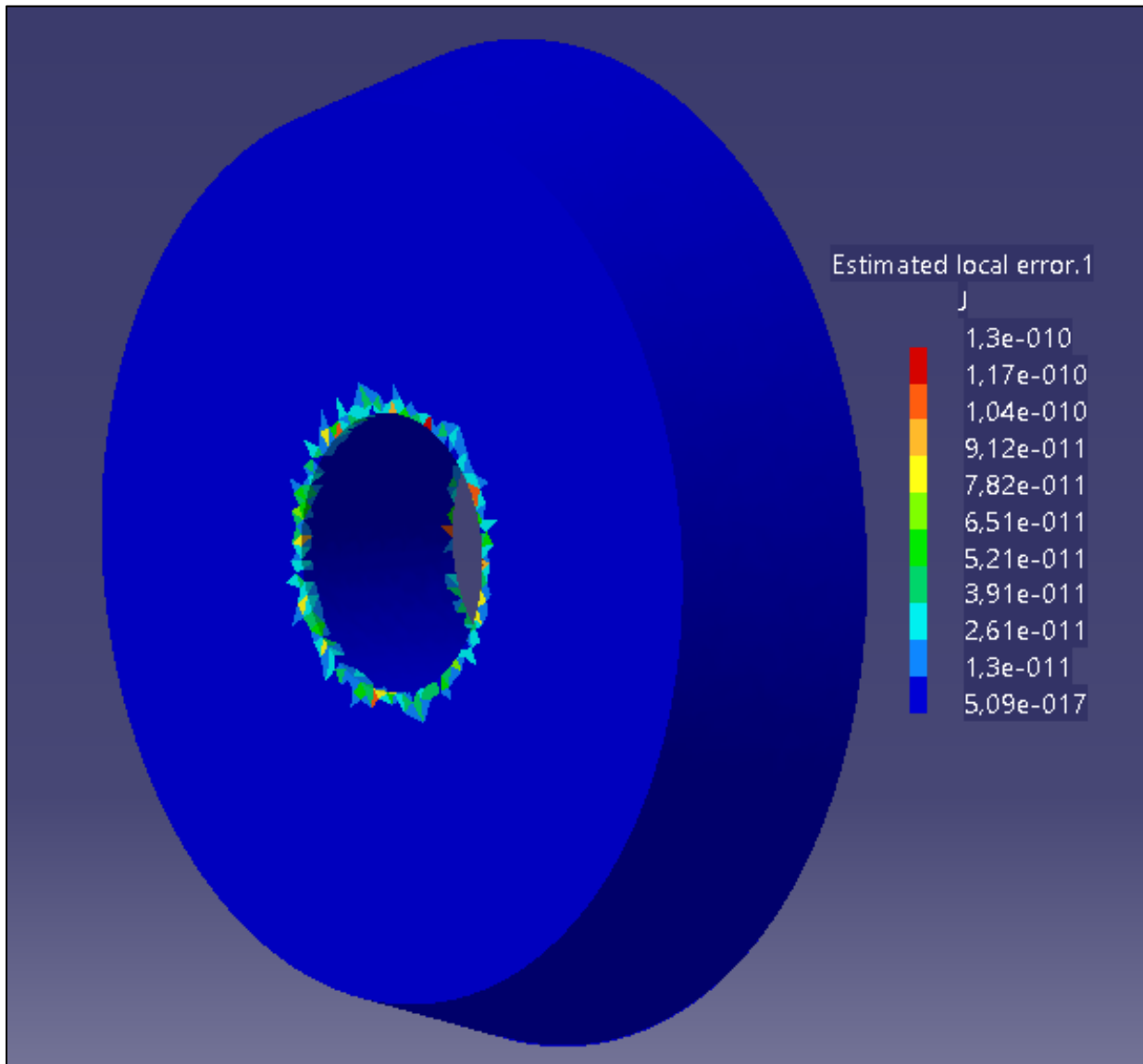
Catia FEM mesh, storlek och constraints

Tabell 11: Beskriver de parametrar på den mesh analysen utfördes med.

Global size	Sag	Lokal utspridning på kanterna	Lokal storlek insida rulle
2 [mm]	0,72 [mm]	400 st.	1 [mm]

