

Optimering av drivmetod för en segeltrumma

Viktor Sundkvist

Examensarbete för ingenjör (YH)-examen

Utbildningsprogrammet för maskin- och produktionsteknik

Vasa 2018



EXAMENSARBETE

Författare: Viktor Sundkvist
Utbildning och ort: Maskin- och produktionsteknik, Vasa
Inriktningsalternativ: Drift- och energiteknik
Handledare: Mikael Strengell, Baltic Yachts Oy
Kaj Rintanen, Yrkeshögskolan Novia

Titel: *Optimering av drivmetod för en segeltrumma*

Datum: 8.2.2018

Sidantal: 64

Bilagor: 2

Abstrakt

I segelbåtbranschen är den optimala segelbåten lätt, styv och snabb och för att uppnå detta krävs det att segelbåtens vikt är så låg som möjligt. För att vikten ska kunna hållas så låg som möjligt krävs det att varje specifik detalj inuti segelbåten är optimalt konstruerad.

Detta examensarbete har utförts i samarbete med Baltic Yachts Ab:s Design & Engineering avdelning i Jakobstad. Examensarbetet är en undersökning för en optimering av segeltrummans drivmetod i deras segelbåtar.

Syftet med detta examensarbete var att ta fram en förbättrad drivmetod för en segeltrumma i deras segelbåtar och att undersöka möjligheterna med att driva denna segeltrumma med en el-motor istället för en hydraulmotor som används i nuläget.

Arbetet innebar att utföra en efterforskning för möjliga förbättrade drivmetoder som överensstämmer med kraven som blivit ställda. Detta innebär även framtagande av lämpliga komponenter för att kunna uppnå denna förbättrade drivmetod där vikten har blivit minskad och i bästa fall drivs med elektricitet.

Resultatet av detta examensarbete blev två typer av förbättrade drivmetoder, där vikten har minskats avsevärt men inte kunnat bli omvandlad från hydraulisk drift till elektronisk drift enligt de krav som blivit ställda.

Språk: svenska

Nyckelord: segeltrumma, drivmetod, optimering

OPINNÄYTETYÖ

Tekijä: Viktor Sundkvist
Koulutus ja paikkakunta: Kone- ja tuotantotekniikka, Vaasa
Suuntautumisvaihtoehto: Käyttö- ja energiatekniikka
Ohjaajat: Mikael Strengell, Baltic Yachts Oy
Kaj Rintanen, Yrkeshögskolan Novia

Nimike: *Purjerummun käyttötavan optimointi*

Päivämäärä: 8.2.2018

Sivumäärä: 64

Liitteet: 2

Tiivistelmä

Purjevenetoimialalla optimaalinen purjevene on kevyt, jäykkä ja nopea ja tämän saavuttaminen vaatii, että purjeveneeseen paino on mahdollisimman alhainen. Jokaisen yksityiskohdan purjeveneeseen sisällä on oltava optimaalisesti konstruoitu, jotta paino pysyisi mahdollisimman alhaisena.

Tämä opinnäytetyö on tehty yhteistyössä Baltic Yachts Oy:n Design & Engineering-osaston kanssa Pietarsaareissa. Opinnäytetyö on tutkimus purjerummun käyttötavan optimoinnista heidän purjeveneissä.

Opinnäytetyön tavoitteena oli parannetun purjerummun käyttötavan kehittäminen heidän purjeveneissä ja tutkia mahdollisuuksia sähköisen käyttötavan käyttämiseen hydraulisen sijaan.

Opinnäytetyöhön piti sisällyttää tutkimus mahdollisista käyttötapojen parannuksista. Oli myös esitettävä sopivia rakenneosia parannetun käyttötavan saavuttamiseksi, missä käyttötavan painoa on vähennetty ja parhaassa tapauksessa muunnettu sähköiseen käyttötapaan.

Tuloksena oli kaksi uutta parannettua käyttötapaa, joissa paino on vähennetty huomattavasti, mutta ei muunnettu hydraulisesta käyttötavasta sähköiseen käyttötapaan esitettyjen vaatimuksien mukaan.

Kieli: ruotsi

Avainsanat: purjerumpu, käyttötapa, optimointi

BACHELOR'S THESIS

Author: Viktor Sundkvist
Degree Programme: Mechanical and Production Engineering, Vaasa
Specialization: Operation and energy technology
Supervisors: Mikael Strengell, Baltic Yachts Oy
Kaj Rintanen, Yrkeshögskolan Novia

Title: *Optimization of a Sail Drum Drive*

Date: February 8, 2018

Number of pages: 64

Appendices: 2

Abstract

In the sailboat industry, the optimum sailboat is light, stiff and fast and to achieve this it is required that the weight of the sailboat is kept as low as possible. For the weight to be kept as low as possible it is required that every specific detail inside the sailboat is optimally constructed.

This Bachelor's thesis has been carried out in cooperation with Baltic Yachts Ltds Design & Engineering department in Jakobstad. The thesis is an investigation of an optimization of the sail drum drive method in their sailboats.

The purpose of this thesis was to design an improved drive method for the sail drum in their sailboats. The purpose was also to investigate the possibilities of having an electrical drive method instead of a hydraulic drive method.

The thesis was to include a research for a suitable and an improved drive method as well as proposing suitable components. With these components, a lighter drive method and possibly an electrically powered drive method could be achieved.

The result of this bachelor's thesis was two new types of an improved drive method for the sail drum. The weight of these drive methods was reduced significantly, but they were not successfully transformed from hydraulically driven to electrically driven in accordance with the demands that were established.

Language: Swedish

Key words: sail drum, drive, optimization

Innehållsförteckning

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Inledning..... | 1 |
| 1.1 | Bakgrund | 2 |
| 1.2 | Företagsbeskrivning | 4 |
| 1.3 | Syfte | 5 |
| 1.4 | Avgränsning..... | 5 |
| 1.5 | Disposition | 5 |
| 1.6 | Terminologi | 6 |
| 2 | Teori | 7 |
| 2.1 | Luftmotstånd..... | 7 |
| 2.2 | Kuggväxlar med parallella axlar..... | 7 |
| 2.2.1 | Evolverad kuggformen..... | 8 |
| 2.2.2 | Kuggtal..... | 9 |
| 2.2.3 | Utvändig rakkugg | 10 |
| 2.2.4 | Profilmönskjutning och underskärning..... | 13 |
| 2.2.5 | Ingreppstal och ingreppssträcka | 17 |
| 2.2.6 | Invändig rakkugg..... | 18 |
| 2.2.7 | Kuggkrafter | 20 |
| 2.2.8 | Kugghållfasthet..... | 21 |
| 2.3 | Kuggremväxlar | 24 |
| 2.3.1 | Dimensioneringsvillkor..... | 25 |
| 2.3.2 | Begränsande faktorer | 27 |
| 2.3.3 | Remdimensionering och förspänning | 27 |
| 2.3.4 | CONTI ® SYNCHROCHAIN-CARBON..... | 30 |
| 3 | Metod..... | 33 |
| 3.1 | Krav..... | 33 |
| 3.2 | Dimensioneringsbelastning | 34 |
| 3.3 | Design | 36 |
| 3.4 | Undersökning av lämpliga drivmetoder | 37 |
| 3.4.1 | Val av motor..... | 38 |
| 3.5 | Beräkning och dimensionering av en kuggväxel | 38 |
| 3.5.1 | Kuggväxelberäkningar från kuggtillverkare..... | 39 |
| 3.6 | Remväxelberäkningar med verktyget Conti®Professional..... | 40 |
| 3.7 | Utvärdering av drivmetoderna | 47 |
| 4 | Resultat | 48 |
| 4.1 | Kuggväxeldrivmetod..... | 48 |
| 4.1.1 | Kuggkrans..... | 48 |

| | | |
|-------|--|----|
| 4.1.2 | Planetväxel..... | 49 |
| 4.2 | Friktionsdrivmetod..... | 50 |
| 4.3 | Remväxeldrivmetod..... | 51 |
| 4.3.1 | Remväxeldrivmetod 1..... | 52 |
| 4.3.2 | Remväxeldrivmetod 2..... | 53 |
| 4.3.3 | Remväxeldrivmetodernas drivande komponenter..... | 53 |
| 4.4 | Utvärdering..... | 55 |
| 5 | Diskussion..... | 58 |
| 5.1 | Vidareutveckling..... | 59 |
| 5.2 | Sammanfattning..... | 61 |
| 6 | Källförteckning..... | 62 |

1 Inledning

Jag har utfört mitt examensarbete i samarbete med Baltic Yachts Design & Engineering avdelning vid Alholmen, Jakobstad. Baltic Yachts Design & Engineering avdelning var en främmande arbetsmiljö för mig men jag är bekant med företaget sedan tidigare då jag har arbetat där som sommarpraktikant i produktionen. Det har varit ytterst intressant att få möjligheten att arbeta inom designområdet på företaget samtidigt som jag har arbetat med mitt examensarbete och detta har gett mig mycket nyttiga erfarenheter som jag kommer ta med mig vidare i arbetslivet.

Min uppgift för examensarbetet var att ta fram en optimerad lösning på drivmetoden för en segeltrumma i en av företagets segelbåtar. Till min hjälp hade jag min handledare samt kunniga experter från företagets sida som gav sina synpunkter, sin expertis och handledning. Målet var att utveckla en lättare och enklare drivmetod än den nuvarande samt att undersöka möjligheterna för att driva denna segeltrumma med elektronik istället för hydraulik.

Detta examensarbete behandlar en undersökning samt beräkningar för att konstatera optimering som möjlig. Arbetet innefattar en teoridel där grundläggande fakta om kraftberäkningar, kuggtransmissioner och remtransmissioner kommer att gås igenom. I arbetet kommer dessutom syftet med användningen av en segeltrumma att förklaras. Arbetet avslutas med en resultatdel där undersökningens resultat presenteras och slutligen en diskussionsdel där examensarbetet går igenom i sin helhet av skribenten.

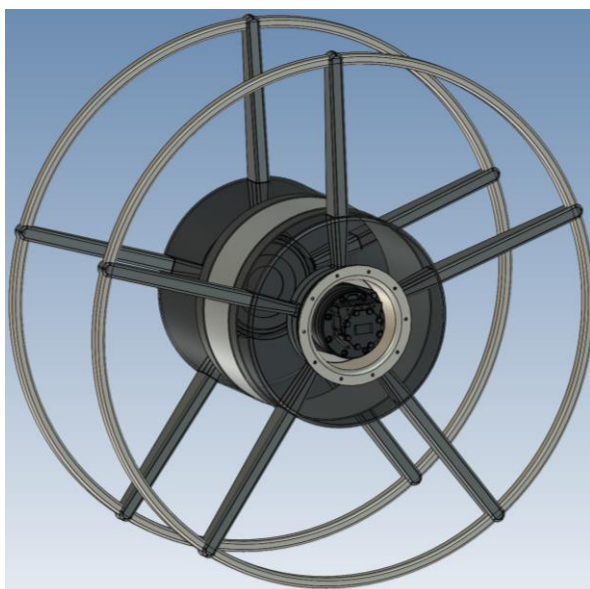
1.1 Bakgrund

Orsaken till uppkomsten av detta examensarbete var att segeltrumman för nuvarande är en mekanisk detalj av hög vikt som företaget anser sig kunna få optimerad för att få ner vikten i deras segelbåtar.

I nuvarande läge drivs segeltrumman av en hydraulisk radialkolvmotor som är placerad i ena änden av segeltrummans nav och denna hydraulmotor roterar segeltrumman. Hydraulmotorn är mycket tung och montörerna i produktionen anser att denna motor är problematisk att installera p.g.a. dess höga tyngd och avsevärda storlek.

Ett annat problem som montörerna i produktionen även har uppmärksammat vid testkörningar av segeltrumman är hastiga rotationsrörelser. När hydraulmotorn är placerad i segeltrummans nav, högt tryck och stort volymflöde appliceras till hydraulmotorn blir följden en hastig rotationsrörelse hos segeltrumman, vilket ej är önskvärt när man eftersträvar mjuka och kontrollerade rörelser.

Segeltrumman i företagets segelbåtar är uppbyggd på ett sådant sätt att den har två nav, två trumhalvor, en justerbar trummittdel, två yttre kransar, tio stycken ekrar som är länkade mellan kransarna och dess två nav samt lagersystem inuti naven (figur 1).



Figur 1. Segeltrummans nuvarande design i 3D-designverktyget IronCad. (Baltic Yachts Oy Ab Ltd, u.d.)

Segeltrumman har som uppgift att förvara ett segel, vanligtvis ett försegel, då detta ej används och när seglet behövs ska segeltrumman kunna roteras för att hissa seglet genom en däckslucka på däck. Hissningsarbetet utförs dock av en skild motor som drar upp seglet i masten, men segeltrummans drivmetod ska kunna bromsa emot så att seglet hissas problemfritt.

Då seglet är hissat och ej längre behövs blir det ihoprullat till en asymmetrisk cylinder av ett separat rullflocks-system (figur 2). Därefter blir seglet fastsatt i segeltrumman och segeltrummans drivmetod ska kunna rotera segeltrumman för att få seglet revat och virat runt segeltrumman där det ska förvaras tills att seglet åter igen ska användas.



Figur 2. Ihoprullat försegel på Baltic 175 Pink Gin VI.

Kraven som ställs på segeltrumman och dess drivning beror av vindkraften som uppstår i det ihoprullade seglet när det är hissat. När vinden går upp i hastighet fångar seglet upp kraften från vinden och detta fortplantar sig som en dragkraft i bägge fästpunkter på seglet. Även seglets massa sätter ytterligare kraft på den övre fästpunkten. Enligt Stefan Mäki (personlig kommunikation 16.06.2017-31.12.2017) ska segeltrumman och drivningen kunna stå emot vindhastigheter upp till 15 m/s, detta är maximala vindhastigheten som man dimensionerar mot.

Genom att utveckla en ny optimerad drivmetod och göra upp en ny design kan man få ner vikten hos segeltrummans drivmetod samt få mjukare och kontrollerade rörelser. Vid tillämpning av elektronisk drivmetod kan man eliminera flera hydrauliska komponenter och

därmed få ner vikten samtidigt som man kan erhålla en mjukare och mer kontrollerad rörelse. Dessutom går teknologin i segelbåtarna mer och mer mot elektroniska komponenter enligt Mikael Strengell (personlig kommunikation 02.06.2017) vilket ger fördelar med att omvandla drivmetoden från hydrauliskt driven till elektriskt driven.

1.2 Företagsbeskrivning

Baltic Yachts är ett världsledande båtbyggeri med specialisering inom högkvalitativa kolfiber segelbåtar och motorbåtar som är skräddarsydda för att möta kundernas behov inom både design, prestanda och tekniska innovationer. Företaget tillverkar segelbåtar samt motorbåtar upp till 200 fots längder samt erbjuder underhåll och montering världen runt. (Baltic Yachts Oy Ab Ltd, u.d.)

Företagets huvudkontor är beläget i Bosund i Larsmo där de har flera produktionshallar och de har en produktionshall med kontorsutrymmen vid Alholmen i Jakobstad (figur 3). De har även en monterings- och underhållsstation i staden Palma på Mallorca. (Baltic Yachts Oy Ab Ltd, u.d.)

Företaget har levererat ett stort antal båtar sedan uppstarten på 70-talet, varav flera prisbelönta och enbart under min sommarpraktik år 2017 levererades två båtar: en 175 fots segelbåt och en 78 fots motorbåt. Motorbåten blev företagets första levererade av sitt slag och segelbåten är för tillfället världens största kolfiberslup. (Baltic Yachts Oy Ab Ltd, u.d.)



Figur 3. Baltic Yachts Ab:s företagsutrymmen i Jakobstad. (Baltic Yachts Oy Ab Ltd, u.d.)

1.3 Syfte

Syftet med detta examensarbete var att optimera drivmetoden för en segeltrumma och undersöka möjligheterna för att driva denna segeltrumma med elektricitet. Målet i slutändan var att minska på vikten hos drivmetoden samt att erhålla en optimal och relativt enkel drivmetod för segeltrumman som följer kraven vilka fastställs i begynnelsen av arbetet.

1.4 Avgränsning

Detta examensarbete kommer innefatta design av en optimerad drivmetod samt efterforskning för den nya drivmetodens inverkan på viktminskning, utrymmeskrav och framtagande av nya nödvändiga komponenter som krävs av optimeringen.

Min uppgift i detta examensarbete innefattar ej ytterligare hållfasthetsanalys av segeltrumman efter framtagande av en lämplig drivmetod. Detta utförs vid behov i ett senare skede av företaget själva om det anses vara nödvändigt.

1.5 Disposition

I detta kapitel presenteras varje kapitel i examensarbetet och en kort förklaring till respektive kapitel ges efter kapitlets numrering.

Kapitel 1: Detta kapitel introducerar läsaren till arbetets syfte samt dess omfattning.

Kapitel 2: Teoretiska delen kring examensarbetet förklaras.

Kapitel 3: Genomförande metodiken kring examensarbetet presenteras.

Kapitel 4: Examensarbetets slutgiltiga resultat presenteras.

Kapitel 5: Skribenten diskuterar examensarbetets gång samt dess erhållna resultat.

Kapitel 6: Källförteckning över de källor som blivit använda i examensarbetet.

1.6 Terminologi

Här ges en kort förklaring för de olika begrepp som har blivit använda i examensarbetet. Märk väl att en del av dessa ord kan ha olika betydelse i olika sammanhang.

| | |
|------------------------------|--|
| Fören | Främre delen av en segelbåt. |
| Aktern | Bakre delen av en segelbåt. |
| Försegel | Segel framom masten. |
| Reva | Att ta ner ett segel. |
| Hissa | Att ta upp ett segel. |
| Rullflock | Mekaniskt system som rullar ihop ett segel. |
| Slup | Segelbåt med en mast. |
| Skott | Strukturell vägg i en segelbåt. |
| Kuggflank | Ingreppsyta på en kugg. |
| Konkav | Inåtbuktad yta. |
| Konvex | Utåtbuktad yta. |
| Planetväxel | Sammansatt transmissionssystem bestående av flera transmissionselement. |
| Permanentmagnet synkronmotor | En elektrisk motor där dess rotor roterar synkront med den tillförda växeleffektens frekvens och magnetiseras med permanentmagneter. |

2 Teori

I detta kapitel kommer teoretiska samband kring luftmotstånd, kuggväxlar och kuggremväxlar att presenteras samt förklaras. Dessa samband har använts för att stödja undersökningen.

2.1 Luftmotstånd

För att kunna bestämma belastningen som segeltrumman kommer utsättas för är man först tvungen att bestämma krafterna som uppstår i seglet av påverkan från vinden. Vinden kommer att påverka på den av seglets tvärsnittsytan som ligger mot vindriktningen och tvärsnittsytan följer geometrin för en rät cirkulär cylinder. I verkligheten har seglet en mera asymmetrisk cylinderform men vid beräkningar betraktas seglet som en rät cirkulär cylinder där diametern för cylindern är det bredaste diametermåttet på det ihoprollade seglet.

När vinden verkar på seglets tvärsnittsytan blir följden ett luftmotstånd som tenderar att dra seglet mot aktern. Luftmotståndet betecknas F_d och fås enligt:

$$F_d = C_D \frac{\rho v^2}{2} A \quad (2.1-1)$$

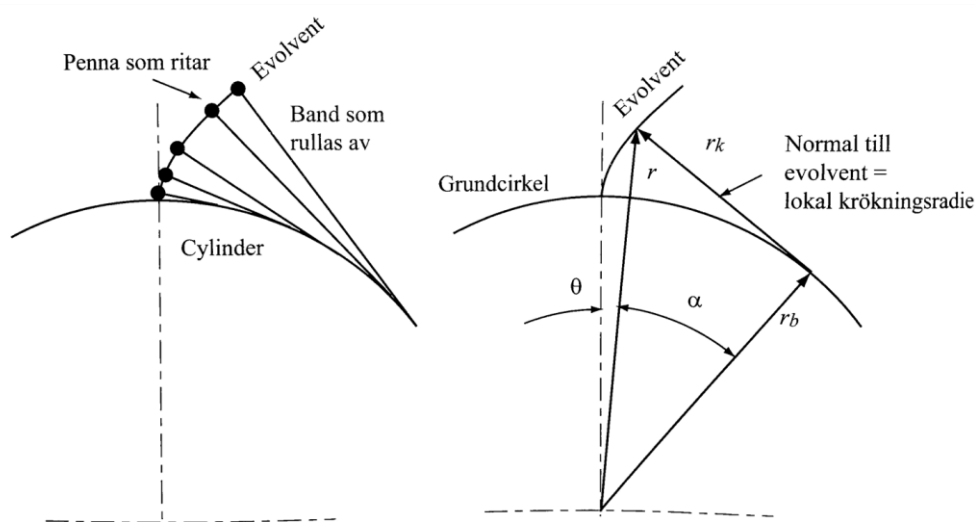
där C_D är den dimensionslösa luftmotståndskoefficienten, ρ är luftens densitet i kg/m^3 , v är vindhastigheten i m/s och A är tvärsnittsytan i m^2 (Nakayama & Boucher, 2000, s. 150). Luftens densitet beror av temperaturen d.v.s. desto högre temperatur, desto lägre densitet hos luften och i detta fall är temperaturen vald till 0°C . Luftmotståndskoefficienten beror utav kroppsgeometrin samt utav vindhastigheten, men vid användning av den dimensionslösa luftmotståndskoefficienten för en specifik kroppsgeometri beaktas inte vindhastigheten. (Nakayama & Boucher, 2000, s. 151)

2.2 Kuggväxlar med parallella axlar

I detta avsnitt förklaras teorin kring kuggväxlar och kuggeometrin för kuggväxlar med parallella axlar. Kapitlet går igenom hur evolvent kuggformen skapas och slutligen sambanden kring kuggkrafter och hållfasthetsberäkningar för en rakkugg.

