

KANDIDATNUMMER:

**10013 og 10014**

DATO:

20.05.2019

FAGKODE:

IP305012

FAGNAMN:

BACHELOROPPGÅVE

STUDIUM:

**Produkt- og systemdesign**

TAL PÅ SIDER/VEDLEGG:

122 / 16

RETTLEIAR(AR):

Lars Petter Bryne, Gunn Marit Nerem, Cato Carlsson

TITTEL :

**Gir for trålvinsj**

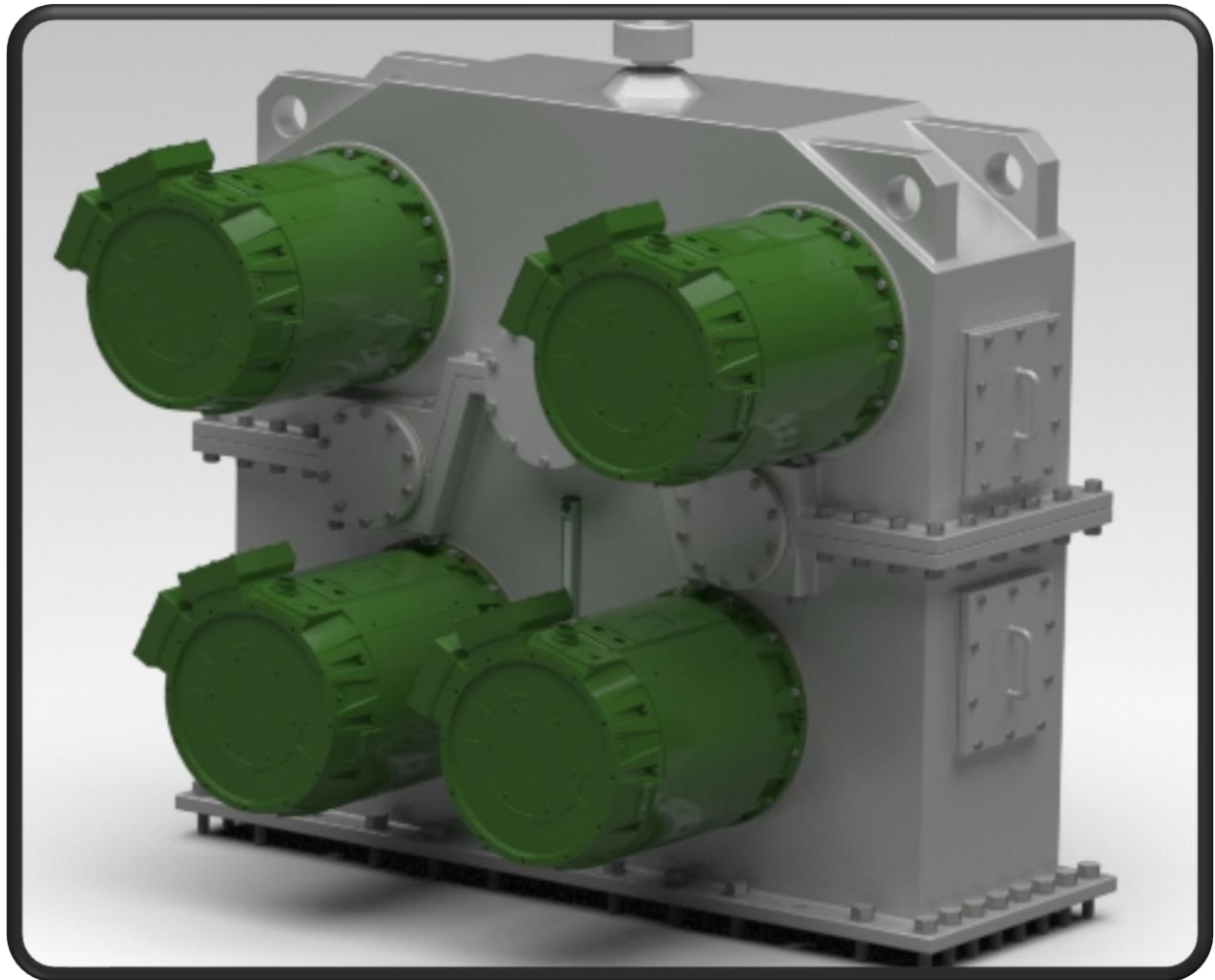
SAMANDRAG:

I denne bacheloroppgåva har det vorte konstruert eit separat gir for ei trålvinsj, der kostnadar, levetid og servicevennlegheit har stått i fokus. Med utgangspunkt i eksisterande løysing frå Evotec, har det vorte utvikla ei ny løysing som har høgare levetid, utgangsfart og belastningsspekter. I tillegg er vekta, totalutvekslinga, størrelsen og prisen redusert. Det er kome fram til aktuelle tekniske løysingar, herunder design, styrkeberekning, drift og vedlikehald, samt eit produksjonsgrunnlag og eit prisestimat. Giret har vorte dimensjonert for 25 års levetid med 12 timar drift dagleg. Maksimal belastninga er på 80 tonn, med sikkerheitsfaktorar, og det utgåande turtalet ved hiving er 40 rpm.

Girkassa og planetgiret kan brukast som ei «universal» girkasse, der planetgiret vert brukt for alle typar vinsjar, og der dei sylindriske stega, samt motorane kan endrast etter behov. På større vinsjar kan girkassa også monterast på begge sider.

Med dette utgangspunktet kan girkassa dekke eit belastningsspekter på 35 til 80 tonn, forskjellige vinsje størrelsar, samt nyttast i fleire typar næringar.

# Gir for trålvinsj



## Innholdsliste:

INNHALDSLISTE: .....	3
<b>1 INNLEIING</b> .....	<b>6</b>
1.1 SAMANDRAG:.....	6
1.2 INNLEIING OG OPPGÅVE:.....	7
1.3 OPPDRAGSGIVAR OG BAKGRUNN FOR OPPGÅVA: .....	8
1.4 STARTINFORMASJON OG FRAMGANGSMÅTE: .....	9
<b>2 KORLEIS TRÅLING FUNGERAR:</b> .....	<b>12</b>
<b>3 REGELVERK FOR VINSJ-/TRÅLOPERASJONAR:</b> .....	<b>15</b>
<b>4 EKSISTERANDE LØYSING FRÅ EVOTEC:</b> .....	<b>16</b>
4.1 FORBETRINGAR TIL NY GIRKASSE: .....	18
<b>5 GIRKASSE TIL TRÅLVINSJ – LØYSINGAR FRÅ ANDRE PRODUSENTAR:</b> .....	<b>19</b>
<b>6 NYE LØYSINGAR – KONSEPTLØYSINGAR:</b> .....	<b>21</b>
6.1 KONSEPT 1 – INDRE LØYSING: .....	24
6.2 KONSEPT 2:.....	27
6.3 KONSEPT 3:.....	27
6.4 KONSEPT 4:.....	28
6.5 KONSEPT 5:.....	29
6.6 KONSEPT 6:.....	29
6.7 KONSEPT 7:.....	31
6.8 KONSEPT 8 OG KONSEPT 9: .....	32
<b>7 GROVE UTREKNINGAR AV KONSEPTLØYSINGAR:</b> .....	<b>33</b>
<b>8 VAL AV KONSEPTLØYSING:</b> .....	<b>37</b>
8.1 FORDELAR MED DETTE KONSEPTET:.....	38
8.2 ULEMPER MED DETTE KONSEPTET: .....	40
<b>9 PLANETGIR – KONSEPT</b> .....	<b>41</b>
9.1 PLANETGIR TEORI:.....	41
9.2 KONSEPT: .....	41
9.3 UNDERLEVERANDØRAR, OG LØYSINGAR: .....	44
<b>10 VIDARE GROVDIMENSJONERING AV 2 OG 3 STEG:</b> .....	<b>48</b>
<b>11 HOVUDGIRKASSE:</b> .....	<b>50</b>
<b>12 TANNHJUL:</b> .....	<b>53</b>
12.1 SIKKERHEIT MOT PROFILOVERDEKNING: .....	55
12.2 SIKKERHEIT MOT TANNBRUDD, OG PITTING OG RIVING: .....	56
<b>13 AKSLAR:</b> .....	<b>57</b>
13.1 AKSEL 2:.....	59
13.1.1 Grovdimensjonering og momentbetraktning: .....	60
13.1.2 Nedbøying: .....	63

13.1.3	Vinkeldeformasjon: .....	64
13.1.4	Utmatting: .....	65
13.1.5	Kritisk turtal: .....	72
13.1.6	Splines på aksel 2: .....	73
13.1.7	Utforming: .....	74
13.2	AKSEL 1: .....	76
13.2.1	Utforming: .....	76
13.2.2	Kilar: .....	77
13.3	AKSEL 3: .....	78
13.3.1	Utforming: .....	79
<b>14</b>	<b>LAGERDIMENSJONERINGAR: .....</b>	<b>80</b>
<b>15</b>	<b>MOTORAR: .....</b>	<b>83</b>
<b>16</b>	<b>PLANETGIRET: .....</b>	<b>89</b>
<b>17</b>	<b>OPTIMALISERING AV UTREKNINGAR: .....</b>	<b>90</b>
<b>18</b>	<b>GIRHUSET: .....</b>	<b>93</b>
18.1	GIRHUS – ØVRE DEL: .....	95
18.2	GIRHUS – NEDRE DEL: .....	97
18.3	MÅLSKISSE: .....	100
18.4	SVEISING OG OVERFLATEBEHANDLING: .....	101
18.5	TETNINGAR: .....	102
18.6	OLJE, SMØRJING OG KJØLING: .....	102
<b>19</b>	<b>SKRUEBEREKNINGAR: .....</b>	<b>105</b>
19.1	BOLTAR TIL 2-DELING AV GIRHUSET: .....	106
19.2	BOLTAR TIL PLANETGIR: .....	108
19.3	DEKSEL – AKSEL 1 – LAGER B: .....	108
19.4	BOLTAR TIL FESTE PÅ DEKK: .....	109
<b>20</b>	<b>MATERIAL, PASNINGAR/TOLERANSAR OG OVERFLATERUHEIT/BEARBEIDING: .....</b>	<b>110</b>
20.1	MATERIAL: .....	110
20.2	PASNINGAR OG TOLERANSAR: .....	111
20.3	OVERFLATERUHEITER OG BEARBEIDINGAR: .....	112
<b>21</b>	<b>FEM ANALYSE: .....</b>	<b>113</b>
<b>22</b>	<b>PRISESTIMAT: .....</b>	<b>114</b>
<b>23</b>	<b>RESULTAT OG DISKUSJON: .....</b>	<b>116</b>
<b>24</b>	<b>KONKLUSJON: .....</b>	<b>120</b>
<b>25</b>	<b>REFERANSELISTE: .....</b>	<b>121</b>

# Vedlegg:

## Innholdsliste:

1. Vedlegg – Symbolforklaring
2. Vedlegg – Excel – ark
3. Vedlegg – Tekniske spesifikasjoner
4. Vedlegg – Regelverk
5. Vedlegg – Gantt Diagram
6. Vedlegg – Eksisterende løsning frå Evotec
7. Vedlegg – Val av konsept – Konseptløsningar
8. Vedlegg – Informasjon sendt til planetgirleverandørar
9. Vedlegg – Mailar mellom planetgirleverandørar
10. Vedlegg – Utmattingsdata for aksel material
11. Vedlegg – Splineutrekningar frå Evotec
12. Vedlegg – Val av motorar
13. Vedlegg – Skypemøte og Planetgirkonsept
14. Vedlegg – Skrueberekningar
15. Vedlegg – Monteringsanvisning
16. Vedlegg – Maskinteikningar (20 stykk)

# 1 INNLEIING

## 1.1 Samandrag:

I denne bacheloroppgåva har det vorte konstruert eit separat gir for ei trålvinsj, der kostnadar, levetid og servicevennlegheit har stått i fokus. Med utgangspunkt i eksisterande løysing frå Evotec, har det vorte utvikla ei ny løysing som har høgare levetid, utgangsfart og belastningsspekter. I tillegg er vekta, totalutvekslinga, størrelsen og prisen redusert. Det er kome fram til aktuelle tekniske løysingar, herunder design, styrkeberekning, drift og vedlikehald, samt eit produksjonsgrunnlag og eit prisestimat. Giret har vorte dimensjonert for 25 års levetid med 12 timar drift dagleg. Maksimal belastninga er på 80 tonn, med sikkerhetsfaktorar, og det utgåande turtalet ved hiving er 40 rpm.

Girkassa og planetgiret kan brukast som ei «universal» girkasse, der planetgiret vert brukt for alle typar vinsjar, og der dei sylindriske stega, samt motorane kan endrast etter behov. På større vinsjar kan girkassa også monterast på begge sider.

Med dette utgangspunktet kan girkassa dekke eit belastningsspekter på 35 til 80 tonn, forskjellige vinsje størrelsar, samt nyttast i fleire typar næringar.

## **1.2 Innleiing og oppgåve:**

Formålet med denne oppgåva er å sjekke lønnsamheita ved å konstruere eit separat gir for ei trålvinsj, med fokus på kostnader, levetid og servicevennlegheit. Det skal gjennomførast følgjande:

- Sette seg inn i gjeldande regelverk for vinsj-/tråloperasjonar på fiskefartøy, samt kartlegge korleis sånne tråloperasjonar gjennomførast for å definere ulike driftsprofilar, og for å få ein generell forståelse.
- Med bakgrunn i ovenstående og dagens løysning på gir til trålvinsjar, kome fram til fleire konsept for ulike konstruktive løysingar som forbetrar driftssikkerheita, levetida, servicevennlegheita og kostnadane.
- Saman med oppdragsgivar velje eit av konseptta.
- Vidareutvikle det valde konseptet og komme fram til aktuelle tekniske løysingar, herunder design, styrkeberekning, drift og vedlikehald.
- Framstille produksjonsteikningar og kostnadsestimat for konstruksjonen.

### **1.3 Oppdragsgivar og bakgrunn for oppgåva:**

Oppgåva er gitt av Evotec AS som er ei bedrift i Ulsteinvik, i verdens største og mest komplette maritime klynge. Bedrifta leverer maritimt handteringsutstyr til den krevjande offshore industrien, inkludert hydrauliske kraftpakkar, med fokus på seismiske handteringssystem til Offshore Supply og Subsea.

I dag kjøper Evotec ei komplett girkasseløysing frå det Tsjekkisk etablerte selskapet Wikov. Denne girkassa (med el-motorar) er koplå til ei vinsj/trommel som styrer og kontrollerer wire'en koplå på trålposar på ein trålar (fiskebåt). Bedrifta ønsker å produsere ei ny og eiga girkasse med ulike forbetringar frå den eksisterande dei har i dag. Desse forbetringane er mange, og nokon av dei er ei løysing som er billigare, ei girkasse som kan handtere større laster, høg levetid, enkel montering, og servicevennlegheit. I tillegg gir dette bedrifta mykje betre kontroll over produksjonsprosessen, som igjen gir ein betre kontroll dersom noko skulle endrast på den innan sjølv designet, monteringa, og servicen. Dette gir meir effektive beslutningslinjer, og kostnadsbesparelsar.



## **1.4 Startinformasjon og framgangsmåte:**

Det fyrste som vart gjort var å skaffe seg ei god og strukturert oversikt over oppgåva, kva som skulle gjerast, og ein plan for korleis best mogleg løyse oppgåva. Det vart gitt ein del start parameter og krav frå Evotec, samt tekniske spesifikasjonar vi diskuterte og vart einige om, gitt under som eit grunnlag og eit utgangspunkt for oppgåva:

- **Driftstid:**
  - «Lifecycle» – 25 år - 112 500 timar (ca. 12 timar dagleg). Lager kan skiftast, og dermed ha lågare levetid.
- **Driftsprofil:**
  - Både høgt og lavt moment, og høg og lav fart, men ikkje begge maksverdiane samtidig, sjølv om ein skal dimensjonere ut i frå det.
  - Masse: 35-80 tonn (streck i wire på trommel).
  - Fart ved skyting (ut): Minimum 60 m/min, men høgst mulig. Ca 20% over nominell speed på motorane.
  - Fart ved hiving (inn): Minimum 50 m/min, men høgst mogleg. Ca nominell speed på motorane.
  - Speed range: Utgåande fart på 80 – 120 m/min (40 -60 rpm) ved hiving.
- **Interface:**
  - Bolting mot trommel.
  - Bolting og sveiseplate mot dekk.
- **Dimensjonar:**
  - Ø 600 mm trommel.
  - Ø 36 mm stål wire.

- **Tannhjul, lager og akslar:**
  - Utveksling ved start: 30 – 68 (lavast mogleg).
  - Utveksling revidert: 0 - 35 (lavast mogleg).
  - 2 lager på akslingane for enklare montering og oppretting.
- **Vekt og størrelse:**
  - Lavast mogleg.
- **Pris:**
  - Billegare enn eksisterande løysing.
- **Sikkerheitsfaktorar og lovverk:**
  - DNV GL ST 0378.
  - Shipbuilding – trawl winches (ISO 6115 : 1988).

Deretter vart det sett seg inn i korleis tråling fungerer, nemleg for å kunne definere ei driftsprofil til trålvinsja, som skulle stå på ein trålar (fiskebåt). Det vart her teke ein tur om bord i trålaren «Remøy», der det vart gitt eit godt innblikk i korleis tråloperasjonen fungerer, korleis trålvinsjene fungerer imens ein trålar, og generelt korleis det er om bord i ein trålbåt. Det vart og satt seg inn i gjeldande regelverk for vinsj- og tråloperasjonar på fiskefartøy, for å ha god oversikt over spesielle retningslinjer og reglar som måtte følgjast.

Vidare vart det sett seg godt inn i eksisterande løysing til bedrifta for å finne positive og negative sider ved den, og ulike forbetringar som kunne gjerast. Det vart også gjort eit djupdykk i andre løysingar av girkasse til trålvinsjer for å sjå kva som eksisterte, og for inspirasjon og idear.

Med god bakgrunn i ovenstående, vart det begynte å utvikle og lage fleire nye konseptløysingar på girkassa, med dei nye forbetringane i fokus. Det vart her utvikla mange forskjellige konsept, som etter kvart vart snevra inn til færre og færre.

Då konseptløysinga var valt, kunne det valte konseptet vidareutviklast, og det kunne komast fram til fleire ulike tekniske løysingar innan design, styrkeberekningar, drift og vedlikehald.

Når det grovt var bestemt korleis innmaten i girkassa skulle ver, kunne den dimensjoneraast, først for hand, og deretter leggest inn i Excel for enklare å kunne variere ulike parameter og verdiar. I starten vart det valt mange tilfeldige verdiar, for å kunne kome i gong med utrekningane.

Etter at dei grovaste utrekningane var ferdig, vart det laga 3D-modellar i NX for å sjå korleis ting passa saman, og om ting kunne fungere. Herifrå vart det jobba mykje mellom utrekningane i Excel og 3D-modellen i NX, alt for å optimalisere verdiar og mål best mogleg med tanke på sikkerheiter, krav og forbetringar.

Etter at dimensjoneringane og modelleringa var ferdig, vart det laga maskinteikningar i AutoCad av kvar komponent som måtte produserast, samanstillingsteikningar, samt eit prisestimat av heile girkassa. Alt nemnt ovanfor vil verte gått nærmare inn på vidare i rapporten.

Gjennom heile prosessen har det vorte heldt jevnlege møter med Evotec og med kontaktlærer for oppfølging, veiledning og hjelp.

## 2 KORLEIS TRÅLING FUNGERAR:

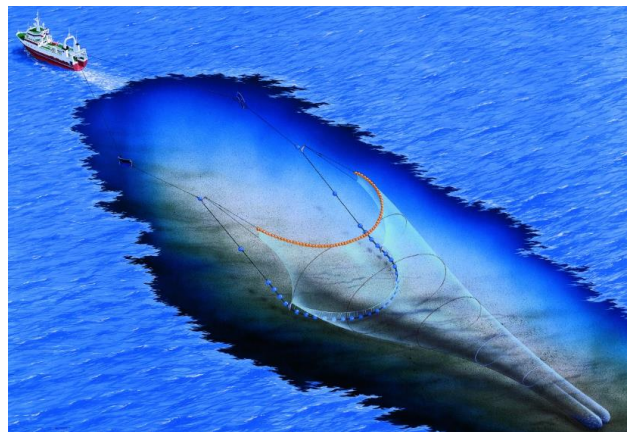
For å få eit best mogleg grunnlag for oppgåva, og forstå den best mogleg, vart det gjort grundige undersøkelser om korleis tråling fungerer. Desse vart gjort på nett, i lærebøker, og til slutt på besøk på ein trålar.