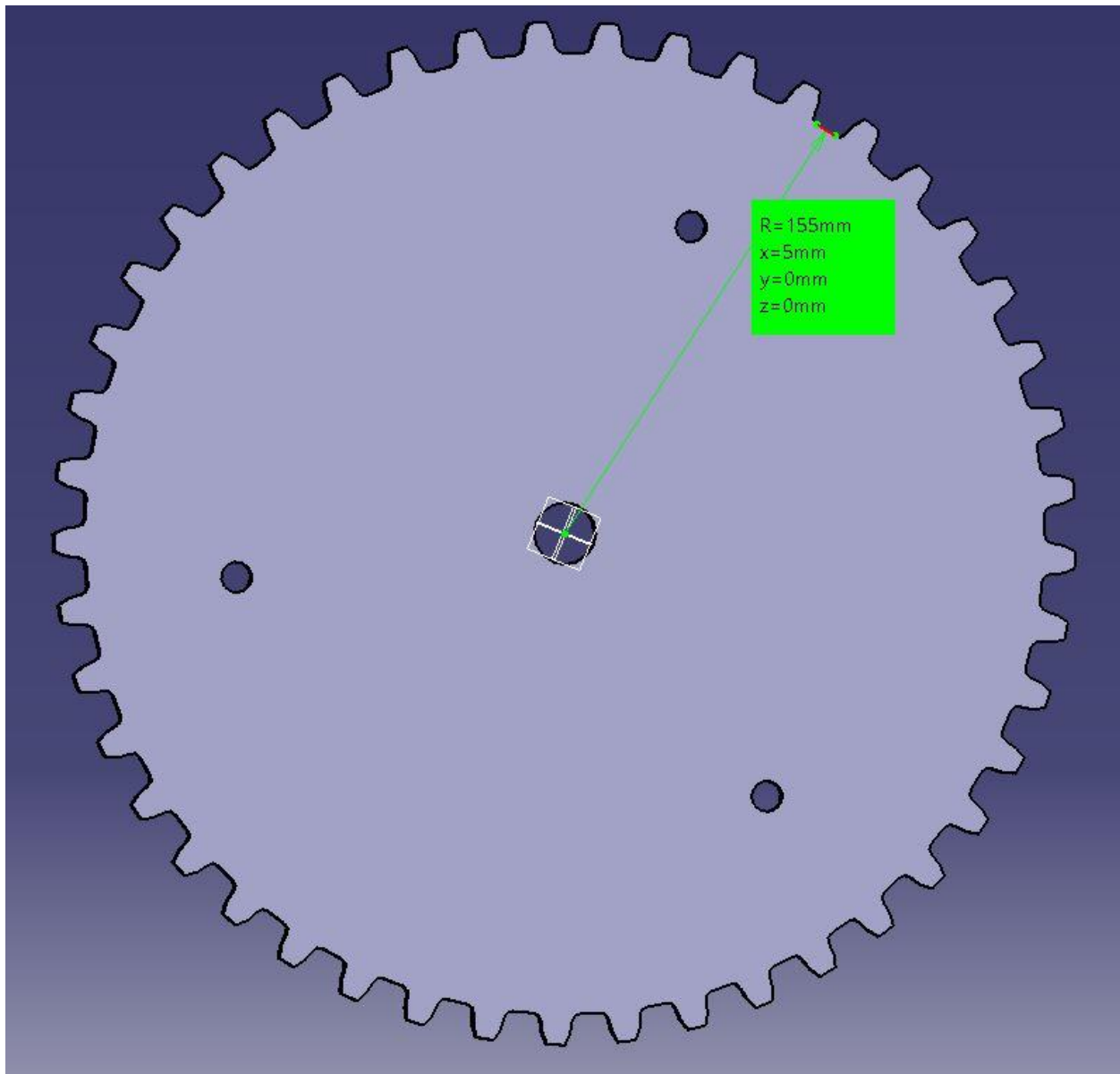


Figur 42: Beskriver de constraints, krafter och mesh som FEM analysen utfördes med.