2.2.1 Evolvent kuggformen

Evolventen är den mest använda formen av kuggformer och evolventen skapas genom att ett band rullas ut från en punkt på en cylinder. Från radien r_b på en grundcirkel rullas ett band ut med en viss längd och detta band blir normal till den skapade evolventen (figur 4). Bandets längd till evolventen är benämnt till den lokala krökningsradien r_k . (Olsson, 2015, s. 312)



Figur 4. Evolvent kuggformen. (Olsson, 2015, s. 312)

där krökningsradien r_k och grundcirkelradien r_b fås enligt:

$$r_b = r \cos(\alpha) \quad (2.2.1-1)$$

$$r_k = r \sin(\alpha) = r_b \tan(\alpha) = r_b(\alpha + \theta) \quad (2.2.1-2)$$

vilket ger oss följande:

$$\theta = \tan(\alpha) - \alpha \quad (2.2.1-3)$$

Denna storhet kallas för involutan, betecknas inv och fås enligt:

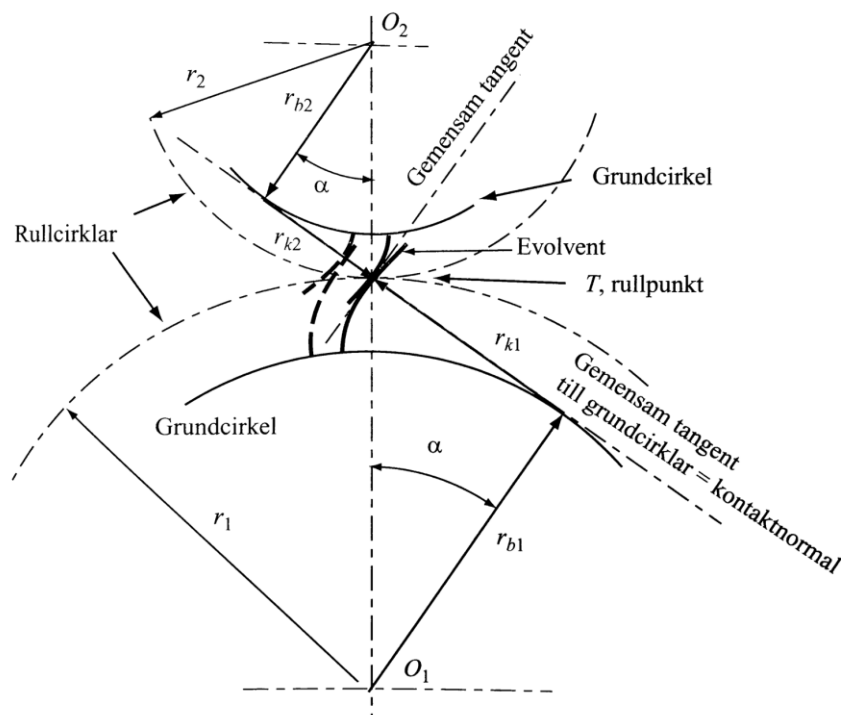
$$inv(\alpha) = \tan(\alpha) - \alpha \quad (2.2.1-4)$$

(Olsson, 2015, ss. 312-313)

Om man utformar två grundcirkelar med vardera evolventer och låter dessa vidröra varandra i en punkt kan man konstatera att kontakten alltid sker på den gemensamma grundcirkeltangenten oavsett läge (figur 5). Detta tyder på att rullpunkten T alltid ligger så att den delar O_1O_2 enligt följande:

$$\frac{O_1T}{O_2T} = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} \quad (2.2.1-5)$$

(Olsson, 2015, s. 313)



Figur 5. Ingrepp mellan två evolventer. (Olsson, 2015, s. 313)

2.2.2 Kuggtal

För att flera kugghjul ska kunna samspela med varandra utan interferens finns ett antal faktorer kring val av kugg tal som måste uppfyllas.

För att erhålla den korrekta utväxlingen, krävs ett korrekt förhållande mellan kugghjulens kuggtal. Kugghjulens kuggtal får inte ha en gemensam faktor och detta erhålls genom att bägge kuggtal är primtal. (Olsson, 2015, s. 316)

Exempelvis om kuggtalet z_1 är 34 och kuggtalet z_2 är 107 kan följande faktorisering utföras:

$$z_1 = 34 = 2 * 17$$

$$z_2 = 107 = 107 * 1$$

Dessa kuggtal kan samspela eftersom att kuggtalet 107 och 34 inte har någon gemensam faktor. Dessutom har talet 107 inga positiva delningstal förutom sig själv och talet 1. (Olsson, 2015, s. 316)

2.2.3 Utvändig rakkugg

En utvändig rakkugg formas utav två motstående evolventer och avståndet mellan dessa bestämmer kuggens tjocklek. Kuggtjockleken räknas alltid som ett mått längs en cirkelbåge (figur 6). Enligt figuren finner man kuggtjockleken vid delningscirkeln, vilken betecknas s_r och fås enligt:

$$s_r = r_r \left(\frac{s_b}{r_b} - 2\theta \right) = r_r \left(\frac{s_b}{r_b} - 2 \operatorname{inv}(\alpha_r) \right) \quad (2.2.3-1)$$

vidare kan detta förenklas enligt:

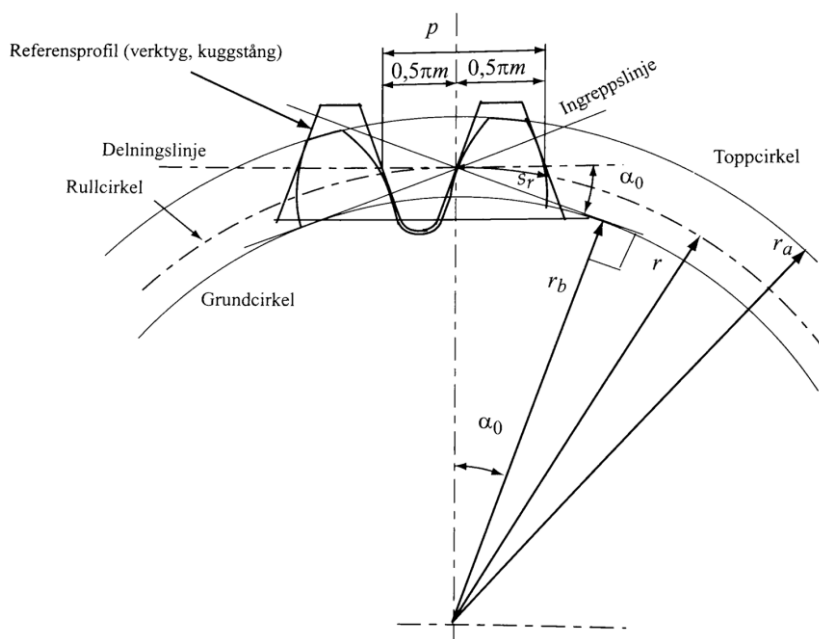
$$s_r = 0,5\pi m \quad (2.2.3-2)$$

när de sträckor som passerar längs delningsdiametern måste ha samma längder för att erhålla en avrullningsrörelse utan glidning. (Olsson, 2015, ss. 319-324)

Här är delningsradien r_r och kan fås enligt:

$$\cos(\alpha_r) = \frac{r_b}{r_r} \quad (2.2.3-3)$$

Vinkeln α , även kallad pressvinkeln, är standardiserad enligt SMS 296 till 20 vinkelgrader. Denna standard innehåller även en referensprofil för kugghjulstillverkning där ett av de ingripande kugghjulen i en kuggväxel definieras som en kuggstång (figur 7). (Olsson, 2015, ss. 319-325)



Figur 6. Verktyg för tillverkning av kugghjul. (Olsson, 2015, s. 322)

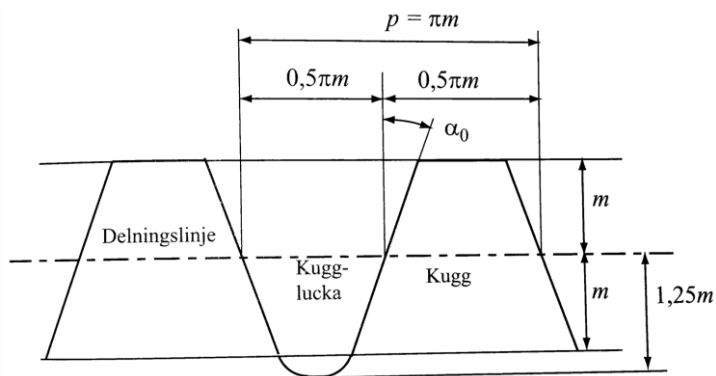
Referensprofilen uppvisar att avståndet längs delningslinjen är p och fås enligt:

$$p = \pi m \quad (2.2.3-5)$$

där m står för modul vilken även är ett standardiserat mått på kuggens storlek enligt SS 52 och anges i millimeter. Modulen ger oss höjden på en kugg från delningslinjen till dess topp samt från delningslinjen rakt ner till grundcirkeln (figur 7). (Olsson, 2015, ss. 321-322)

För att varje kugghjul i en växel ska kunna samspela måste dessa ha samma grunddelning. Grunddelningen betecknas p_b och fås längs flanknormalen på kuggreferensprofilen enligt:

$$p_b = \pi m \cos(\alpha_o) \quad (2.2.3-6)$$



Figur 7. Referensprofil enl. SMS 296. (Olsson, 2015, s. 321)

Delningen längs delningsdiametern på kugghjulet måste vara densamma som på referensprofilen och då fås sambandet mellan kuggtalet z , delningen p och delningsradien r enligt:

$$2\pi r = \pi d = zp = z\pi m \quad (2.2.3-7)$$

eller enligt:

$$d = 2r = zm \quad (2.2.3-8)$$

där d är delningsdiametern för kugghjulet. (Olsson, 2015, s. 323)

Med modulen införd i formlerna kan även kugghjulets resterande radier beräknas. Mått som återstår är toppradien r_a och bottenradien r_f samt ytterligare formel för grundcirkelradien r_b (figur 8). Grundcirkelradien r_b fås enligt:

$$r_b = r \cos(\alpha) = \frac{zm}{2} \cos(\alpha_o) \quad (2.2.3-9)$$

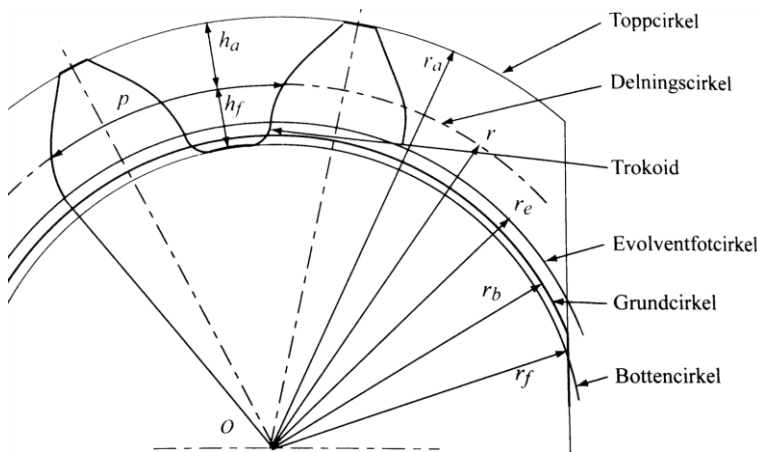
toppradien r_a enligt:

$$r_a = r + m = m \left(\frac{z}{2} + 1 \right) \quad (2.2.3-10)$$

och bottenradien r_f enligt:

$$r_f = r - 1,25m = m \left(\frac{z}{2} - 1,25 \right) \quad (2.2.3-11)$$

(Olsson, 2015, s. 323)



Figur 8. Kugghjuls villkor för utvärdig rakkugg. (Olsson, 2015, s. 320)

Kuggtjockleken på grundcirkeln kan fås genom att använda ekvation 2.2.3-1 för kuggtjocklek vid delningsradie. Grundtjockleken s_b fås då enligt:

$$\begin{aligned} s_b &= r_b \left(\frac{s_r}{r_r} + 2 \operatorname{inv}(\alpha_0) \right) = \frac{z}{2} m \cos(\alpha_0) \left(\frac{\pi m}{zm} + 2 \operatorname{inv}(\alpha_0) \right) \\ &= m \cos(\alpha_0) \frac{\pi}{2} + z \operatorname{inv}(\alpha_0) \end{aligned} \quad (2.2.3-12)$$

(Olsson, 2015, s. 323)

När två kugghjul tillverkats med samma delning enligt identisk referensprofil samarbetar dessa med varandra. När avståndet mellan respektive hjuls kuggflanker är lika stora och utan profilmörskjutning kan axelavståndet mellan dessa kugghjul betraktas som två cirklar vilka arbetar mot var sin sida på en linje. Axelavståndet a blir då:

$$a = r_1 + r_2 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \quad (2.2.3-13)$$

(Olsson, 2015, s. 328)

2.2.4 Profilförskjutning och underskärning

Profilförskjutning innebär att verktyget som tillverkar kugghjulet har flyttats ut sträckan X från kugghjulets ingreppslinje, men avrullningen sker fortfarande längs ingreppslinjen. X står för profilförskjutningen och fås enligt:

$$X = xm \quad (2.2.4-1)$$

där x är profilförskjutningsfaktorn och m är modulen. (Olsson, 2015, s. 323)

Då verktyget har flyttats ut från kugghjulet så har därmed även kuggtjockleken längs ingreppslinjen ökat. Detta ger oss att kuggtjockleken är lika med kuggluckan s_v på referensprofilen och kuggluckan fås enligt:

$$s_v = \frac{\pi m}{2} + 2xm \tan(\alpha_0) \quad (2.2.4-2)$$

med hjälp av ekvation 2.2.1-1 fås följande:

$$\begin{aligned} s_b &= r_b \left(\frac{\frac{\pi m}{2} + 2xm \tan(\alpha_0)}{r} + 2 \operatorname{inv}(\alpha_0) \right) \\ &= \frac{z}{2} m \cos(\alpha_0) \left(\frac{\pi m}{zm} + \frac{4x}{z} \tan(\alpha_0) + 2 \operatorname{inv}(\alpha_0) \right) \\ &= m \cos(\alpha_0) \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan(\alpha_0) + z \operatorname{inv}(\alpha_0) \right) \end{aligned} \quad (2.2.4-3)$$

(Olsson, 2015, ss. 324-325)

När referensprofilen flyttats utåt flyttas även toppradien utåt. Toppradien r_a fås då enligt:

$$r_a = m \left(\frac{z}{2} + x + 1 \right) \quad (2.2.4-4)$$

och bottenradien r_f fås enligt:

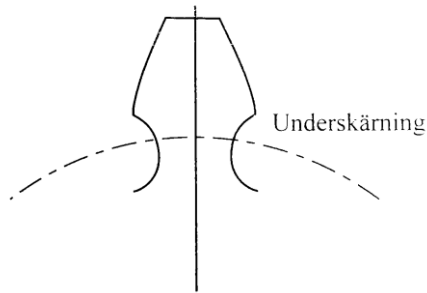
$$r_f = m \left(\frac{z}{2} + x - 1,25 \right) \quad (2.2.4-5)$$

(Olsson, 2015, s. 325)

Både för- och nackdelar finns vid användning av profilförskjutning. En fördel med att använda profilförskjutning är att kuggen blir tjockare nedtill vilket bidrar till ökad hållfasthet vid böjspänning men kuggen blir istället spetsigare upptill. Då kuggen blir tillräckligt spetsig upptill ökar risken för att toppen bryts av vid belastning och orsakar då ytterligare skada på

kuggväxeln. Vid korrekt tillämpning av profilförskjutning ger detta övervägande fördelar jämfört med ett kugghjul utan. (Olsson, 2015, s. 325)

Ett problem som kan tillkomma vid tillverkning av kugghjul är underskärning och detta kan lösas med hjälp av profilförskjutning. Underskärning betyder att verktyget går för djupt in i kugghjulet vid tillverkning och verktygets flanker ”gröper” ur kuggens nedre del (figur 9). (Olsson, 2015, s. 325)



Figur 9. Kugg med underskärning. (Olsson, 2015, s. 327)

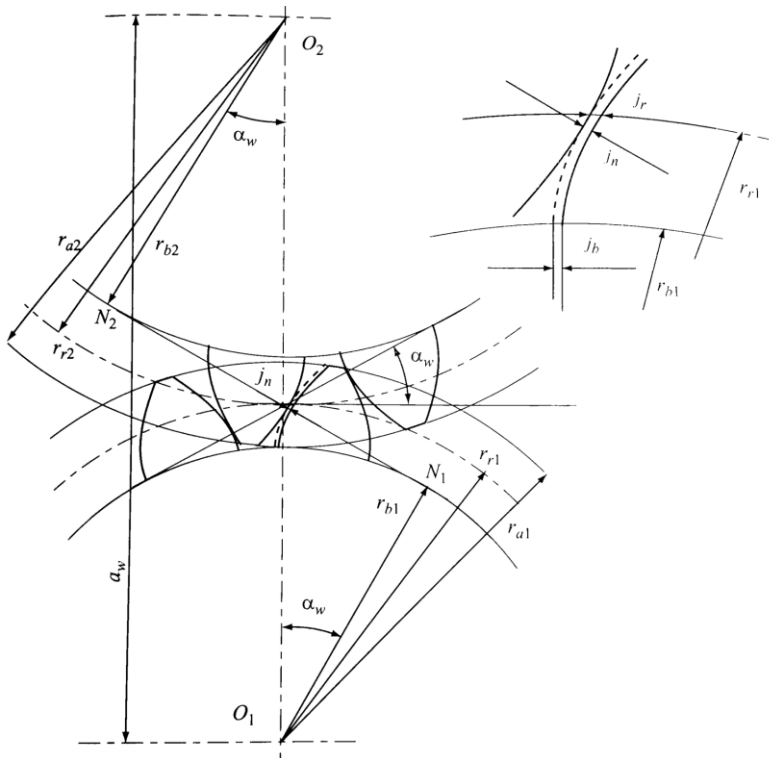
Vid tillämpning av profilförskjutning ändrar både axelavståndet och ingreppsvinkeln för kuggväxeln. Det har tidigare konstaterats att ingreppsvinkeln fås från den gemensamma grundcirkeltangenten vilken ingreppet sker längs, men nu gäller att ingreppsvinkel $\alpha_w \neq \alpha_0$ för kuggväxeln. Avrullningen sker på rullcirkeln med radierna r_{r1} och r_{r2} enligt figuren (figur 10). (Olsson, 2015, s. 330)

Radierna fås enligt:

$$r_{r1} = \frac{r_{b1}}{\cos(\alpha_w)}$$

$$r_{r2} = \frac{r_{b2}}{\cos(\alpha_w)}$$

(Olsson, 2015, s. 330)



Figur 10. Profilförskjuten kuggväxel. (Olsson, 2015, s. 331)

Man finner delningen p_r längs radierna och denna delning är lika med avrullningssträckan som sker under ett helt ingrepp. Delningen är då lika med båda kuggtjocklekarna. Vi finner delningen enligt:

$$p_r = s_{r1} + s_{r2} + j_r \quad (2.2.4-6)$$

där j_r står för glappet mellan kuggarna, vilket normalt uppkommer vid profilförskjutning. (Olsson, 2015, s. 330)

Vidare fås från ekvation 2.2.1–1 kuggtjocklekarna för vardera hjulet enligt:

$$s_r = r_r \left(\frac{s_b}{r_b} - 2 \operatorname{inv}(\alpha_w) \right)$$

$$\cos(\alpha_w) = \frac{r_b}{r_r}$$

och kuggtjockleken s_b enligt:

$$s_b = m \cos(\alpha_0) \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan(\alpha_0) + z \operatorname{inv}(\alpha_0) \right)$$

grundradien och delningsradien för hjulen enligt:

$$r_b = \frac{mz}{2} \cos(\alpha_0)$$

$$r_r = \frac{r_b}{\cos(\alpha_w)}$$

Detta ger oss då kuggtjockleken s_r enligt:

$$\begin{aligned} s_r &= \frac{mz}{2} \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_w)} \left(\frac{2}{mz \cos(\alpha_0)} m \cos(\alpha_0) \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan(\alpha_0) + z \operatorname{inv}(\alpha_0) - z \operatorname{inv}(\alpha_w) \right) \right) \\ &= m \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_w)} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan(\alpha_0) + z \operatorname{inv}(\alpha_0) - z \operatorname{inv}(\alpha_w) \right) \end{aligned}$$

(Olsson, 2015, ss. 331-332)

Vid betraktande av figur 12 ser man kugg glappet förstorat uppe till höger i figuren. Av detta kan man urskilja glappet j_r längs rullcirkeln som finns i ekvation 2.2.4–6 men betraktar man det vinkelrätt mot flanken fås ett annat mått på glappet, nämligen j_n . Detta glapp följer hela evolventen ner till grundcirkeln där glappet vid grundcirkeln betecknas j_b . (Olsson, 2015, s. 332)

Eftersom att det vinkelräta glappet är lika stort längs hela evolventen fås följande samband:

$$j_n = j_b$$

Därefter kan kugglappet j_r vid rullcirkeln fås enligt:

$$j_r = \frac{j_b}{\cos(\alpha_w)} = \frac{j_n}{\cos(\alpha_w)}$$

och delningen vid rullcirkeln enligt:

$$p_r = \pi m \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_w)}$$

Vi använder åter ekvation 2.2.4–6 och skriver om enligt:

$$\begin{aligned} m \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_w)} &= m \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_w)} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan(\alpha_0) + z \operatorname{inv}(\alpha_0) - z \operatorname{inv}(\alpha_w) \right) + \\ & m \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_w)} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan(\alpha_0) + z \operatorname{inv}(\alpha_0) - z \operatorname{inv}(\alpha_w) \right) + \frac{j_n}{\cos(\alpha_w)} \end{aligned}$$