Tråling er eit aktivt fiskereiskap som fungerer etter sileprinsippet. Gangen i trålfisket handlar grovt sett om å leite etter fisk, sette ut reiskap, skyte (trålposen går ut), taue, ta inn reiskap (hive inn), tømme reiskap, og klargjere for nytt hal. Trålen er ein pose som slepast gjennom sjøen. Fisken vert så fanga inn i posen, mens vatnet silast ut gjennom maskene i sjølve posen. Trålposen trekkast etter fartøyet, og fisk og dyr som er for store til å gå gjennom maskene, vert samla opp i posen. Størrelsen på maskene varierer alt etter kva ein fiskar etter. Til rekefiske brukar ein t.d. små masker.

Det finns fleire ulike typar trålar, og dei brukast til å fange ulike fiskeartar. Ein namngir dei ulike tråltypane etter korleis trålen trekkast, kvar i vannmassene dei fiskar, og kva dei fiskar etter.



Figur 1. Typisk trålar.



Figur 2. Prinsippet for tråling.

For å forstå endå betre korleis tråling fungerer, vart det gjort eit besøk på trålaren «Remøy». Der vart det forklart nærmare korleis tråling fungerer, spesielt korleis vinsjane (med girkasse) opererer, og korleis det er om bord i ein trålbåt.

Når trålen settast ut (skytast) eller tauast inn (kastast) er det ofte 3 store vinsjar som styrer dette, 1 nett vinsj og 2 wire vinsjar.

Nett vinsja handterer sjølve trålposen, imens wire vinsjane handterer wire'en koplå til trålposen. Det er girkassa som styrer wire vinsjane denne bacheloroppgåva går ut på å lage. Ved utsetting er det ofte større fart enn ved inntauing. Vinsjane må handtere store moment for å taue inn store fangstar, ofte svært varierte, med lav fart. Det er fleire start og stopp ved utsetting og inntauing, nemleg for å feste eller ta av ulike komponentar på trålutstyret (t.d. «dører» som held trålposen åpen under fart). Dette medfører at drifta av vinsjene må starte og stoppe ofte, som gir ei variert drift, med svært varierte belastningar.



Figur 3. Oppsett av trålvinsjer. 2 wire vinsjer på sidene (raudt), og 1 nett vinsj i midten.

Vanleg belastning på trålvinsjer er om lag 50 tonn, både ifølge Kapteinen på Remøy og Evotec. Remøy hadde 3 stykk wire vinsjar på maksimalt 55 tonn kvar. På kvar av vinsjane var det 2400 meter med wire. Farta til vinsjane ved hiving var omtrent 100 m/min (maksimalt), som vert tilsvarande 50 rpm. Dette er den driftsprofila som er mest vanleg, men andre førekjem. 80 tons belastning er ei svært høg belastning og noko ein sjeldan kjem borti, men det kan skje. Hovudgrunnen til at Evotec spesifiserte denne maksimal belastninga på 80 tonn i starten av oppgåva, dersom mogleg, er fordi dei vil ha moglegheita til å kunne levere girkasser og vinsjar som handterer denne sjeldne, men moglege belastninga. Dette medfører at dei kan dekke eit svært stor driftsspekter.

Ved montering av sånne vinsjar på trålarar er det svært begrensa med plass, samtidig som vekt spelar ei stor rolle. Trålbåtar har i utgangspunktet høg vekt, i tillegg til alt dekksutstyr, maskinssystem og andre komponentar som skal ombord.

Vekta til girkassa var derfor eit viktig parameter å ta hensyn til. Til lettare ein trålbåt veg, di mindre drivstoff brukar den, og di meir pengar og miljø sparar ein. Det er og viktig at vinsjane med girkasser kan enkelt monterast plass messig, i tillegg til at menneskjer må kunne arbeide rundt dei. Trålbåtar får berre meir og meir utstyr ombord, så plass er derfor svært kritisk, noko som må takast hensyn til i girkasse designet.

Sånne vinsjar og girkasser bør også handtere store støt og rykk ettersom trålposen plutselig kan huke i objekt eller liknande, spesielt dersom trålposen går rett over havbotnen. I tillegg kan ein brått få store mengder fisk i trålposen, eller store fiskeartar. Styresystema til vinsjane er i dag svært gode og sikre, med tanke på balansering og justeringar av wire'ane, men ein bør alltid vere sikker på at sjølve vinsja og giret kan handtere tilfelle utanom det vanlege, dersom system om bord skulle svikte.

Etter å ha sætte seg inn i korleis tråling fungerer, og besøkt Remøy, kunne ei driftsprofil for trålvinsja definerast. Denne driftsprofilen vart definert med hjelp frå Evotec, som eit utgangspunkt, vist under.

Preliminary load spectrum:				
% of total time	% of max rated pulling force	% of speed	at layer	% of torque
5	10	95	all	15
85	30	10	inner to mid	30
9	50	50	mid to outer	75
1	95	50	outer	95
Torques are given as worst case where layer varies				
Total time defined as 4500 h/year				
Total life defined as 25 years, but replacement of high wear parts allowed during this time				

Tabell 1. Driftsprofil til girkassa.

### **3 REGELVERK FOR VINSJ-/TRÅLOPERASJONAR:**

Det er svært viktig å sjekke opp kva regelverk og liknande som gjeld innanfor eit felt for å vite om ulike krav, pålagde element, reglar, sikkerheitsreglar, og kva ein må ta hensyn til for å oppfylle gjeldande reglar og lover.

Det vart informert om at DNVGL-ST-0378 og Skipsbygging Trålvinsjer (ISO 6115:1988) var aktuelle regelverk for girkasser til trålvinsjer, ifølgje Evotec.

Det meste av informasjonen i desse regelverka var mest omhandlande sjølve vinsjane og styresystema (bremsing, nødstop, kontrollering, wire, testar osv.), ikkje girkassene. Det som kunne gjelde sjølve girkassa er lista under:

- Driftstemperatur: -25°C til +45°C
- Minimumsfart ved hiving (på veg inn): 15m/min
- Moglegheit for montering av «spooling gear» på girhuset
- Stålplater tjukkare enn 30 mm må spesial testast
- Material og sikkerheitsfaktorar

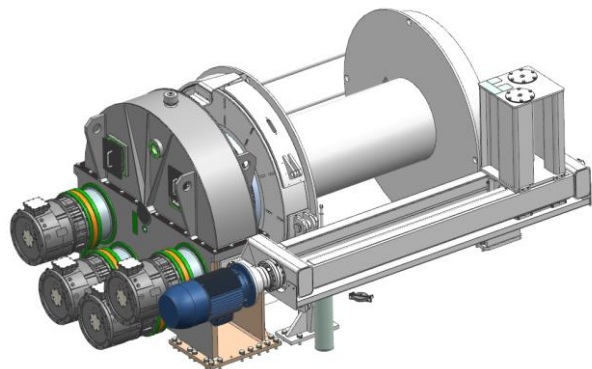
Meir informasjon om sikkerheitsfaktorar og material er oppgitt i Vedlegg – Regelverk, og er teke hensyn til ved val av material og sikkerheitsfaktorar under konstruksjonen av girkassa.

## 4 EKSISTERANDE LØYSING FRÅ EVOTEC:

For å kunne utvikle nye løysingar på gir til trålvinsjer, var det viktig å sette seg godt inn i den eksisterande løysinga til Evotec. Det vart her tilsendt ein datapakke, beståande av ein 3D-modell og to maskinteikningar.

I tillegg fekk vi tilsendt ulike datablad på dei el-motorane som Evotec brukar på den eksisterande, der det var ønskeleg å bruke same leverandør som før.

Den eksisterande løysinga består av 4 el-motorar der kvar av dei er kpla mot to små planetgir. Desse planetgira er vidare kpla inn på eit stort tannhjul med innvendige tenner (ring gir). Deretter er dette ring giret kpla på ein aksel som igjen er kpla inn på ein flens til sjølve trommelen, og som driv trommelen rundt.



Figur 4. Eksisterande løysing til Evotec.

For å best mogleg sette seg inn i den eksisterande løysinga, vart det gått i detalj i 3D-modellen og i 2D-teikningane. Det vart sett på utvekslingar, moment, turtal og effektar, alt for å få eit innblikk i kva størrelsar det er snakk om, og noko å samanlikne med. Grove utrekningar gjort på eksisterande løysing, samt viktige dimensjonar, er gitt i figuren under.



Eksisterande girkasse			
Weight	(no oil)	6153	kg
Height		1880	mm
Width	(no motors)	1890	mm
Length		1173,5	mm
Nom.output rpm	$n_{ut}$	15	rpm
Nom.output torque	$M$	210 000	Nm
Power	$P$	330 000	W
Ratio	$i$	68	
Drum	$d$	0,600	m
Wire	$d$	0,018	m
Arm	$l$	0,309	m
Motorspeed	$n_{inn}$	1 020	rpm
Speed (wire)	$v$	0,485	m/s
Speed (wire)	$v$	29,12	m/min
Force in wire	$F$	679 885	N
Masse	$m$	69 305	kg

Tabell 2. Grove utrekningar, samt viktige dimensjonar, på eksisterande girkasse.

For å kunne forbetre denne løysinga, vart det laga ei liste over positive og negative ting med den, og ting som kunne betrast, forklart under:

#### Negative sider:

- Berre eit lager på akselen (bør vere to for lettare montering/oppretting/sentrering).
- Kostbar produksjon.
- Dårlig kvalitetskontroll (delar kjøpt frå underleverandør).
- Vanskeleg å skifte pakning mellom girkasse og trommel (lite servicevennleg), og vanskeleg å sjekke tannhjul. Mangel på luker for sjekk og kontroll.
- Girkassa er stor, tek mykje plass. Den veg også mykje, og har mykje olje inni.
- Mange gir.
- Komplisert innmat på grunn av ring giret, som må ver festa ned til hovudakselen som igjen driv trommelen.

**Positive sider:**

- Solid og sterk nok til å kunne handtere visse krav.
- Driftsikker.
- Interface til dekk og til trommel.

**4.1 Forbedringer til ny girkasse:**

- Maskinering, montering og service.
- Håndtere større last (maksimalt 80 tonn), og eit vidare lastspekter.
- Høgre fart ved skyting og hiving av trålposen.
- Redusere vekt og størrelse.
- Redusere talet på delar. T.d. fjerne planetgira, og bruke enklare løysing på gir systemet.
- 2 lager på akslane for enklare montering/oppsetting/sentrering/opplagring.
- Mindre kompleksitet av girkassa innvendig. Gjer den enklare. Mindre deler.
- Meir servicevennlegheit (olje, tannhjuls kontroll, skifte av pakningar, skifte av lager).
- Standardiserte delar.
- Flensadapter og motoradapter («universal» girkasse).
- Plassering og talet på motorar.
- Redusere total prisen av girkassa.

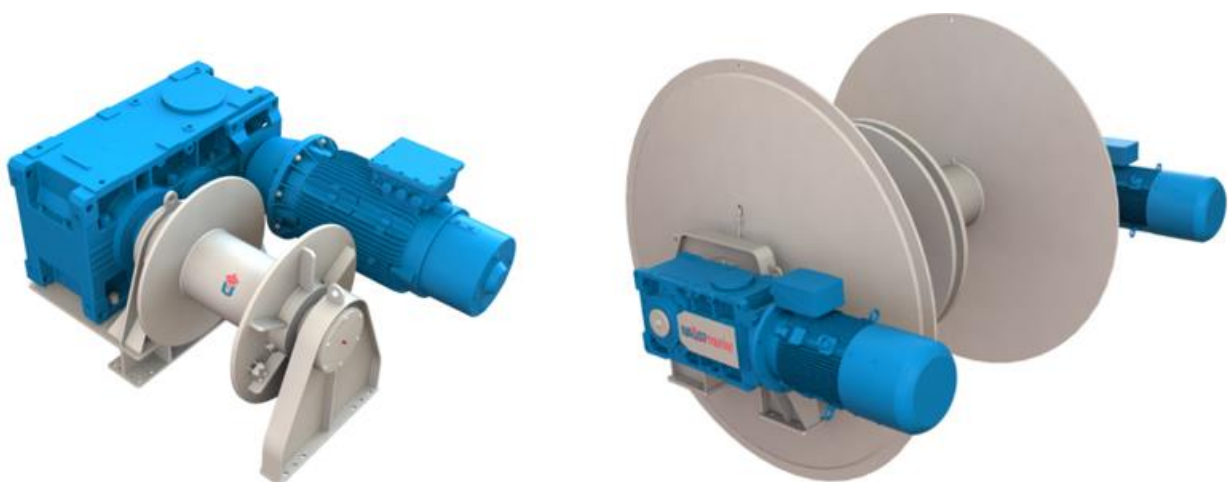
## 5 GIRKASSE TIL TRÅLVINSJ – LØYSINGAR FRÅ ANDRE PRODUSENTER:

Før nye løysingar og konseptløysingar kunne lagast, måtte det og gjerast ein stor undersøkelse av løysingar frå andre produsentar rundt om i verda.

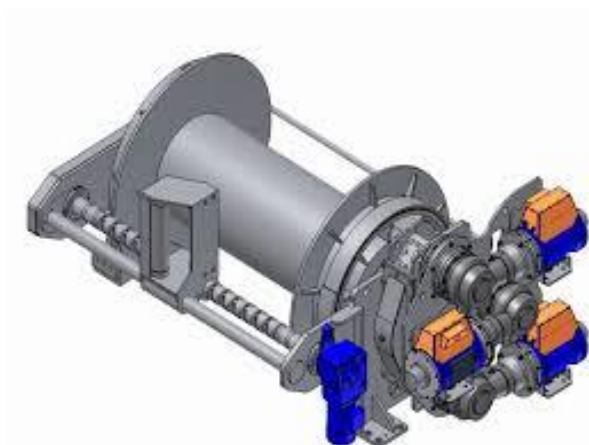
Her vart bedrifter som Neumann Equipment, Rexroth, Rolls Royce, Rapp Marine, Naust Marine, Karmøy Winch, THR Marine, Adria Winch og Ibercisa funne. Dei ulike løysingane til desse bedriftene vart undersøkte, spesielt gir løysingane, for å sjå kva som eksisterte, og for inspirasjon og idear til nye løysingar. I tillegg er det viktig å unngå å lage noko som allereie eksisterar. Nokre løysingar frå dei ulike bedriftene er vist i figurane under.



Figur 5: Rolls Royce. PM motor og hydraulisk motor.



Figur 6: Naust Marine – diverse trålvinsjer med el-motorar.



*Figur 7: Rapp Marine.*



*Figur 8: Ibercisa – Frå trålarren Remøy.*

## **6 NYE LØYSINGAR – KONSEPTLØYSINGAR:**

Etter at det hadde vorte gjort eit djupdykk i korleis tråling fungerer, diverse regelverk, eksisterande løysing til Evotec samt diverse løysingar frå andre leverandørar, var det på tide å begynne å utvikle nye løysingar – konseptløysingar.

Gjennom heile oppgåva har det vorte heldt god kontakt mellom arbeidarane hos Evotec, både ingeniørar, teknikarar og montørar. Dette for å få til best mogleg løysingar, som både er effektive, lønnsame og moglege å gjennomføre i praksis.

Med utgangspunkt i lista over forbetringar til den nye girkasse, vart det skissert og teikna ned mange nye idear. Mange av ideane som vart skissert ned på papir, vart ikkje teke vidare og laga 3D-modellar av, ettersom dei ikkje var moglege å gjennomføre eller liknande. For å kunne prøve å oppfylle mest mogleg av dei ulike forbetringane, var det viktig å sette seg godt inn i korleis ein kunne gjere det, og korleis visse operasjonar vart utført. Her vart det gjort undersøkelser spesielt av korleis maskinering fungerer, korleis ein monterar, opprettar/sentrerar og opplagrar ei girkasse, og korleis ein tek tannhjuls kontrollar. Det viktigaste av dette er forklart under.

### **Maskinering:**

For å få ei girkasse billigast mogleg, bør ein ha minst mogleg maskinering. Maskinering av akslar og tannhjul er ikkje til å unngå (kan minimerast), men når det gjeld sjølve girhuset, bør der vere minst mogleg maskineringsflater. Dette kan vere lagerskåler, dekselflater, interfacar til motorar eller liknande. Maskinering er heilt essensielt for å få god kvalitet på ei girkasse. Ofte er det som kostar, når det gjeld maskinering av girhus, sjølve festinga av girhuset til ein jigg, før sjølve maskineringa. Dersom ein greier å maskinere alt ein skal med ei plassering i jiggen, så er det svært kostnadssparande. Det kan t.d. vere dyrare å maskinere lite med to omplasseringar av eit girhus i ein jigg, enn mykje maskinering med ei plassering av eit girhus i ein jigg.

**Montering, oppretting/sentrering, og opplagring:**

Det er viktig at monteringsjobben er enklast mogleg, både for dei som skal gjennomføre jobben og for å spare pengar. Oppretting/sentrering og opplagring av akslar, lager og tannhjul som skal ver inn i ei girkasse, går ut på at alt skal vere beint og korrekt under samanstilling og drift. Det skal ikkje vere skeivbelastningar eller liknande under drift. Dette kan medføre at delar vert utslitne før gitt levetid (lager og pakningar), varmgang, utmattingsproblem, redusert maksimal belastning, store slitasjar, og generelt store kostnadar. For at alt skal fungere optimalt, er maskineringa heilt essensiell. Ved å bruke to lager på kvar av akslane, i staden for eit som på den eksisterande løysinga til Evotec, så forbetrar ein også dette problemet svært mykje med større justeringsevner og moglegheiter.

For å oppdage skeivheiter og liknande under montering kan ein bruke måleur eller laser (og andre opprettings metodar) der ein kjem til, og der flatene er maskinerte (ikkje mala eller sandblåste), inni girkassa før den er ferdig montert for å sjekke opprettinga og sentreringa. Shimmsar eller liknande kan brukast dersom noko må opprettast.

Når girkassa er ferdig montert går ein ut i frå/bør alt inni vere beint/oppretta og ein kan då berre justere heile girkassa i forhold til sjølve trommelen (flenskoplinga mellom girkassa og trommelen). Her kan ein bruke stillskruar, chockfast og shimmsar under girkassa dersom ein skulle oppdage skeivheiter og ujevneheiter.

**Tannhjulskontroll:**

Tannhjulskontrollar vert utført på fleire moglege måtar. Ein kan bruke fargar på tennene for å sjekke at inngrepet er heilt korrekt når tannhjula roterer, føleblad, eit mjukt material mellom tannhjula som avbildar inngrepet, og sjølvfølgeleg visuell sjekk. Dersom tannhjula ikkje er heilt i inngrep må ein justere dei ved shimmsar eller liknande slik at dei kjem i fullstendig inngrep med kvarandre.