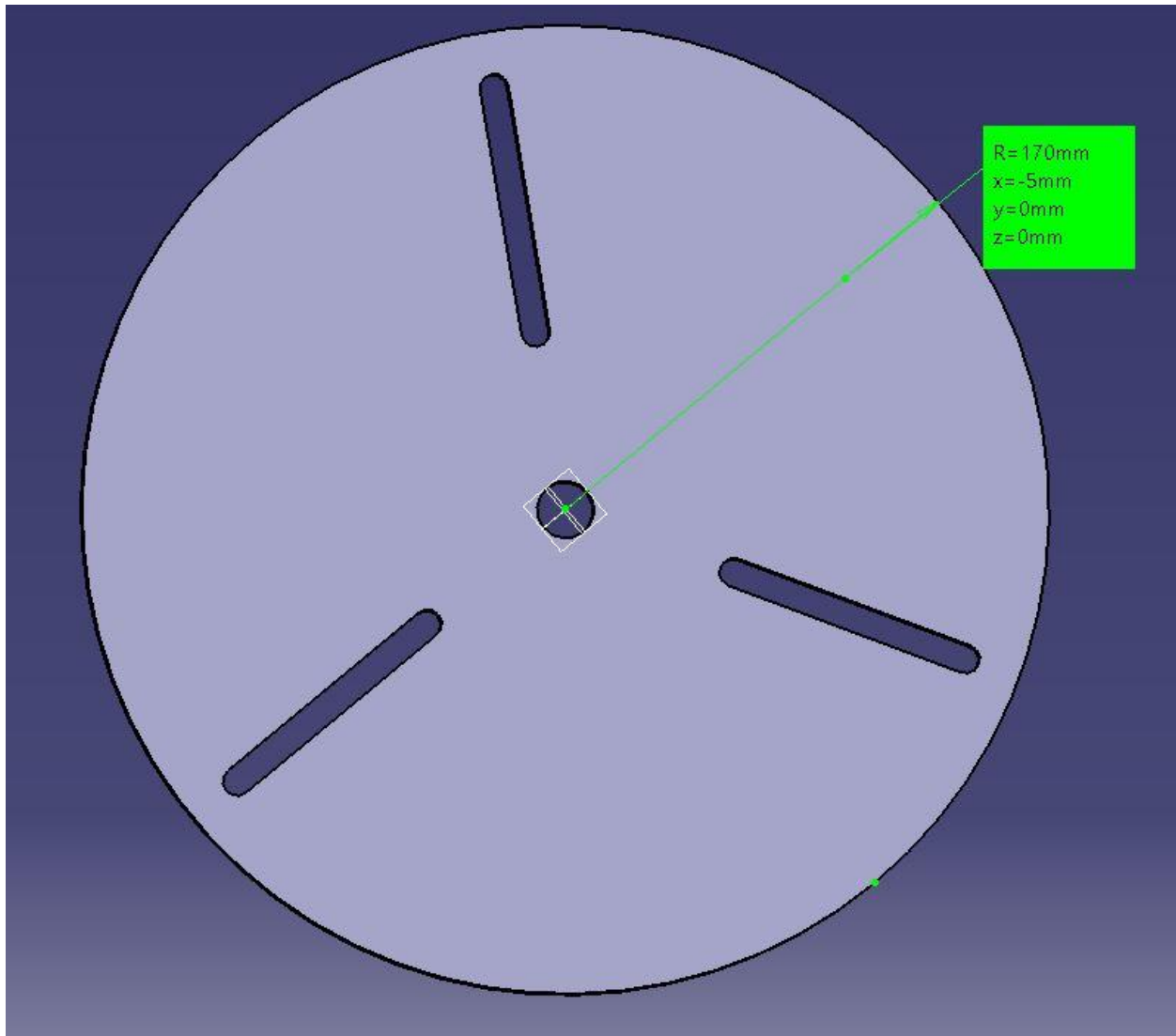


Figur 43: Estimated local error.

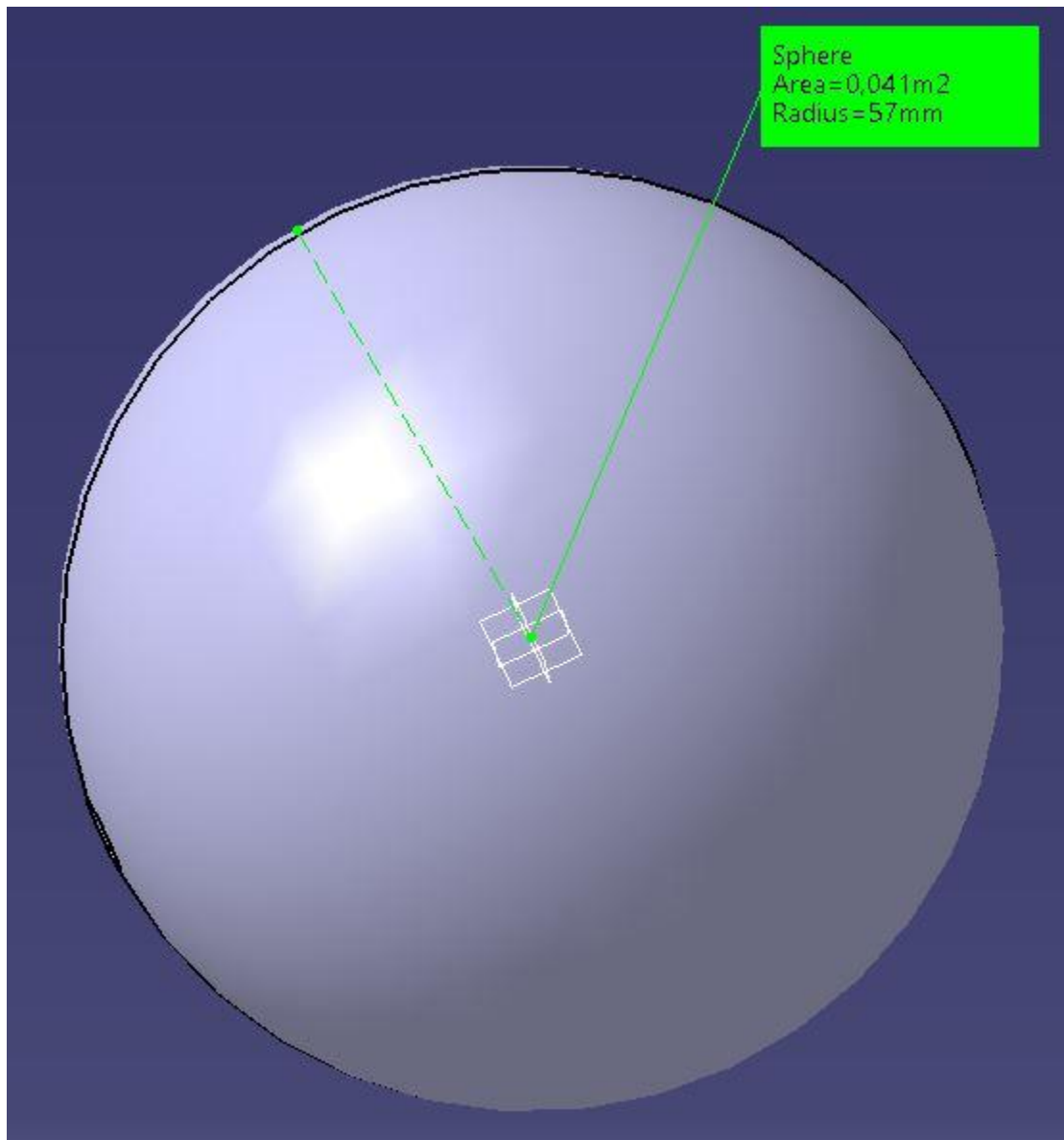
Figurer från catia modell, med mått.