Efter modifiering av ekvationen får man en förenklad version enligt:

$$\operatorname{inv}(\alpha_w) = \operatorname{inv}(\alpha_0) \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan(\alpha_0) + \frac{j_n}{(z_1 + z_2) m \cos(\alpha_0)} \quad (2.2.4-7)$$

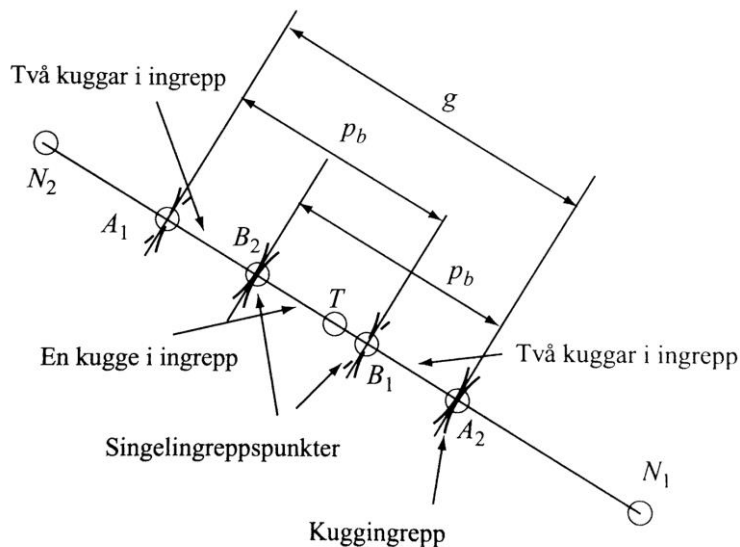
Detta är den s.k. Fölmers ekvation där man finner involutan för ingreppsvinkeln α_w . När man har ett beräknat värde på α_w kan man få ut axelavståndet a_w enligt:

$$a_w = r_{r1} + r_{r2} = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{\cos(\alpha_w)} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_w)} \quad (2.2.4-8)$$

(Olsson, 2015, ss. 332-333)

2.2.5 Ingrepstal och ingreppssträcka

Som tidigare nämnts sker kontakten mellan kuggarna på ingreppslinjen som är grundcirkeltangent. Ingreppet inträffar alltid längs ingreppslinjen och begränsas av toppradierna r_{a1} och r_{a2} , vilka ger oss ingreppssträckan A_1A_2 . Men samtidigt som det sker ett ingrepp i punkt A_1 så sker ett ingrepp i punkt B_1 och avståndet mellan dessa är grunddelningen p_b . När man förflyttar sig mot höger kommer ingrepp att ske i punkt A_2 och B_2 . Vidare efter förflyttning kommer ingrepp att ske mellan sträckan B_1B_2 , dessa punkter kallas för singelingreppspunkter och här är endast ett kuggpar i ingrepp (figur 11). (Olsson, 2015, s. 333)



Figur 11. Ingrepstal och ingreppssträckor. (Olsson, 2015, s. 333)

Ingreppssträckan g definieras enligt:

$$A_1N_1 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}$$

$$A_2N_2 = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}$$

$$g = A_1N_1 + A_2N_2 - N_1N_2$$

detta ger då:

$$g = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r_{b1} + r_{b2})\tan(\alpha_0) \quad (2.2.5-1)$$

och ingreppstalet ε definieras enligt:

$$\varepsilon = \frac{g}{p_b} \quad (2.2.5-2)$$

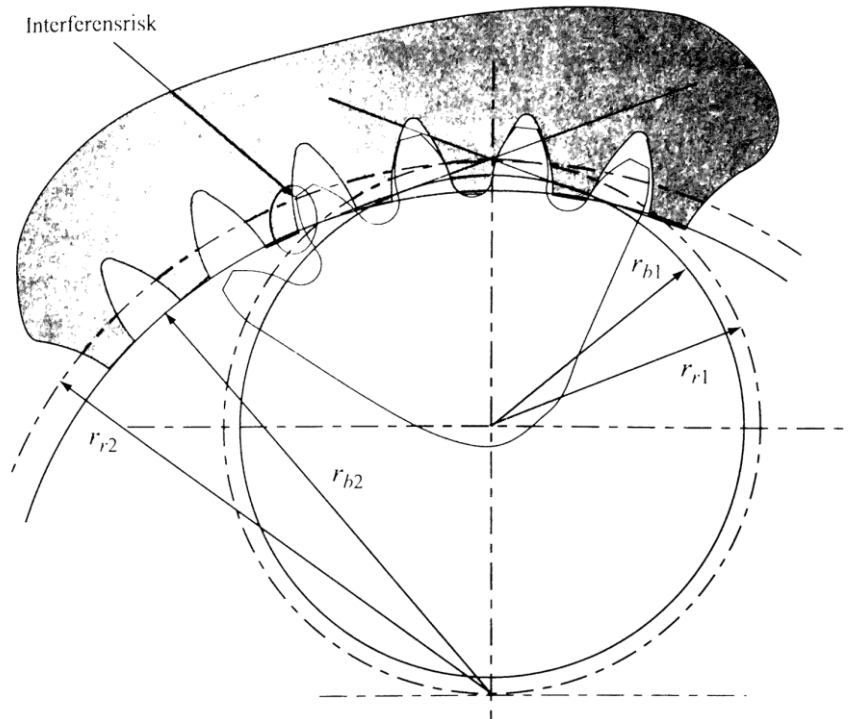
(Olsson, 2015, s. 334)

Ingreppstalet ε är ett medeltal över antalet kuggflanker som är i ingrepp och bör vara så stort som möjligt. En generell regel säger att $\varepsilon \geq 1$ för att erhålla minst ett kuggingrepp mellan kuggflankerna. Detta för att undvika att inget korrekt ingrepp sker överhuvudtaget mellan kuggflankerna. (Olsson, 2015, s. 334)

2.2.6 Invändig rakkugg

Invändig rakkugg finner man vanligast hos invändiga hjul i planetväxlar. Ett kugghjul med invändiga rakkuggar kan betraktas som en projicering av yttre ytan på ett kugghjul med utvändiga rakkuggar d.v.s. kuggformen har gått från konvex yta till konkav yta (figur 12). (Olsson, 2015, s. 341)

Invändig rakkugg följer samma geometriska formler som för utvändig och kuggflankens krökningsradie följer enligt tidigare formler men nu har kuggformen en konkav yta istället för konvex. Detta leder till att krökningsradien i sambandet för kontaktspänning ska insättas med omvänt tecken i formeln enligt ekvation 2.2.7-2. Detta betyder att kontaktspänningen blir lägre än för en konvex yta med samma krökningsradie. (Olsson, 2015, s. 341)



Figur 12. Invändig kuggväxel med rakkugg. (Olsson, 2015, s. 341)

Enligt tidigare nämnt är kuggvillkoren desamma men med vissa korrigeringar (figur 13). För toppradien r_a gäller följande:

$$r_a = m \left(\frac{z}{2} - 1 + x \right) \quad (2.2.6-1)$$

och för axelavståndet a gäller följande:

$$a_w = \frac{r_{b2} - r_{b1}}{\cos(\alpha_0)} = \frac{m}{2} (z_2 - z_1) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} \quad (2.2.6-2)$$

(Olsson, 2015, ss. 342-343)

Ett problem som kan uppstå med invändig kuggväxel är interferens. Med detta menas att det invändiga kugghjulet inte samspelar med det invändiga och följden kan bli att kuggtopparna på det utvändiga kugghjulet träffar kuggflankerna på det invändiga, vilket inte är önskvärt. (Olsson, 2015, s. 343)

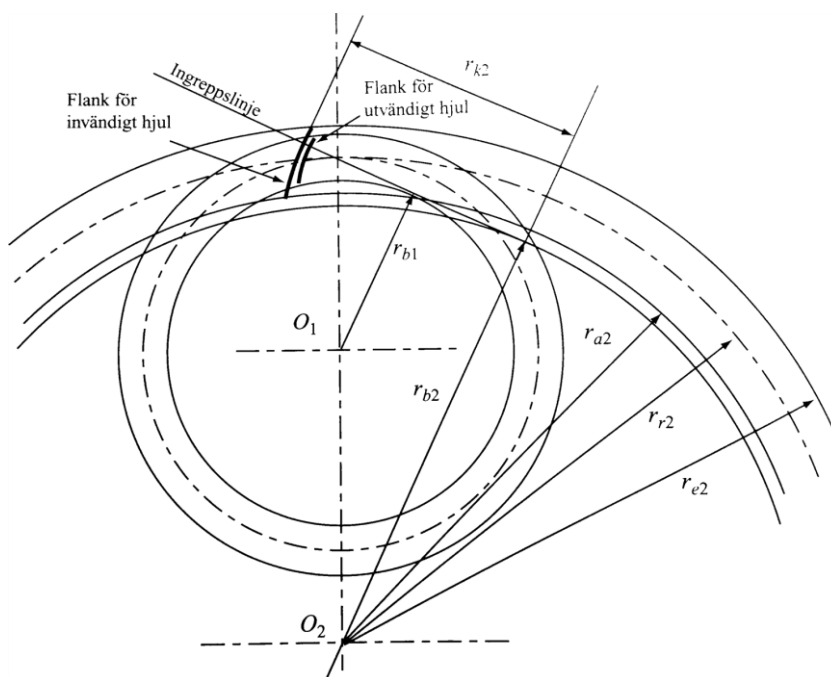
För att förhindra interferens krävs en utförlig analys av växeln men oftast används en enklare regel istället. Denna regel går enligt följande krav:

$$z_2 - z_1 \geq 10$$

där skillnaden mellan invändiga hjulets kuggtal och utvändiga måste vara lika med eller större är 10. (Olsson, 2015, ss. 343-344)

”I de flesta fall har man en stor skillnad i kuggtal och därmed uppkommer inte problemet”

(Olsson, 2015)



Figur 13. Kugghjuls villkor för invändig kuggväxel. (Olsson, 2015, s. 342)

2.2.7 Kuggkrafter

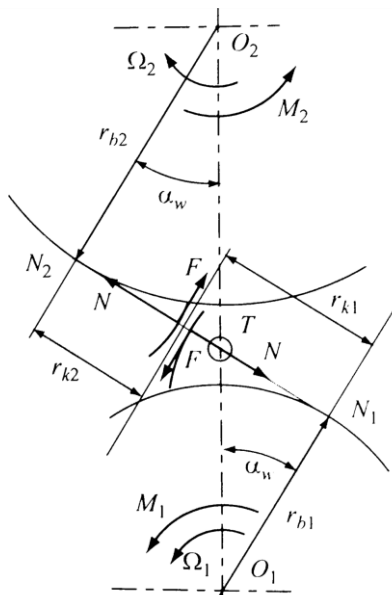
De krafter som verkar på kugghjul är de normalkrafter mellan kuggflankerna som överför vridmomenten från det ena kugghjulet till det andra. Friktionskrafter uppkommer också i en kuggväxel men dessa kan försummas då de inte är utav betydelse vid hållfasthetsberäkning. (Olsson, 2015, s. 336)

Vid beräkningar antas att hela vridmomentet överförs mellan endast ett kuggpar och detta sker inom sträckan B_1B_2 . I övriga lägen överförs krafterna jämnt över två kuggpar. Vid implementering av friktionskraften F till momentberäkningen fås då:

$$M_1 = Nr_{b1} - Fr_{k1}$$

$$M_2 = Nr_{b2} - Fr_{k2} \quad (2.2.7-1)$$

där N är normalkraften och M är det överförande momentet (figur 14). (Olsson, 2015, ss. 336-337)



Figur 14. Kuggkrafter i en kuggväxel. (Olsson, 2015, s. 336)

Vid hållfasthetsberäkning kan friktionskrafterna och såväl verkningsgraden försummas men en ungefärlig formel för verkningsgraden η_{fr} för kuggväxeln vore:

$$\eta_{fr} = 1 - \frac{\mu\pi\varepsilon}{2} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (2.2.7-2)$$

där μ är friktionstalet och ε är ingreppstalet. (Olsson, 2015, s. 337)

Enligt Figur 8 framkommer det att flera kuggpar kan vara i ingrepp samtidigt men största belastningen uppkommer när endast ett kuggpar är i ingrepp inom sträckan B_1B_2 . För denna belastning gäller följande samband:

$$N = \frac{M_1}{r_{b1}} = \frac{M_2}{r_{b2}} \quad (2.2.7-3)$$

där N är normalkraften på kuggflanken. (Olsson, 2015, s. 337)

2.2.8 Kugghållfasthet

När hållfastheten för en kuggväxel analyseras uppkommer två typer av hållfasthetsproblem som orsakas av belastningskraften; Kontakthållfasthet och böjhållfasthet. (Olsson, 2015, s. 337)

Kontakthållfastheten är den enklare typen att undersöka då den har en väl utvecklad teori att följa efter, men böjhållfastheten orsakar beräkningsmässigt smärre problem. För bägge

påkänningar betraktas endast ingreppet som inträffar inom sträckan B_1B_2 (figur 11). (Olsson, 2015, s. 337)

Kontakthållfastheten beräknas m.h.a. formeln för beräkning av tryck vid linjekontakt mellan två parallella cylindrar enligt Hertz-teorin. Detta ger oss kontaktrycket p enligt:

$$p = \sqrt{\frac{NE}{4\pi a(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \quad (2.2.8-1)$$

(Olsson, 2015, s. 338)

Denna formel kan förväxlas med formeln för delningen som också betecknas p , därför korrigeras detta med att beteckna kontaktspanningen med σ_H . Materialet definieras till stål som är det mest dominanta materialvalet för kuggtillverkning och lokala krökningsradierna används, förenklat ger detta kontaktspanningen:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \left(\frac{1}{r_{k1}} + \frac{1}{r_{k2}} \right)} \quad (2.2.8-2)$$

där E är materialets elasticitetsmodul och b är kugghulets bredd. (Olsson, 2015, s. 338)

Krökningsradien r_k kommer att variera före respektive hjul beroende på var de befinner sig. Vi får därmed sambandet:

$$\left(\frac{1}{r_{k1}} + \frac{1}{r_{k2}} \right) = \frac{r_{k1} + r_{k2}}{r_{k1} * r_{k2}}$$

(Olsson, 2015, s. 338)

När ingreppet inträffar i rullpunkten T innebär detta att största spänningen då även inträffar i denna punkt. Vi finner krökningsradien i rullpunkten T enligt:

$$r_k = r_b \tan(\alpha_w)$$

och inför i formeln för kontaktspanning enligt:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \left(\frac{r_{b1} + r_{b2}}{r_{b1} * r_{b2} \tan(\alpha_w)} \right)}$$

Vi inför ekvation 2.2.7-3 och får omskriven formel enligt:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{M_1 E}{r_{b1} b} \left(\frac{r_{b1} + r_{b2}}{r_{b1} * r_{b2} \tan(\alpha_w)} \right)}$$

ersätter grundcirkelradierna med följande:

$$r_{b1} = \frac{mz_1}{2} \cos(\alpha_0)$$

$$r_{b2} = \frac{mz_2}{2} \cos(\alpha_0) = \frac{mz_1 u}{2} \cos(\alpha_0)$$

och får slutligen formeln för kontaktspanningen σ_H enligt:

$$\sigma_H = \frac{2}{mz_1 \cos(\alpha_0)} 0,418 \sqrt{\frac{M_1 E}{b \tan(\alpha_w)} \left(\frac{1+u}{u} \right)} \quad (2.2.8-3)$$

där u är utväxlingsförhållandet enligt:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.2.8-4)$$

(Olsson, 2015, ss. 315, 338-339)

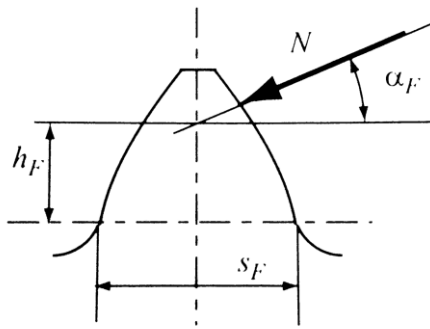
I stor del av tillverkade kugghjul är materialvalet härdat stål, där tillåtna värden för kontaktspanningen σ_H ligger kring storleksordningen 1000 N/mm². (Olsson, 2015, s. 339)

Vid betraktande av ekvation 2.2.8-3 kan mz_1 betraktas som en benämning på kuggväxelstorleken och det framgår tydligt att val av modul och kuggtal inte har desto större inverkan. Det vill säga att om modulen minskas och kuggtalet höjs så ger detta ingen inverkan och samma för motsatta situationen där modulen ökas och kuggtalet minskas. Dock kan konstateras att en analys av spänningarna i singelingreppspunkterna skulle visa att en liten modul och stort kuggtal ger lägre spänningar. Men detta ger istället en högre böjspänning över kuggarna vilket inte heller är bra. Därför balanserar man mellan dessa hållfasthetsproblem vid val av modul och kuggtal. (Olsson, 2015, ss. 339-340)

Den andra typen av hållfasthetsproblem som uppkommer i kuggen är böjspänning. Böjspänningen kan med grov uppskattning förenklas till att betraktas som en balk där böjspänningen σ_B fås enligt:

$$\sigma_B = \frac{N \cos(\alpha_F) 6h_F}{bs_F^2} \quad (2.2.8-5)$$

där h_F är balkens längd, s_F är balkens höjd, N är normalkraften och b är bredden (figur 15). (Olsson, 2015, s. 339)



Figur 15. Böjspänningsfall hos kugg. (Olsson, 2015, s. 339)

Men vid tillämpning av denna formel för att undersöka böjhållfastheten måste beaktas att den är mycket approximativ. Kuggen är inte jämntjock som en balk för detta fall och beroende på var ingreppet inträffar så ändrar värdena för h_F , s_F och α_F . (Olsson, 2015, s. 340)

Ytterligare påkänningar förutom böjspännings av kraften N så är skjuvspänning, tryckspänning och spänningskoncentrationer. Men överlag för att formeln för böjspänning ska kunna bli användbar så krävs ytterligare analysering eller utveckling av formeln. (Olsson, 2015, s. 340)

En metod är att använda ekvation 2.2.8–5 men utveckla med ytterligare korrektionsfaktorer som baseras sig på noggrannare analyser eller prover. Alternativt kan en FEM-analys utföras som även den visar noggrannare utfall för påkänningarna i kuggen. (Olsson, 2015, s. 340)

Det finns standardiserade hållfasthetsberäkningar för kuggghjul. SS 1864 är en sådan och innehåller tillvägagångssätt vid beräkning. Från SMS 2995 kan hållfasthetsvärden fås för material som normalt används för kuggghjul. (Olsson, 2015, s. 340)

2.3 Kuggremväxlar

I detta kapitel kommer grundläggande teori kring kuggremmar och kuggremsväxlar att förklaras samt hur kuggremmen dimensioneras. Dimensionering av kuggremmar beror mycket av tillverkaren då dessa har olika tillvägagångssätt vid dimensionering av sina kuggremstyper.

Detta kapitel baserar sig främst på teorin kring kuggremmar för två parallella axlar och teorin kommer från Mulco belt-pilot, Gates Mectrol Inc. samt en del direkt från ContiTech AG.

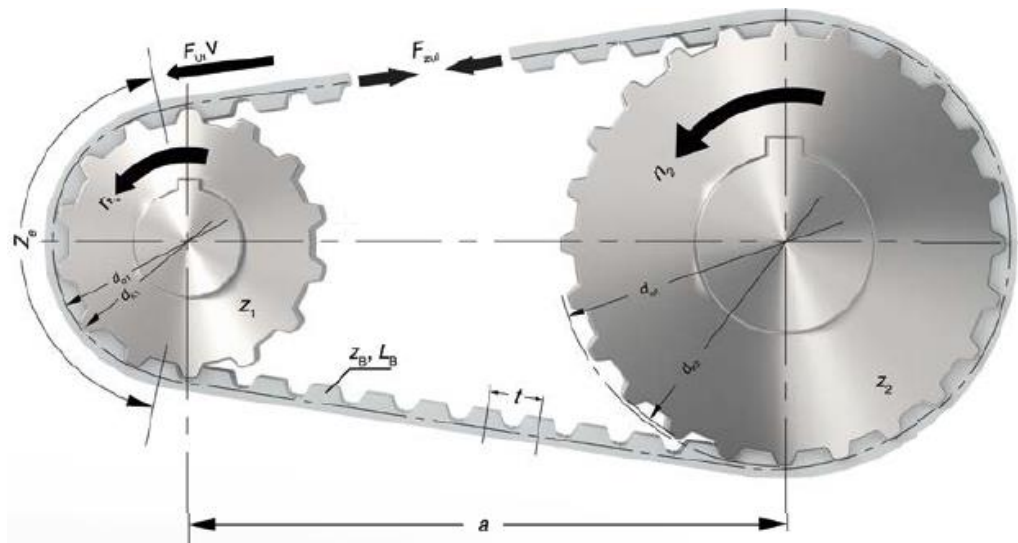
2.3.1 Dimensioneringsvillkor

För att dimensionera en remväxel krävs att ett antal parametrar är kända och dessa parametrar är:

- Vridmomentet M , periferikraften F_u eller effekten P som ska överföras.
- Delningsdiametern d_o för ettdera drivande eller drivna remhjulet eller kuggtalet z .
- Rotationshastigheten n för ettdera drivande eller drivna remhjulet.
- Axelavståndet a eller rem längden L för remväxeln.
- Utväxlingsförhållandet i .