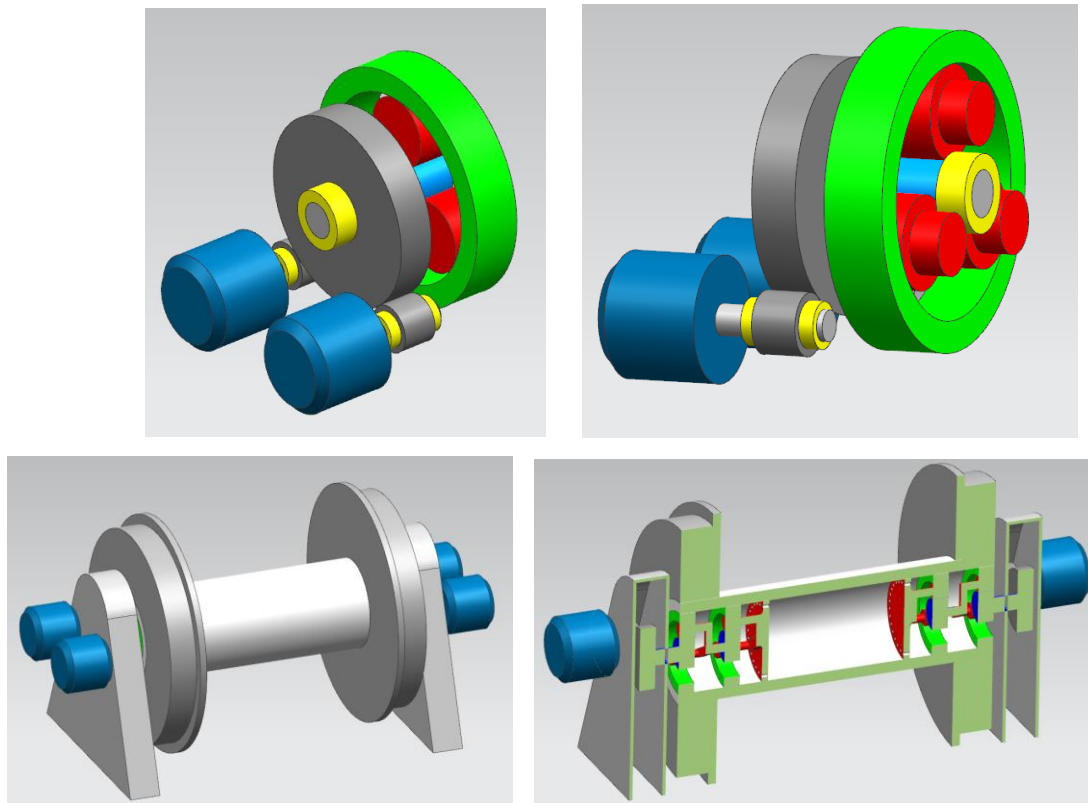
Etter at undersøkelane var gjort for det ovenstående, kunne konseptløysingane lagast. I tillegg til lista over forbetringar vart det satt opp ei liste over kva som kunne veljast i sjølve girkassa. Dette var blant anna kva type gir som kunne veljast, rette/skrå sylindriske tannhjul, tannhjulsrekker, vinkelgir, orm gir, skrue gir, planetgir, harmonisk gir (Harmonic drive), eller ei blanding av desse gir typane. Plassering av girkassa var også viktig, enten på sida av trommelen, ovanfor, under, framfor, bakom, eller inni sjølve trommelen. I tillegg til sjølve plasseringa av girkassa, kunne talet på girkasser også veljast. Til dømes kan to små girkasser vere betre enn ei stor, eller motsett. Til slutt vart det satt opp ei liste over kvar motorane kunne plasserast, nemleg i alle moglege retningar.

Det vart og informert frå Evotec om at girkassa burde passe til fleire ulike trommelar, og at trommelane enkelt kunne gjerast endringar på. For å ha noko å jobbe ut i frå, vart det teke utgangspunkt i den eksisterande trommelen til Evotec, som står på den eksisterande girkasse løysinga. Dette spesielt med tanke på størrelsen til girkassa, og høgda opp frå dekk og opp til senter av flenskoplinga til trommelen.

Først vart alt av idear og moglege løysingar skissert ned på papir, for så deretter å verte modellert i 3D (NX). Desse modellane var svært forenkla, kunn for å vise sjølve konseptet. Konseptløysingane bestod av ein trommel som skulle drivast rundt, og ulike girkasse løysingar med motorar som skulle drive den rundt. Det vart og laga lister over positive og negative ting med kvar av dei ulike konseptløysingane. Dei ulike konseptløysingane er vist og forklart nedanfor, meir detaljert i Vedlegg – Val av konsept – Konseptløysingar. Motorane er markert blå og lagera gule.

### 6.1 Konsept 1 – Indre løysing:

Konseptet med denne løysinga er å plassere eit eller to planetgir inn i trommelen, samt eit eller to tannhjulsteg med sylindriske tannhjul på utsida. Talet på planetgir og tannhjulsteg med sylindriske tannhjul, avhenger av kor stor utveksling ein må ha. Tanken er at motorane vert kopla på ei girkasse plassert utvendig, som driv eit eller to planetgir plassert innvendig i trommelen, som igjen driv trommelen rundt. Dette konseptet falt tidleg i smak hos Evotec.

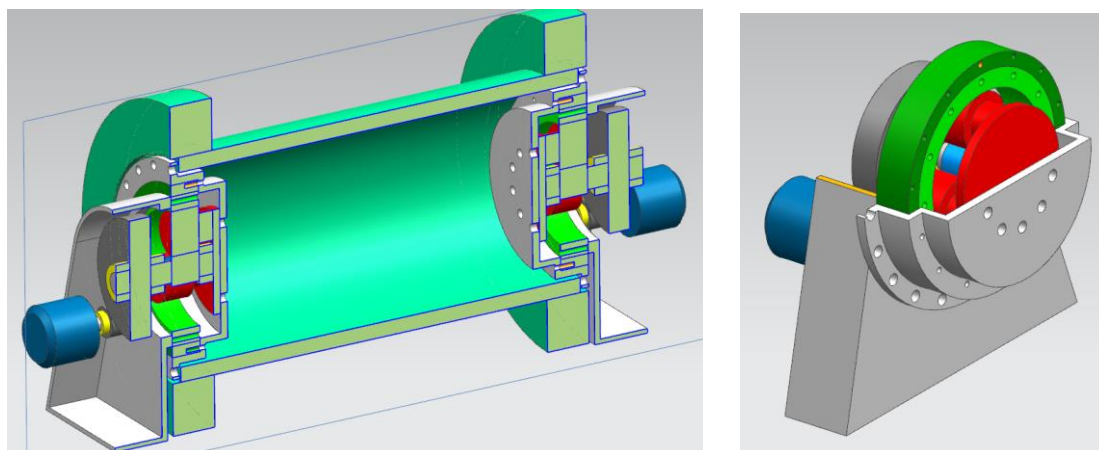


Figur 9. Figurar av konsept 1 i startfasa.

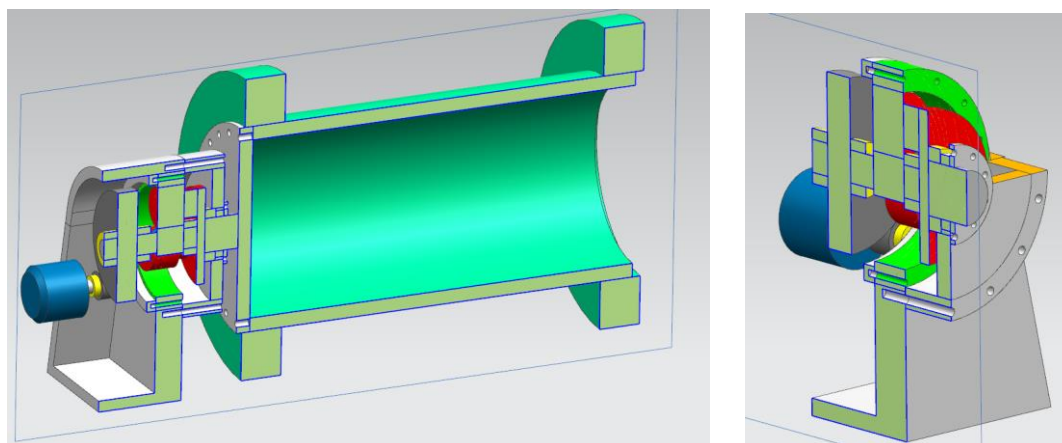
Ein ide er å bruke ein svingkrans plassert på utsida av planetgiret for å få enklare og meir effektiv drift. I tillegg kan girkassa plasserast på begge sider av trommelen, dersom ein ønskjer to små girkasser som kan handtere maksimal belastning, i staden for ei stor girkasse, som og handterer maksimal belastning.

Figurane under, vidare i Konsept 1, viser blant anna fleire måtar dette konseptet kan løysast på med tanke på drift og oppsett, kva som er drivande og vert dreve i planetgiret (solhjulet, planethjula eller ringhjulet), og korleis ein eventuell svingkrans kan integrerast. Svingkransen er grøn/mørkegrøn i figurane under, plassert utanpå planetgiret.

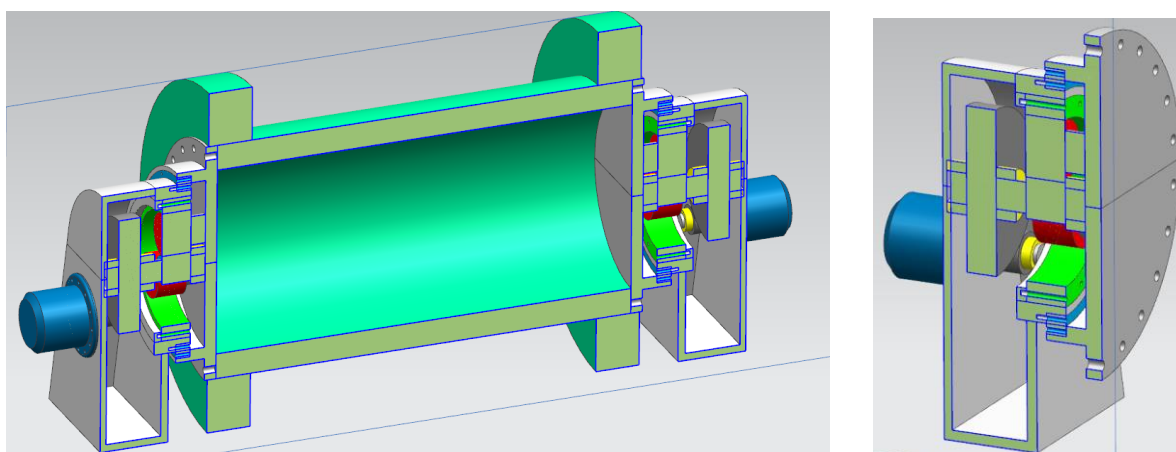




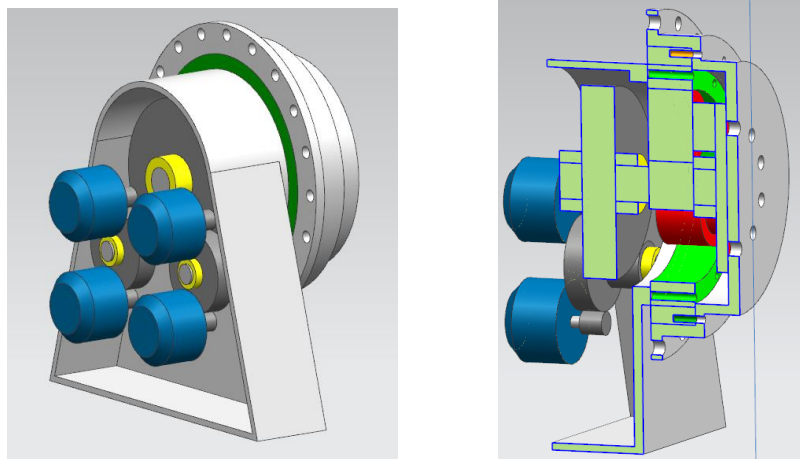
Figur 10. **Alternativ 1:** Solhjul vert dreve, og planethjul er drivande. Låst innerring.



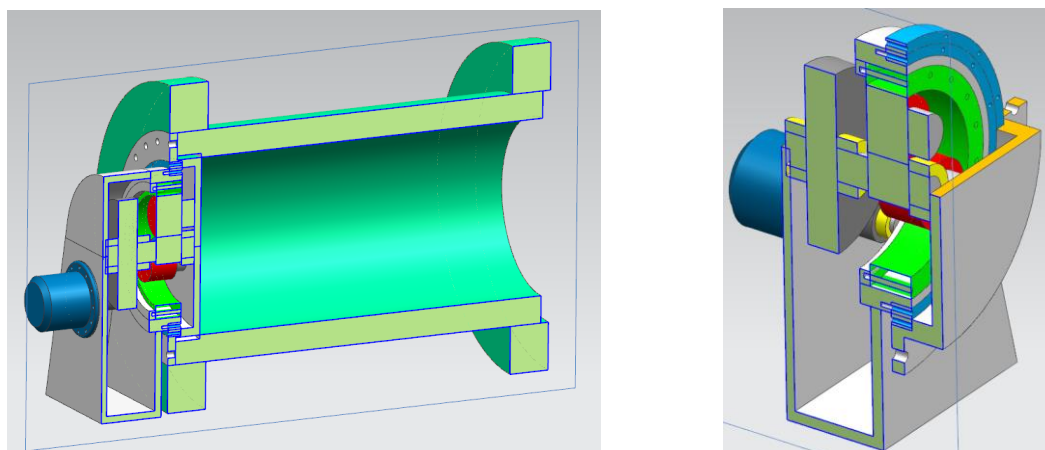
Figur 11. **Alternativ 2:** Solhjul vert dreve, og planethjul er drivande. Låst innerring.



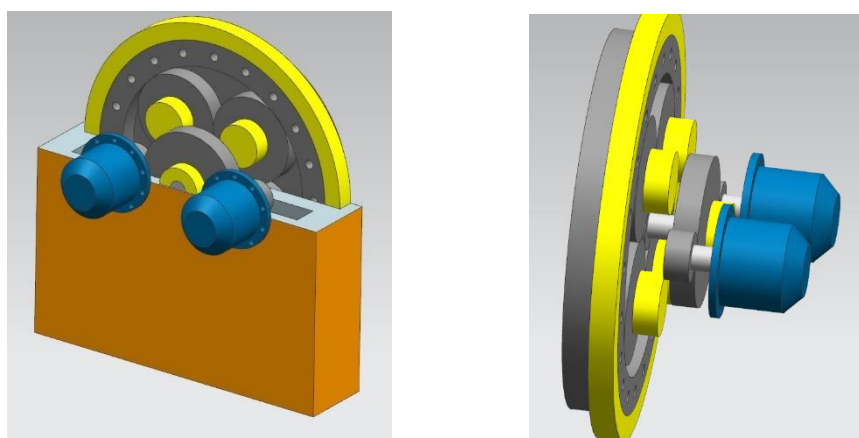
Figur 12. **Alternativ 3:** To svingkransar. Solhjul vert dreve, og planethjula er drivande.



Figur 13. **Alternativ 4:** Same løysing som alternativ 1, berre med eit ekstra sylindrisk tannhjulsteg og motorar.



Figur 14. **Alternativ 5:** To svingkransar. Solhjul vert dreve, og planethjula er drivande.

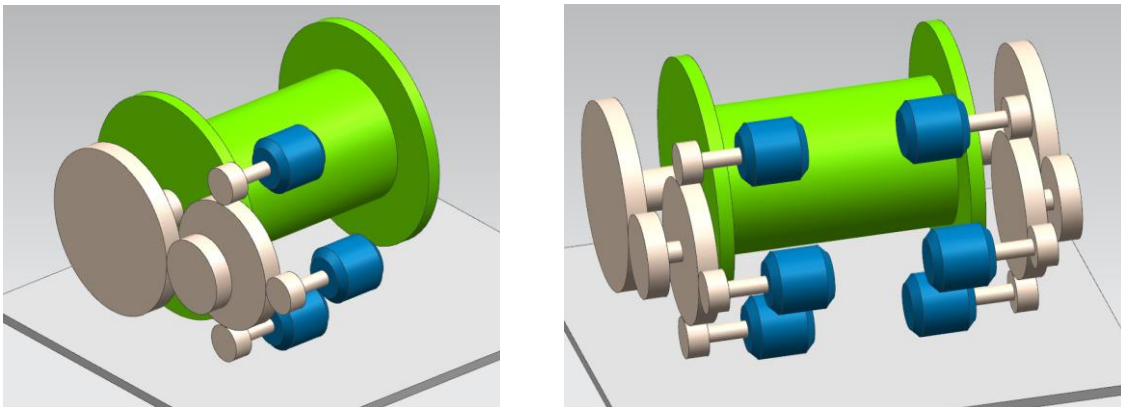


Figur 15. **Alternativ 6:** Ein svingkrans. Solhjul vert dreve, og innerring er drivande.

## 6.2 Konsept 2:

Dette konseptet tek i bruk sylindriske tannhjul, og er meint å plasserast på enten framsida eller baksida av trommelen. Girkassa kan og plasserast på eine eller begge sidene av trommelen.

Grunnen til at dette konseptet ikkje vart valt, var på grunn av størrelsen, utsettelsen for sjøvattn og fiskeslam, samt dårleg servicevennlegheit for å nemne det viktigaste.

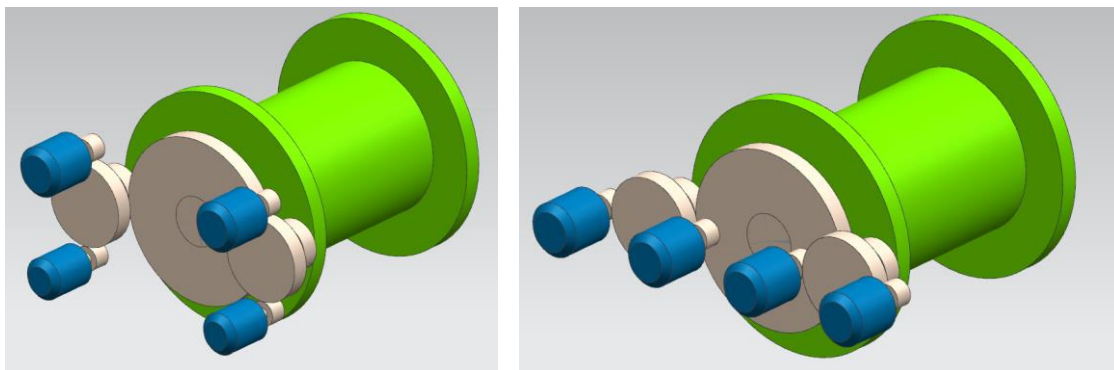


Figur 16. Konsept 2.

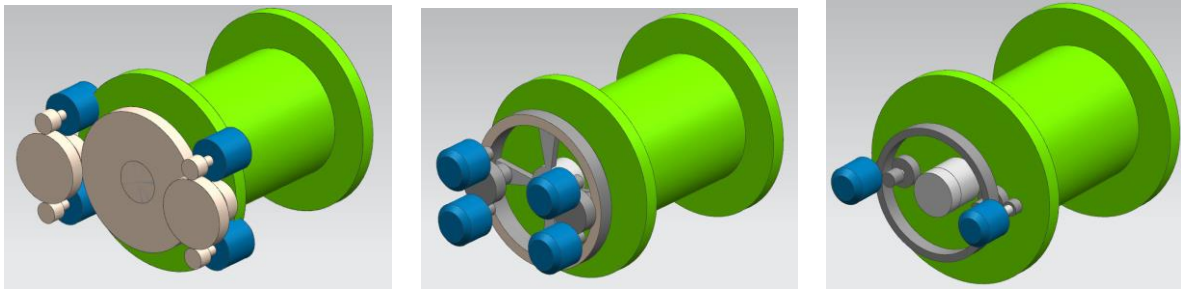
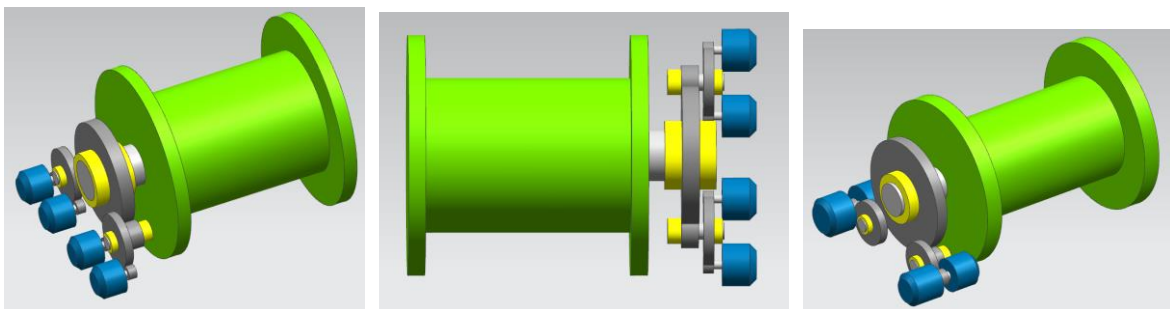
## 6.3 Konsept 3:

Dette konseptet brukar i hovudsak sylindriske tannhjul og inner tannhjul. Konseptet er meint å plasserast på eine sida av trommelen, der ein enkelt kan variere kvar motorane skal monterast, og talet på motorar. Figurane under viser nokon forskjellige orienteringar på motorane og tannhjula, der hovudprinsippet er to utvekslingssteg.

Grunnen til at dette konseptet ikkje vart valt, var på grunn av at størrelsen fort kan verte stor, og servicevennlegheita kan variere. Moglegheita for å modulbasere dette, i tillegg til å gjere endringar på talet på utvekslingar, og utvekslingsstega, er og noko varierende.