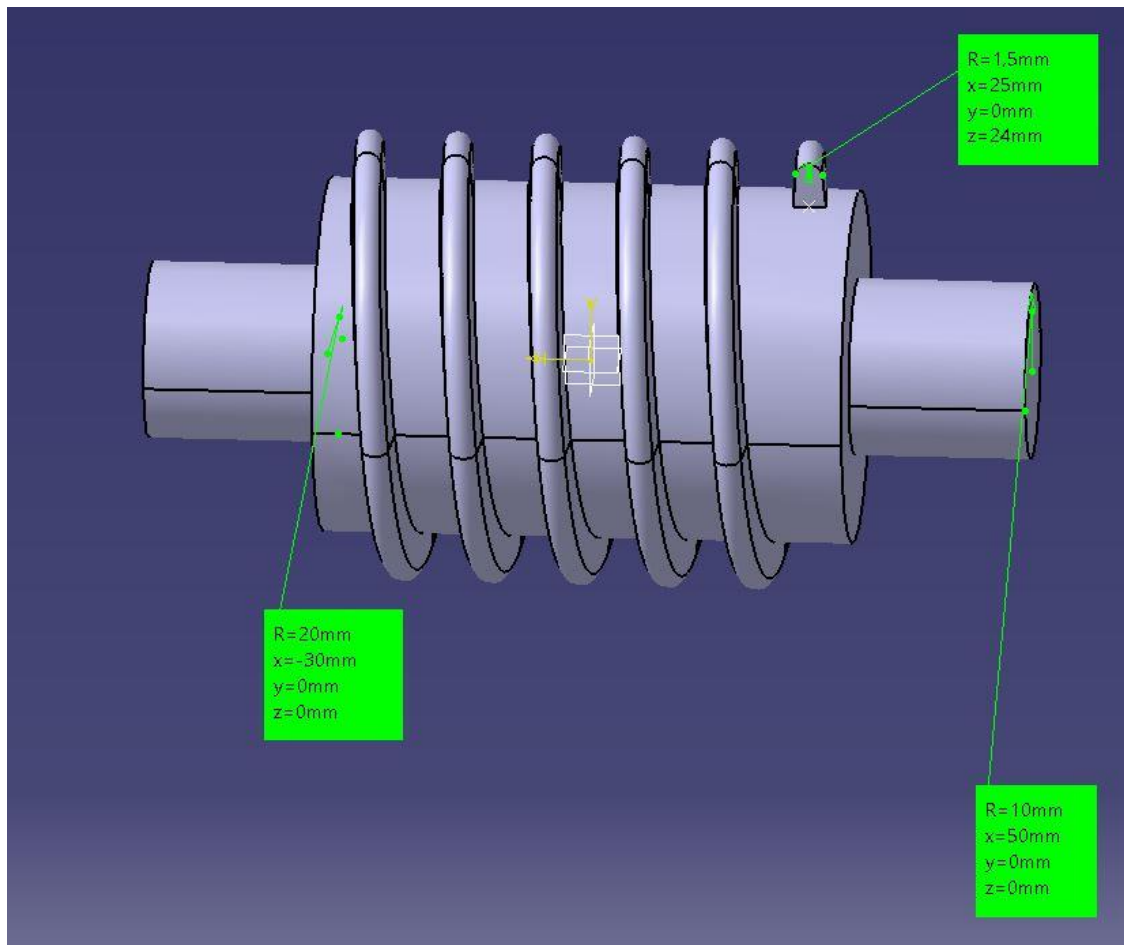
Figur 44: Mått över snäckhjul. Författarens egen bild.



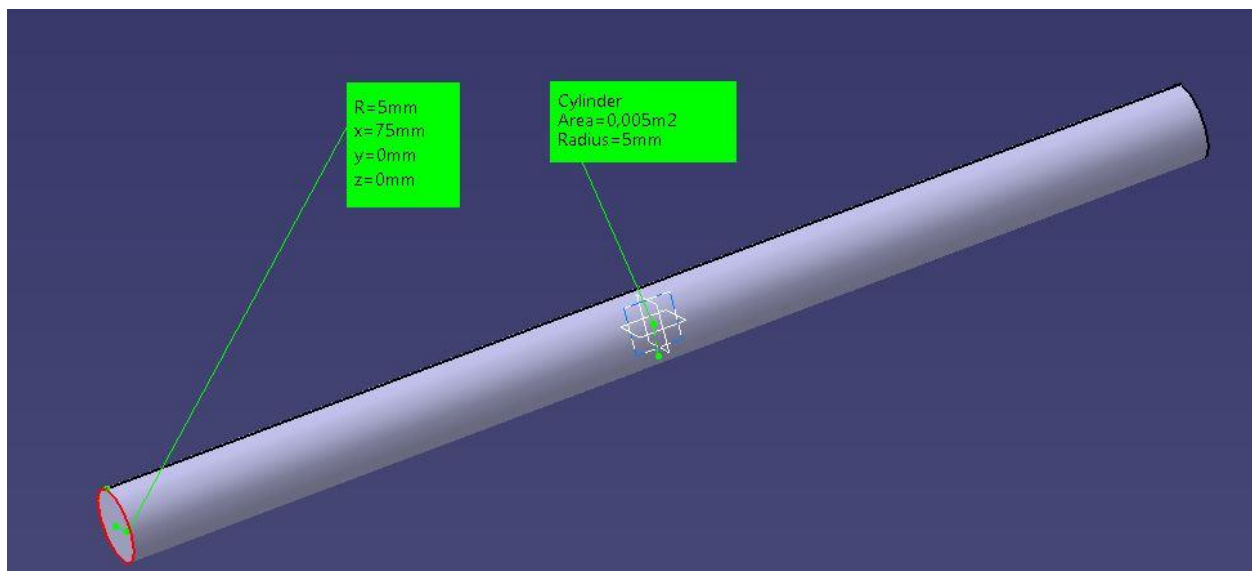
Figur 45: Mått över styrningen. Författarens egen bild.