(Mulco-Europe EWIV, 2014)

Figuren nedan ger en tydlig bild över vilka villkor som gäller för en kuggremväxel av den konfiguration som har två parallella axlar (figur 16).



Figur 16. Villkor för kuggremväxel med två parallella axlar. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Periferikraften, vridmomentet samt effekten är beroende av varandra och dessa kan beräknas på ett antal olika sätt. Periferikraften verkar längs delningscirkeln och kan beräknas enligt:

$$\begin{aligned}
 F_u &= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M}{d_o} & (2.3.1-1) \\
 &= \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot d_o}
 \end{aligned}$$

$$= \frac{10^3 * P}{v}$$

där P är effekten i kW som ska överföras, n är rotationshastigheten i min^{-1} , v är hastigheten vid delningscirkeln i m/s och M är vridmomentet i Nm som ska överföras. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Delningscirkelns diameter d_o kan fås enligt:

$$d_o = \frac{z * t}{\pi} \quad (2.3.1-2)$$

där z är remhjulets kuggtal och t är delningen på kuggremmen i mm. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Vidare fås vridmomentet M i Nm enligt:

$$\begin{aligned} M &= \frac{d_o * F_u}{2 * 10^3} & (2.3.1-3) \\ &= \frac{9,55 * 10^3 * P}{n} \\ &= \frac{d_o * P}{2 * v} \end{aligned}$$

och effekten P i kW enligt:

$$\begin{aligned} P &= \frac{M * n}{9,55 * 10^3} & (2.3.1-4) \\ &= \frac{F_u * d_o * n}{19,1 * 10^6} \\ &= \frac{F_u * v}{10^3} \end{aligned}$$

(Mulco-Europe EWIV, 2014)

För ekvationerna kan väljas ifall rotationshastigheten n eller periferihastigheten v ska användas och de fås enligt:

$$v = \frac{d_o * n}{19,1 * 10^3} \quad (2.3.1-5)$$

$$n = \frac{19,1 * 10^3 * v}{d_o} \quad (2.3.1-6)$$

(Mulco-Europe EWIV, 2014)

2.3.2 Begränsande faktorer

Vid dimensionering av remväxlar enligt Mulco belt-pilot finns begränsande faktorer samt riktlinjer för hur en remväxel kan utformas. En av dessa faktorer är z_e d.v.s. antalet ingripande tänder på det mindre remhjulet i remväxeln och för remtypen CONTI@SYNCHROFLEX AT20 kan beräkningar utföras med $z_e = 12$ ifall inte antalet är mindre i verkligheten. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Antalet ingripande tänder fås enligt:

$$z_e = \frac{z_1}{180} * \cos^{-1} \left(\frac{t(z_2 - z_1)}{2\pi a} \right) \quad (2.3.2-1)$$

(Mulco-Europe EWIV, 2014)

När antalet tänder i ingrepp överskrider tillverkarens rekommendationer kan detta orsaka problem. När kuggremmen blir utsatt för en tillräckligt hög spännkraft kommer remmen att ge efter och töjas ut. Ifall antalet kuggar i ingrepp är större än 12 eller ingreppssträckan är för stor kan detta leda till att tänderna på kuggremmen inte synkroniserar med kuggarna på remhjulet. Detta leder till att tänderna på kuggremmen och kuggarna på remhjulet istället hoppar över varandra. För CONTI@SYNCHROFLEX och många andra kuggremstyper gäller detta enligt Stig Rosendahl på Movetec Oy (personlig kommunikation 18.09.2017-31.12.2017)

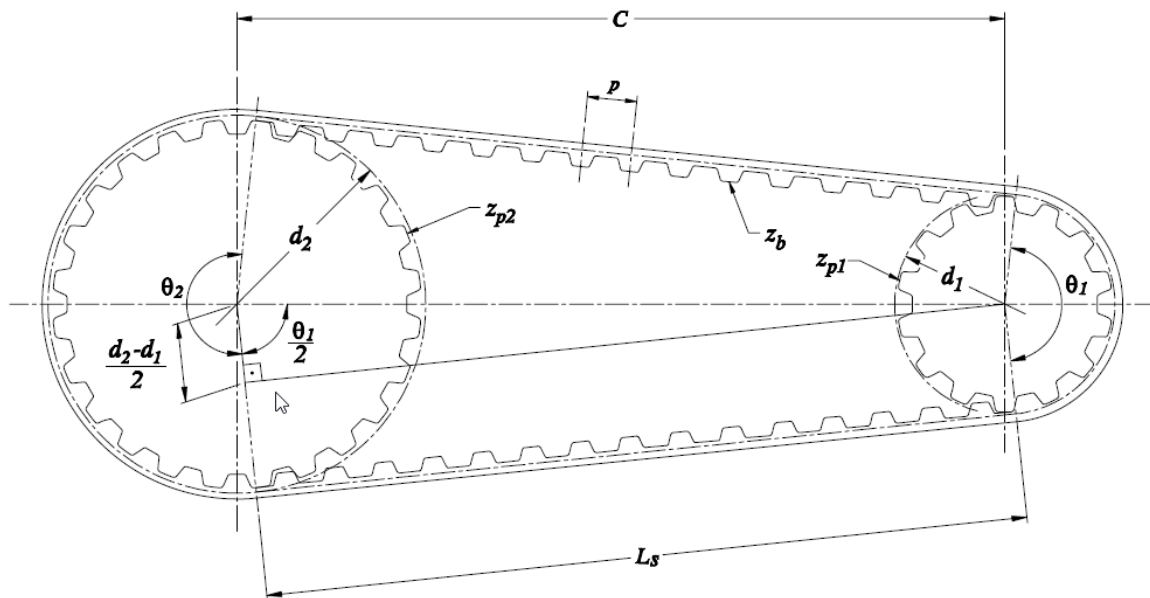
En annan faktor som påverkar utformningen är minsta tillåtna kuggantalet och minsta tillåtna delningsdiameter på det mindre remhjulet i en remväxel. Detta bestäms enligt tillverkarens rekommendationer beroende på remtyp. Enligt Stig Rosendahl från Movetec Oy (personlig kommunikation 18.09.2017-31.12.2017) är orsaken till detta för att kuggremmen inte ska belastas med för stor böjspänning, vilken uppkommer när kuggremmen vandrar över det mindre remhjulet i remväxeln.

2.3.3 Remdimensionering och förspänning

Remdimensionen bestäms av dess längd och dess bredd. Remlängden för en remväxel där utväxlingsförhållandet är större än 1 fås enligt:

$$L = 2 * C * \sin \left(\frac{\theta_1}{2} \right) + \theta_1 * \frac{d_1}{2} + (2 * \pi - \theta_1) * \frac{d_2}{2} \quad (2.3.3-1)$$

där L är remlängden, C är axelavståndet, θ_1 är ingreppsvinkeln på det mindre remhjulet, d_1 är diametern för det mindre remhjulet och d_2 är diametern för det större remhjulet (figur 17). (Gates Mectrol Inc.)



Figur 17. Remvillkor enl. Gates Mectrol. (Gates Mectrol Inc.)

Enligt Stig Rosendahl på Movetec Oy (personlig kommunikation 18.09.2017-31.12.2017) är fallet ofta att axelavståndet måste justeras för att få rätt remlängd p.g.a. att tillverkaren har begränsade remlängder i sitt sortiment.

För att bestämma rembredden krävs ytterligare beräkningar samt förval av remtyp. Bredden hos en rem dimensioneras för dess användningsområde, d.v.s. beroende på var och till vad remmen ska användas kan dess bredd variera. Exempelvis har somliga applikationer ett uppstartsmoment 2,5 ggr högre än det nominella, då måste rembredden dimensioneras för ett vridmoment som är 2,5 ggr det nominella. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Rembredden beräknas med avseende på skjuvkraften över tänderna i ingrepp enligt vridmomentet samt effekten. Rembredden med avseende på uppstartsmomentet vid stillastående beräknas enligt:

$$b = \frac{100 * M}{z_1 * z_e * M_{spec}} \quad (2.3.3-2)$$

där M_{spec} är specifika momentet för remmen som anges av tillverkaren vid olika rotationshastigheter. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Rembredden med avseende på effekten vid nominellt varvtal beräknas enligt:

$$b = \frac{1000 * P}{z_1 * z_e * P_{spec}} \quad (2.3.3-3)$$

där P_{spec} är specifika effekten för remmen som anges av tillverkaren vid olika rotationshastigheter. När bägge ekvationer använts kommer en av dessa att ge ett större värde, detta värde dimensioneras rembredden mot och godtyckligt väljs närmaste större standard rembredd. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Det som återstår är att beräkna dragspänningen i remmen och detta beräknas enligt ekvation 2.3.1-1. Denna kraft får ej överstiga F_{zul} värdet för den valda remmen då detta anger största tillåtna dragkraften i remmen. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

För att en remväxel ska kunna utföra det arbetsmoment som krävs är det viktigt att den är förspänd. Genom att förspänna remväxeln minimeras mängden spänningskraft i remmen på släppningssidan och ger ett smidigt ingrepp av tänder i drivande remhjulet. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Förspänningskraften F_v beror av periferikraften F_u , remlängden L eller remmens totala kuggantal z_b och remväxelkonfigurationen. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Enligt figur 16 kan man beroende på remväxelkonfiguration bestämma storleken på förspänningskraften och detta går även efter tillverkarens rekommendationer. Beroende på vilket axelantal konfigurationen har, utväxlingsförhållandet och remmens totala kuggantal i konfigurationen så varierar förspänningens förhållande till periferikraften (figur 18). (Mulco-Europe EWIV, 2014)

| Drive configuration | Pre-tension force of each individual span |
|-------------------------------------|---|
| Two-shaft drive | |
| $Z_B < 60$ | $F_v = 1/3 F_u$ |
| $60 \leq Z_B < 150$ | $F_v = 1/2 F_u$ |
| $Z_B > 150$ | $F_v = 2/3 F_u$ |
| Multiple-shaft drive | |
| $l_{Load span} \leq l_{Slack span}$ | $F_v = F_u$ |
| $l_{Load span} > l_{Slack span}$ | $F_v > F_u$ |
| Linear drive | $F_v \geq F_u$ |

Figur 18. Dimensionering av förspänning beroende på remväxelkonfiguration. (Mulco-Europe EWIV, 2014)

Dessa metoder används vid beräkning av bl.a. ContiTech samt Breco remsor och ContiTech har ytterligare teori för en specifik typ av kuggremmar i deras sortiment vilken kommer att presenteras i kapitel 2.3.4 i detta examensarbete.

2.3.4 CONTI® SYNCHROCHAIN-CARBON

Denna kuggremstyp skiljer sig från de flesta kuggremmar då den kan användas för sådana applikationer som t.ex. CONTI®SYNCHROFLEX inte lämpar sig för därför att vid stora remsor och höga utväxlingsförhållanden faller de flesta kuggremstyper eftersom att en del villkor inte kan följas. Det som kan hända är att antalet ingripande tänder blir för stort på det större remsor eller för litet på det mindre remsor. För att undkomma detta används flera olika dimensioneringsfaktorer för att beräkna den valda remsor dimensioner och de faktorer som används i beräkningarna är följande:

Totala underhållsfaktorn c_0 vilken fås enligt:

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 \quad (2.3.4-1)$$

där c_2 är belastningsfaktorn, c_3 är accelerationsfaktorn och c_4 är utmattningsfaktorn. Belastningsfaktorn beaktar drivmedeltypen samt drivna sidan, d.v.s. vad som blir drivet. Accelerationsfaktorn beaktar utväxlingsförhållandet och utmattningsfaktorn beaktar operativa tiden samt typen av operation. (Mulco-Europe EWIV)

Faktor c_1 går enligt antalet ingripande tänder på det mindre remsor och bestäms enligt tillverkarens tabellvärden. Antalet ingripande tänder z_e fås enligt:

$$z_e = z_k * \frac{\beta}{360} \quad (2.3.4-2)$$

där z_k är kuggantalet för det mindre remsor och β är ingrepps vinkeln på det mindre remsor. (Mulco-Europe EWIV)

Jämför β med θ_1 i figur 15, dessa är identiska vinklar men annorlunda termer från olika remsor tillverkare. Ingrepps vinkeln fås i grader enligt:

$$\beta = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{t * (z_g - z_k)}{2 * \pi * a} \right) \quad (2.3.4-3)$$

där z_g är kuggantalet för det större remsor och a är axelavståndet mellan remsor. (Mulco-Europe EWIV)

Beräknade underhållsfaktorn $c_{0\text{ err}}$ ges för en specifikt vald remsbredd och denna faktor fås enligt:

$$c_{0\text{ err}} = \frac{P_r * c_1 * c_5}{P} \quad (2.3.4-4)$$

där P är effekten som ska överföras, P_r är effektklassificeringen för den valda remsbredden och c_5 är längdfaktorn. (Mulco-Europe EWIV)

Längdfaktorn tar i beaktande remsvängningsfrekvensen som en funktion av effektiva längden L_w , d.v.s. remlängden vid delningslinjen. Längdfaktorn fås från tillverkarens tabellvärden vid olika längder. Effektiva längden L_w fås enligt:

$$L_w \approx 2 * a + \frac{t}{2} * (z_g + z_k) + \frac{\left[\frac{t}{\pi} * (z_g - z_k)\right]^2}{4 * a} \quad (2.3.4-5)$$

och axelavståndet a enligt:

$$a \approx \frac{1}{4} * \left[\left(L_w - \frac{t}{2} * (z_g + z_k) \right) + \sqrt{\left[L_w - \frac{t}{2} * (z_g + z_k) \right]^2 - 2 * \left[\frac{t}{\pi} * (z_g - z_k) \right]^2} \right]$$

(Mulco-Europe EWIV)

För att enkelt kunna bestämma ettdera axelavståndet eller effektiva längden måste en av dessa approximeras. Effektivaste tillvägagångssättet är att uppskatta axelavståndet, beräkna remlängden, jämföra beräknade längden mot tillverkarens standardlängder, välja närmaste standardlängd och slutligen beräkna nya axelavståndet. (Mulco-Europe EWIV)

Vidare fås effektklassificeringen P_r enligt:

$$P_r = P_n * c_6 \quad (2.3.4-6)$$

där P_n är effektklassificeringen för den effektiva remsbredden och c_6 är remsbreddsfaktorn. Bägge fås från tillverkarens tabellvärden, men för remsbreddsfaktorn gäller följande samband:

$$c_6 \geq c_{6\text{ err}}$$

där den förvalda remsbreddsfaktorn c_6 måste vara större än eller lika med den beräknade remsbreddsfaktorn $c_{6\text{ err}}$, vilken fås enligt:

$$c_{6\text{ err}} = \frac{P * c_0}{F_n * c_1 * c_5} \quad (2.3.4-7)$$

(Mulco-Europe EWIV)

Dessa faktorer går enligt tillverkarens angivna värden i tabellform där riktvärden anges för att bestämma storleken den eftersökta faktorn. (Mulco-Europe EWIV)

För att remväxeln ska kunna överföra effekten optimalt krävs det att kuggremmen har en viss förspänning. Förspänningen bestäms av två påverkande faktorer; Statiska spänningen över spännvidden, betecknad F_{stat} och axelbelastningen F_v . Axelbelastningen F_v fås enligt:

$$F_v = k_1 * k_2 * \frac{60 * 10^6 * P * \sin \frac{\beta}{2}}{t * z_k * n_k} \quad (2.3.4-8)$$

där initiala belastningsfaktorn k_1 går enligt tillverkarens riktvärden i tabell där olika drifttillstånd bestämmer faktorns värde, initiala underhållsfaktorn k_2 bestäms utefter tillverkarens tabell där den beräknade underhållsfaktorn c_0 , som beräknas på basis av den valda rembredden, bestämmer storleken på faktorn k_2 . (Mulco-Europe EWIV)

Rotationshastigheten n_k anges i min^{-1} och beräknas i enlighet med ekvation 2.3.1–6 på sid. 26.

Följande är statiska spänningen över spännvidden, d.v.s. spänningen över den sträcka som ej är i ingrepp med varken drivande eller drivna remhjulet (figur 17) och över sträckan L_s . Fria spännviddslängden betecknas L_f och kan fås enligt:

$$L_f = a * \sin \frac{\beta}{2} \quad (2.3.4-9)$$

(Mulco-Europe EWIV)

Vidare fås statiska spänningen över fria spännvidden enligt:

$$F_{stat} = \frac{F_v}{2 * \sin \frac{\beta}{2}} \quad (2.3.4-10)$$

(Mulco-Europe EWIV)

Genom att undersöka korrekt erhållen förspänning med frekvensmätning kan den eftersträvade statiska spänningen hos kuggremmen även beräknas enligt följande samband:

$$F_{stat} = 4 * m * L_f^2 * f^2 \quad (2.3.4-11)$$

där m är remvikten i kg/m och fås genom multiplicering av rembredd med specifik rem vikt per meter längd och millimeter bredd enligt:

$$m = m_s * b \quad (2.3.4-12)$$

(Mulco-Europe EWIV)

Vid korrekt statisk spänning kan frekvensen f brytas ut ur ekvation 2.3.4-11 och även den beräknas enligt följande samband:

$$f = \sqrt{\frac{F_{stat}}{4 * m * L_f^2}} \quad (2.3.4-13)$$

(Mulco-Europe EWIV)

Genom att använda dessa beräkningar kan en förvald rem typ och rembredd undersökas och konstateras som lämplig eller icke lämplig till ändamålet.

3 Metod

I detta kapitel kommer metodiken kring examensarbetets utförande att presenteras. Detta examensarbete involverar undersökning av möjliga optimeringslösningar på den nuvarande drivmetoden och för att lyckas med detta har olika koncept genererats inom ramarna för avgränsningarna, nödvändiga beräkningar har utförts på dessa samt information för ytterligare nödvändiga komponenter har sökts fram.

3.1 Krav

Före examensarbetet påbörjades ägde två möten rum för val av arbetsuppgift och senare för att ytterligare bestämma krav samt avgränsa arbetsuppgiften i examensarbetet.

På första mötet presenterade produktionschefen och min handledare från företaget vilka typer av arbeten de hade att erbjuda som examensarbete. Vi bestämde vilka som verkade mest lämpliga och slutligen valdes det arbete jag skulle utföra som mitt examensarbete. Efter mötet bestämde vi tidpunkt för när vi skulle avgränsa examensarbetet och där kraven för arbetet skulle fastställas.

På andra mötet skulle examensarbetet avgränsas samt krav skulle fastställas. De som deltog var samma personer som på första mötet, men nu även FoU chefen, en teknisk chef och en

mekanisk designer när kraven och avgränsningen för examensarbetet skulle fastställas. Förutom det faktum att drivmetoden ska klara av belastningen som uppstår hos segeltrumman vid höga vindhastigheter så fastställdes ytterligare krav:

- Första kravet blev att den optimerade drivmetoden ska vara lättare än den nuvarande.
- Andra kravet var att undersöka möjligheterna för att omvandla drivmetoden från hydrauliskt till elektriskt driven.
- Tredje kravet var att den optimerade drivmetoden som blir vald ska vara relativt simpel och designen ska påverka segeltrummans konstruktion så lite som möjligt. Lösningen ska även kunna erbjudas åt kunder med den nuvarande drivmetoden.
- Fjärde kravet var att drivmetoden ska ha en tillräcklig kapslingsklassning när risken för kontakt med vatten är högst sannolik.

Avgränsningarna som fastställdes var att arbetet endast ska innefatta optimering av drivmetoden, d.v.s. ingen hållfasthetsanalys över segeltrummans konstruktion ska utföras och eventuella problem som kan uppstå vid hissning av segel från segeltrumma direkt till mast ska ej beaktas.

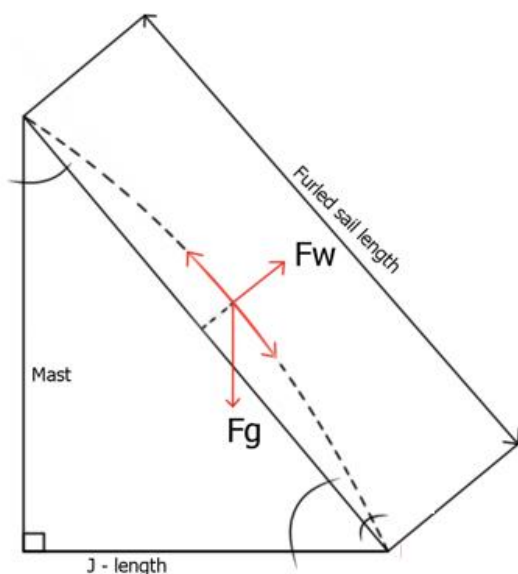
Efter att alla krav och avgränsningar fastställts kunde undersökningen i examensarbetet påbörjas för att finna den lämpligaste drivmetoden.

3.2 Dimensioneringsbelastning

För att kunna bestämma typen av drivmetod som är mest lämplig måste först belastningen över segeltrumman undersökas.

När segeltrummans drivmetod dimensioneras för att klara av att stå emot vindhastigheter upp till 15 m/s och när man har tillräckligt med information om seglet, dess dimensioner samt dess position kan belastningen på segeltrumman beräknas.

Efter implementering av grundläggande trigonometri, kraftvektorer och sambandet från teorin i kapitlet 2.1 om luftmotstånd fås dragspänningarna i seglet och slutligen fås vridmomentet som verkar på segeltrumman (figur 19).