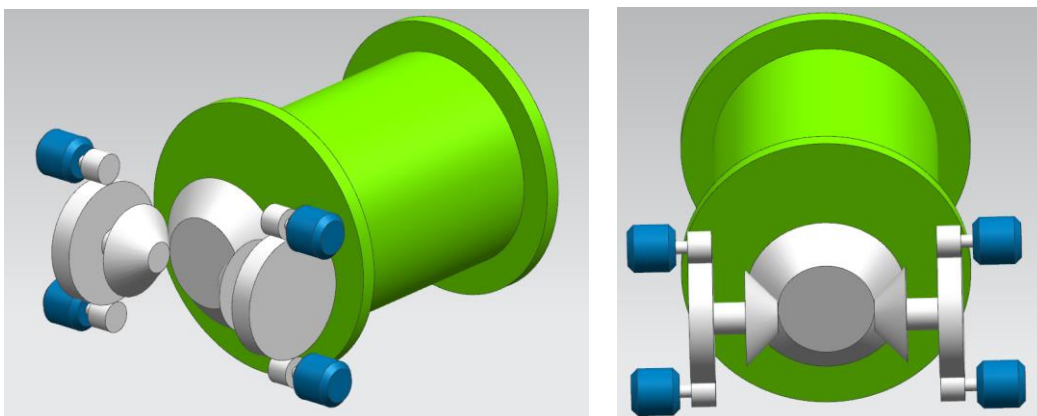


Figur 17. Konsept 3.

*Figur 18. Konsept 3.**Figur 19. Konsept 3.*

#### **6.4 Konsept 4:**

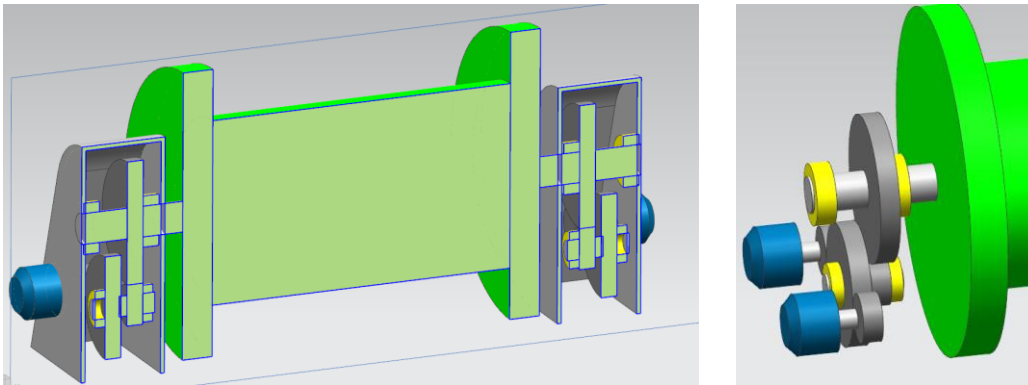
Dette konseptet tek i bruk vinkelgir og sylindriske tannhjul. Dette gir kompakte og enkle løysingar, samt moglegheita for fleire alternativ innan motorplassering og talet på motorar. Som det føregåande konseptet kan breidda her og fort verte eit problem. Ein kan og få problem med servicevennlegheita, i tillegg til at koniske tannhjul vart bestemt å ikkje bruke etter diskusjon og samarbeid med Evotec.

*Figur 20. Konsept 4.*

### 6.5 Konsept 5:

I dette konseptet er det tenkt å bruke to små girkasser, ei på kvar side. Girkassene var tenkt minst mogleg, med moglegheiter for fleire utvekslingar og motorplasseringar.

Grunnen til at dette konseptet ikkje vart valt, var på grunn av at to små girkasser ofte er dyrare enn ei stor. Ettersom kravet om utveksling var ganske høg, ville ikkje dette vere optimalt med tanke på utnytting av ressursar, pris og effektivitet.

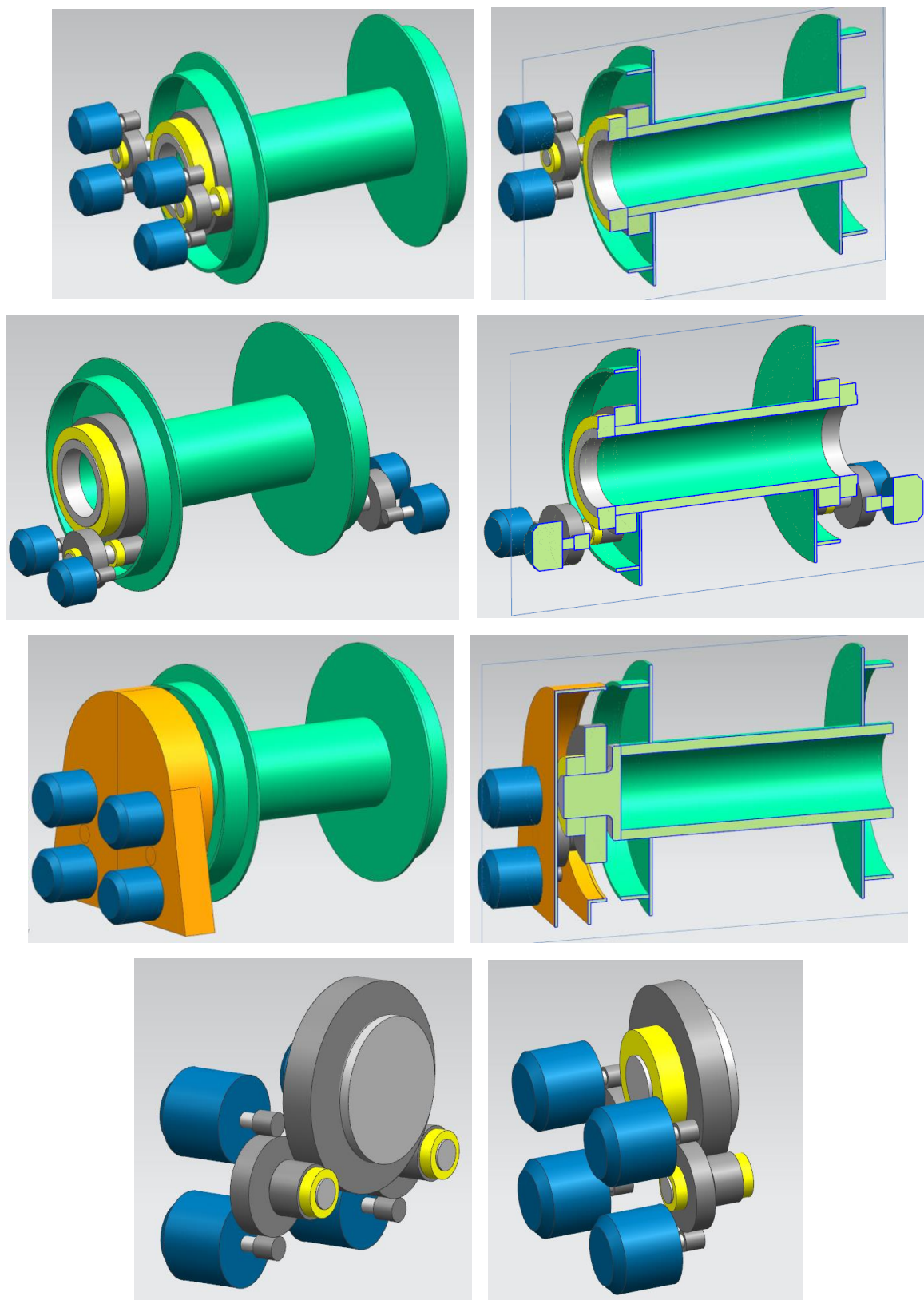


Figur 21. Konsept 5.

### 6.6 Konsept 6:

Ideen ved konsept 6 er å bruke plassen som er inn i sidene av trommelen, i den såkalla sidestrukturen. Sidestrukturen på den eksisterande trommelen vart derfor godt studert, med ein konklusjon om at den ikkje burde endrast, i samarbeid med Evotec. Grunnen til at denne ikkje måtte endrast var fordi når wire'en vert kveila inn på trommelen, med belastning, får ein ei belastning utover sidene på trommelen, altså aksielle krefter på tvers av angrepsretninga på wire'en. Ved å gjere endringar på sidestrukturen reduserar ein styrka og haldbarheita i den. Alternativt kunne sidestrukturen forlengast, vist på figurane under. Girkassa kan monterast på eine eller begge sidene av trommelen, og ein brukar delvis eksisterande plass.

Grunnen til at dette konseptet ikkje vart valt, var på grunn av at ein måtte ha forlenga både sidestrukturen, i tillegg til trommelen for å ha moglegheita til å montere tannhjul og lager, som vist i figurane under. Dette måtta i tillegg vorte gjort på tromlar i alle ulike størrelsar, for at girkassa skal kunne brukast på alle alternative tromlar. Dette hadde blitt for kostbart og tidskrevande. Ei slik løysing er ikkje optimal der ein brukar den same girkassa på alle tromlane.

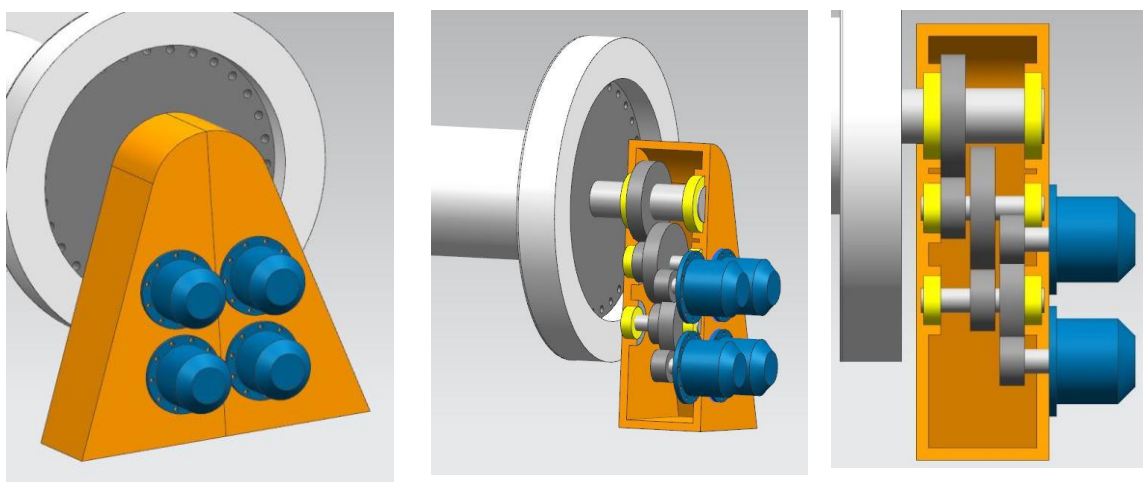


Figur 22. Ulike løysingar på Konsept 6.

### 6.7 Konsept 7:

Prinsippet med denne løysinga var å lage ei simpel og kompakt girkasse med 3 sylindriske steg. På ei slik løysing ville det ha blitt mykje maskinering og eit behov for mykje olje, noko som ville auke prisen betrakteleg. I tillegg vil planetgir kunne gi ei høgare utveksling enn vanlege sylindriske tannhjul.

Ei tradisjonell løysing som dette var fleksibel med tanke på talet på motorar samt plassering av motorane, men den vart skrinlagt på grunn av størrelsen og servicevennlegheita.

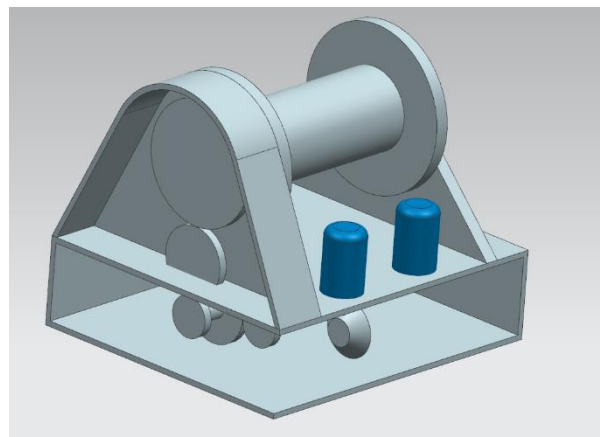
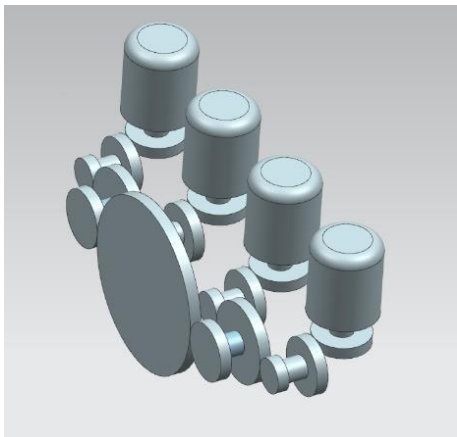


Figur 23. Konsept 7.

### 6.8 Konsept 8 og konsept 9:

Konsept 8 gjekk ut på å lage ei girkasse der motorane kunne plasserast vertikalt i staden for horisontalt der hovudfokuset var på å redusere plassen girkassa skulle ta opp på dekk. Dette skulle gjerast ved å la motorane ta plass loddrett oppover. Dette konseptet fall vekk på grunn av breidda, samt dei koniske tannhjula.

Konsept 9 var eit konsept der girkassa skulle plasserast under sjøve trommelen. På lik linje med fleire andre løysingar vart desse konsept «kasta» på grunn av bruken av koniske tannhjul som Evotec ikkje ville ha, i tillegg til at det ikkje kunne gjerast endringar på sjøve dekk på trålbåtane.



Figur 24. Konsept 8 og 9.

Etter at fleire ulike konsept var laga, vart det frå veiledning frå Evotec sagt at det berre skulle brukast sylindriske tannhjul og planetgir. Vinkelgir vart valt vekk ettersom dei er dyrare og lagar meir støy.

Plasseringa av sjøve girhuset vart og bestemt at skulle ver enten inn i sjøve trommelen eller på eine eller begge sidene. Girkassa skulle ikkje plasserast ovanfor, under, på framsida eller på baksida.

Desse beslutningane og vala førte til ei innsnevring av konseptløysingane, der det stadig vart fokusert på færre og færre konsept di nærmare datoen for val av konsept kom.

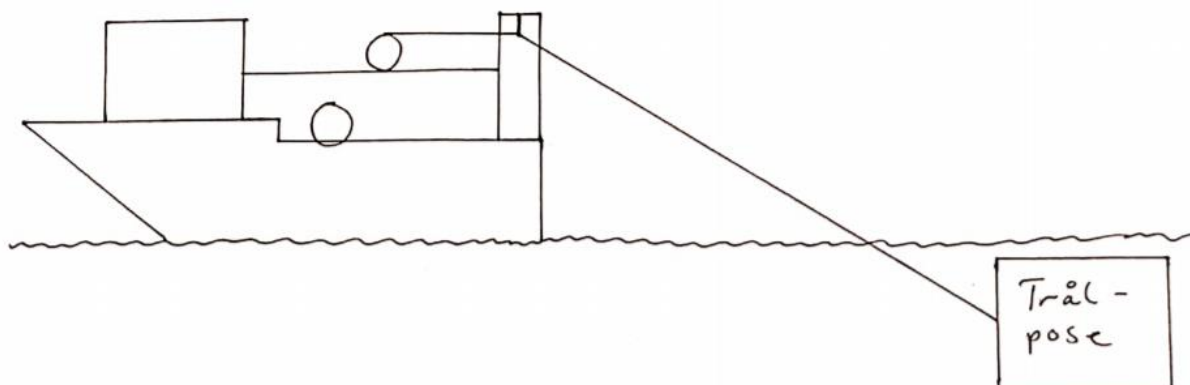


## 7 GROVE UTREKNINGAR AV KONSEPTLØYSINGAR:

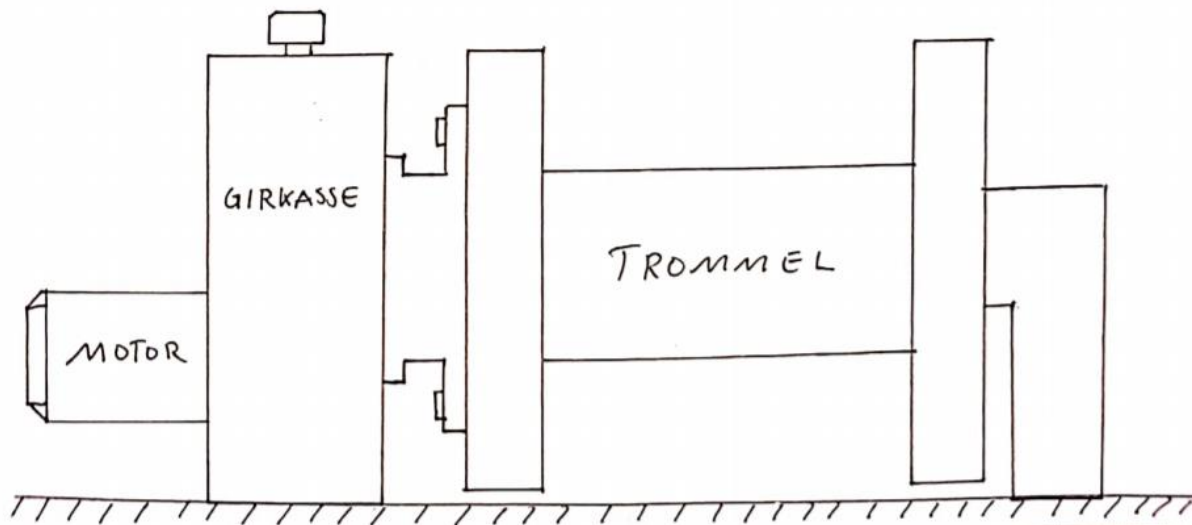
Då det nærma seg val av konsept vart dei ulike konseptløyisingane snevra inn til 4 stykk, i samarbeid med Evotec slik at det kunne fokuserast på dei som var mest aktuelle. Dette var konsept 1, 3, 6 og 7. Før valet, var det viktig å ta nokre grove overslagsberekningar på dei konseptane som det var tvil om kunne gå, dette med tanke på størrelse, kraftoverføring og liknande.

Dette gjaldt spesielt konsept 1, som det vidare vart teke grove utrekningar på. Desse utrekningane dekte utvekslingar, dimensjonar, turtal, overførte krefter og moment, profiloverdekning og bøyespenninga på tannhjula. Desse utrekningane vart gjort for å få ein grov peikepinn på dimensjonar og størrelsar, samt å sjekke om ulike verdiar var innanfor visse grenser.

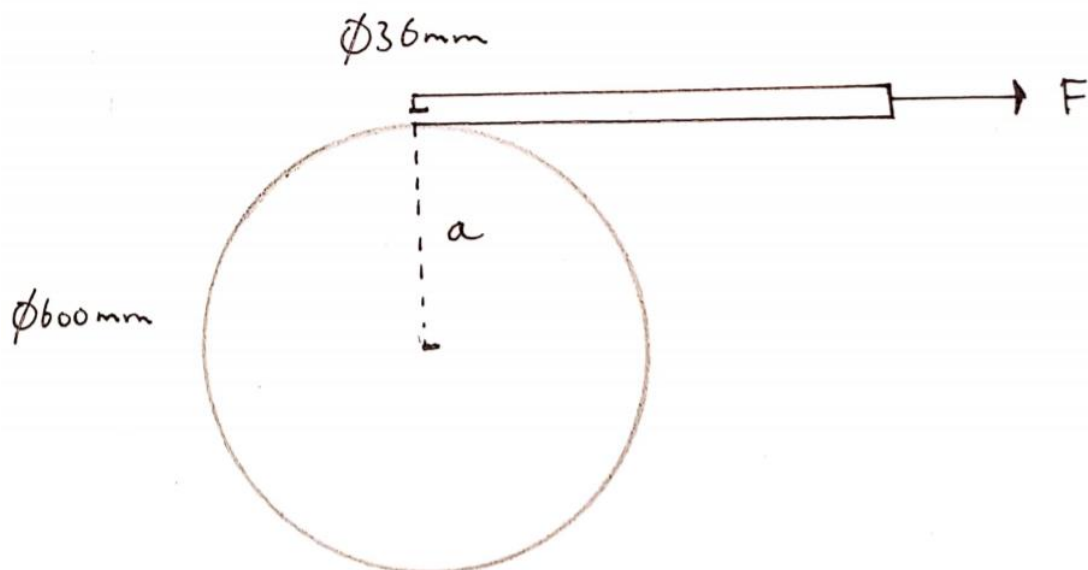
For å kunne starte å rekne på konsept 1, måtte det gjerast ei forenkling av oppsettet til sjølve tråloperasjonen. I starten vart det informert om strekket i wire'en på sjølve trommelen, som var dimensjonerande for resten, til maksimalt 80 tonn. Trommelen har ved all wire kveila inn på trommelen, fleire lag med wire. Denne belastninga er anteke å virke på det første laget, altså at all wire er utstrekt frå trommelen. Dette er brukt i alle utrekningar vidare i oppgåva. Ved å bruke fleire lag med wire, får ein større belastningar på grunn av lenger arm frå senter, som igjen gir større moment på trommelen. Forenklingar av oppsette på ein trålbåt, frå trålposen til sjølve vinsja, er vist på figurane under.