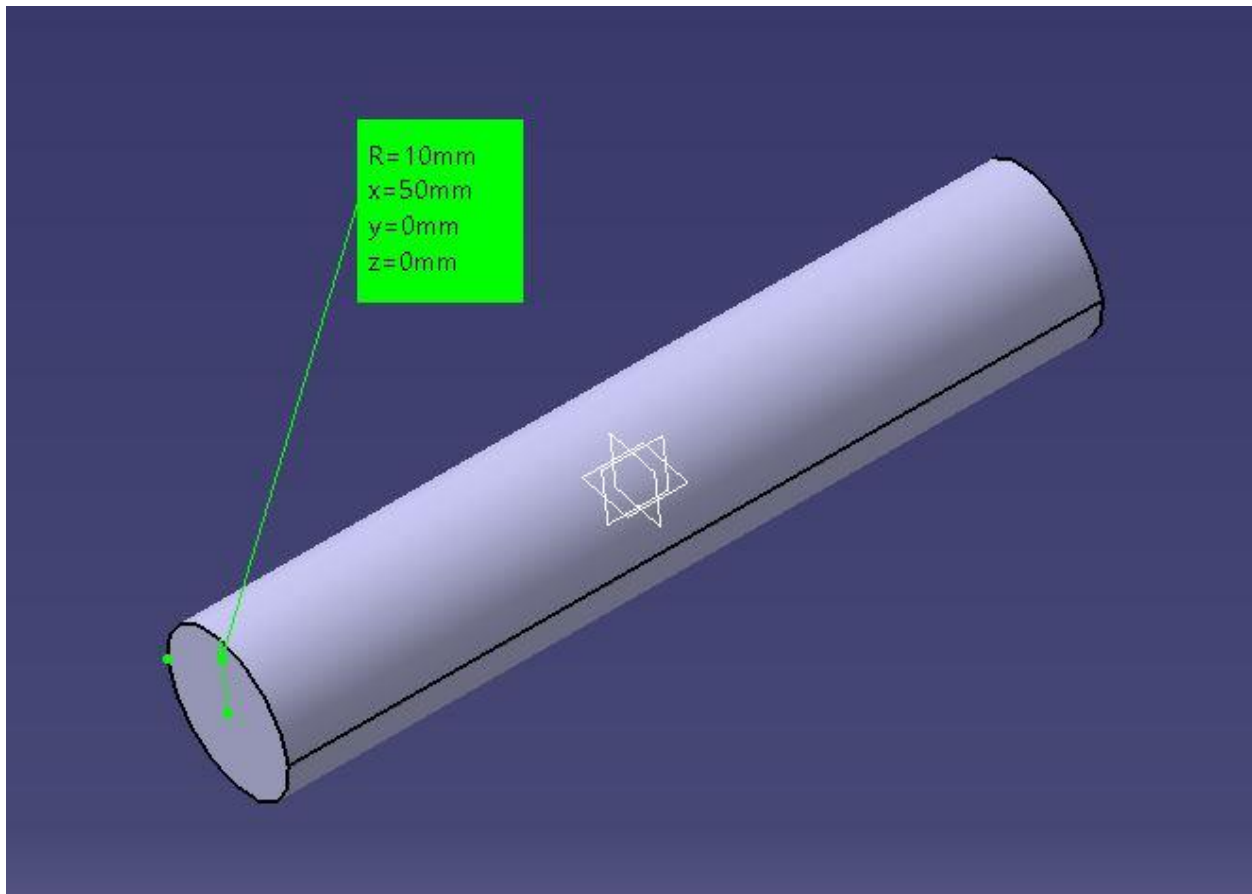
Figur 46: Kulans mått. Författarnas bild.



Figur 47: Snäckskruvens mått. Författarnas bild.



Figur 48: Kulaxelns mått. Författarnas bild.



Figur 49: Axel för rulle och reduktionsväxel mått. Författarnas bild.

Matlab-kod

Koden i Matlab har under projektets gång blivit mer avancerad än vad det var tänkt från början och presenteras här efter. Först skulle enbart hertzkontakten beräknas, men efterhand utökades beräkningarna och det uppkom dessutom följdberäkningar med diagram. Dessa beräkningar behövde upprepas för att jämföra olika resultat och ett enkelt sätt för att utföra detta skapades i Matlab-koden genom att införa olika inputfönster som frågade efter indata efterhand som diagrammen skapades. Här efter presenteras de olika inputrutorna i ordning och i figur 53 nedan kan det första fönstret åskådas.



Figur 50: Val av beräkning

I första inputrutorna väljs det som vill beräknas, här finns det tre stycken olika val att göra: Kulvariator: Grupp 2, Kulvariator: Grupp 4 och Moment och varvtal för olika borrh. Efter ett val har gjorts kommer en till inputruta upp för relevant beräkning och ett diagram med tillhörande plot skapas, se figur 54 nedan för de olika rutorna.

The image shows three MATLAB dialog boxes for inputting simulation parameters. Dialog 'a) Kulv. gr. 4' and 'b) Kulv. gr. 2' are side-by-side, and 'c) Mom. & rpm' is on the right. Each dialog contains the following fields:

- Effekt in i W: 6000
- Poissons tal, v: 0.29
- Friktionskoefficienten, u: 0.15
- E-modulen [GPa]: 220
- Max spänning för hertzkontakt [MPa]: 1600
- Vinkel i grader: 15
- Antal ytor start: 1
- Antal ytor slut: 5
- Startradie för R_r [mm]: 5
- Slutstorlek på kula/orna [mm]: 100
- Noggrannhet, antal iterationer: 10000
- Varvtal in [rpm]: 15000

Dialog 'b) Kulv. gr. 2' has additional fields:

- Antal kulor: 7
- Startradie på kula/orna [mm]: 5
- Slutstorlek på kula/orna [mm]: 100
- Noggrannhet, antal iterationer: 10000
- Varvtalsspann start [rpm], om 0 enbart slut: 0
- Varvtalsspann slut [rpm]: 15000

Dialog 'c) Mom. & rpm' has additional fields:

- Periferi hastighet på borret [m/s]: 4
- Startdiameter på borret [mm]: 50
- Slutdiameter på borret [mm]: 500
- Storlek på hopp mellan borrdiameter: 5

Figur 51: De olika inputrutorna. a) Kulvariator grupp 4, b) Kulvariator grupp 2 och c) Moment och rpm.