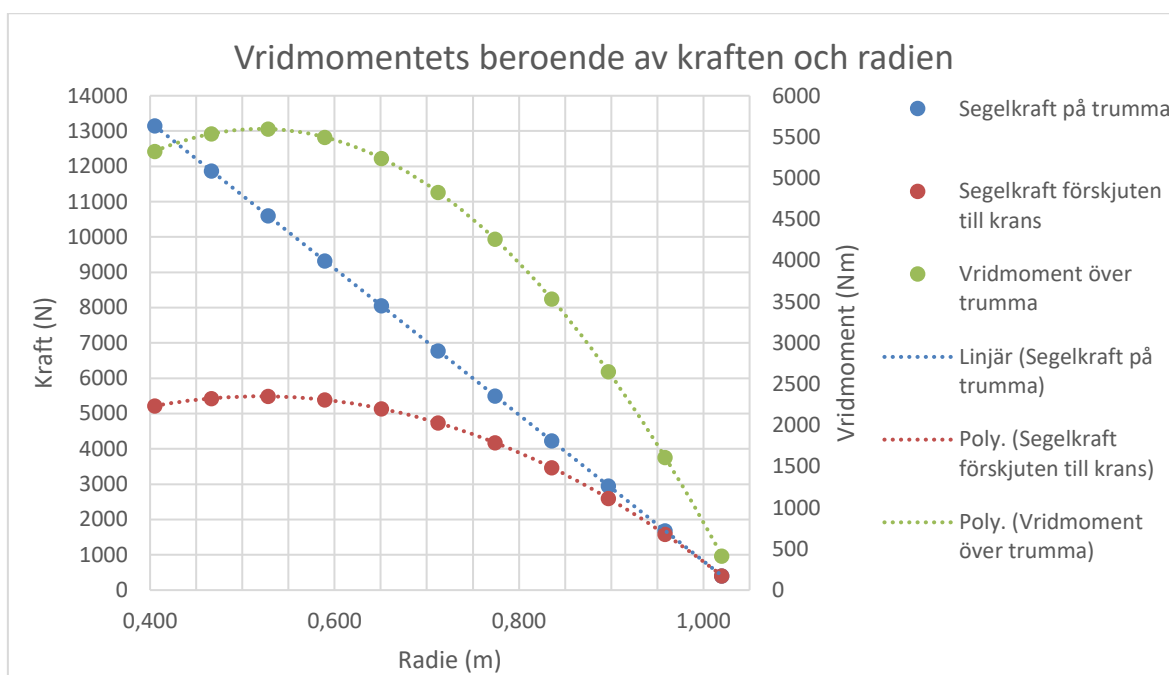


Figur 19. Skiss över det ihoprullade seglet före revning samt kraftvektorerna på seglet.

Enligt figuren kan ses ett streckat streck, detta är seglet som påverkas av vinden och det heldragna sträcket motsvarar uppspant segel. Seglet får en s.k. hängningsvinkel när det lossas från rullfocken och fästs till segeltrumman för att revas.

I figur 14 är *J-length* avståndet från framsidan på masten till seglets fästpunkt på däck, *Mast* är höjden från däck upp till seglets fästpunkt i masten, *Furled sail length* är det ihoprullade seglets totala längd, F_w är vindkraften och F_g är kraften av seglets massa.

Eftersom att seglet vid något tillfälle revas med en konstant hastighet på 0,5 m/s fås en varierande rotationshastighet hos segeltrumman. Detta orsakas genom att seglet viras upp på segeltrumman och radien ökar desto mera segel som viras upp på trumman. När radien ökar förskjuts segelkraften från trumman vilket ger ett högre vridmoment, men tillika desto mera segel som revas desto lägre segelkraft som påverkar segeltrumman (figur 20).



Figur 20. Graf över belastningar på segeltrumman där högsta vridmomentet över segeltrumman framkommer samt högsta kraften på både kransen och trumman.

För att finna största vridmomentet och största kraften har dessa värden först blivit beräknade och därefter blivit införda till tabell. Av dessa beräknade värden kan då den största kraften att dimensionera mot undersökas (tabell 1).

Tabell 1. Värden för största vridmoment, krafter och hastigheter hos segeltrumman.

| Data för segeltrumman | |
|------------------------------------|------------------------|
| Max. vridmoment | 5596 Nm |
| Max. kraft vid kransen | 5486 N |
| Max. kraft på trumman | 13 146 N |
| Trummans max. varvtal vid revning | 11,8 min ⁻¹ |
| Trummans max. varvtal vid hissning | 23,6 min ⁻¹ |

3.3 Design

För den optimerade drivmetodens design gällde att bekanta sig med den nuvarande designen och visualisera alternativa lösningar, undersöka vilka möjligheter som finns samt vad som begränsar en ny design av drivmetoden.

Ofta när det gäller design i segelbåtar är utrymme en viktig faktor och detta leder ofta till att designen måste utformas på ett annat sätt p.g.a. att den kolliderar med en annan detalj. I detta fall ges inga specifika restriktioner, utan man försöker istället hålla designen så kompakt som möjligt.

Det som begränsar designen mest i detta fall är kravet på att den nya drivmetoden inte ska orsaka några förändringar på segeltrummans nuvarande konstruktion. Företaget vill så långt som möjligt hålla kvar den nuvarande designen på segeltrumman och den nya drivmetoden måste då anpassas efter detta krav. Lösningen ska även kunna erbjudas åt befintliga kunder som redan utrustat sin segelbåt med denna segeltrumma, vilket leder till att detta ytterligare begränsar valmöjligheterna för designen. Genom att den ska kunna erbjudas till befintliga kunder, uppnås detta bäst genom att den konfigureras individuellt till varje segeltrumma men varje konfiguration ska följa samma grundprincip.

Efter att ha undersökt segeltrummans design samt alla dess restriktioner kan ett antal drivmetoder utformas och lämpliga komponenter till dessa kan undersökas.

3.4 Undersökning av lämpliga drivmetoder

Det som blir den viktigaste detaljen i drivmetodens utformning är att få ner vridmomentet till den drivande komponenten, vilket fås genom en utväxling mellan motor och segeltrumma. För att lyckas med detta måste olika metoder undersökas för att kunna avgöra den mest lämpliga drivmetoden.

Det första alternativet som undersöktes var möjligheterna att utnyttja segeltrummans konstruktion för att få ner vridmomentet till motorn. I detta fall skulle kransen på segeltrumman användas genom att man m.h.a. friktion och tryck mellan drivhjulen och kransen skulle driva segeltrumman. Friktionstalet för denna metod kunde uppskattas till ett visst värde, men för att få ett exakt värde på friktionstalet mellan kolfiberkompositen och drivande hjulens material krävs laborationsexperiment där friktionstalet mäts.

Det andra alternativet som undersöktes var möjligheterna med att konstruera en remväxel för att minska på krävande motoreffekten. Remväxeln skulle innebära ett drivande remhjul på motorn, ett remhjul monterat på segeltrummans nav, en kuggrem, en mekanism för remförspänning och slutligen en kompakt planetväxellåda för att kunna införa en el-motor.

Det tredje alternativet var att konstruera en planetväxel inuti segeltrummans nav för att få ner vridmomentet. Detta skulle innebära att segeltrummans konstruktion hålls intakt och inga större förändringar är nödvändiga, dock skulle detta innebära en högre belastning på drivmetoden på samma sätt som för kuggkransen på navet.

3.4.1 Val av motor

Eftersom företaget hade önskemål om att använda elektrisk drivmetodstyp var det viktigt att finna en lämplig el-motormodell. För att lyckas med detta kontaktades Ville Karlsson på Parker Hannifin Oy (personlig kommunikation 01.08.2017-31.12.2017) som kunde ge förslag på lämpliga modeller av el-motorer från deras sortiment. Utefter de parametrar och kriterier som angetts kunde han då erbjuda olika lösningar på el-motorer.

Vid kontakt med motortillverkaren fastställdes krav på att el-motorn ska köras med en matningsspänning på 24 VDC, så att batterierna i båten kan utnyttjas för att köra motorn. En annan typ vore användning av ettdera en matningsspänning på 230VAC-enfas spänning eller 400VAC-trefassspänning, men 24 VDC används hellre i detta fall eftersom att generatorm inte måste vara i drift vid användning av el-motorn samt att segelbåten inte måste vara utrustad med ett högspänningsbatteri. Ytterligare krav var att den drivande el-motorn även ska kunna operera i båda rotationsriktningar så att seglet både hissas samt revas utan problem.

3.5 Beräkning och dimensionering av en kuggväxel

Här förklaras metoden för att generera en kuggväxel och vi kommer betrakta fallet där en kuggkrans monteras på segeltrummans krans, som i sin tur drivs utav ett kugghjul monterat på en motor. Kuggkransen väljs till typen invändig rakkugg och det drivande kugghjulet på motorn till utvändig rakkugg.

Vid generering av en kuggväxel är första steget att bestämma utväxlingsförhållandet för kuggväxeln. I detta fall blir delningsradien för kuggkransen lika med radien för segeltrummans krans eftersom att kraftöverföringen ska erhållas vid denna punkt. Därefter genom att vridmomentet för motorn är känt kan drivande kugghjulets delningsradie beräknas. Motorns vridmoment uppskattas men storleken på drivande kugghjulet måste beaktas så att kuggtalen för båda kugghjul följer enligt sambanden i kapitel 2.2.2.

Följande steg är att bestämma delningen för kugghjulen och den beräknas genom att godtyckligt bestämma modul för kugghjulen samt pressvinkeln. Modulen samt delningen är identiska för båda kugghjul enligt tidigare presenterade samband i kapitel 2.2 om kuggväxlar och pressvinkeln är enligt standard 20 vinkelgrader.

Efter att alla steg för kugghjulsberäkningarna blivit utförda enligt sambanden i kapitel 2.2 för utvändig rakkugg och invändig rakkugg kan hållfastheten hos kugghjulen beräknas. Eftersom att kuggprofilen är identisk för båda kugghjul samt att kraften på kuggflankerna antas vara lika stor, betraktas enbart det ena kugghjulet i analysen.

Dimensionerna för kugghjulen har blivit beräknade och följande steg är att undersöka hållfastheten för kontaktspänning och böjspänning. Legerat stål 42CrMo4 blir valt som exempelmaterial i hållfasthetsberäkningarna, vilket är ett vanligt förekommande material vid kugghjulstillverkning.

Kontaktspänningen och böjspänningen beräknas efter att en kuggbredd blivit godtyckligt vald. Tillåtna värden för kontaktspänning hos legerade stål är i storleksordningen 1000 MPa enligt teori i kapitel 2 och böjspänningen dimensioneras efter materialets sträckgräns, vilken för det valda materialet ligger kring 415 MPa.

Efter att ha beräknat kontaktspänning samt böjspänning enligt sambanden från kapitel 2.2.8, med en kuggbredd på 20 mm fås att kontaktspänningen blir ungefär 771 MPa och böjspänningen 301 MPa. Dessa värden ligger relativt långt ifrån dess gränsvärden men för att ta i beaktande livslängd och dynamisk belastning krävs noggrannare analys, förutom den beräkning som utförs enligt sambanden i kapitel 2.2.8.

3.5.1 Kuggväxelberäkningar från kuggtillverkare

I föregående kapitel presenterades metoden för att beräkna samt dimensionera en kuggväxel enligt sambanden i kapitel 2.2 kring kuggväxlar med parallella axlar, men för att erhålla en noggrannare analys av kuggväxlarna har förfrågan ställts till Hundested Propeller A/S i Danmark som sedan tidigare är en välbekant samarbetspartner med Baltic Yachts. Med hjälp av Henrik Damsgaard, Hundested Propeller A/S (personlig kommunikation 06.09.2017-31.12.2017) har en noggrann beräkning över en av kuggväxlarna kunnat utföras.

Metoden för kugghjulsberäkning som Damsgaard använt sig utav skiljer sig från den som går igenom i kapitel 2.2, speciellt för vad gäller hållfasthetsberäkningarna. Damsgaard har använt sig utav en programvara vid namnet WinGear där geometrin samt materialegenskaperna för kuggväxeln definieras och därefter ger programmet ut ett resultat på beräkningar för giltig kuggeometri samt kugghållfasthet. Programmet beräknar kugghjulens geometri och hållfasthet enligt standard DIN 3960/80 där den använder sig utav

olika säkerhetsfaktorer, i jämförelse med sambanden från kapitel 2.2.8 där endast geometrin och belastningen används för att beräkna hållfastheten.

En av säkerhetsfaktorerna är säkerhetsfaktorn mot kontaktspänning och säkerhetsfaktorn betecknas S_H . Denna säkerhetsfaktor beaktar materialets tillåtna kontaktspänning, betecknas σ_{HG} och programmet ger ut den aktuella kontaktspänningen σ_H hos kugghjulen för den angivna belastningen. På så vis undviks gropfrätning hos bägge kugghjul. Detta samband kan jämföras med sambandet för beräkning av kontaktspänning från kapitel 2.2.8 (ekvation 2.2.8–3).

En annan säkerhetsfaktor är säkerhetsfaktorn mot kuggböjspänning och säkerhetsfaktorn betecknas S_F . Säkerhetsfaktorn beaktar här även materialets egenskaper, men i detta fall tillåten kuggböjspänning som betecknas σ_{FG} och programmet ger ut den aktuella kuggböjspänningen σ_F för båda kugghjulen. Genom användning av säkerhetsfaktorn undviks kuggbrott vid kuggroten. Detta samband kan jämföras med sambandet för beräkning av böjspänningen från kapitel 2.2.8 (ekvation 2.2.8–5).

Kugghjulsberäkningarna från både Hundested Propeller A/S samt beräkningarna i enlighet med kapitel 2.2 kan hittas i examensarbetets bilagor (Bilaga 1, Bilaga 2).

3.6 Remväxelberäkningar med verktyget Conti®Professional

Här presenteras metoden vid generering av en remväxel med två parallella axlar. Metoden som presenteras är via ett beräkningsverktyg från ContiTech AG:s hemsida där optimala remvalet kan fås genom införande av data i programmet.

Före programmet kan användas måste kontaktinformation ifyllas och en ansökan för att få tillgång verktyget skickas till programinnehavaren. Efter att ansökan godkänts kan man logga in till programmet för att skapa en profil och påbörja beräkningarna.

När profilen är skapad öppnar man ett nytt projekt och döper det till valfritt lämpligt namn. I detta fall fylls i drivmetodens typ, syfte och vilket företag som drivmetoden ämnas åt (figur 21). Därefter sparas det nya projektet och öppnas från profilen så att beräkningarna kan påbörjas.

Project name:
Sail drum belt drive

Company: Baltic Yachts Oy Ab Ltd

Att:

Application: Drive method for sail drum

Comment:

Project description:

Language: English

Measurement system: Metric

Unit: Millimeters

Cancel Save

Figur 21. Skapande av nytt projekt i conti-professional verktyget. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

När projekt editoren är öppnad ska först systemtypen bestämmas, val av rem typ och modell, profil på remmen och remmens delning. I detta fall väljs *Endless belts* som system typ, rem typ väljs till *timing belt*, remmodell till *Synchrochain Carbon*, tandprofilen *CTD* och delningen *C14M* (figur 22). *Endless belts* innebär att remmen inte har öppna ändar vilket en linjär remtransmission har och *timing belt* innebär att man använder sig av en synkroniseringsrem i remväxeln. Synkroniseringsrem är ett annat ord för kuggrem.

Project Editor
Perform desired settings and calculations Type of system / Project Editor / Sail drum belt drive

Type of system

Type of system
Endless belts

Belt Selection

Belt nature
Timing Belt

Belt Type
Synchrochain Carbon

Teeth profile
CTD

Tooth Pitch
C14M

Figur 22. Förval av remväxelsystem och remmodell samt dess utformning. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

Därefter förflyttar man sig nedåt på sidan för att ange remväxelns dimensioner och dess design i verktyget. Med verktyget kan olika system skapas beroende på vilken typ av

konfiguration som eftersträvas. Systemet som skapas i detta fall blir ett system med en drivande axel, ett excentriskt remspännarhjul och en driven axel (figur 23).

System Data

Geometry Data Visualization Performance Data Result Report

Number of Pulleys: 3
 Tensioner: 1
 Req. Belt length: [mm]
 Belt length: 3920.00 [mm]
 Calc. Belt length: 3920.00 [mm]

Question ...
 Outside diameter of pulley 1 "Tension pulley" (Da1 = 183.00) is less than the minimum back bend diameter (Damin = 185).
 Accept

| # | Designation | Settings | X [mm] | Y [mm] | No. Of Teeth | DA [mm] | DW [mm] | n [1/min] | fixed |
|---|----------------|----------|---------|---------|--------------|---------|---------|-----------|-------------------------------------|
| 0 | Drive shaft | | 0.00 | 0.00 | 28 | 121.99 | 124.78 | 76.56 | <input type="checkbox"/> |
| 1 | Tension pulley | | 162.70 | -118.39 | | 183.00 | 188.01 | 50.81 | <input type="checkbox"/> |
| 2 | Output shaft | | 1222.05 | 0.00 | 168 | 745.87 | 748.66 | 12.76 | <input checked="" type="checkbox"/> |

Figur 23. Geometridatan för remväxelkonfigurationen med remspännare. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

Notera i figur 23 att verktyget poängterar remspännarhjulets diameter, denna diameter beror utav remspännarens position. I detta fall befinner den sig på utsidan av remmen och ska därmed ha en diameter som är 1,5 ggr större än minsta remhjulet i remväxeln, d.v.s. drivande remhjulet. Minsta tillåtna tandantalet 28 används för det drivande remhjulet för att maximera utväxlingsförhållandet. Rotationshastigheten för det drivna hjulet är känt och införs i verktyget samt fixeras, detta gör att verktyget beräknar resterande rotationshastigheter utefter den blivit angiven.

Axelavståndet bestäms genom att förflytta ettdera drivande eller drivna hjulet i x- eller y-led, men först bör positionen för remspännaren definieras. Remspännarens position och tolerans definieras i en skild flik under geometridatan (figur 24). Här kan två olika alternativ på remspännaren användas och i detta fall används typen till vänster i figuren.

Tension pulley

Central point
 X [mm]: 162.70
 Y [mm]: -121.70

Tolerance field of the position
 Min [mm]: -10.00
 Max [mm]: 10.00

Adjust pulley position

Belt tensioner

Screw-on position
 X [mm]:
 Y [mm]:

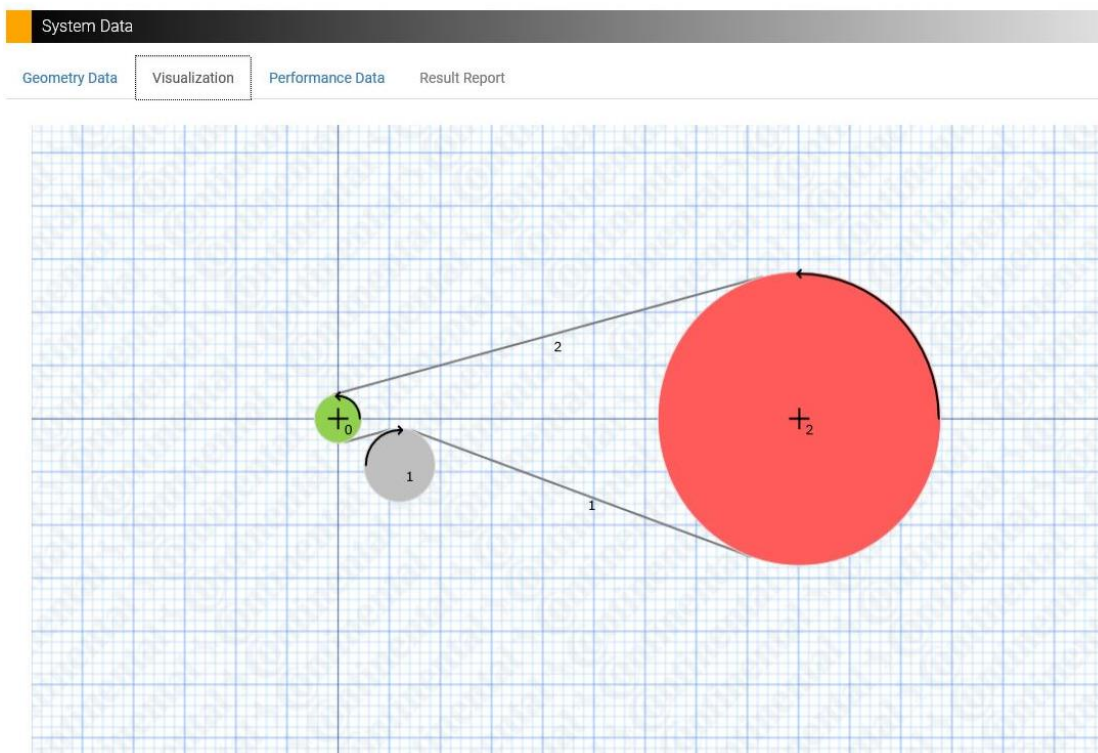
Lever
 L [mm]:
 PHI [°]:

Adjust pulley position

Figur 24. Remspännarens data för position och tolerans. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

När remspännaren konfigurerats kan axelavståndet bestämmas och detta blir bestämt genom att ange drivna remhjulets x-position i positiv riktning. Efter att axelavståndet definierats har verktyget beräknat en remlängd (figur 18). Till vänster om denna längd finns en flik med en lista över tillgängliga remlängder som väljs utefter den beräknade remlängden. Ifall att dessa är olika är man tvungen att korrigera axelavståndet tills att båda längderna stämmer överens med varandra.

Till höger om geometridatafliken finns en visualiseringsflik och om den öppnas ritas verktyget upp en schematisk bild över remväxelkonfigurationen (figur 25).



Figur 25. Visualisering över den skapade remväxelkonfigurationen i verktyget. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

Med hjälp av visualiseringen går det tydligt att se ifall någonting är fel och måste korrigeras samt att det ger en tydlig bild över den skapade konfigurationen.