Figur 25. Figuren viser ei forenkling av ein trålbåt med ein trålpose på slep.



Figur 26. Figuren viser eit trålvinsj konsept, med motor, girkasse og trommel.



Figur 27. Figuren viser trommelen sett frå sida, med utstrekt wire.

I starten av oppgåva vart det fastslått ei totalutveksling på girkassa til 30 – 68, der det skulle prøvast å få den lavast mogleg, for å oppnå høgast mogleg fart på wire'en. Dette vart endra på seinare i oppgåva til 0 – 35.

Det vart undersøkt mykje om kva maksimale utvekslingar ulike tannhjuls typar kunne handtere. Det vart funne ut at erfaringsverdiar på utvekslingar på vanlege sylindriske tannhjul er ca. 3 (maksimalt 3,5), og at for planetgir låg det mellom 5 – 15 (avhengig av oppsettet). Grunnen til at ein ikkje bør ha høgre utveksling ved sylindriske tannhjul enn 3,5 er fordi at dersom utvekslinga vert for høg, altså eit stort tannhjul kopla opp mot eit lite, så vert denne dimensjonsforskjela så stor at ein kanskje må maskinere ut i tannrota på tannhjula for at tannhjula skal kunne operere 100% i inngrep. Ved å maskinere ut i tannrota svekker ein styrka i tannhjula, noko som bør unngåast.

Ved konsept 1, og ved ei utveksling på 30 – 68, var det eit klart val om å bruke tre utvekslingssteg, men då dette endra seg til 0 – 35, vart valet mellom to eller tre steg vanskeleg. Dette vart derfor avhengig av utvekslinga på planetgiret. Det sylindriske tannhjuls steget/stega var i hovudsak avhengig av planetgiret. Det vart derfor valt å undersøke både for to og tre utvekslingssteg. Tabellane under er vist for tre steg.

Med utgangspunkt i figurane over vart maksimalt moment rekna ut, gitt i tabellen under.

<b>Start parameter - Låste parameter</b>			
Gravitasjon:	<b>g</b>	9,81	m/s <sup>2</sup>
Trommel diameter:	<b>d</b>	0,600	m
Wire diameter:	<b>d</b>	0,036	m
Arm:	<b>l</b>	0,318	m
Utveksling:	<b>i</b>	0-35	(lavast mogleg)
Module:	<b>m</b>	0-12	
Inngrepsvinkel tannhjul:	<b>a</b>	20	grader
Masse:	<b>m<sub>min</sub></b>	35 000	kg (35t)
Kraft:	<b>F<sub>min</sub></b>	343 350	N (35t)
Moment:	<b>M<sub>min</sub></b>	109 185	Nm (35t)
Masse:	<b>m<sub>max</sub></b>	80 000	kg (80t)
Kraft:	<b>F<sub>max</sub></b>	784 800	N (80t)
Moment:	<b>M<sub>max</sub></b>	249 566	Nm (80t)

Tabell 3. Start parameter.

3 utvekslinger - 3 steg						
Steg 1				Steg 3		
Tannhjul 1 (motor)				Tannhjul 5 (solgir)		
Turtal	$n_1$	1 200	rpm	Turtal	$n_5$	220 rpm
Modul	$m$	8		Modul	$m$	10
Tanntal	$z_1$	26		Tanntal	$z_5$	24
Diameter	$d_1$	208	mm	Diameter	$d_5$	240 mm
Tannhjul 2				Tannhjul 6 (planetgir)		
Modul	$m$	8		Modul	$m$	10
Tanntal	$z_2$	52		Tanntal	$z_6$	24
Diameter	$d_2$	416	mm	Diameter	$d_6$	240 mm
Utveksling	$i_1$	2,00		Turtal	$n_6$	55,0 rpm
Turtal	$n_2$	600,0	rpm	Tannhjul 7 (ringgir)		
Steg 2				Modul	$m$	10
Tannhjul 3				Tanntal	$z_7$	72
Turtal	$n_3$	600,0	rpm	Diameter	$d_7$	720 mm
Modul	$m$	10		Utveksling	$i$	4,00
Tanntal	$z_3$	22				
Diameter	$d_3$	220	mm	Total utveksl	$i_{tot}$	21,8
Tannhjul 4				Turtal ut	$n_{ut}$	55,0 rpm
Modul	$m$	10				
Tanntal	$z_4$	60				
Diameter	$d_4$	600	mm			
Utveksling	$i_4$	2,73				
Turtal	$n_4$	220,0	rpm			

Tabell 4. Dimensjonar, turtal og utvekslinger for 3 steg.

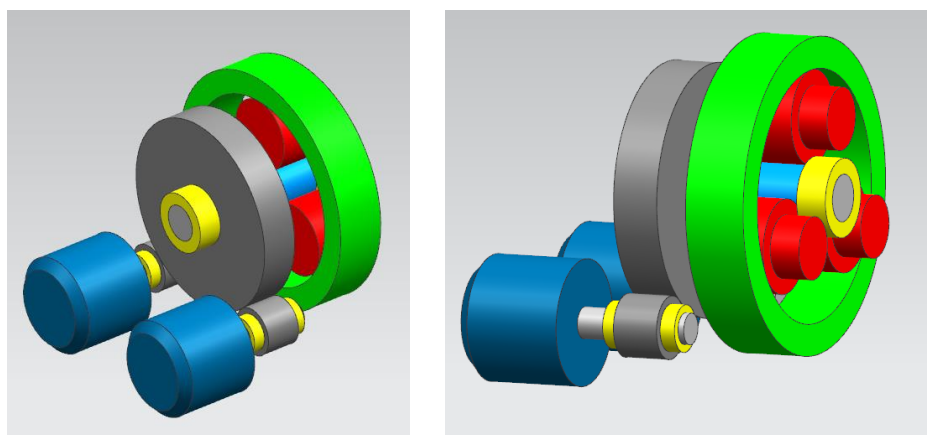
Krefter og moment - Grov berekning				Tannhjul - Profiloverdekning				Tannhjul - Bøyespenning								
Aksel 1 - Tannhjul 1 - Inngående				Tannhjul 1 - 2				Tannhjul 1 - 2								
Vrimoment (effekt/turtal)	$M_{1.1}$	1 399,00	Nm	Inngrepsvinkel:	$a$	20	grader	Tangentiell kraft	$F_{t1}$	38 861	N	Module	$m_{1.2}$	6	mm	
Vrimoment (mom/utveks)	$M_{1.1}$	1 399,00	Nm	Utvendig diameter (1):	$d_{a1}$	84	mm	Tanntal 1	$z_1$	12		Delediameter (1)	$d_1$	72	mm	
Turtal	$n_1$	1200,00	rpm	Utvendig diameter (2):	$d_{a2}$	252	mm	Tannfothøgde	$h_f$	7,5	mm	Deling / 2	$p / 2$	9,42	mm	
Diameter	$d_1$	72	mm	Utvekslingsforhold:	$u$	3,33		Valgt tannhjulsbreidde	$b_{1.2}$	100	mm	Motstandsmoment	$W$	1480,44	mm <sup>3</sup>	
Tangentiell kraft	$F_{t1}$	38 861	N	Grunnsirkeldiameter (1):	$d_{b1}$	68	mm	Bøymoment	$M_b$	291 458	Nmm	Bøyespenning	$\sigma_b$	196,87	N/mm <sup>2</sup>	
Radiell kraft	$F_{r1}$	14 144	N	Grunnsirkeldiameter (2):	$d_{b2}$	226	mm					Tannhjul 3 - 4				
Resultant	$F_1$	41 355	N	Minimumskrav:		1,2 - 1,98		Tangentiell kraft	$F_{t3}$	190 340	N	Module	$m_{3.4}$	7	mm	
Aksel 2 - Tannhjul 2 og 3				Tannhjul 3 - 4				Tanntal 3	$z_3$	14		Tanntal 3	$z_3$	14		
Vrimoment (effekt/turtal)	$M_{2.3}$	9 337,09	Nm	Inngrepsvinkel:	$a$	20	grader	Delediameter (3)	$d_3$	98	mm	Tannfothøgde	$h_f$	8,75	mm	
Vrimoment (mom/utveks)	$M_{2.3}$	9 326,67	Nm	Utvendig diameter (3):	$d_{a3}$	112	mm	Deling / 2	$p / 2$	11,00	mm	Valgt tannhjulsbreidde	$b_{3.4}$	130	mm	
Turtal	$n_{2.3}$	360,00	rpm	Utvendig diameter (4):	$d_{a4}$	294	mm	Motstandsmoment	$W$	2619,56	mm <sup>3</sup>	Bøymoment	$M_b$	1 665 476	Nmm	
Diameter	$d_2$	240	mm	Utvekslingsforhold:	$u$	3,18		Bøyespenning	$\sigma_b$	635,79	N/mm <sup>2</sup>					
Tangentiell kraft	$F_{t2}$	38 861	N	Grunnsirkeldiameter (3):	$d_{b3}$	92	mm									
Radiell kraft	$F_{r2}$	14 144	N	Grunnsirkeldiameter (4):	$d_{b4}$	263	mm									
Resultant	$F_2$	41 355	N	Minimumskrav:		1,2 - 1,98										
Diameter	$d_3$	98	mm	Profiloverdekning:	$\epsilon_a$	1,69										
Tangentiell kraft	$F_{t3}$	190 340	N	Tannhjul 5 - 6												
Radiell kraft	$F_{r3}$	69 278	N	Inngrepsvinkel:	$a$	20	grader									
Resultant	$F_3$	202 556	N	Utvendig diameter (5):	$d_{a5}$	126	mm									
Aksel 3 - Tannhjul 4				Utvendig diameter (6):	$d_{a6}$	216	mm									
Vrimoment (effekt/turtal)	$M_{4.5}$	53 354,80	Nm	Utvekslingsforhold:	$u$	5,67										
Vrimoment (mom/utveks)	$M_{4.5}$	53 295,24	Nm	Grunnsirkeldiameter (5):	$d_{b5}$	101	mm									
Turtal	$n_{4.5}$	126,00	rpm	Grunnsirkeldiameter (6):	$d_{b6}$	186	mm									
Diameter	$d_4$	280	mm	Minimumskrav:		1,2 - 1,98										
Tangentiell kraft	$F_{t4}$	190 340	N	Profiloverdekning:	$\epsilon_a$	3,15										
Radiell kraft	$F_{r4}$	69 278	N													
Resultant	$F_4$	202 556	N													
Aksel 4 - Planetgir - Utgående																
Vrimoment - ut	$M_{ut}$	302 006	Nm													
Turtal	$n_{ut}$	22,24	rpm													

Tabell 5. Krefter og moment. Tabell 6. Profiloverdekning. Tabell 7. Bøyespenning.

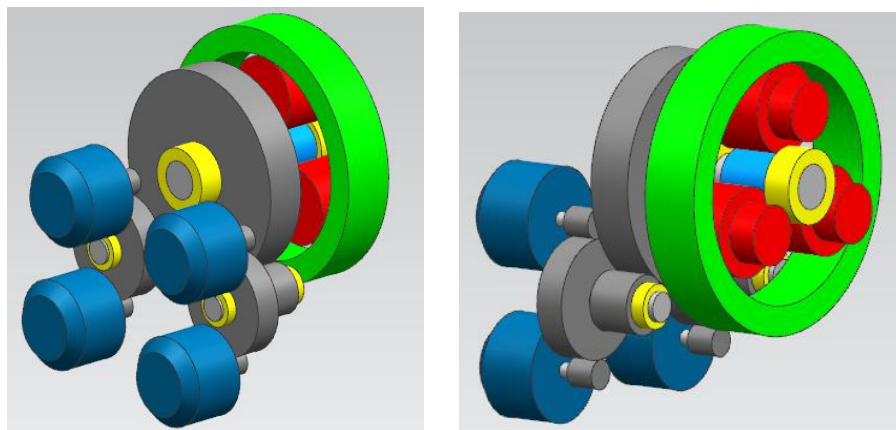
Ved utrekningane ovanfor er det valt tilfeldige verdiar, tilfeldige motorar, og reint grove verdiar for å ha noko å gå ut i frå. Ein kan aldri vete heilt sikkert før ein vel eit konsept om det vil fungere eller ikkje, grovdimensjoneringa ovanfor er berre ein peikepinn på dette.

## 8 VAL AV KONSEPTLØYSING:

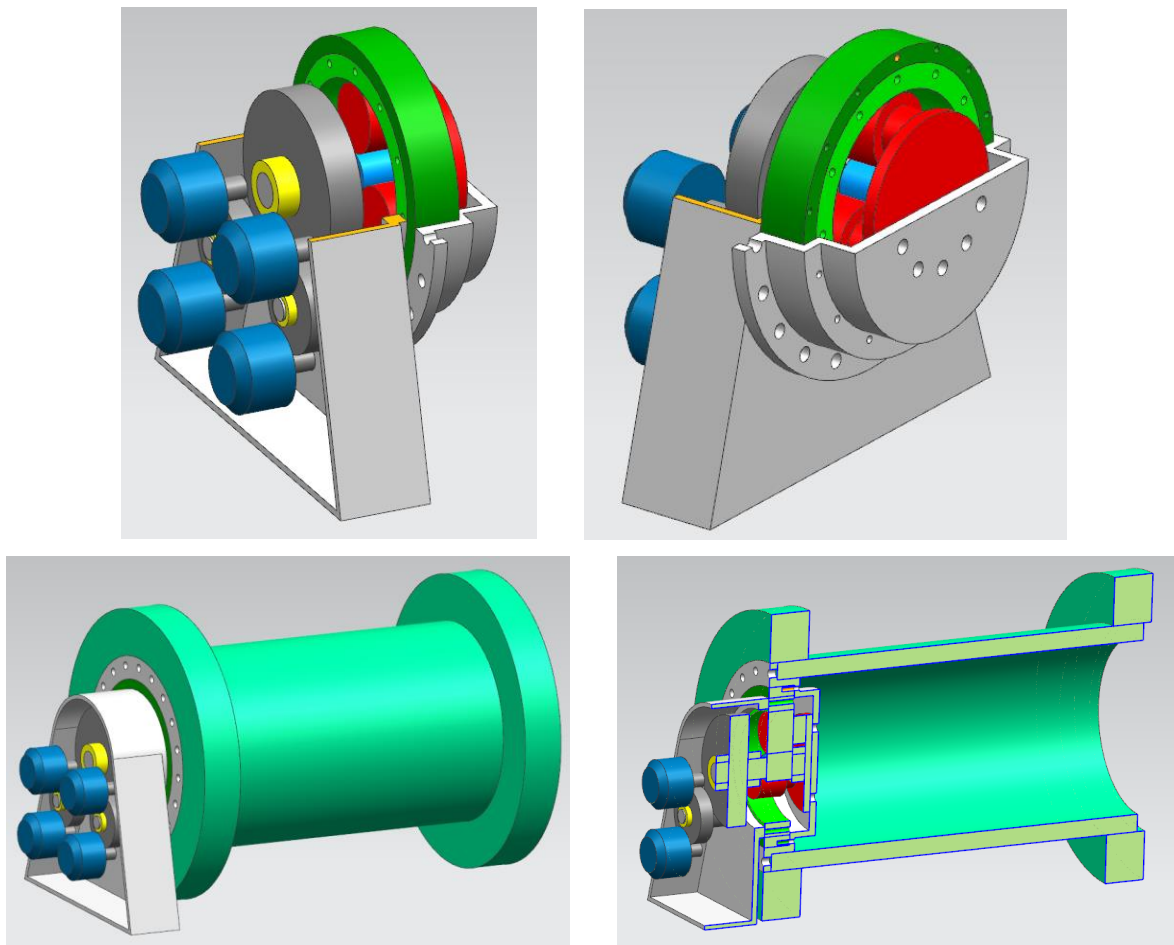
I samarbeid med Evotec, vart Konsept 1 – Alternativ 4 valt. Dette konseptet bestod av eit planetgir inn i trommelen, samt eit eller to tannhjulsteg med sylindriske tannhjul på utsida. Tanken var at motorane vert koplå på ei girkasse med eit eller to steg sylindriske tannhjul plassert utvendig (ved sida av trommelen), som driv eit planetgir plassert innvendig i trommelen, som igjen driv trommelen rundt.



Figur 28. Konsept 1 med 2 utvekslingssteg.



Figur 29. Konsept 1 med 3 utvekslingssteg.



Figur 30. Konsept 1 – Alternativ 4.

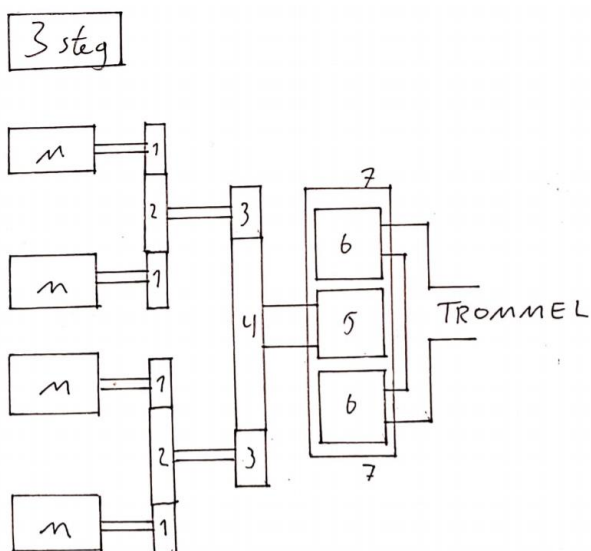
### 8.1 Fordelar med dette konseptet:

- Det er kompakt, har moglegvis mindre delar enn andre konsept, det veg mindre, og det tek mykje mindre plass, spesielt i lengderetning.
- Det har fleire motoralternativ og utvekslingsalternativ. Det må ha minimum 2 utvekslingssteg, men der er moglegheit og plass for 3. Dette gir mykje større friheit og alternativ.
- Det er enkel service på det med tanke på sjekk av tannhjul, oljeservice og skifte av pakning. Ved bruk av svingkrans som vist på figurane ovanfor, så får ein pakninga på framsida, i motsetning til mellom trommelen og girhuset med begrensa plass, som på dagens eksisterande løysing.

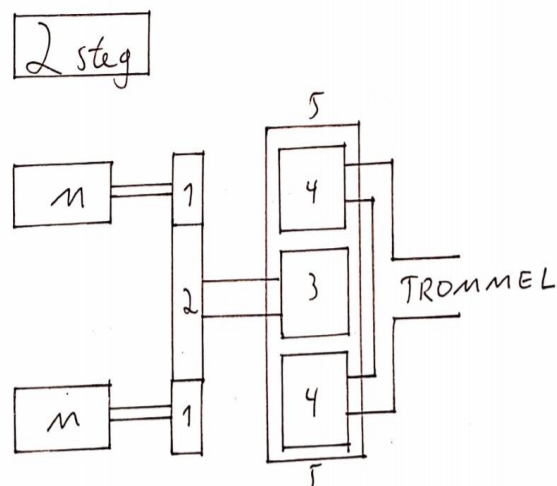
- Girkassa kan monterast i begge endar av trommelen ved behov. Dette er eit alternativ på dei største vinsjane til Evotec. Ved bruk av to girkasser får ein god symmetri, kraftbalanse og ei svært solid løysing.
- På dei mindre vinsjane til Evotec vert det valt å bruke ei girkasse på eine sida. Grunnen til dette er ettersom det krevst ei høg utveksling, så vil to girkasse med mange delar og komponentar verte svært dyrt og unødvendig, for så å montere dei på kvar si side av trommelen.
- Lite oljebad.
- Planetgiret kan lagast og brukast som ein monteringsmodul, der planetgiret vert montert separat før det vert montert til trommelen eller girkassa. Den kan eventuelt monterast inn i trommelen som ein ferdig modul.
- Det er enkel montering og oppretting/sentrering.
- Det er plass til oljekjølar under girkassa dersom nødvendig, i tillegg til ei sirkulasjonspumpe for oljen dersom oljespyling skulle verte nødvendig.
- Komponentar ein kan bruke for å gjere konseptet og løysingane enklare er 2-delte lager (lagerhus), svingkrans m/pakning, svingkrans og ringgir i ein del, mekanisk pakning i staden for gummipakning/simring, for å nemne nokre.
- Ein annan fordel med denne løysinga er at den kan brukast som ei slags «standard» girkasse, som er dimensjonert for maksimal belastning. Girkassa kan då brukast til alle dei forskjellige tromlane til Evotec, der ein brukar ein flensadaptar eller liknande mellom koplinga mellom trommelen og girkassa.
- I tillegg så kan eit eventuelt planetgir vere dimensjonert for maksimal belastning og dermed brukast på alle moglege størrelsar av vinsjar, imens det eine eller begge dei sylindriske tannhjulsstega (samt motorane) kan justerast og endrast enkelt for andre størrelsar og dimensjonar. Dette gir at ein enkelt kan skreddarsy løysingar og gjere endringar, imens det meste av komponentane/girkassa er ferdig.