Efter val av de parametrar som ska beräknas gjorts i någon av de olika inputrutorna utför sedan Matlab de beräkningarna och ritar upp dessa. De diagram som skapas kan återfinnas i tidigare resultat-kapitel. När valen har gjorts av de parametrar som vill beräknas, plottar Matlab upp det. Beroende på vilken beräkning som valts kommer fler input-rutor upp och diagram därefter, se koden för mer information. Koden i sin helhet presenteras nedan.

```

options.Resize='on';
options.WindowStyle='normal';
options.Interpreter='tex';
answer = questdlg('Välj vilken:', ...
    'Kulvariator val', ...
    'Kulvariator: Grupp 2','Kulvariator: Grupp 4','Moment och varvtal för olika borrh',...
    'Kulvariator: Grupp 2');
switch answer
case 'Kulvariator: Grupp 2'
    Val = 1;
case 'Kulvariator: Grupp 4'
    Val = 2;
case 'Moment och varvtal för olika borrh'
    Val = 3;
end

if Val == 3
    % Beräkning moment och varvtal
    TitleNamn = 'Mom. & rpm'; dims = [1 40];
    InputData = [{'Effekt in i W:'}, {'6000'};...
        {'Periferi hastighet på borret [m/s]:'}, {'4'};...
        {'Startdiameter på borret [mm]:'}, {'50'};...
        {'Slutdiameter på borret [mm]:'}, {'500'};...
        {'Storlek på hopp mellan borrdiameter:'}, {'5'}];
    prompt = InputData(:,1); definput = InputData(:,2);
    opts.Interpreter = 'tex'; opts.WindowStyle = 'normal';
    answer = inputdlg(prompt,TitleNamn,dims,definput,opts);
    P = str2num(answer{1});
    V = str2num(answer{2});
    d1 = str2num(answer{3})/2;
    d2 = str2num(answer{4})/2;
    d3 = str2num(answer{5});

    dS = (d2-d1)/d3;
    k = linspace(d1,d2,dS);
    M = 1:length(k); n = 1:length(k);
    k = k/1000;

    for i=1:length(k)
        omega = V/k(i);
        M(i) = P/omega;
        n(i) = (omega*30)/pi;
    end

```

```

end

k = k*2000;
figure(), subplot(2,1,1), plot(k,M), axis([50 500 0 500])
title('Moment på borret, för varje borrdiameter')
xlabel('Borrdiameter [mm]'), ylabel('[Nm]'), grid on
subplot(2,1,2), plot(k,n), axis([50 500 0 1500])
title('Varvtal givet borrdiameter ut')
xlabel('Borrdiameter [mm]'), ylabel('[rpm]'), grid on

elseif Val == 1
% Beräkning kulvariator grupp 2
TitleNamn = 'Kulv. gr. 2'; dims = [1 40];
InputData = [{'Effekt in i W:'}, {'6000'};...
{'Poissons tal, v:'}, {'0.29'};...
{'Friktionskoefficienten, u:'}, {'0.15'};...
{'E-modulen [GPa]:'}, {'220'};...
{'Max spänning för hertzkontakt [MPa]:'}, {'1600'};...
{'Vinkel i grader:'}, {'15'};...
{'Antal kuler:'}, {'7'};...
{'Startradie på kula/orna [mm]:'}, {'5'};...
{'Slutstorlek på kula/orna [mm]:'}, {'100'};...
{'Noggrannhet, antal iterationer:'}, {'10000'};...
{'Varvtalsspann start [rpm], om 0 enbart slut:'}, {'0'};...
{'Varvtalsspann slut [rpm]'}, {'15000'}];
prompt=InputData(:,1); definput=InputData(:,2);
opts.Interpreter = 'tex'; opts.WindowStyle = 'normal';
answer = inputdlg(prompt,TitleNamn,dims,definput,opts);
P = str2double(answer{1});
v = str2double(answer{2});
u = str2double(answer{3});
E = str2double(answer{4})*10^9;
Sigma = str2double(answer{5})*10^6;
Vinkel = str2double(answer{6});
nrk = str2double(answer{7});
St = str2double(answer{8});
Sl = str2double(answer{9});
N = str2double(answer{10});
n1 = str2double(answer{11});
n2 = str2double(answer{12});
La = 1.11; % Konstant givet ur Hertzkontakt