Efter att varje geometriska data blivit konfigurerat blir följande steg i processen att bestämma effektkravet för remväxeln under fliken *Performance Data* i verktyget (figur 26).

| System Data | | | | |
|------------------|----------------|------------------|----------------|----------------|
| Geometry Data | Visualization | Performance Data | Result Report | |
| Power and Torque | | | | |
| # | Designation | P | M _d | F _u |
| 0 | Drive shaft | 7.48 [kW] | 932.67 [Nm] | 14949 [N] |
| 1 | Tension pulley | 0.00 [kW] | 0.00 [Nm] | 0 [N] |
| 2 | Output shaft | 7.48 [kW] | 5596.00 [Nm] | 14949 [N] |

| Operating Conditions | |
|--------------------------|----------------------|
| Required Service Factor | Operating Conditions |
| CO _{gef} 1.30 ? | Average loading |

Figur 26. Effekt och vridmomentskrav för remväxelkonfigurationen. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

Utgående vridmomentet anges som vridmomentet över segeltrumman och därefter beräknar verktyget resterande vridmoment, krafter och effekter. Verktöget frågar efter driftförhållande och krävande underhållsfaktor. Driftförhållandet bestäms utefter typen av drift, d.v.s. om belastningen är jämn eller växlande, konstant eller chockbelastning o.s.v. Underhållsfaktorn bestäms på liknande sätt, beroende på storleken av möjlig chockbelastning.

Efter att driftförhållandet och underhållsfaktorn bestämts beräknar verktyget storleken på rembredden och storleken på minsta rekommenderade spänning (figur 27).

| Interim results | |
|--|--------------------------------|
| CONTI-CTD-3920-C14M-50-Synchrochain Carbon | |
| Calculated belt width | Chosen belt width |
| B _{err} 40.37 [mm] | B _{aus} 50 [mm] |
| Calculated total service factor | Required belt width |
| CO _{err} 1.63 [] | B _{gef} 50 [mm] |
| Min. recommended strand tension | Minimum strand tension |
| F _{stat} 8612 [N] | F _{statMin} 1324 [N] |
| Peripheral force | Maximal preload force |
| F _u 14949 [N] | F _{statMax} 11195 [N] |
| Overall power rating of the system | |
| Pr _{Aus} 12.97 [kW] | |

[Show total result](#)

Figur 27. Beräknade dimensioner för rembredd, remspänning och rembelastningar. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

Verktyget beräknar en remsbredd och infogar närmaste tillgängliga remsbredd i fältet *Chosen belt width*, men på förfrågan kan en annan remsbredd fås. I detta fall skulle verktyget rekommendera remsbredden 68 mm som är närmaste remsbredd i lager, men 50 mm väljs som special remsbredd.

För att få hela beräkningen över remväxeln väljer man *Show total result* och verktyget visar ett dokument över varje specifik sektion i beräkningarna som uppkommer i figur 28-figur 31.

Längst upp i sammanfattningen finner man remkoden som används vid beställningar. I koden framkommer remtyp, profil, längd, delning, bredd och modell (figur 28). Under koden finner man även grundläggande data i tabell för den konfigurerade remväxeln bl.a. tandprofilen, remlängden, remmens tandantal, underhållsfaktorer o.s.v.

| System Data | | | | | | |
|---|------------------------|---------------|---------------------------------|-------------------|-------|---------------|
| Geometry Data | | Visualization | | Performance Data | | Result Report |
| CONTI-CTD-3920-C14M-50-SYNCHROCHAIN CARBON | | | | | | |
| Belt / Systemdata | | | | | | |
| Profile | PROF | CTD | Initial load factor | K1 | [-] | 1.00 |
| Pitch | t [mm] | 14.00 | Initial service factor | K2 | [-] | 1.15 |
| Length | LW [mm] | 3920.00 | Calculated total service factor | C0 _{err} | [-] | 1.63 |
| Number of belt teeth | z [-] | 280.00 | Required total service factor | C0 _{gef} | [-] | 1.30 |
| Calculated belt width | B _{err} [mm] | 40.37 | Length factor | C5 | [-] | 1.19 |
| Chosen belt width | B _{aus} [mm] | 50 | Belt speed | v | [m/s] | 0.50 |
| Overall power rating of the system | P _{rAus} [kW] | 12.97 | Required engine power | PeL | [kW] | 7.48 |
| Engine efficiency | η [%] | 100.00 | | | | |

Figur 28. System data för remväxelkonfigurationen. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

Följande figur anger geometridatan för remhjulen där tandantalen, diametrar och positioner framkommer för respektive rem hjul. Här framkommer även kontaktvinklar, antal ingripande tänder, rotationshastigheter och utväxlingsförhållanden för remväxeln (figur 29).

| Geometrydata Pulleys | | | | | |
|----------------------|----------------|--------------------|-----------------|----------|----------|
| # | Outer diameter | Effective diameter | Number of teeth | X-Coord. | Y-Coord. |
| | da | dw | z | x | y |
| | [mm] | [mm] | [-] | [mm] | [mm] |
| 0 | 121.99 | 124.78 | 28 | 0.00 | 0.00 |
| 1 | 183.00 | 188.01 | | 162.70 | -118.39 |
| 2 | 745.87 | 748.66 | 168 | 1222.05 | 0.00 |

| Geometrydata System | | | | | |
|---------------------|----------------|-------------------------|----------------------|------------------|--------------------|
| # | Arc of contact | Number of teeth in mesh | Teeth in mesh factor | Rotational Speed | Transmission ratio |
| | BETA | ze | c1 | n | i |
| | [°] | [-] | [-] | [rpm] | [-] |
| 0 | 180.18 | 14 | 1.00 | 76.56 | 1.00 |
| 1 | 34.65 | - | - | 50.81 | 0.66 |
| 2 | 214.48 | 100 | 1.00 | 12.76 | 0.17 |

Figur 29. Geometridatan för remhjul och remspännare. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

I effektdata tabellerna framkommer storlek på effekt, vridmoment och kraft som kan överföras genom remväxeln. Här framkommer även de belastningar som uppstår i remhjulslagringen (figur 30).

Under effektdata tabellerna uppvisas de fria spannlängderna och rekommenderade spänsspänningar. *Mounting strand tension* innebär spänningen som krävs vid montering och *Min. recommended strand tension*, d.v.s. minsta rekommenderade spänsspänningen, är den som ska eftersträvas efter en viss inkörningstid.

| Power data pulleys | | | | | |
|--------------------|-------|---------|------------------|----------------------|-----------------------|
| # | Power | Torque | Peripheral force | Static bearing force | Dynamic bearing force |
| | P | M | F_u | FL_{stat} | FL_{dyn} |
| | [kW] | [Nm] | [N] | [N] | [N] |
| 0 | 7.48 | 932.67 | 14949 | 17223 | 17223 |
| 1 | 0.00 | 0.00 | 0 | 5130 | 677 |
| 2 | 7.48 | 5596.00 | 14949 | 16450 | 17036 |

| Strand data | | | |
|-------------|--------------------|---------------------------------|-------------------------|
| # | Free strand length | Min. recommended strand tension | Mounting strand tension |
| | L_f | F_{stat} | $F_{stat_{min}}$ |
| | [mm] | [N] | [N] |
| 0 | 126.60 | 8612 | 11195 |
| 1 | 957.54 | 8612 | 11195 |
| 2 | 1181.56 | 8612 | 11195 |

Figur 30. Överförbara effekten, vridmomentet och kraften för remväxelkonfigurationen samt lagerbelastningarna. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

För att få korrekt förspänning samt kontinuerlig driftspänning i remmen är ett alternativ att mäta remmens svängningsfrekvens under drift. För detta anges rekommenderade frekvenser på olika spann hos remmen på samma sätt som tidigare tabell för spänningskraft (figur 31).

| Pre-Tensioning | | | | |
|----------------|-----------------------------------|---------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|
| # | Min. recommended strand frequency | Mounting strand frequency | static CONTI - Frequency VSM Mini | mounting CONTI - Frequency VSM Mini |
| | f_{stat} | f_{mon} | $f_{C_{stat}}$ | $f_{C_{mon}}$ |
| | [Hz] | [Hz] | [Hz] | [Hz] |
| 0 | 586 | 669 | 514 | 586 |
| 1 | 78 | 88 | 76 | 87 |
| 2 | 63 | 72 | 62 | 71 |



Figur 31. Remförspänningsdata för frekvensmätning. (Continental AG, ContiTech, u.d.)

Vidare har, tillsammans med Stig Rosendahl från Movetec Oy, även remtillverkaren kontaktats för att bekräfta valet av rem och för att få offert på komponenter till en fullständig remväxel. Detta visade sig nödvändigt då dimensionerna för remväxeln var större än typiska remväxlar och fordrade en speciell typ av synkroniseringsrem enligt Stigs rekommendationer (personlig kommunikation 18.09.2017-31.12.2017).

3.7 Utvärdering av drivmetoderna

För att underlätta valet av drivmetod och finna den som lämpar sig bäst för ändamålet uppförs en beslutsmatris för de olika drivmetoderna där de viktigaste kriterierna för en optimerad drivmetod framkommer (tabell 2). Av tabellen framkommer att remdrivmetoden är den lösning som lämpar sig bäst som drivmetod för segeltrumman.

Tabell 2. Beslutsmatris för drivmetodskoncepten i examensarbetet.

| | Vattentålig | | | | | | Kommentar | Beslut |
|------------------------|-------------------------|---|---|---|---|---|-------------------------------|----------|
| | Klarar belastningen | | | | | | | |
| | Simpel konstruktion | | | | | | | |
| | Tillåter viktninskning | | | | | | | |
| | Kompatibel med el-motor | | | | | | | |
| | Summering av viktningen | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| Kuggkrans | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | För komplicerad och tung | Olämplig |
| Planetkuggväxel | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | För komplicerad och tung | Olämplig |
| Friktionsdrift | - | - | 0 | - | - | 0 | För komplicerad | Olämplig |
| Remdrift | 1 | 1 | 1 | - | - | 3 | Kan konstrueras på flera sätt | Lämplig |

Viktningen i tabellen utförs genom att endast ett jakande svar till ett av ovanstående kriterier resulterar i ett poäng. Ett nekande svar resulterar i noll poäng och ett streck betyder att information saknas eller att det är både ett jakande samt ett nekande svar. När alla drivmetoder fått poäng enligt kriterierna summeras den totala poängen och den lämpligaste drivmetoden blir den som erhåller störst antal poäng.

4 Resultat

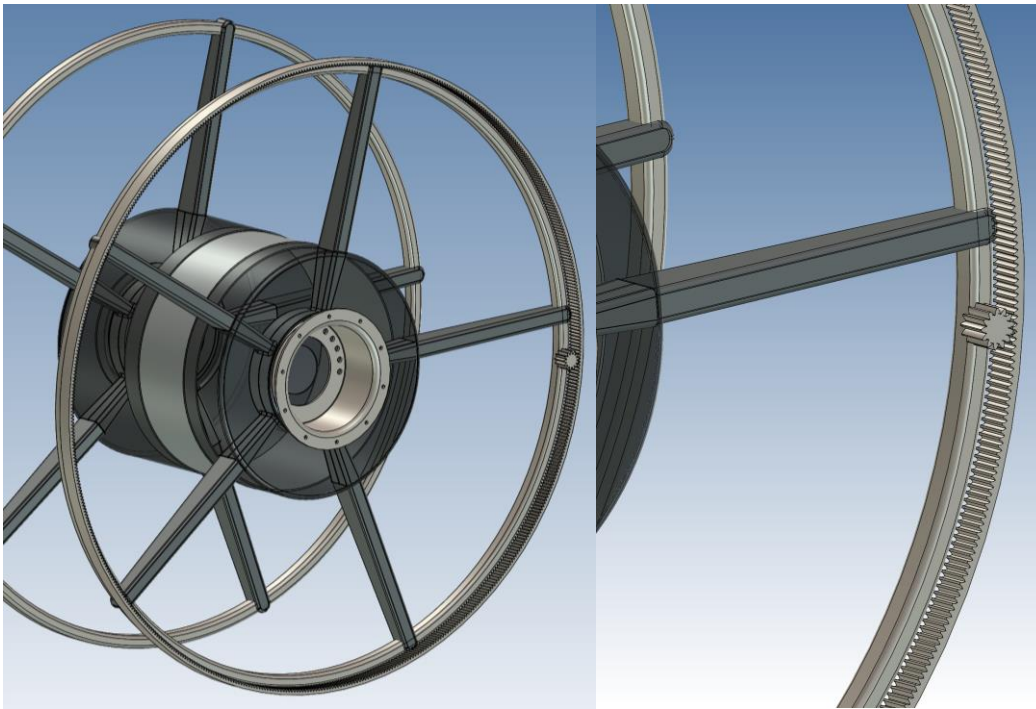
Resultatet för examensarbetet presenteras i detta kapitel där de olika alternativen på drivmetoder presenteras, fördelar och nackdelar vägs mot varandra och slutligen utvärderas koncepten och den lämpligaste drivmetoden presenteras och förklaras.

4.1 Kuggväxeldrivmetod

Här presenteras resultatet för båda alternativen med en kuggväxel, d.v.s. den metod där en kuggkrans monteras på segeltrummans krans samt den metod där en planetväxel placeras inuti segeltrummans nav.

4.1.1 Kuggkrans

Genom att en kuggkrans monteras mot segeltrummans krans kan ett relativt stort utväxlingsförhållande erhållas mellan motor och segeltrumma vilket medför att effektkravet på motorn blir lägre (figur 32), men för att omvandla drivmetoden från hydrauliskt driven till elektriskt driven krävs ytterligare utväxling mellan motor och segeltrumma. Detta kan erhållas genom att införa en kompakt planetväxellåda efter motorn och före kuggväxeln.

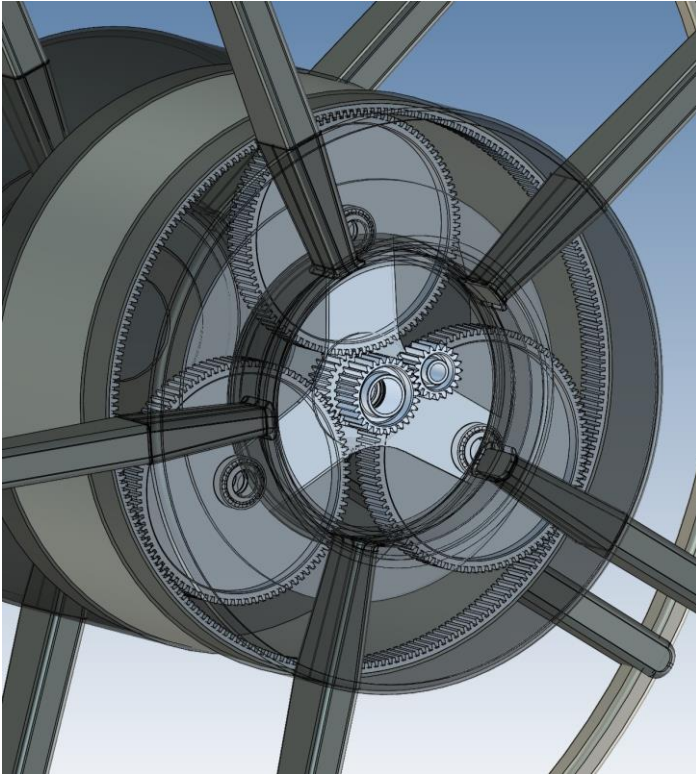


Figur 32. Modell över funktionsprincipen för den drivmetod där en kuggkrans monteras mot segeltrummans krans.

Problemet med drivmetoden där kuggkransen monteras på den ursprungliga kransen är att segeltrummans konstruktion inte klarar av den belastning som drivmetoden skulle orsaka. Kuggkransen måste tillverkas på ett sådant sätt att den kan transporteras ner genom däcksluckan för att monteras på segeltrumman, vilket leder till att kuggkransens hållfasthet minskar samtidigt som precisionen hos kuggkransen minskar. När segeltrummans krans är uppbyggd i flera mindre delar betyder detta att den inte är styv och tillåter rörelse hos delarna, vilket inte är önskvärt hos en kuggväxel där precisionen är ytterst viktigt för att få korrekt kraftöverföring mellan kuggflankerna.

4.1.2 Planetväxel

Det andra alternativet som undersöktes var en planetkuggväxel inuti segeltrummans nav (figur 33). Planetväxeln skulle vara uppbyggd av ett ringhjul, tre planeter, planetbärare, solhjul, axlar, lager och kopplingar. Med denna metod kunde kravet på motoreffekten minimeras samtidigt som segeltrummans konstruktion hålls intakt. Även för denna kuggväxel krävs ytterligare utväxling om en elektrisk typ av drivmetod ska användas.



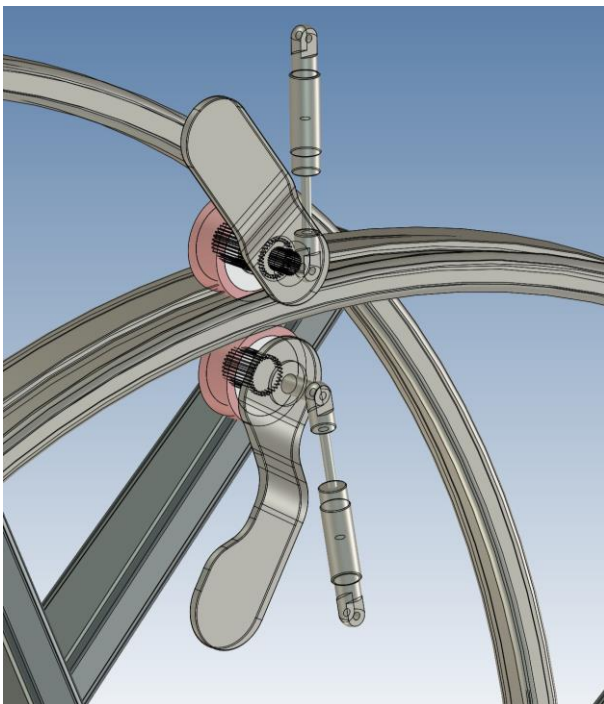
Figur 33. Modell över funktionsprincipen för den drivmetod där en planetväxel monteras inuti segeltrummans nav.

Nackdelarna med denna drivmetod är att det skulle bli en ytterst komplicerad konstruktion med tanke på lager och fastsättning för varje del i planetväxeln. Tillverkningsprocessen skulle också bli komplicerad med tanke på precisionen hos de ingripande kugghjulen.

Allt detta leder slutligen till att drivmetodens vikt överskrider gränsen för att den ska kunna betraktas som en lämplig drivmetodsoptimering för segeltrumman.

4.2 Friktionsdrivmetod

Genom friktionsdrift kunde kransen hos segeltrumman användas, med ett antal modifieringar, för att driva segeltrumman. Detta genom att bredda ut kransen, placera ett gummihjul på vardera sida om kransen och därefter genom en tillräckligt stor tryckkraft mot kransen kunde en motor rotera segeltrumman. För att erhålla tryckkraften mot kransen kunde stötdämpare monteras på vardera sida om kransen på gummihjulens armatur. (figur 34).



Figur 34. Modell över funktionsprincipen för friktionsdrivmetoden.

Friktionsdrivmetoden var den drivmetod som blev minst undersökt eftersom att den i ett tidigt skede sattes åt sidan. Orsaken till detta var att företaget ansåg att denna drivmetod skulle bli olämplig med tanke på dess uppbyggnad och överlag att den verkade för komplicerad.

Även det faktum att drivmetoden ska kunna operera felfritt i fuktigt och vått utrymme minskar drastiskt på användningsområdet för friktionsdriften när det blir våta eller fuktiga kontaktytor.

4.3 Remväxeldrivmetod

Det slutliga drivmetodskonceptet som undersöktes var användningen av en kuggremväxel för att minska på effektkravet hos motorn, vilken visade sig vara den mest lovande av alla undersökta metoder. För denna drivmetodstyp blev två stycken förslag framtagna och dessa två med både en hydraulisk version samt en elektrisk version hos av den drivande motorn.

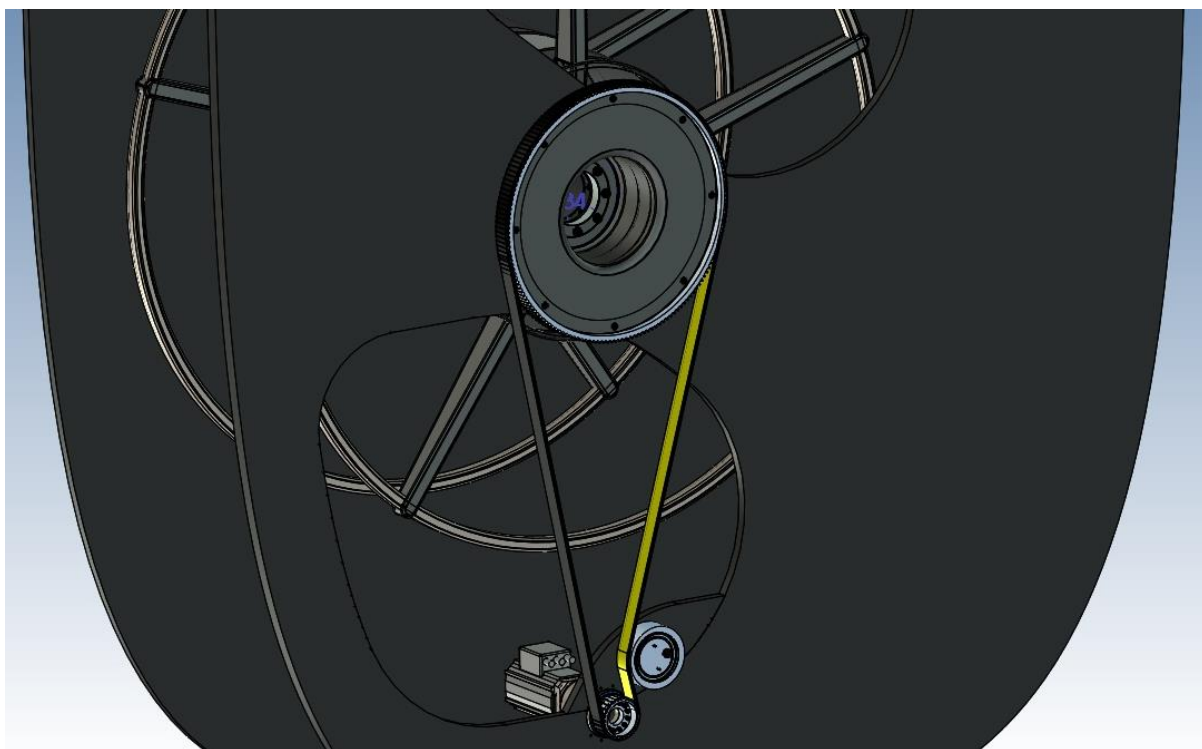
4.3.1 Remväxeldrivmetod 1

Den första drivmetoden är uppbyggd så att ett kuggremhjul monteras i segeltrummans främre nav, på det ställe där den ursprungliga hydraulmotorn varit placerad och detta kuggremhjul drivs av ett mindre kuggremhjul på en motor som är placerad ett visst axelavstånd från navet.