## 8.2 Ulemper med dette konseptet:

- Lagerskifte i planetgiret, ettersom ein då må ut/demontere heile modulen.
- Sjekke tannhjul på planetgiret.
- Eventuelt oppretting.
- Eventuelt pakningskifte mellom trommel og girkasse dersom svingkrans ikkje kan brukast.



Figur 31. 3 steg – konsept.



Figur 32. 2 steg – konsept.

For å vidareutvikle det valde konseptet og komme fram til aktuelle tekniske løysingar, herunder design, styrkeberekning, drift og vedlikehald, vart det valt å begynne med planetgiret. Planetgiret er den kritiske komponenten i forhold til valet av to eller tre steg, om det kan plasserast innvendig i trommelen, samt interfacen mellom trommelen og girhuset. Det vart derfor begynte med planetgiret, og resten av girkassa vart bygd rundt det.

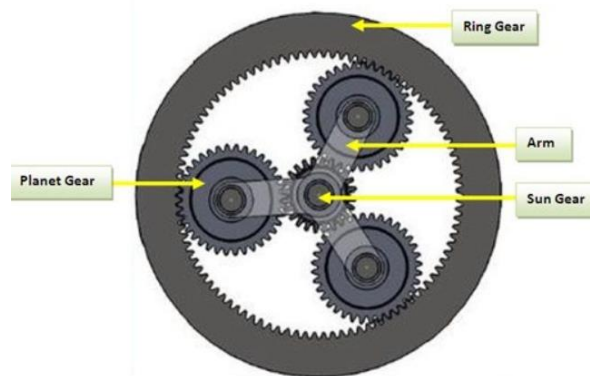
I tillegg til dette, vart det og laga ein meir detaljert arbeidsplan etter valet av konseptet. Denne bestod av kva som måtte dimensjonert og konstruert, og komponentar og liknande som måtte være med.



## 9 PLANETGIR – KONSEPT

### 9.1 Planetgir teori:

Planetgir er svært komplekse komponentar, og det første som vart gjort var å sette seg inn i den grunnleggande teorien til planetgir.



Figur 33. Planetgir konsept – henta frå Google.

Planetgir består i hovudsak av fire komponentar, solhjulet i midten, planethjula rundt solhjulet, planetholdaren som held saman planethjula, og ringhjulet heilt ytterst. Her er mange måtar dette kan koplust saman på i ei girkasse, alt etter kva som vert dreve og kva som er drivande. Utvekslinga varierer deretter. Det mest vanlege, som og vart valt å bruke i vårt tilfelle, er at solhjulet vert dreve (inngåande), og planethjula som er kopla på planetholdaren, er drivaren (utgåande). Då er ringgiret fast. Med dette oppsettet er vanleg utveksling 5 – 15, ifølgje kilder frå nett og utdelt teori frå faglærar.

### 9.2 Konsept:

For å løyse planetgir konseptet, var der fleire moglegheiter, enten å dimensjonere og designe det frå botnen av, kjøpe det inn som hyllevare/standardkomponent frå underleverandørar, eller spesialbestille det hos ein underleverandør.

Etter diskusjon og vedleing frå Evotec og faglærar, vart det bestemt at planetgiret skulle bestillast frå ein underleverandør, helst som standardvare, eller som spesialbestilling dersom det vart nødvendig. Det hadde vorte altfor tidkrevjande dersom ein skulle ha laga planetgiret sjølv frå botnen av, ettersom det er komplekse komponentar som ulike leverandørar har spesialesert seg på.

Evotec hadde og valt å fått det bestilt inn frå ein underleverandør dersom dei skulle ha laga girkassa.

Dette med planetgir og innvendige løysingar er noko som er tidkrevjande, og som Evotec heller ikkje har så masse kunnskap og erfaring om. Dette er noko Evotec vil finne ut meir om, kva løysingar som eksisterar, kva ulike produsentar kan levere, og i kva områder dei ulike løysingane ligg i. Det vart derfor brukt mykje tid på å finne ut mest mogleg om planetgir og leverandørar.

Med utgangspunkt i dette vart det gjort overflatiske berekningar, eit grunnleggande design (3D-modellar og 2D-teikningar), ei beskriving, samt ein teknisk spesifisering av planetgiret, som vidare kunne sendast til ulike leverandørar for å høyre om konseptet var mogleg, og om dei hadde noko liknande som standardkomponentar.

Målet var her å finne eit planetgir med svingkrans som i konseptet, som kunne levere høgt nok moment (250 000 Nm ved 80 tonn belastning på trommelen), med lav nok diameter til å plassere det inn i trommelen. Her vart det teke utgangspunkt i ein innvendig diameter på maksimalt  $\varnothing 550$  mm på trommelen. Dersom slike planetgir ikkje var standardkomponentar med eventuelle svingkransar, var alternativet å spesialbestille det med ein svingkrans.

Konseptet var heller ikkje låst til ein svingkrans, andre løysingar var og moglege. Noko av det som vart sendt til ulike leverandørar er vist i tabellen og figurane under.

<b>Planetary gear - consept</b>				
Max torque	$M_{\max}$	250 000	Nm	(80t)
Max speed	$n_{\max}$	60	rpm	(Approximately)
Min speed	$n_{\min}$	25	rpm	
Size limit	$d_{\max}$	$\varnothing 550$	mm	
Gear ratio	$i$	10		
Axial load	$F_a$	70,5	kN	
Radial load	$F_r$	1177,2	kN	

Tabell 8. Tekniske spesifiseringar til planetgiret.

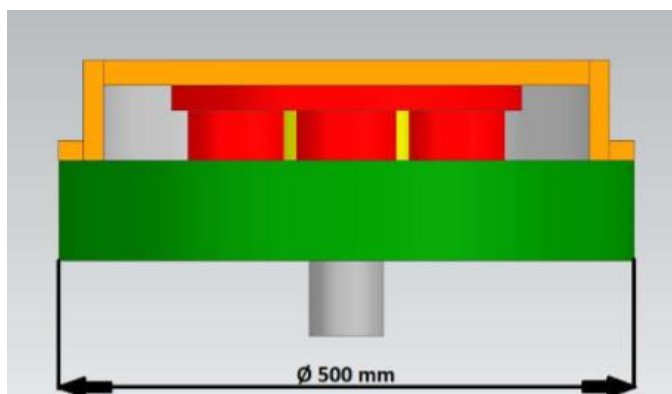
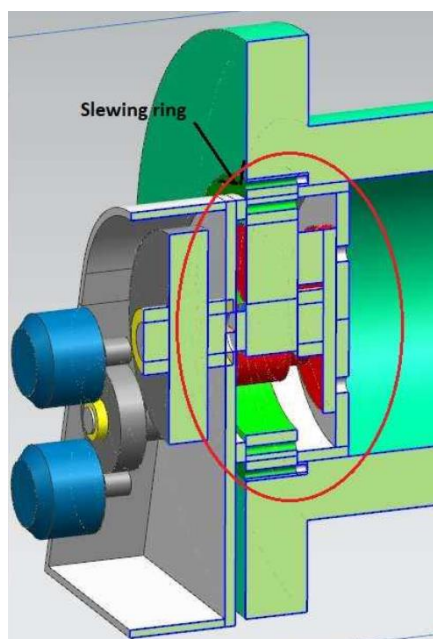
Aksiallast = 30% av vekt til trommel og wire (grovt) – Gitt frå Evotec.

Radiallast = Bremselasta = Strekket i wire (80 tonn) \* 1,5 – Gitt frå Evotec.

Life time calculation "ISO 4301 classification"				
References:	Finn in:	Fill in!	Comments	
	Max load, pull	F	785 kN	
	Life time request	L <sub>10h</sub>	100000 h	
	<b>Duty cycle calculation</b>			
	Winch load	F	590 kN	
	Duty		10 %	
	Winch load	F	330 kN	
	Duty		85 %	
	Winch load	F	780 kN	
	Duty		5 %	
	Total percent loading		100 %	
	Spectrum factor	Km	0,15	
	ISO 4301 classification	ISO	M8	See table 1
	Effective use and lifetime		T9	See table 2
	Winch class load spectrum		L2	See table 3

Tabell 9. Livstids berekning.

Tabellen ovanfor er laga med utgangspunkt i ei livstids berekning Evotec brukar, i tillegg til den definerte driftsprofilen som vart gjort i starten i samarbeid med Evotec. Ein legg inn maksimal last, full levetid, og grovt kva belastning ein har i ulike delar av den totale levetid, alt for å klassifisere driftsprofilen med hensyn på belastninga.



Figur 34. To av bildene brukt i konsept beskrivelsen.

I tillegg vart det sendt ulike bilete og forklaringar på oppgåva. Det vart spesifisert at planetgiret måtte kunne ta opp radielle lastar, og at det maksimale momentet var dynamisk, ikkje statisk ettersom girakassa ikkje skulle ha bremsekraft. Meir detaljert informasjon om sendte filer til dei ulike leverandørane er gitt som vedlegg, i tillegg til mailar fram og tilbake mellom dei ulike leverandørane.

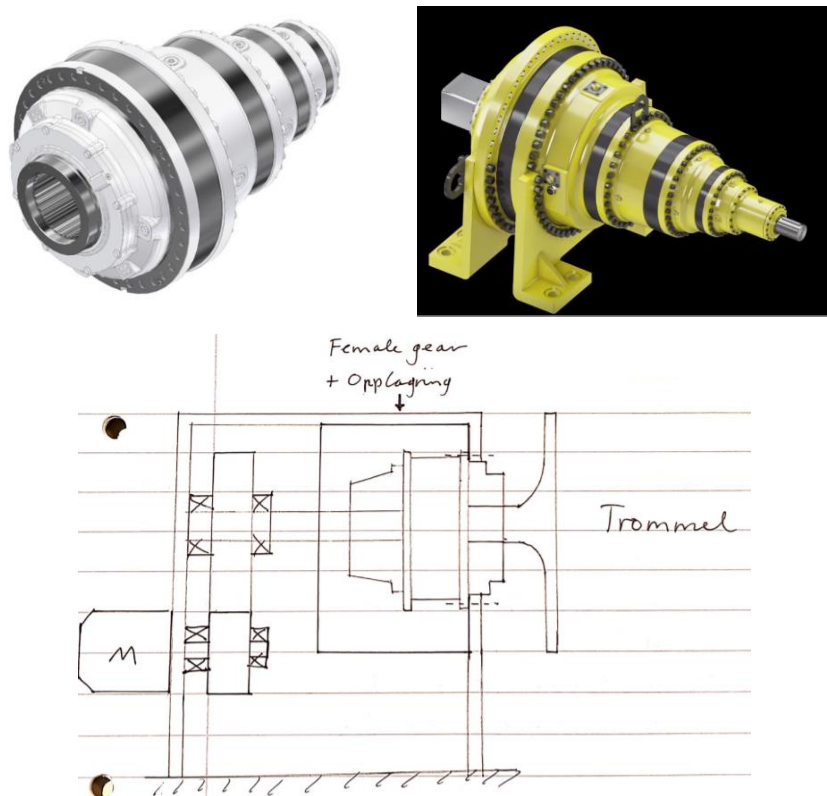
### **9.3 Underleverandørar, og løysingar:**

Informasjonen under 9.2 Konsept, vart først sendt til Evotec, som vidaresendte det til ein underleverandør dei har brukt før. Det var viktig å kome raskt i gang med sendinga til ulike leverandørar ettersom det kan ta lang tid å få tilbakemelding. Vidare vart det undersøkt og gjort eit djupdykk på nett etter leverandørar som kunne levere sånne planetgir. Det vart prøvd å finne mest mogleg informasjon om planetgir, leverandørar, ulike løysingar på market og liknande, ettersom planetgir er noko Evotec ikkje har så mykje kunnskap om frå før, men er noko dei vil lære meir om og bruke meir i framtidige løysingar. Det vart her funne svært mange, spesielt i frå Italia, som kunne tyde på at dette var hyllevare (frå produktkatalogar). Det vart sendt mailar og teke telefonar til kontaktpersonar i Brevini Dana, Danfoss – Reggiana Riddutori, Dinamic Oil, Bonfiglioli Geartech, Rexroth, Wikov Gear, Italgroup, og Flender med fleire.

Responser frå dei ulike leverandørane var stort sett at konseptet ikkje var mogleg fordi momentet var for høgt og trommel størrelsen for liten, eller at ein eventuelt kunne bruke såkalla «Female gir» eller «Winch Drives». Til dei leverandørane som svarte at det ikkje var mogleg, sendte vi ulike forbetringar som kanskje kunne hjelpe på. For å prøve å plassere planetgiret inn i trommelen, er ei moglegheit å redusere den ønska utvekslinga gjennom planetgiret. Dette gir mindre dimensjonsforskjellar på solhjulet og planethjula, som kan gi sterkare og meir solide tannhjul. Ein kan også auke talet på planethjul som gir ei meir kompakt løysing. Dette kan om mogleg medføre at ein må ha 3 steg i staden for 2, for å oppnå ønska totalutveksling på girakassa. Tilbakemeldingane på desse forbetringane var som før.

I mens det vart venta på svar frå leverandørane var det viktig å ha reserveplanar, og reserveløysingar. Her vart det sett på løysingar med Female gir, Winch Drives og spesial løysingar.

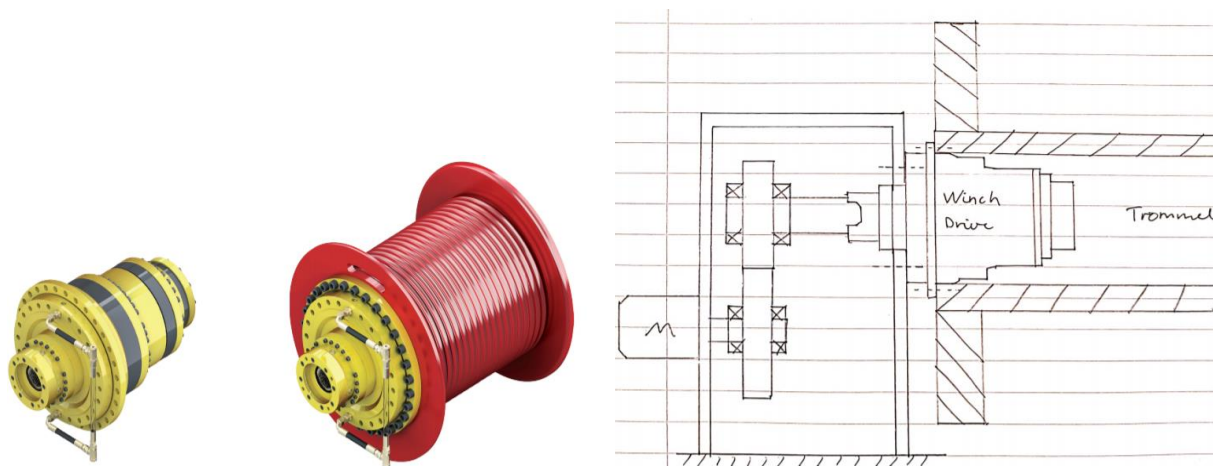
Female gir er standard planetgir ofte gitt i produktkatalogar. Desse kjem med utvekslingar i alle kategoriar, og alt frå eit til fire steg. Desse planetgira har inga opplagring, som betyr at dei då treng ei eiga opplagring, samt montering. Ettersom dei ikkje har opplagring, vil dei ikkje kunne ta opp radielle laster, noko som er svært viktig når det skal monterast på ein vinsjetrommel. Tilbakemeldingane frå underleverandørane som kunne levere Female gir, tyda på at desse kunne handtere våre krav om moment (250 kNm), utveksling, men ikkje innan dimensjonar (for store diameterar). Det vart konkludert med samarbeid frå Evotec at ei sånn løysing ikkje er aktuell, ettersom kostnadane ved å laga ei eiga opplagring, som deretter innmonterast i trommelen med roterande hus, hadde vorte for høg. I tillegg til dette problemet, er diameterane på gira altfor store til å plasserast inn i sjølve trommelen, etter tilbakemeldingar frå dei ulike leverandørane. Det vart likevel laga eit grovt konsept av ei alternativ løysing der ein brukar female gir, vist under.



Figur 35. Female gir, samt reserveløysing.

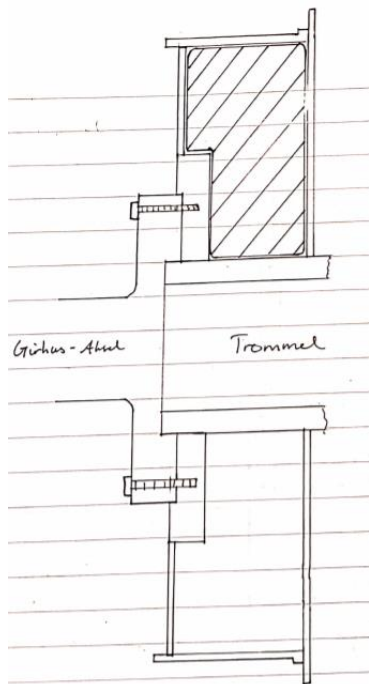
Winch Drives, eller vinsjgir, er planetgir som kan ta opp radial laster. Dei har altså eiga intern opplagring. Vinsjgir er modular som kan koplatt direkte inn i trommlar.

Tilbakemeldingane frå underleverandørane som kunne levere ulike vinsjgir, tyda på at desse kunne håndtere krava våre om moment (250 kNm), delvis når det gjaldt dimensjonar (litt auke), men ikkje når det gjaldt utvekslingar. Det vart her diskutert fram og tilbake mellom fleire av dei ulike leverandørane som hadde sånne vinsjgir om utvekslinga kunne reduserast, og det lågaste som vart endt opp med var ei utveksling på 50. Ettersom utvekslinga skulle ver frå 0 – 35, vart dette uaktuelt. Her måtte ein eventuelt hatt ei turtallsaukning i girhuset plassert utanfor trommelen, for så å redusere det i planetgiret, som hadde gitt ei totalutveksling på 0 – 35. Dette hadde resultert i høge kostnadar, ineffektivt arbeid og dårleg utnytting av ressursar. Det vart likevel laga eit grovt konsept av ei alternativ løysing der ein brukar vinsjgir, vist under.

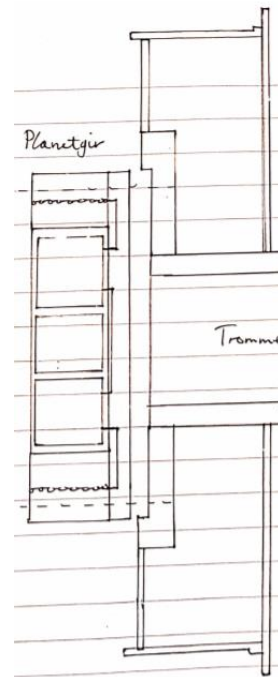


Figur 36. Winche drives, samt reserveløysing.

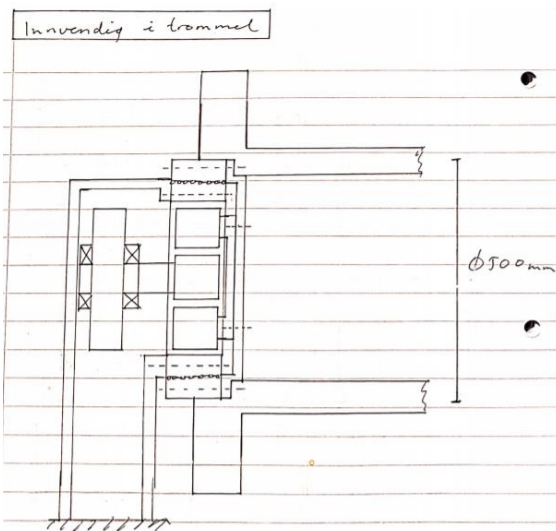
Ettersom Female gir og Winch Drives (vinsjgir) ikkje var det mest optimale å bruke, vart det sett på alternative spesial løysingar. Det viste seg meir og meir at innvendige løysingar med gitt diameter på trommelen ikkje var mogleg. Det vart derfor sett på å plassere planetgiret delvis inn i trommelen, ikkje fullstendig inn i. Denne løysinga brukar eksisterande plass, flenskoplinga til den eksisterande trommelen, og ein har i tillegg moglegheit for å auke diameteren på planetgiret. Ettersom flenskoplinga på den eksisterande trommelen er  $\varnothing 855$  mm, gir dette spelerom for ei utvendig løysing. Dette gir at ein slepp store ombyggingar av trommelen. Figurane under viser prinsippet.