```

```
Faktor = 10^3;
```

```
Rk = linspace(St,Sl,N)*10^-3; % En vektor för kontaktradie Rk i [m]
```

```
if n1 == 0
```

```
    % Radieberäkning av bestämt rpm och olika antal kulor
```

```
    rpm=n2;
```

```
    AntalKulor=(1:nrk);
```

```
    Nkraft = ones(1,N).*((P*30)./(rpm*pi*u*Rk)); % Normalkraften
```

```
    RRulle = @(x,y) (cosd(Vinkel)*y)./... % RRulle(Rk,AntalKulor) x =Rk, y=Antal kulor
```

```
    (sqrt((8*pi^3*(1-v^2)^2*Sigma^3*La^6)./(3*E^2*Nkraft))-(2*y)./x);
```

```
    R1=ones(length(AntalKulor),N);
```

```
    figure()
```

```
    hold all; legendtxt = {'#1 st kulor'};
```

```
    for j=1:length(AntalKulor)
```

```
        R1(j,:) = RRulle(Rk,AntalKulor(j));
```

```
        [Rr1filter,R1filter] = Filter(R1(j,:),Rk,0.01,0.4);
```

```
        plot(Rr1filter*Faktor,R1filter*Faktor),
```

```
        legendtxt{j} = sprintf('%d st', AntalKulor(j)); legend(legendtxt,'Location','ne'), drawnow;
```

```
    end
```

```
    grid on
```

```
    xlabel('Radie på varje kula [mm]'), ylabel('Radie på rullen [mm]'), %axis([25 40 -8 10])
```

```
    title(['Kulvariator grupp 2 vid: ',num2str(n2), ' rpm',';{'Radieberäkning för olika antal kulor'}])
```

```
    % Beräkning av totala radien, Rulle+Kula
```

```
    TitleNamn = 'KulV.2 total radie, rulle+kula'; dims = [1 40];
```

```
    InputData = [{' Vilket antal skall beräknas? Se föregående diagram: '}, {'3'};...
```

```
    {'Filtrera från [mm]:'}, {'0.01'};...
```

```
    {'Filtrera till [mm]:'}, {'150'}];
```

```
    prompt=InputData(:,1); definput=InputData(:,2);
```

```
    opts.Interpreter = 'tex'; opts.WindowStyle = 'normal';
```

```
    answer = inputdlg(prompt,TitleNamn,dims,definput,opts);
```

```
    j = str2double(answer{1});
```

```
    Filtrera1 = str2double(answer{2})*10^-3;
```

```
    Filtrera2 = str2double(answer{3})*10^-3;
```

```
    RulleVal = R1(j,:); Rk = linspace(St,Sl,N)*10^-3;
```

```
    [Rkfilter,RRulleFilter] = Filter(RulleVal,Rk,Filtrera1,Filtrera2);
```

```
    RTot = Rkfilter+RRulleFilter;
```

```
    figure(),
```

```
    plot(RRulleFilter*Faktor,RTot*Faktor), hold on, plot(Rkfilter*Faktor,RTot*Faktor), grid on,
```

```
    title(['Totala radien för ',num2str(j), ' st kulor vid ',num2str(n2), ' rpm',';{'Kula + Rulle [mm]'}])
```

```
xlabel('[mm]'), ylabel('Kula+Rulle[mm]'),
```

```
legend('Totala radien m.a.p. på kulan','Totala radien m.a.p. på rullen','Location','nw')
```

```
% Beräkning av utväxling, välj radie och vinkel etc.
TitleNamn = 'KulV.2 tot. radie'; dims = [1 40];
InputData = [{'Välj kulradie, se föregående figur:'}, {'57'};...
  {'Lutningsvinkel, i grader:'}, {'65'};...
  {'Iterationer:'}, {'1000'};];
prompt=InputData(:,1); definput=InputData(:,2);
opts.Interpreter = 'tex'; opts.WindowStyle = 'normal';
answer = inputdlg(prompt,TitleNamn,dims,definput,opts);
R = str2double(answer{1});
fi = str2double(answer{2});
n = str2double(answer{3});
figure()
a = Vinkel;
LutnVinkel=linspace(fi,-fi,n);
U=1:length(LutnVinkel);
for i=1:length(LutnVinkel)
  U(i)=cosd(a+LutnVinkel(i))/cosd(a-LutnVinkel(i));
end
hold on
plot(LutnVinkel,U,'LineWidth',2), plot(LutnVinkel,ones(size(LutnVinkel)),'k--'), axis([-LutnVinkel(1) -
LutnVinkel(end) 0 4])
title(['Utväxling för en kulradie på ', num2str(R),' mm' ;{'Vid olika värden på lutningsvinkeln \phi'}]),
xlabel('Lutningsvinkeln \phi, i grader'), ylabel('R_r_1/R_r_2'), grid on
InfoTxt = [{'R_r_1 min= ', num2str(R*cosd(a+LutnVinkel(1))), ' mm'},{'R_r_1 max= ',
num2str(R*cosd(a+LutnVinkel(end))), ' mm'}],...
  ['Överväxel: ', num2str(U(end))],['Underväxel: ', num2str(U(1))]);
annotation('textbox',[0.6 .1 0.5
0.5], 'String',InfoTxt, 'FaceAlpha',0.9, 'FitBoxToText','on', 'BackgroundColor','white')
else
% Radieberäkning av bestämt antal kulor vid olika antal rpm, om n1 = [ett tal]
AntalKulor=nrk;
rpm = linspace(n1,n2,((n2-n1)/2000));
R1=ones(length(rpm),N);
RRulle =@(Y) (cosd(Vinkel)*AntalKulor)./... % RRulle(Nkraft)
  (sqrt((8*pi^3*(1-v^2)^2*Sigma^3*La^6)./(3*E^2*Y))-(2*AntalKulor)./Rk);
figure()
hold all; legendtxt = {'#1 rpm'};
```

```

for j=1:length(rpm)

    Nkraft = ones(1,N).*((P*30)./(rpm(j)*pi*u*Rk)); % Normalkraften
    R1(j,:) = RRulle(Nkraft);
    [Rkfilter,R1filter] = Filter(R1(j,:),Rk,0,0.4);
    plot(Rkfilter*Faktor,R1filter*Faktor),
    legendtxt{j} = sprintf('%d rpm', rpm(j)); legend(legendtxt,'Location','ne'), drawnow;
end
grid on
xlabel('Radien på kulan [mm]'), ylabel('Radie på rullen [mm]'), %axis([25 40 -8 10])
title(['Kulvariator med ',num2str(nrk),'st kulor';{'Radieberäkning för olika varvtal'}])
end

elseif Val == 2
% Beräkning kulvariator grupp 4
TitleNamn = 'Kulv. gr. 4'; dims = [1 40];
InputData = {'Effekt in i W:', {'6000'};...
{'Poissons tal, v:'}, {'0.29'};...
{'Friktionskoefficienten, u:'}, {'0.15'};...
{'E-modulen [GPa]:'}, {'220'};...
{'Max spänning för hertzkontakt [MPa]:'}, {'1600'};...
{'Vinkel i grader:'}, {'15'};...
{'Antal ytor start:'}, {'1'};...
{'Antal ytor slut:'}, {'5'};...
{'Startradie för R_r1 [mm]:'}, {'5'};...
{'Slutstorlek på kula/orna [mm]:'}, {'100'};...
{'Noggrannhet, antal iterationer:'}, {'10000'};...
{'Varvtal in [rpm]:'}, {'15000'}};
prompt=InputData(:,1); definput=InputData(:,2);
opts.Interpreter = 'tex'; opts.WindowStyle = 'normal';
answer = inputdlg(prompt,TitleNamn,dims,definput,opts);
P = str2num(answer{1});
v = str2num(answer{2});
u = str2num(answer{3});
E = str2num(answer{4})*10^9;
Sigma = str2num(answer{5})*10^6;
Vinkel = str2num(answer{6});
KontaktYtaStart = str2num(answer{7});
KontaktYtaSlut = str2num(answer{8});
St = str2num(answer{9});
Sl = str2num(answer{10});
N = str2num(answer{11});