Kuggremhjulet som monteras i segeltrummans nav består huvudsakligen av tre delar: en kuggkrans, en remhjulstrumma av kompositmaterial och glidlagarsystem inne i navet på segeltrumman. Kuggkransen är tillverkad av aluminium, den har utvändiga kuggar som synkroniserar med kuggremmen och kuggkransen har dessutom en invändig fläns med bulthål för att tillåta montering mot remhjulstrumman.

Remhjulstrumman med kuggkransen monteras mot segeltrumman inne i dess nav där den bultas fast. Inuti navet finns glidlagarsystem med både axiella och radiella lager i form av acetalplast och syrafast stål som stöder upp både segeltrumman och remhjulstrumman.

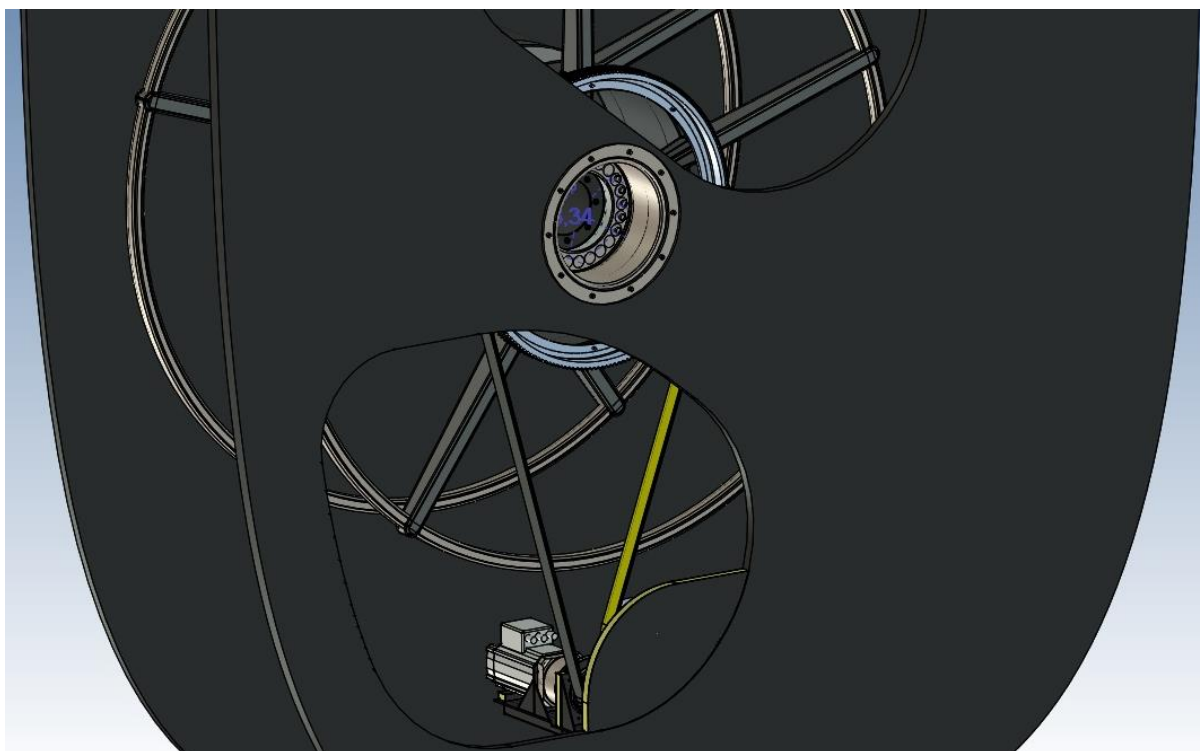
Genom att montera ett kuggremhjul i navet på segeltrumman minimeras modifieringar på segeltrummans konstruktion. Det drivna kuggremhjulet kommer ut från navet och mot den främre ytan av ett skott som segeltrumman monteras mot (figur 35).



Figur 35. Remväxeldrivmetoden där kuggremhjulet kommer ut från det främre skottet i figuren.

4.3.2 Remväxeldrivmetod 2

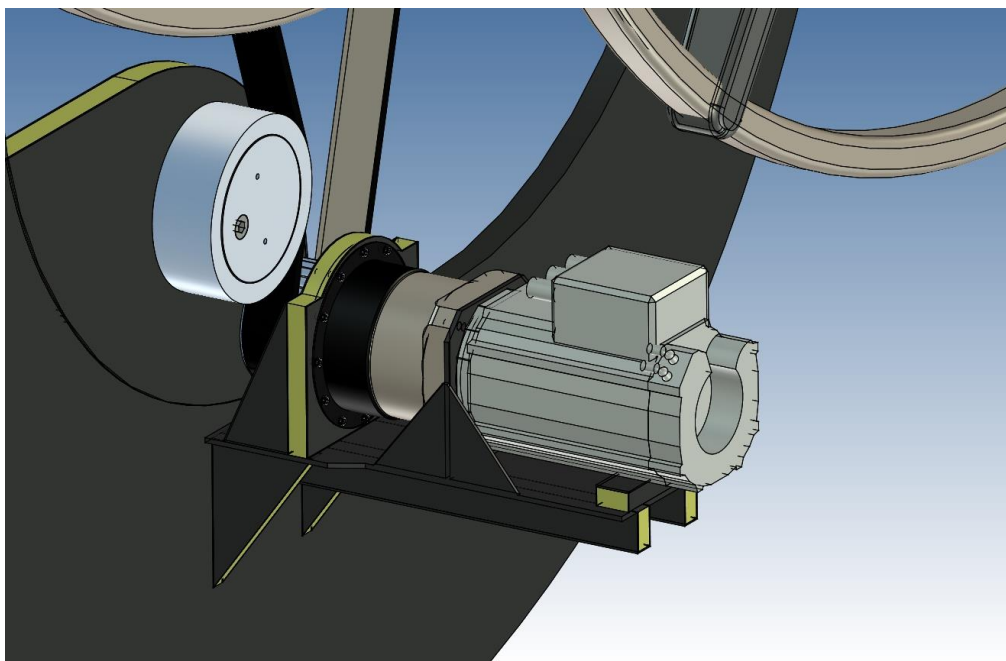
Den andra remväxeldrivmetoden är uppbyggd med färre komponenter i jämförelse med remväxeldrivmetod 1, då remhjulstrumman har eliminerats och kuggkransen monterats direkt på segeltrumman (figur 36). Detta upplägg tillåter även att glidlagersystemet för remhjulstrumman kan elimineras, men istället måste segeltrumman kollapsas mot aktern och en distans måste placeras mellan segeltrumman och det främre navet. Detta för att kuggkransen ska rymmas mellan segeltrumman och det främre skottet. Ett annat alternativ vore att tillverka ett nytt nav som är längre och tillåter att segeltrumman kan kollapsas bakåt.



Figur 36. Remväxeldrivmetoden där kuggkransen monterats bakom det främre skottet och direkt mot segeltrumman.

4.3.3 Remväxeldrivmetodernas drivande komponenter

För remväxeldrivmetoderna i både figur 32 samt figur 33 har samma drivande komponenter använts förutom de komponenter som tidigare nämnts i kapitel 4.3.2. Remväxeldrivmetoderna består båda utav en el-motor, en kompakt planetväxellåda, ett drivande kuggremhjul, ett excentriskt remspännarhjul, en kuggrem och en skyddskåpa (figur 34). Ytterligare som krävs är en monteringsstruktur för motorn, växellådan samt remspännarhjulet och denna struktur kan tillverkas i kompositmaterial med plastskumkärna.



Figur 37. Remväxeldrivmetodernas drivande komponenter synliga utan skyddskåpan.

Den drivande komponenten har blivit vald till en permanentmagnet synkronmotor från företaget Parker Hannifin Oy. Motormodellen som blev vald var GVM142-075-BRW och denna kräver en matningsspänning på 540VDC. För att erhålla denna spänning krävs en drivenhet från AC30-serien som omvandlar trefas 400VAC till 540VDC. Dessa komponenter har sökts fram i samarbete med Ville Karlsson på Parker (personlig kommunikation 01.08.2017-31.12.2017) där offert på motor och drivenhet har även begärts för att senare kunna presenteras åt företagets projektgrupper. (Parker Hannifin Oy)

Mellan det drivande kuggremhjulet och el-motorn är en kompakt planetväxellåda placerad, växellådsserien PLFN och seriestorleken 140. PLFN planetväxellådan har ett utväxlingsförhållande på 1:40 med tvåstegs planetutväxling och tillsammans med remväxeln kan ett utväxlingsförhållande på 1:240 fås. Planetväxellådan är tillverkad av företaget Neugart GmbH. (Neugart GmbH)

Genom att PLFN planetväxellådan väljs kan drivmetoden anpassas för flera olika alternativ på remväxelkonfigurationer åt företaget och deras kunder, detta p.g.a. att det maximala vridmomentet för växellådan och det aktuella maximala vridmomentet hos segeltrumman ligger relativt långt ifrån varandra. PLFN är en coaxial planetväxellåda där ingång och utgång ligger längs samma axel och den utgående axeln på planetväxellådan är av flänstyp vilket medför enkel montering av ett specialtillverkat remhjul med fläns.

På planetväxellådans utgående axel är det drivande kuggremhjulet monterat som är tillverkat av aluminium. Kuggremhjulet är tillverkat så att den har en utvändig kuggkrans där kuggremmen påverkar, en invändig fläns som monteras på planetväxellådans fläns och två tunna flänsar på båda sidorna av remhjulet för styrning av kuggremmen.

Den kraftöverförande kuggremmen är vald till CONTI-CTD-C14M-50-Synchrochain Carbon. Denna kuggrem blev vald eftersom att den klarar av den belastning som uppstår i remväxeln samt att den klarar av att operera felfritt, trots att antalet ingripande tänder på det större remhjulet är relativt stort. Rembredden har valts till 50 mm och remlängden väljs enligt utrymmesmöjligheter i segelbåten, men kan fås allt från 994 - 4410 mm. (Mulco-Europe EWIV)

För att erhålla en förspänning i kuggremmen samt den statiska driftspänningen används en remspännarenhet med excentrisk justering. Remspännarenheten placeras nära det drivande remhjulet och roteras excentriskt för att spänna kuggremmen. Denna remspännarenhet kan beställas eller tillverkas av företaget själva.

För kontroll av korrekt remförspänning och statisk driftspänning används en frekvensmätare. Vid användning av frekvensmätaren kan en noggrann och korrekt remspänning fås samtidigt som kuggremmens livslängd förlängs genom korrekt remspänning. Denna frekvensmätare kan beställas från utomstående företag och offert har erhållits från Movetec Oy.

Stig Rosendahl från Movetec Oy (personlig kommunikation 18.09.2017-31.12.2017) har gett offert på kuggrem, kuggremhjul, planetväxellåda, remspännarenhet och frekvensmätare. Med denna offert och offerten för el-motorn samt motordrivenheten, kan den totala kostnaden för drivmetodens komponenter presenteras för företagets projektgrupper.

4.4 Utvärdering

För de drivmetoder där en kuggväxel utgör grunden för kraftöverföringen kan konstateras att dessa inte är lönsamma att användas till detta ändamål. Enligt den undersökning som blivit utförd på kuggväxeldrivmetoderna har det konstaterats att en kuggväxel anpassad för att driva segeltrumman kommer ettdera bli för tung, för komplicerad eller för kostsam att tillverka. Här väger nackdelarna mera än fördelarna och drivmetoderna kan konstateras som olämplig.

För friktionsdrivmetoden gäller många av de redan nämnda punkterna hos kuggväxeln. Drivmetoden i detta fall blir för komplicerad, den kräver ytterligare undersökning för riktiga friktionstal och det blir för många modifikationer på segeltrummans konstruktion.

Remväxeldrivmetoden är den metod som bäst kan tillämpas till detta ändamål enligt undersökningen. Den kan tillämpas ettdera med hydraulisk drift eller med elektrisk drift, men enligt viktanalysen erhålls en lägre vikt med en hydraulmotor enligt tabell 3 och tabell 4.

Tabell 3. Viktanalys av remväxeldrivmetod 1 i jämförelse med den ursprungliga drivmetoden.

| Vikter för nuvarande drivmetod | | Vikter för remväxeldrivmetod 1 | | | |
|--------------------------------|--------------|--------------------------------|-------------|---------------------------|--------------|
| <i>Hydraulisk</i> | | <i>Hydraulisk</i> | | <i>Elektrisk</i> | |
| Hydraulmotor | 70,00 | Hydraulmotor | 12,50 | El-motor | 18,50 |
| Hydraulvätska | 1,23 | Hydraulvätska | 0,29 | Drivenhet | 22,30 |
| Ventilbord, rör | 25,00 | Ventilbord, rör | 25,00 | Kablage | 5,00 |
| Fjärrkontroll, kablage | 5,00 | Fjärrkontroll, kablage | 5,00 | Kylsystem | 5,00 |
| Spline hylsa | 5,73 | Kuggrem | 1,52 | Planetväxellåda | 16,00 |
| Gängplatta | 5,74 | Kuggremhjul, motor | 1,00 | Kuggrem | 1,52 |
| Lagersystem | 2,41 | Kuggremhjul, trumma | 12,00 | Ventilbord, rör | 25,00 |
| Total vikt/kg | 115,1 | Lagersystem | 6,86 | Kuggremhjul, motor | 1,00 |
| | | Monteringsstruktur | 2,50 | Kuggremhjul, trumma | 12,00 |
| | | Kuggremkåpa | 5,80 | Lagersystem | 6,86 |
| | | Fästanordningar | 1,40 | Monteringsstruktur | 2,50 |
| | | Kuggremspännare | 5,00 | Kuggremkåpa | 5,80 |
| | | | | Fästanordningar | 1,40 |
| | | | | Kuggremspännare | 5,00 |
| | | Total vikt/ kg | 78,9 | Total vikt/ kg | 127,9 |
| | | Viktminskning / kg | 36,2 | Viktminskning / kg | -12,8 |
| | | Viktminskning / % | 31,5 | Viktminskning / % | -11,1 |

Tabell 4. Viktanalys av remväxeldrivmetod 2 i jämförelse med den ursprungliga drivmetoden.

| Vikter för nuvarande drivmetod | | Vikter för remväxeldrivmetod 2 | | | |
|--------------------------------|--------------|--------------------------------|-------------|-------------------------|--------------|
| <i>Hydraulisk</i> | | <i>Hydraulisk</i> | | <i>Elektrisk</i> | |
| Hydraulmotor | 70,00 | Hydraulmotor | 12,50 | El-motor | 18,50 |
| Hydraulvätska | 1,23 | Hydraulvätska | 0,29 | Drivenhet | 22,30 |
| Ventilbord, rör | 25,00 | Ventilbord, rör | 25,00 | Kablage | 5,00 |
| Fjärrkontroll, kablage | 5,00 | Fjärrkontroll, kablage | 5,00 | Kylsystem | 5,00 |
| Spline hylsa | 5,73 | Kuggrem | 1,70 | Planetväxellåda | 16,00 |
| Gängplatta | 5,74 | Kuggremhjul, motor | 1,00 | Kuggrem | 1,70 |
| Lagersystem | 2,41 | Kuggremhjul, trumma | 10,00 | Ventilbord, rör | 25,00 |
| Total vikt/kg | 115,1 | Lagersystem | 4,61 | Kuggremhjul, motor | 1,00 |
| | | Monteringsstruktur | 2,50 | Kuggremhjul, trumma | 10,00 |
| | | Kuggremkåpa | 5,80 | Lagersystem | 4,61 |
| | | Fästanordningar | 1,40 | Monteringsstruktur | 2,50 |
| | | Kuggremspännare | 5,00 | Kuggremkåpa | 5,80 |
| | | | | Fästanordningar | 1,40 |
| | | | | Kuggremspännare | 5,00 |
| | | Total vikt/kg | 74,8 | Total vikt/kg | 123,8 |
| | | Viktminskning/kg | 40,3 | Viktminskning/kg | -8,7 |
| | | Viktminskning/% | 35 | Viktminskning/% | -8 |

Enligt tabell 3 och tabell 4 kommer den elektriska drivmetoden att överskrida den ursprungliga drivmetodens vikt och detta gäller oavsett vilken av remväxeldrivmetoderna som används.

Ett av problemen med den valda el-motormodellen är att den endast kan utföra arbete i en rotationsriktning och roterar sedan fritt i den andra rotationsriktningen. För att den valda el-motormodellen ska kunna reva seglet samt bromsa seglet vid hissning krävs det att ytterligare en el-motor installeras för hissning av seglet. Genom att installera en el-motor som hissar seglet och en el-motor som revar seglet så kan dessa kopplas samman och köras som motor eller som en generator, d.v.s. en som arbetar och en som bromsar.

Ett annat problem med den valda el-motormodellen är att den kräver 400VAC trefassspänning, vilket betyder att man är tvungen att installera en drivenhet som klarar av att omvandla spänningen till motorn. Denna drivenhet är tung samt kräver att generatorn i segelbåten körs eller att ett högspänningsbatteri finns installerat. Även det faktum att el-motorn kräver ett vätskekylsystem ökar på drivmetodens totala vikt.

När remväxeldrivmetoden jämförs mot den nuvarande kan följande konstateras: en optimerad drivmetod av detta slag erhålls bäst genom att använda en hydraulmotor och inte

en el-motor. El-motorkonfigurationen, med den motor som har sökts fram, blir för tung och den blir för komplicerad.

5 Diskussion

I detta kapitel görs en reflektion över utförandet av detta examensarbete, utmaningar som har uppstått under arbetets gång samt även de saker som kunde ha gjorts annorlunda på ett eller på ett annat sätt.

Tack vare att jag påbörjade mitt examensarbete vid sidan av min sommarpraktik kunde jag i god tid bekanta mig med designprogrammen som företaget använder sig av och detta underlättade en hel del när drivmetodens design skulle utföras.

Det som visade sig vara den mest tidskrävande faktorn för detta examensarbete var kontakt med utomstående företag och att vänta på olika förfrågningar ställda till dessa företag. Vid kontakt med utomstående företag och speciellt vid förfrågningar orsakar detta dröjsmål, d.v.s. man är tvungen att vänta på svar från företaget för att kunna gå vidare med uppgiften. När jag exempelvis försökte få ett professionellt utlåtande över el-motorvalet till drivmetoden visade sig detta vara en av de mest tidskrävande processerna i examensarbetet.

Vid första kontakt med motortillverkaren tog det till först en viss tid förrän tillverkaren hade en helt klar bild över vad jag sökte efter och därefter en viss tid förrän han kunde ge förslag på modeller. Därefter tog det en viss tid förrän jag hade erhållit en specifik el-motormodell med tillhörande komponenter som krävs för att den ska kunna fungera enligt önskemålen.

När jag väl hade erhållit en el-motormodell med all tillhörande utrustning, insåg jag att någonting inte stämde vad gällde motorkravet som jag ställt till motortillverkaren och kontaktade tillverkaren för att kontrollera att den valda el-motorn faktiskt var lämplig. Som jag hade misstänkt var el-motorn inte kapabel till att utföra det arbete som krävs, utan en annan modell måste sökas efter.

Men här började problemen komma emot när tillverkaren påstod att matningsspänningen till motorn blir för låg och motorn kommer således att gå het, enligt den sekvens som motorn måste köra. För att undvika detta måste endera motorstorleken ökas, vridmomentet minskas samt rotationshastigheten ökas eller matningsspänningen ökas vilket leder till att temperaturen hos motorn minskar. Detta visade sig vara svårt att lösa då matningsspänningen

inte går att öka och motorns vridmoment samt rotationshastighet inte går att ytterligare justera.

Problemet löstes delvis genom att motortillverkaren föreslog den specialmodell som jag presenterat i kapitel 4, men denna motormodell anser jag att inte är lämplig att använda. Orsaken till detta är att den inte uppfyller de krav som blev ställda i begynnelsen av examensarbetet.