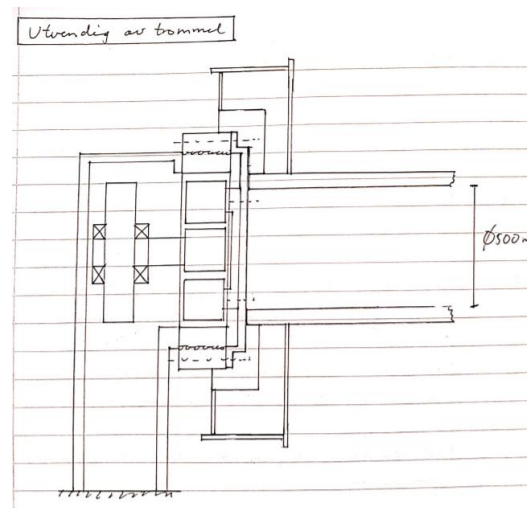
Figur 37. Eksisterende flenskobling med  $\varnothing 855\text{mm}$ .



Figur 38. Planetgir konsept.



Figur 39. Innvendig løysing.



Figur 40. Delvis utvendig løysing.

## **10 VIDARE GROVDIMENSJONERING AV 2 OG 3 STEG:**

Ettersom det var lang ventetid mellom svar på mail frå dei ulike leverandørane, vart det i mellomtida utført fleire grovdimensjoneringar av sjølve konsept 1, med både to og tre utvekslingar.

Denne grovdimensjoneringa bygde vidare på den som var utført før val av konseptløyising. I tillegg til utvekslingar, dimensjonar, turtal, overførte krefter og moment, profiloverdekning og bøyespenning på tannhjula, vart det også utført grovdimensjonering av akslar og liknande. Det vart i tillegg gjort undersøking og studering av motorar og fart, for å få mest korrekte utrekningar.

I starten vart utrekningane gjennomført frå trommelen og mot motorane, for å få innblikk i kva motorstørrelsar som var nødvendig for å handtere maksimal belastning på trommelen. Etter kvart vart dette snudd, der utrekningane vart gjennomført frå motorane til trommelen. Dette vart gjort for å sjekke kva belastning ein kunne greie med valde motorar. Val av motorar vil verte spesifiserte seinare under «Motorar».

Alle utrekningane som vart gjort her, var grunnlaget på den vidare utviklinga av girkassa, til planetgir-konseptet var på plass. Det var viktig å gjer ferdig så mykje som mogleg, ettersom det var begrensa med tid, sånn at arbeidet etter at planetgir-konseptet var på plass, var enklast mogleg.

Responsen og tilbakemeldingane frå dei ulike leverandørane var ikkje det mest optimale for denne oppgåva. I forbindelse med å finne ei spesialløyising, ettersom tilbakemeldingane om den føretrekte løysinga ikkje var positive, vart det først sett på oppsett av spesialløyisingar, og deretter avtalt eit Skype Møte med Wikov Gear og kontaktpersonen i Evotec. Dette er ei bedrift Evotec har god kjennskap til, og som har levert spesialløyisingar til dei før. Før dette møtet vart det forberedt meir tekniske spesifikasjonar til planetgiret, samt spørsmål til Wikov. Spørsmåla gjekk blant anna ut på kva som kunne gjerast for å få det til å fungere, moglege løysingar, korleis gjere løysingane billigast mogleg, interface mellom planetgir/trommel og planergir/girkasse, og diverse anna.



Under Skype møtet vart mykje av dette avklart, samt diverse andre spesifikasjonar til eit eventuelt planetgir. I slutten av møtet vart det konkludert med at Wikov kunne spesialprodusere eit planetgir etter gitte krav, og at planetgiret ikkje kunne plasserast inn i trommelen. Det måtte plasserast delvis inn i sidestrukturen og på utsida. Planen til Wikov var å skissere ei løysing der dei brukar innmaten (sjølv tannhjula) frå eit eksisterande planetgir (female gir) dei har, for å så lage eit nytt girhus med ytre diameter ca.  $\varnothing 800$  mm. Det skulle og plasserast ekstra opplagring rundt denne «innmaten» sånn at planetgiret kunne ta opp radielle laster. Denne modulen skulle så plasserast delvis på utsida av trommelen, og vere universal for alle framtidige girboxer for tråling (ønske frå Evotec). Vidare vart det gitt ei utveksling på 4,6 til planetgiret. Det skulle og lagast ein «output» frå planetgiret som gjorde at huset roterer og driv trommelen rundt (kopla saman med ei flenskobling). Wikov skulle sende skisser og prisestimat av denne moglege løysinga.

Etter Skype møtet, kunne resten av girboxa begynne å vidareutviklast. Med utgangspunkt i ei utveksling på 4,6 frå planetgiret, og ein maksimal utvendig diameter på  $\varnothing 800$  mm, vart det valt å bruke totalt tre utvekslingssteg, altså to utvekslingssteg med sylindriske tannhjul i tillegg til planetgiret. Dette, samt dei grove dimensjoneringane gjort tidlegare av konsept 1, vart dei vidare utrekningane av hovudgirboxa med to sylindriske utvekslingssteg bygd på.

Ettersom det og var begrensa med tid for oppgåva, vart dei vidare utrekningane og dimensjoneringane begynt på før mottatt konsept frå Wikov, ettersom det i tillegg skulle ta lang tid. Konseptet frå Wikov vart ikkje mottatt før mesteparten av utrekningane var ferdig. Det konseptet som vart mottatt frå Wikov var ikkje etter dei parametera som hadde vorte sagt under møtet. For eksempel var utvekslinga endra til 3,61 og maksimal utvendig diameter til  $\varnothing 1160$  mm. Planetgir konseptet frå Wikov vil verte omtalt meir seinare under «Planetgiret». På grunn av desse nye parameterane frå Wikov, måtte det gjerast ein del endringar i utrekningane av det som allereie var gjort. Alle utrekningane var heldigvis lagt inn i eit Excel-ark som gjorde optimaliseringane for dei nye parametera mykje enklare. Dei vidare utrekningane i rapporten er utført med optimaliserte verdiar for planetgir konseptet tilsendt frå Wikov.

## 11 HOVUDGIRKASSE:

Med bakgrunn i grovdimensjoneringar gjort tidlegare på tre stegs utveksling, og valt planetgir med gitte parameter, kunne resten av girkassa begynne å dimensjonera, herunder design, styrkeberekning, drift og vedlikehald.

Grunnen til at tre steg vart valt, var fordi ein enklare kan variere utvekslinga etter ønska behov frå ei totalutveksling frå 0 – 35. Med utgangspunkt i maksimalt 3,5 for sylindriske tannhjul får ein totalt  $i = 3,5 * 3,5 * 3,61 = 44,22$  ved tre steg, og  $i = 3,5 * 3,61 = 12,64$  ved to steg. Ved to steg har ein mykje lågare maksimal verdi enn ved tre steg. Dette avhenger og av nominell fart til motorane som vert valt å bruke. Ved to steg må ein ha motorar med svært lav nominell fart for å oppnå fartsspekteret mellom 40 – 60 rpm (80 – 120 m/min) utgangshastigheit på trommelen. I tillegg må ein huske på at det utgåande momentet frå girkassa er avhengig av det inngåande, samt totalutvekslinga i girkassa. Etersom valet av konsept fall på konsept 1, var det gode moglegheiter for totalt tre utvekslingssteg. Ein kan også ha mykje finare tannhjuls dimensjonar, som gir betre profiloverdekningar, og inga maskinering ved tannhjuls rota for å oppnå 100% korrekt inngrep.

I tillegg til tidlegare info om tekniske spesifikasjonar, har det og vorte spesifisert meir om farts spekter, kva parameter ein kan velje, kva motorar ein kan velje, og kva dimensjonerande verdiar ein får ut. Val av motorar vil verte omtalt seinare i rapporten.

Farta til vinsja ved skyting (på veg ut) vart satt til minimum 60 m/min, og helst mellom 80 – 120 m/min som vanleg driftsprofil. Vinsja og girkassa skal operere både under høg og lav fart, og høgt og lavt moment, men ikkje begge maksimal verdiane samtidig. Girkassa skal derimot dimensjonera for begge maksimal verdiane samtidig.

Figurane under viser farts spekteret, parameter som kunne veljast (i tillegg til motorar), og dimensjonerande verdiar avhengig av valde parameter, som er bygd vidare på start informasjonen omtalt tidlegare. Det var her svært viktig å fastslå kva parameter som kunne veljast, og kva parameter som var låste/bestemt, for best mogleg oversikt og resultat.

Fart			
Fart - skyting:		20% * Nom.speed	
Fart - hiving:		Nom.speed	
Fart - skyting :	Minimum	60	m/min
		1	m/s
		3,14	rad/s
		30,03	rpm
Fart - hiving:	Minimum	15	rpm
		25,02	rpm
		2,62	rad/s
		0,83	m/s
		50,00	m/min

Tabell 10. Minimumsfart.

Fart			
Speed range:		80-120	m/min
80 m/min:		80	m/min
		1,33	m/s
		4,19	rad/s
		40,04	rpm
120 m/min:		120	m/min
		2	m/s
		6,29	rad/s
		60,06	rpm

Tabell 11. Farts spekter.

Valgte parameter			
Planetgir - Wikov - 1 steg			
Utveksling	i	3,61	
Sylindriske tannhjul - 2 steg			
Modul 1-2	$m_{1-2}$	8	
Modul 3-4	$m_{3-4}$	10	
Tannhjul 1	$z_1$	26	
Tannhjul 2	$z_2$	68	
Tannhjul 3	$z_3$	22	
Tannhjul 4	$z_4$	70	
Tannhjulsbreidde 1-2	$b_{1-2}$	100	mm
Tannhjulsbreidde 3-4	$b_{3-4}$	130	mm
Annet			
Lagerlevetid	$L_{10h}$	112 500	timar
Angrepvinkel (tann 3 og 4)	$\beta$	65	°

Tabell 12. Valde parameter.

Motordata - EM-PMI375 - T1100			
Coolant temperature +40 ° C			
Cont. Torque	<b>M</b>	2100	Nm
Cont. Power	<b>P</b>	176	kW
Nom. Speed	$n_{nom}$	1200	rpm
Max. Speed	$n_{max}$	2400	rpm
Peak torque	<b>Singel</b>	2100	Nm
Peak torque	<b>Dual</b>	3270	Nm
Antall motorar	<b>x</b>	4	

Tabell 13. Vald motordata.

Verdiar pga valgte parameter			
Totalutveksling	$i_{TOT}$	30,04	
Motorturtall	$n_1$	1 200	rpm
Turtall ut	$n_{ut}$	39,95	rpm
Moment inn	$M_{inn}$	2100	Nm
Moment ut	$M_{ut}$	252 346,6	Nm
Masse	$m$	80,89	tonn
Utveksling			
Totalutveksling	$i_{TOT}$	30,04	
Utveksling planetgir	$i_{5-6}$	3,61	
Utveksling steg 2	$i_{3-4}$	3,18	
Utveksling steg 1	$i_{1-2}$	2,62	

Moment - utveksling - forhold - uten tap			
Moment - 1 - inn	$M_1$	2 100,0	Nm
Moment - 2-3	$M_{2-3}$	10 984,62	Nm
Moment - 4-5	$M_{4-5}$	69 902,10	Nm
Moment - 6 - Ut	$M_{ut}$	252 346,57	Nm

Tabell 14. Verdiar pga valde parameter.

Parameter som kunne veljast under dimensjoneringa av girkassa var modular, tanntal, tannhjuls breidder, lager levetid, og ein angrepvinkel mellom tannhjul 3 og 4 (vil verte spesifisert seinare i rapporten). I tillegg til dette kunne motorane veljast, der inngåande moment, turtal og effekt vart definert.

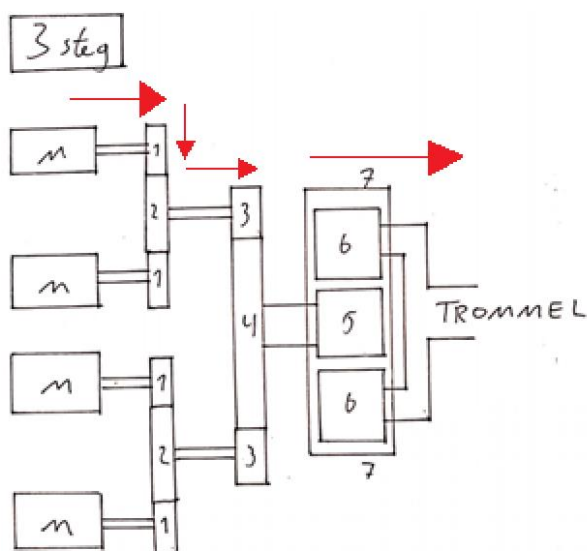
Verdiane ein fekk på grunn av valde parameter var utvekslingar over kvart enkelt steg og totalutvekslinga til girkassa, turtal inn og turtal ut, moment ut oppgitt i tonn, moment inn og moment ut, og i tillegg moment over kvart utvekslingssteg. For å rekne ut momentet på kvart steg/kvar aksel, vart moment/utveksling – forholdet brukt. Det var her viktig at momentet inn frå motorane vart høgt nok, i tillegg til at utvekslinga var stor nok, for å oppnå ønska moment og belastning på 80 tonn ut av girkassa. Her vart formelen under brukt.

$$M_{utgåande} = M_{inngåande} * i_{TOTAL} * antal\ motorar$$

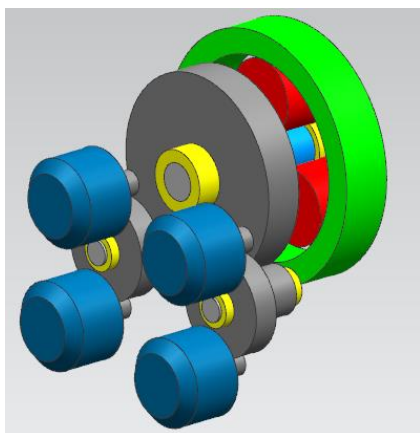
Denne formelen gir og at totalutvekslinga i girkassa må vere høg nok til at det utgåande momentet på trommelen skal verte høgt nok. Ved bruk av 3 utvekslingssteg har ein her ein stor fordel, som mogleggjer dette. Totalutvekslinga er og avhengig av det inngåande turtalet til motorane, samt gitt fartsspekter ut av girkassa.

## 12 TANNHJUL:

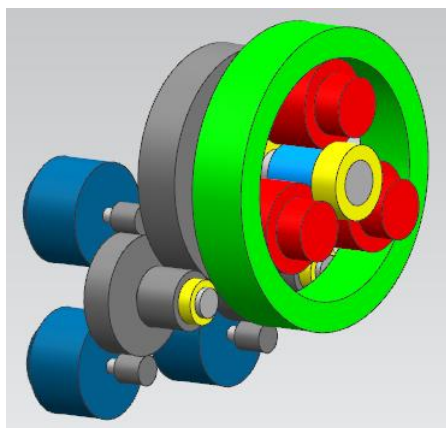
Etter at startparameter, fartsspekter, grove motorval, valde parameter, og verdier pga. valde parameter var på plass, var neste steg å starte å dimensjonere dei to utvekslingsstega, som vart starta med tannhjul. Hittil var det funne momentet på kvar av akslane, turtala til kvar av akslane, og utvekslingane over kvart steg. All informasjonen for å dimensjonere tannhjul var på plass. Prinsippet på oppsettet av motorar, tannhjul, akslar og planetgiret er vist på figuren nedanfor, med fire ulike tannhjul til saman (totalt 7 sylindriske tannhjul). Dimensjoneringa startar ved motorane, og endar opp ved trommelen, der ein går stegvis.



Figur 41. Oppsett av motorar, tannhjul, akslar, planetgir og trommel.



Figur 42. 3D-modell av oppsett.



Figur 43. 3D-modell av oppsett.

Tannhjula vart valt til å ver sylindriske tannhjul, enten rett fortanna eller skrå fortanna. Det vart her valt å bruke rett fortanning ettersom det er billigast og enklast. I tillegg slepp ein aksiale krefter i systemet på grunn av tannhjuls kreftene. Modulen til tannhjula vart satt til 0,12, etter vanlege verdiar som Evotec brukar. Her var det viktig å tenke på at di større modul og mindre tanntal ein har, di større og kraftigare vert tennene på eit tannhjul, etter formelen  $d=m \cdot z$ .



*Figur 44. Sylindrisk tannhjulspar med rette tenner, henta frå Google.*

Ettersom utvekslinga til planetgiret var kjent, først 4,6 så 3,61, kunne dei to andre stega dimensjonerast for nærmast like utvekslingar, for å få finast mogleg overføringar og inngrep. Ettersom nominelt turtal (inngåande turtal) på motorane var 1200 rpm, og utgåande turtal på planetgiret skulle ver frå 40 – 60 rpm, vart tanntal og modular valt, med følgande utvekslingar. Det vart prøvd mange forskjellige motorar, og ovanfor og vidare er det brukt endeleg val av motorar (meir detaljert under «Motorar»).

Tannhjuls utrekningane er utført etter heftet «Konstruksjonselementer – Tannhjul», og etter at tanntal og modular, samt breidder var valt, kunne dei vidare dimensjonane og parametera utførast systematisk. Dette heftet gav informasjon om basisprofilen for sylindriske tannhjul, altså ulike dimensjonar, overførte krefter, og diverse sikkerheiter, alt med gitte formlar. Heftet gav i tillegg informasjon om ulike faktorar, material og liknande.

Ettersom valet falt på rette tannhjul, kunne totalkrafta på tannhjula dekomponerast i ein tangentiell del og ein radiell del, der den tangentielle krafta skaper vrimomentet på akslane.

Dei dimensjonerande faktorene for tannhjula er profiloverdekninga, sikkerheita mot tannbrudd, og sikkerheita mot pitting og riving.

### **12.1 Sikkerheit mot profiloverdekning:**

Profiloverdekning fortel kor mange tannpar som gjennomsnittleg er i inngrep samtidig. Di høgre denne er di betre, og di jamnare gange/drift får ein.

Ved utrekning av bøyespenning, eller tannbrud, på tennene skal den tangentielle krafta « $F_t$ » eigentleg delast på profiloverdekninga. Den tangentielle krafta kan altså fordelast på talet på tannpar i inngrep samtidig. Dette vart valt å ikkje gjer for å få meir konservative resultat og sikkerheitsfaktorar.

Minimumskravet for profiloverdekninga vart satt til 1,2, ifølge boka «Konstruksjonelementer». Utrekninga av profiloverdekningane vart 1,712 mellom tannhjul 1 og 2, og 1,694 mellom tannhjul 3 og 4, som er godt innanfor kravet. Utrekningane er gitt i Vedlegg – Excel-ark, og formelen brukt er vist under.

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2\pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1} + u \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1} - (1 + u) \tan \alpha \right]$$

## 12.2 Sikkerheit mot tannbrudd, og pitting og riving:

Dei vanlegaste skader som opptrer på tannhjul er slitasje, riving, pitting (groptæring), og tannbrudd. I tillegg til profiloverdekning, er det svært viktig å sjekke sikkerheita mot tannbrudd, og sikkerheita mot pitting og riving. Tannkreftene på tannhjula sørger for flatetrykk i kontaktpunkta, som kan skape pitting og riving, og bøyespenning i tannfoten, som kan skape tannbrudd. Dette er derfor dimensjonerande faktorar som må sjekkast.

I tillegg til dette kunne ein og sjekka slitasje på tannhjula, som er avhengig av overflatekvaliteten av tannflankane, smøring, tannbelastning, og tannmaterialet. På grunn av manglande informasjon og kunnskap om dette, vert ikkje dette teke med, men bør eventuelt gjerast av tannhjulsprodusenten.

Sikkerheitsfaktorane vart valt på grunnlag av driftsprofila til girkassa, tilnærma intermittent drift (ikkje kontinuerleg). Sikkerheitsverdiane for tannbrudd burde derfor ligge mellom 1,3 – 2,0, og 1,0 – 1,5 for pitting og riving. Alle utrekningane for tannhjul 1, 2, 3 og 4, er vist i Vedlegg – Excel-ark, og formlane for utrekning er vist under.