```

```

rpm = str2num(answer{12});
La = 1.11;           % Konstant givet ur Hertzkontakt
Rr1 = linspace(St,Sl,N)*10^-3; % En vektor för kontaktradie Rr1 i [m]
Faktor=10^3;

AntalYtor=(KontaktYtaStart:KontaktYtaSlut);
Nkraft = ones(1,N).*((P*30)./(rpm*pi*u*Rr1)); % Normalkraften
R1funktion = @(x,y) (cosd(Vinkel)*y)/... % R1(Rr1) x =Rr1, y=Antal ytor
(sqrt((8*pi^3*(1-v^2)^2*Sigma^3*La^6)./(3*E^2*Nkraft))-(y)./x);
R1=ones(length(AntalYtor),N);
figure()
hold all; legendtxt = {'#1 antal kontaktytor'};
for j=1:length(AntalYtor)
    R1(j,:) = R1funktion(Rr1,AntalYtor(j));
    [Rr1filter,R1filter] = Filter(R1(j,:),Rr1,0.01,0.3);
    plot(Rr1filter*Faktor,R1filter*Faktor),
    legendtxt{j} = sprintf('%d st', AntalYtor(j)); legend(legendtxt,'Location','ne'), drawnow;
end
title(['Kulvariator grupp 4 vid ',num2str(rpm), ' rpm',';{'Radieberäkning för olika antal kontaktytor'}])
xlabel('Radie R_r_1 [mm]'), ylabel('Radie R_1 [mm]'),

% Beräkning av totala radien för kulvariator grupp 4, R1+Rr1
TitleNamn = 'KulV.4 total radie'; dims = [1 40];
InputData = [{'Vilken plot vill du titta vidare på (samma som antal):'}, {'3'};...
{'Filtrera från [mm]:'}, {'1'};...
{'Filtrera till [mm]:'}, {'160'};...
{'Utväxling, i:'}, {'5'}];
prompt = InputData(:,1); definput = InputData(:,2);
opts.Interpreter = 'tex'; opts.WindowStyle = 'normal';
answer = inputdlg(prompt,TitleNamn,dims,definput,opts);
j = str2num(answer{1});
Filtrera1 = str2num(answer{2})*10^-3;
Filtrera2 = str2num(answer{3})*10^-3;
Utv = str2num(answer{4});
B=45; % Vet ej vinkeln till hundra procent %
Rr2 = (Rr1.*R1(j,:)+cosd(B)*Rr1.^2)./((Utv-1)*R1(j,:)-Rr1*cosd(B));
R2 = R1(j,:)+(Rr1+Rr2)/sqrt(2);
[Rr1filter,R2filter] = Filter(R2,Rr1,Filtrera1,Filtrera2); %#ok<ASGLU>
[Rr2filter,R2filter] = Filter(R2,Rr2,Filtrera1,Filtrera2);
figure(), hold on,
plot(Rr1filter*Faktor,R2filter*Faktor), plot(Rr2filter*Faktor,R2filter*Faktor)
title(['Kulvariator grupp 4 vid ',num2str(rpm), ' rpm',' och ',num2str(j),...
' st antal ytor',';{'Totala radien R_2'}])

```

```
xlabel('[mm]'), ylabel('Radien R_2 [mm]'),  
    legend('R_2(R_r_1)', 'R_2(R_r_2)', 'Location', 'se')  
  
end  
  
% Filter funktion  
function [FilterX, FilterY]=Filter(Func, Xaxel, Start, Slut)  
% Filter Filtrerar data med start och slutvärden.  
  
filter1 = find(Func<Start); Func(filter1)=[]; Xaxel(filter1)=[];  
filter2 = find(Func>Slut); Func(filter2)=[]; Xaxel(filter2)=[];  
FilterY = Func;  
FilterX = Xaxel;  
end
```

INSTITUTIONEN FÖR
MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2020
www.chalmers.se



CHALMERS