Vad gäller remväxelförfrågningarna fick jag mina frågor besvarade av Stig Rosendahl från Movetec Oy (personlig kommunikation 18.09.2017-31.12.2017). Han kunde besvara mina frågor kring remväxeldrivmetoden och ifall han inte kunde besvara dem kontaktade han remtillverkaren för vidare rekommendationer. Detta var nödvändigt eftersom att remväxeln, vilken jag önskade konstruera, hade undantagsmässigt stora dimensioner och högt utväxlingsförhållande. När jag dimensionerade remväxeln enligt de samband som framkommer i kapitel 2.3 kom begränsande faktorer för remtypen emot. Dessa begränsande faktorer gällde dock inte på samma sätt som för den remtyp som blev vald och därmed kunde den valda remtypen användas för ändamålet.

Orsaken till att den längsta remlängden blev vald var för att få en uppskattning om vikt och kostnad för en remväxel med maximalt axelavstånd. Detta gjordes p.g.a. att varje segeltrumma är placerad på olika sätt i segelbåtarna och genom att använda längsta möjliga remlängd kan även den högsta vikten samt kostnaden uppskattas oberoende av axelavstånd. Men för varje individuell segeltrumma anpassas drivmetoden så att vikten blir så låg som möjligt.

5.1 Vidareutveckling

Vidareutveckling för drivmetodskonceptet hos segeltrumman vore att undersöka tillämpning av plastmaterial. Genom att ersätta den drivna kuggkransen på remhjulstrumman eller den på segeltrumman kunde vikten fås ner ytterligare.

Problemet som uppkommer vid användning av plaster är att de flesta typer inte har konkreta mekaniska egenskaper från tillverkare, utan dessa måste undersökas genom olika typer av prov. Ett annat problem är att vissa plaster sväller vid kontakt med vatten eller fukt, vilket minskar på dess hållfasthet samtidigt som det minskar på precisionen hos t.ex. ett kugghjul eller kuggremhjul, men ett kuggremhjul har dock inte lika höga krav på precision som ett kugghjul har. Enligt kugghjulstillverkare är plaster ett material som sällan används vid

kugghjulstillverkning, detta för att uppnå låga kostnader och hög hållfasthet i förhållande till vikt som fås bäst vid användning av hög legerade stål som tillverkningsmaterial.

En annan vidare utveckling vore att undersöka och hitta en lösning på problemet som uppstår vid revning av förseglet direkt till segeltrumman. När det ihoprullade förseglet lossas från rullflocksystemet för att fästas till segeltrumman och det är hård sjögång tenderar seglet att slänga fram och tillbaka. Detta kan resultera i farliga situationer både för manskap och utrustning på segelbåten samt även att det utsätter segeltrummans drivmetod för chockbelastningar.

Jag anser att den viktigaste vidare utvecklingen för detta examensarbete vore att finna en annan typ av el-motor som uppfyller de krav som examensarbetet hade. Dessutom kunde man överväga att konstruera segeltrummans drivmetod så att den samverkar med drivmetoden som hissar seglet. Detta kunde utföras enligt rekommendationerna från Ville Karlsson på Parker Oy (personlig kommunikation 01.08.2017-31.12.2017) som menade att det bästa upplägget för hissning samt revning av förseglet vore att koppla samman två el-motorer som samspelar när seglet ska hissas eller revas. På detta sätt blir systemet effektivare samtidigt som det förenklas när man har ett komplett elektriskt upplägg och inte en blandning av både hydraulik och elektronik.

5.2 Sammanfattning

Slutligen görs här en sammanfattning över examensarbetet samt de lärdomar och kunskaper jag har fått ta del av.

Under examensarbetets gång har jag fått lära mig mycket inom segelbåtstillverkning som jag inte har haft kunskaper om från tidigare då jag har jobbat i denna bransch. Till dessa kunskaper hör bland annat användning av företagets designprogramvaror och kunskaper inom kompositmaterialtillverkning av olika slag. Jag även fått lära mig mycket sådant som endast kan komma med yrkeskompetens och erfarenhet inom området, vilket jag har fått genom kommunikation med företagets anställda både i produktion och med designpersonal.

Jag har även haft mycket användning av de kunskaper som jag erhållit från min utbildning och tillsammans med de kunskaper jag har fått från examensarbetet anser jag att jag kan komma väldigt långt i arbetslivet.

Enligt min åsikt har detta examensarbete varit mycket intressant och lärorikt. De problem som har uppstått har jag kunnat lösa på ett eller annat sätt och jag har haft möjlighet att få det stöd som behövts. Examensarbetet har enligt mitt tycke uppfyllt de krav som ett examensarbete ska ha och möjligen en del utöver kraven.

Slutligen vill jag personligen tacka Baltic Yachts för att jag fick möjligheten att utföra mitt examensarbete åt de. Ett stort tack till Mikael Strengell som erbjöd examensarbetet åt mig, har fungerat som min handledare genom arbetet och har följt upp processen från start till slut. Ytterligare vill jag även tacka Stefan Mäki från Baltic Yachts Oy för hans expertis om segeltrumman och Kaj Rintanen, min handledare från skolans sida, som har gett råd och handledning under arbetets gång.

6 Källförteckning

Baltic Yachts Oy Ab Ltd. (u.d.). *About Us - Baltic Yachts*. Hämtat från Baltic Yachts:
<https://www.balticyachts.fi/about-us/>

Continental AG, ContiTech. (u.d.). *Power Transmission Group*. Hämtat från CONTI® Professional: <https://www.conti-professional.com/index.html>

Danfoss Power Solutions. (2016). *OMS OMT OMV Orbital Motors Technical Information Manual*. Hämtat från Danfoss Power Solutions:
<http://files.danfoss.com/documents/52010407.pdf>

Gates Mectrol Inc. (u.d.). *Timing Belt Theory*. Hämtat från Gates Mectrol:
http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download_common.cfm?file=Belt_Theory06sm.pdf&folder=brochure

Mulco-Europe EWIV. (2014). *CONTI®SYNCHROFLEX Polyurethane Timing Belts Overall catalog*. Hämtat från CONTI® SYNCHROFLEX GEN III | MULCO®:
http://www.mulco.de/sites/default/files/14009_synchroflex-gesamtkatalog_2014_e-n_0.pdf

Mulco-Europe EWIV. (u.d.). *CONTI®SYNCHROCHAIN, CONTI®SYNCHROCHAIN-CARBON Heavy-Duty Timing Belts*. Hämtat från CONTI® SYNCHROCHAIN CARBON:
http://www.mulco.de/sites/default/files/14007_ct_synchrochain_carbon_a4_rz_0.pdf

Nakayama, Y., & Boucher, R. (2000). *Introduction to Fluid Mechanics*. Cornwall: Butterworth-Heinemann.

Neugart GmbH. (u.d.). *Product catalog: PLFN*. Hämtat från PLFN - Neugart GmbH:
https://www.neugart.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Catalog_Chapters/Neugart_PLFN_EN.pdf

Olsson, K.-O. (2015). *Maskinelement* (2:a uppl.). Stockholm: Liber AB.

Parker Hannifin Oy. (u.d.). *Global Vehicle Motors - GVM Series - Technical Manual*. Hämtat från Electric Motors - Parker:
http://www.parker.com/literature/SSD%20Drives/Mobile%20Electrification/PVD3668_GB%20GVM.pdf

Figurförteckning

| | |
|--|----|
| Figur 1. Segeltrummans nuvarande design i 3D-designverktyget IronCad..... | 2 |
| Figur 2. Ihoprullat försegel på Baltic 175 Pink Gin VI. | 3 |
| Figur 3. Baltic Yachts Ab:s företagsutrymmen i Jakobstad..... | 4 |
| Figur 4. Evolvent kuggformen..... | 8 |
| Figur 5. Ingrepp mellan två evolventer..... | 9 |
| Figur 6. Verktyg för tillverkning av kugghjul. | 10 |
| Figur 7. Referensprofil enl. SMS 296..... | 11 |
| Figur 8. Kugghjuls villkor för utvändig rakkugg. | 12 |
| Figur 9. Kugg med underskärning..... | 14 |
| Figur 10. Profilförskjuten kuggväxel..... | 15 |
| Figur 11. Ingreppspunkter och ingreppsträckor..... | 17 |
| Figur 12. Invändig kuggväxel med rakkugg..... | 19 |
| Figur 13. Kugghjuls villkor för invändig kuggväxel..... | 20 |
| Figur 14. Kuggkrafter i en kuggväxel. | 21 |
| Figur 15. Böjspänningsfall hos kugg..... | 24 |
| Figur 16. Villkor för kuggremväxel med två parallella axlar. | 25 |
| Figur 17. Remvillkor enl. Gates Mectrol..... | 28 |
| Figur 18. Dimensionering av förspänning beroende på remväxelkonfiguration. | 29 |
| Figur 19. Skiss över det ihoprullade seglet före revning samt kraftvektorerna på seglet..... | 35 |
| Figur 20. Graf över belastningar på segeltrumman där högsta vridmomentet över segeltrumman framkommer samt högsta kraften på både kranen och trumman. | 36 |
| Figur 21. Skapande av nytt projekt i conti-professional verktyget..... | 41 |
| Figur 22. Förval av remväxelsystem och remmodell samt dess utformning. | 41 |
| Figur 23. Geometridatan för remväxelkonfigurationen med remspännare. | 42 |
| Figur 24. Remspännarens data för position och tolerans..... | 42 |
| Figur 25. Visualisering över den skapade remväxelkonfigurationen i verktyget..... | 43 |
| Figur 26. Effekt och vridmomentskrav för remväxelkonfigurationen..... | 44 |
| Figur 27. Beräknade dimensioner för remsbredd, remspänning och remsbelastningar. | 44 |
| Figur 28. System data för remväxelkonfigurationen. | 45 |
| Figur 29. Geometridatan för remhjul och remspännare. | 46 |

| | |
|--|----|
| Figur 30. Överförbara effekten, vridmomentet och kraften för remväxelkonfigurationen samt lagerbelastningarna. | 46 |
| Figur 31. Remförspänningsdata för frekvensmätning. | 47 |
| Figur 32. Modell över funktionsprincipen för den drivmetod där en kuggkrans monteras mot segeltrummans krans. | 49 |
| Figur 33. Modell över funktionsprincipen för den drivmetod där en planetväxel monteras inuti segeltrummans nav. | 50 |
| Figur 34. Modell över funktionsprincipen för friktionsdrivmetoden. | 51 |
| Figur 35. Remväxeldrivmetoden där kuggremhjulet kommer ut från det främre skottet i bilden. | 52 |
| Figur 36. Remväxeldrivmetoden där kuggkransen monteras bakom det främre skottet och direkt mot segeltrumman. | 53 |
| Figur 37. Remväxeldrivmetodernas drivande komponenter synliga utan skyddskåpan. | 54 |

Tabellförteckning

| | |
|---|----|
| Tabell 1. Värden för största vridmoment, krafter och hastigheter hos segeltrumman. | 36 |
| Tabell 2. Beslutsmatris för drivmetodskoncepten i examensarbetet. | 48 |
| Tabell 3. Viktanalys av remväxeldrivmetod 1 i jämförelse med den ursprungliga drivmetoden. | 56 |
| Tabell 4. Viktanalys av remväxeldrivmetod 2 i jämförelse med den ursprungliga drivmetoden. | 57 |

Bilaga 1. Kugghjulsberäkningar i WinGear, utförd av Hundested Propeller A/S.

DIN 3960/80

Geometri

WinGear 1.0

Beregning utförd af: Sail drum drive Klokken 10:26 Dato 23-10-2017
 Projekt identifikation:

| | | Drev | Hjul | |
|------------------------|----------------|---------------|-----------|------------|
| Tandantal | z | 13 | -255 | u =-19,615 |
| Modul | m_n [mm] | 4 | | |
| Skråvinkel | β [grad] | 0,000 | | |
| Bredde | b [mm] | 35 | 35 | |
| Reference diameter | d [mm] | 52,000 | -1020,000 | |
| Driftcirkel diameter | d_w [mm] | 52,000 | -1020,000 | |
| Grundcirkel diameter | d_b [mm] | 48,864 | -958,486 | |
| Bundcirkel diameter | d_f [mm] | 44,400 | -1032,400 | |
| Topcirkel diameter | d_a [mm] | 62,400 | -1014,400 | |
| Tandykkelse, Top | s_{an} [mm] | 1,84 | 9,10 | |
| Tandykkelse, Delekreds | s_n [mm] | 7,16 | 7,16 | |
| Erstatningstandantal | z_n | 13,00 | -255,00 | |
| Tandhøjde | h [mm] | 9,00 | 9,00 | |
| Tandvidde | W [mm] | 19,262 (k=2) | - | |

| | | | Vinkler [grad] | |
|----------------------------|------------|----------|-------------------------|----------------------------|
| Nul-akseafstand | a_d [mm] | -484,000 | | |
| Korrigeret akseafstand | a_w [mm] | -484 | Indgrebsvinkel | α_t 20,000 |
| Samlet profilmforskydning | x | 0,0000 | Driftsindgrebsvinkel | α_{wt} 20,000 |
| Profilmforskydning på drev | x_1 | 0,3 | Skråvinkel, Grundcirkel | β_b 0,000 |
| Profilmforskydning på hjul | x_2 | -0,3000 | | |
| Tandhøjdeændring | k_1 [mm] | 0,000 | Indgrebsgrader | |
| Tandhøjdeændring | k_2 [mm] | 0,000 | Indgrebsgrad | ε_α 1,599 |
| Underskæringsgrænse | x_{Emin} | 0,24 | Indgrebsgrad | ε_β 0,000 |
| Glidfaktor | K_{gf} | 0,31 | Indgrebsgrad | ε_γ 1,599 |
| Glidfaktor | K_{ga} | 0,38 | | |

| VærktøjsData | | Drev | Hjul |
|-----------------------|-------------------|------|------|
| Normal Indgrebsvinkel | α_n [grad] | 20 | |
| hap/ m_n | | 1 | 1 |
| hfp/ m_n | | 1,25 | 1,25 |
| rhofp/ m_n | | 0,25 | 0,25 |
| Protuberanstillæg | [mm] | 0,0 | 0,0 |

| Materialer | | Drev | Hjul |
|-------------------|-------|-----------|-----------|
| Navn | | 17CrNiMo6 | 17CrNiMo6 |
| Type | | h | Eh |
| E-modul | [MPa] | 206000 | 206000 |
| $\sigma_{0.2}$ | [MPa] | 750 | 750 |
| σ_{Brud} | [MPa] | 1150 | 1150 |
| σ_{FLim} | [MPa] | 500 | 500 |
| σ_{HLim} | [MPa] | 1500 | 1500 |
| Brinell Hårdhed | | 650 | 650 |
| Possion | | 0,30 | 0,30 |

Geartype og Overordnet Geometri

WinGear 1.0

Beregning udført af: navn Klokken 10:26 Dato 23-10-2017
 Projekt identifikation:

| | | | |
|------------------------------------|--------------|------------|--------|
| Geartype | Planet-Ring | GearType 2 | |
| Afstand mellem lejer | L | [mm] | |
| Tandhjuls afstand til midte | s | [mm] | |
| Akseldiameter | d_{sh} | [mm] | |
| Antal planter | K | | 1 |
| Kraftopdelingsfaktor | K_{γ} | | 1,10 |
| Afstand mellem lejer for planetjul | L_p | [mm] | 100,00 |

Forhold i forb. med flankelinieafvigelse, Alm. Gear

Tænder bearb. direkte på drivaksel
 Bærefladerundethed
 Bærefladeendetilbagetrækning
 Tilkørsel under lav belastning
 Flankelinievinklerekorrektion
 Tandtoptilbagetrækning

Forhold i forb. med flankelinieafvigelse, PlanetGear

Ingen flankeliniekorrektion Ja
 Kompensation for torsion og bøjning Nej

Fremstillingsforhold og Tolerancer

| | | Drev | | Hjul |
|---|-------------------|-------------------|-------|------|
| Fremstillingskvalitet | | 6 | | 6 |
| Ruhed, Fod | [μm] | ,3 | | 6,3 |
| Ruhed, Flanke | [μm] | 2,4 | | 2,4 |
| Flankelinievinkel, afvigelse $f_{H\beta}$ | [μm] | 9 | | 9 |
| Indgrebsdeling, afvigelse f_{pe} | [μm] | 9 | | 12 |
| Indløbsbidrag | y_{α} | [μm] | 0,788 | |
| Profilform, afvigelse | f_f | [μm] | 10 | 10 |
| Slib | q | [mm] | 0,0 | 0,0 |
| Slibradius | ρ_g | [mm] | 0,0 | 0,0 |

Bilaga 2. Kugghjulsberäkningar i MathCad, utförd av skribenten.

Krafter på kuggflank:

$$\text{Överförande vridmoment} \quad M_1 := 5596 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Delningsradie för drivet kugghjul} \quad r_2 := 1020 \text{ mm}$$

$$\text{Godtyckligt valt vridmoment för drivande kugghjul} \quad M_2 := 274 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Utväxlingsförhållande} \quad i := \frac{M_1}{M_2} = 20$$

$$\text{Kraft på drivet kugghjul} \quad F := \frac{M_1}{r_2} = 5486 \text{ N}$$

$$\text{Pressvinkel} \quad \alpha_0 := 20 \text{ deg}$$

$$\text{Kraftnormal på kuggflank} \quad \cos(\alpha_0) = \frac{F}{N} \xrightarrow{\text{solve, N}} \frac{5486.27450980392 \cdot \text{N}}{\cos(20 \cdot \text{deg})}$$

$$N := \frac{5486.27450980392 \cdot \text{N}}{\cos(20 \cdot \text{deg})} = 5838 \text{ N}$$

Kugghjulsdimensioner

$$\text{Delningsradie för drivande utvändigt kugghjul} \quad r_1 := \frac{r_2}{i} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Delningsradie för drivet invändigt kugghjul} \quad r_2 := 1020 \text{ mm}$$

$$\text{Modulen} \quad m := 3.5 \text{ mm}$$

$$\text{Delningen} \quad p_b := \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha_0) = 10.332 \text{ mm}$$

$$\text{Grundcirkelradie för drivande kugghjul} \quad r_{b1} := r_1 \cdot \cos(\alpha_0) = 46.931 \text{ mm}$$

$$\text{Kuggtal för drivande kugghjul} \quad z_1 := \frac{r_1 \cdot 2}{m} = 29$$

$$\text{Sträcka från grundcirkelradie till delningscirkel, identisk för båda kugghjul.} \quad 50 \text{ mm} - 46.931 \text{ mm} = 3.069 \text{ mm}$$

$$\text{Grundcirkelradie för drivet kugghjul} \quad r_{b2} := r_2 - 3.015 \text{ mm} = 1016.985 \text{ mm}$$

$$\text{Kuggtal för drivet kugghjul} \quad z_2 := \frac{r_2 \cdot 2}{m} = 583$$

Profilförskjutningsfaktor $x := 0$

Profilförskjutningsvinkel $\alpha_r := \alpha_o$

Profilförskjutning $X := x \cdot m = 0 \text{ mm}$

Involutan av α_o $inv(\alpha_o) := \tan(20 \text{ deg}) - 20 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.015$

Kugglucka $s_o := m \cdot \cos(\alpha_o) \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan(\alpha_o) + z_1 \cdot inv(\alpha_o) \right) = 6.565 \text{ mm}$

Toppradie drivande kuggjul $r_{a1} := m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + x + 1 \right) = 53.443 \text{ mm}$

Bottenradie drivande kuggjul $r_{f1} := m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + x - 1.25 \right) = 45.568 \text{ mm}$

Toppradie drivet kuggjul $r_{a2} := m \cdot \left(\frac{z_2}{2} - 1 + x \right) = 1016.5 \text{ mm}$

Bottenradie drivet kuggjul $r_{f2} := m \cdot \left(\frac{z_2}{2} + 1 + x \right) = 1023.5 \text{ mm}$

Axelavstånd $a_w := \frac{m}{2} (z_2 - z_1) \cdot 1 = 970.057 \text{ mm}$

Krökningsradie för drivande kuggjul

$$\tan(\alpha_o) = \frac{r_{k1}}{r_{b1}} \xrightarrow{\text{solve}, r_{k1}} 46.930895935890931 \cdot \text{mm} \cdot \tan(20 \cdot \text{deg})$$

$$r_{k1} := 46.930895935890931 \cdot \text{mm} \cdot \tan(20 \cdot \text{deg}) = 17.081 \text{ mm}$$

Krökningsradie för drivet kuggjul

$$\tan(\alpha_o) = \frac{r_{k2}}{r_{b2}} \xrightarrow{\text{solve}, r_{k2}} 1016.985 \cdot \text{mm} \cdot \tan(20 \cdot \text{deg})$$

$$r_{k2} := 1016.985 \cdot \text{mm} \cdot \tan(20 \cdot \text{deg}) = 370.152 \text{ mm}$$

Kontaktspänning och böjspänning

Exempel:
Legerat stål 42CrMo4

| | |
|-----------------------|--|
| Elasticitetsmodul | $E := 190 \text{ GPa}$ |
| Sträckgräns | $R_{p0.2} := 415 \text{ MPa}$ |
| Brottgräns | $R_m := 655 \text{ MPa}$ |
| Kuggbredd | $b := 20 \text{ mm}$ |
| Kuggtjocklek | $s_f := s_v$ |
| Kugghöjd | $h_f := m \cdot 2.25 = 7.875 \text{ mm}$ |
| Utväxlingsförhållande | $u := i$ |
| Poissions tal | $v := 0.27$ |

Kontaktspänning

$$\sigma_H := \frac{2}{m \cdot z_1 \cdot \cos(\alpha_o)} \cdot 0.418 \cdot \sqrt{\frac{M_2 \cdot E}{b \cdot \tan(\alpha_o)} \cdot \left(\frac{1+u}{u}\right)} = 771 \text{ MPa}$$

Böjspänning

$$\sigma_{F2} := \frac{N \cdot \cos(\alpha_o) \cdot 6 \cdot h_f}{b \cdot s_f^2} = 300.715 \text{ MPa}$$