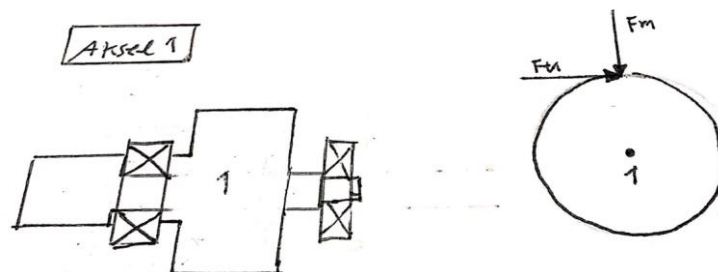
$$\frac{F_t}{bm} Y_F Y_E \leq \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad Z_M Z_H \sqrt{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{F_t}{bd_1}} \leq \frac{\sigma_{Hl}}{S_H}$$



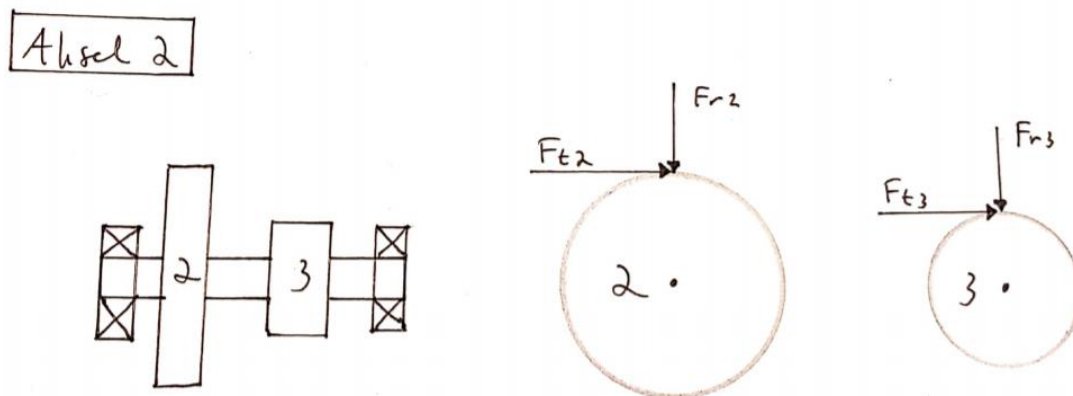
### 13 AKSLAR:

Etter at dimensjoneringane av tannhjula var gjort, kunne dei tre ulike akslane dimensjonerast. I starten av dimensjoneringa vart det først laga gode oversikter over krefter som virka på akslane (tannhjulskreftene funne ved tannhjulsutrekninga), og skisse med tilfeldige mål. For å minimere både defleksjonar og spenningar vart det prøvd å holde akslane så korte som mogleg. Dei ulike lengdene, samt dimensjonane vart optimaliserte seinare i prosessen, i samarbeid med optimalisering av alle utrekningane.

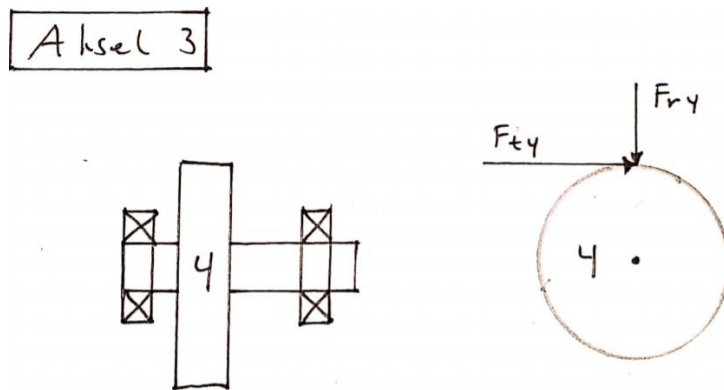
Dei to kraftkomponentane som virka på tannhjula, ville og verke på akslane, som til slutt vart teke opp i lagera plassert på akslane. Kraftene på tannhjula, som er bestemt av inngående moment frå motorane og valde turtal/utvekslingar, er og dimensjonerande for akslane med tilhøyrande komponentar som lager osv. Figurane under viser grove oppsett av dei tre ulike akslane med tannhjul, lager og krefter. Figurane er bygd vidare på figur 41 som viser oppsettet av tannhjul og akslar, samt motorar og planetgir.



Figur 45. Oppsett av aksel 1, og krefter på tannhjul 1.



Figur 46. Oppsett av aksel 2, og krefter på tannhjul 2 og 3.



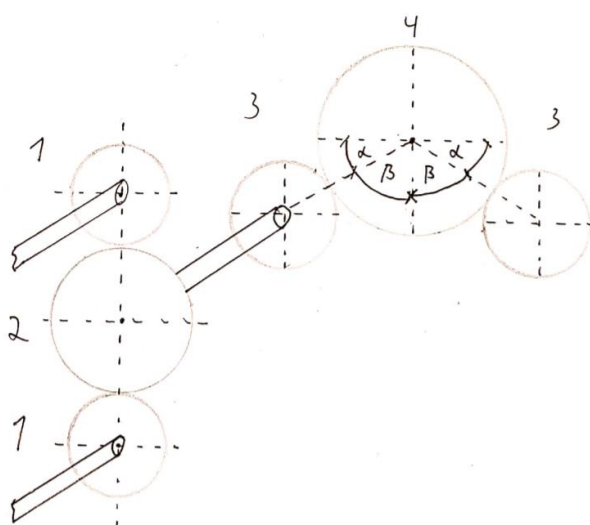
Figur 47. Oppsett av aksel 3, og krefter på tannhjul 4.

Dei framtrede dimensjonskriteria for akslar, er fyrst og fremst styrka i sjølve akselen som må sjekkast, der ein må sjå på kva krefter/moment/spenningar som er mest framtrede, og om akselen kan overføre bøyemoment, torsjonsmoment, normalspenningar og skjærspenningar som vert tilført akselen. Deretter må nedbøying og vinkeldeformasjon sjekkast, dersom ein t.d. har lagerflater eller tannhjul som ikkje kan tolerere defleksjon/vinkelavvik på akselen. Kritiske turtal må sjekkast, som kan oppstå dersom ein har ein ugunstig kombinasjon av rotasjonshastighet, lageravstandar og massekrefter. I tillegg kan det vere utmattinga som er dimensjonerande, der ein ser på alle avvik frå ein glatt aksel som kan forårsake spenningskonsentrasjonar, i tillegg til dersom akselen vert utsett for vekslende/utsvingande belastning. Ein bør også tenke på kva omgivelser akselen skal operere i, kostnader, styrka i ulike forbindelsar på akselen, material, overflate, og service/vedlikehald av akselen.

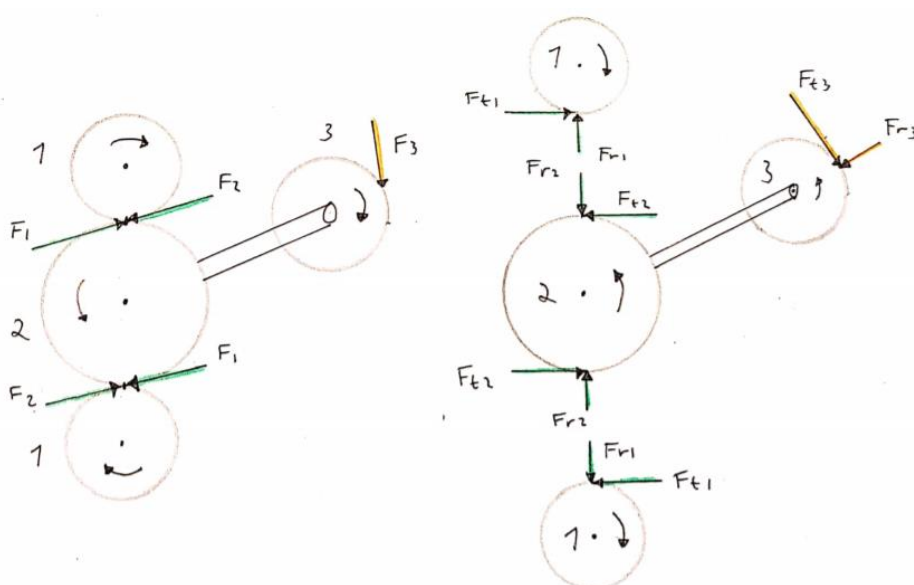
Dimensjonerings prosessen for dei tre ulike akslane er heilt lik, så det vil derfor berre verte vist for ein, nemleg aksel 2. Oppbygging og oppsett, samt koplings dimensjoneringar vil derimot verte vist for alle tre akslane.

### 13.1 Aksele 2:

Det første som vart gjort angående akslane var å sette opp prinsipp skisser som viste kva tannhjul som er i inngrep, talet på tannhjul, diverse vinklar mellom tannhjula, og eit grunnlag for å kunne dimensjonere akslane. Figurane under viser at det er to tannhjul (tannhjul 1) som er i inngrep med tannhjul 2, og to tannhjul (tannhjul 3) som er i inngrep med tannhjul 4. Tannhjul 4 er vidare kopla inn på planetgiret. Vinkel  $\beta$  vert brukt ved dimensjonering av aksele 3.



Figur 48. Oppsett av tannhjul 1, 2, 3 og 4, samt aksele 1 og 2.



Figur 49. Krefter mellom tannhjul 1 og 2, og tannhjul 3 og 4.

### **13.1.1 Grovdimensjonering og momentbetraktning:**

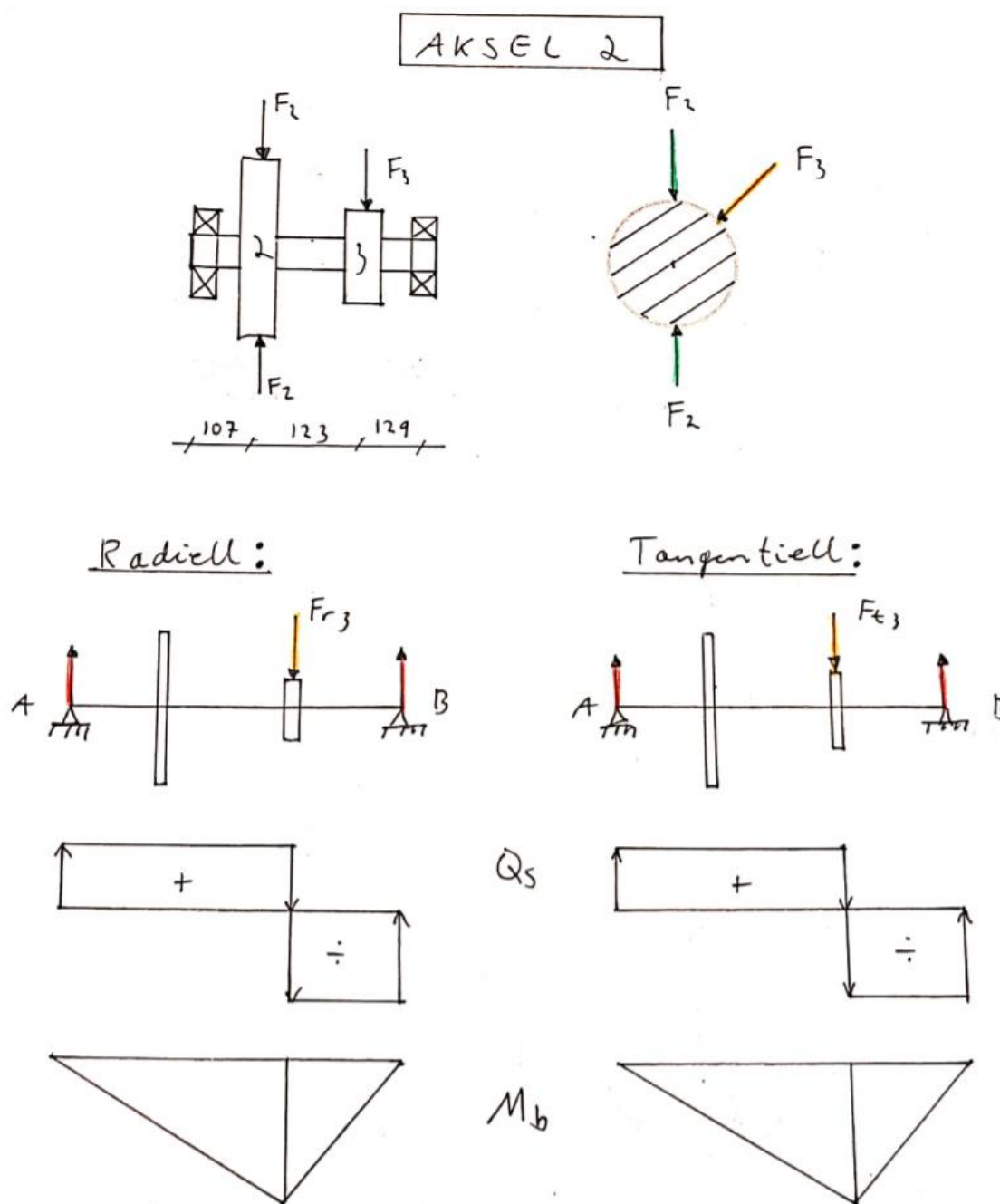
Etter dette var på plass, kunne ein gjere ei grovdimensjonering av akslane. Her vart det først sett på dei ulike kreftene som virka på tannhjula, deretter akslane, og kva moment som var gjeldande. I vårt tilfelle var det ein kombinasjon av bøyespenningar, torsjonsspenningar og skjærspenningar. Ettersom bøyespenningane og skjærspenningane har maksimalverdiar i forskjellige punkt, så vart det antekt å ikkje samansette desse to spenningane. Derimot vart det valt å sette saman bøyespenningane og torsjonsspenningane, i tillegg til skjærspenningane og torsjonsspenningane.

I utrekningane er det vist at den maksimale skjærspenninga ikkje er stor, så samansetninga av skjærspenninga og torsjonsspenninga vert ikkje vist, ettersom det er samansetninga av bøyning og torsjon som vert størst og gjeldande. Kvar enkelt belastning vart utrekna kvar for seg, for deretter å settast saman til eit totalt spenningsbilde. Samansetninga av dei ulike spenningane vart gjort ved bruk av Von Mises, der ein finn ei jamnførande spenning som kan stillast direkte opp mot flytegrensa til materialet.

Med utgangspunkt i den tangentielle og radielle krafta som virka på akslane (på kvart tannhjul), vart det satt opp forenklingar av akslane, med valde lengder, og påteikna tannhjul og lager. Det kunne nå takast ei likevektsbetraktning/momentbetraktning av akslane for kvar av dei to kreftene. Den tangentielle krafta gav sine verdiar for dei utrekna opplagerkreftene, og den radielle krafta gav sine verdiar for dei utrekna opplagerkreftene.

Likevektsbetraktninga av kvar enkelt kraft (tangentiell og radiell) gav kvar sine skjærkraft – og bøyemoment diagram.

Vinkelen mellom den tangentielle og radielle krafta var  $90^\circ$ , som og betydde at vinkelen mellom skjærkraftdiagramma, samt bøyemomentdiagramma måtte ver  $90^\circ$ . For å få eit resulterande bøyemomentdiagram for akselen, og eit resulterande bøyemoment, måtte Pytagoras-setninga brukast for å finne ein resulterande komponent. Figurane under viser grunnlaget for utrekningane av dette.



Figur 50. Momentbetraktning av aksel 2.

Figurane tek ikkje med tannhjulskeftene frå tannhjul 1 (2 stykk) som verkar på tannhjul 2. Dette er fordi dei er like store og motsett retta, og kan dermed strykast ut. Dette var hovudgrunnen for at plasseringa mellom motorane, altså tannhjul 1 var valt til  $180^\circ$  mellomrom. Dette medfører lågare belastning på akselen og lagera, som gir billigare løysingar. Derfor er det berre kraftkomponentane mellom tannhjul 3 og tannhjul 4 som er teke med.

Etter at det maksimale bøyemomentet var utrekna, kunne akseldiameteren grovdimensjonerast. Vrimomentet (torsjonsmomentet) var funne tidlegare ved bruk av kjent inngåande moment, samt moment/utvekslings forholdet. For å finne ein grov akseldiameter vart formelen under brukt, som vart løyst med hensyn på «d».

$$\sigma_{jf} = \frac{\sqrt{(M_b)^2 + 0,75 (\alpha_0 \cdot M_v)^2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

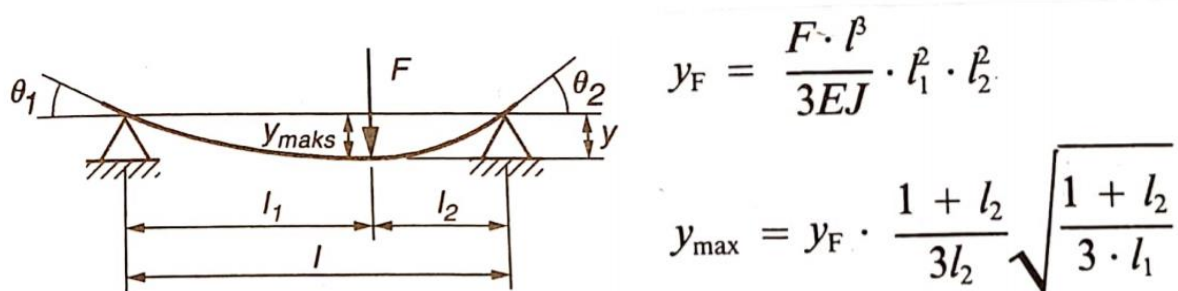
Denne formelen tek hensyn til blant anna utmattingspåkjenning i akslane ved å legge inn ein formfaktor  $\alpha_0 = 0,75$  ettersom akselen var utsett for vekslende bøyning og pulserande torsjon. Ved å sette inn denne faktoren får ein en omtrentleg verdi, men med hensyn på utmatting grunna kjervverknad, er den ikkje god nok ettersom den er avhengig av den diameteren som vart søkt. Det vart derfor utført ei eiga utmattingsberekning, vist under «Utmattning». Grovdimensjoneringa og utrekningane av aksel 2, samt 1 og 3, er gitt som vedlegg i Vedlegg – Excel-ark.

Den utrekna diameteren for aksel 2 vart  $\varnothing 64,33$  mm, men den var valt til  $\varnothing 100$  mm, mest på grunn av spline koplingane som skulle ver på akselen, og andre aksel kriteriar. Same tankegang er og gjort på aksel 1 og 3.

### 13.1.2 Nedbøying:

Geometrien, dimensjonane og belastninga avgjer nedbøyinga på akselen, ikkje materialkvaliteten, og det er svært viktig at den sjekkast.

Med utgangspunkt i boka «Konstruksjonselement» vart maksimal nedbøying satt til  $f/l = 1/3000$ , altså nedbøyinga kunne ikkje overstige 1/3 mm per meter aksellengde. Ved for stor nedbøying vart lageravstandane og dimensjonane på akselen endra. Formelen brukt for nedbøying på aksel 2 er vist under, og er henta frå «Teknisk formelsamling med tabeller».



Figur 51. Modell og formalar for nedbøying på aksel 2.

Nedbøyningsformlane bygger på krafta  $F$ , altså den resulterande krafta som verkar på akselen. Ettersom kreftene frå tannhjul 1 verkar på tannhjul 2 er kryssa ut (på grunn av likevekt), var det kunn nødvendig å bruke den resulterande kraft  $F_3$ , frå tannhjul 3 og 4, i utrekningane. Resultata er vist i Vedlegg – Excel-ark.

Utrekningane er grove, men gode nok utrekningar, altså ikkje 100% korrekte. Verdiane er konservative. I formlane er det ikkje teke i betraktning at både tannhjula og lagera vil «stive av» akselen på den delen dei er montert på. Dette gir ein mykje stivare aksel med lågare nedbøying, enn det som er utrekna. I tillegg er ikkje eigenvekta til komponentane på akslane teke med, ettersom resultata er konservative.

I formlane er det i tillegg anteke at akslane er utan avtrappingar, ettersom det er vanskeleg å finne formalar eller metodar som dekker dette.

### 13.1.3 Vinkeldeformasjon:

I forbindelse med utrekning av nedbøying, bør vinkeldeformasjonen ved lagera også sjekkast. Frå «Konstruksjonselement» vart det satt at hellinga på den elastiske linja (senterlinja i akselen) ikkje skal overstige 1:1000 ved lagera, det vil sei  $\tan \alpha < 0,001$ . Dette gir at vinkeldeformasjonen mellom akselen og lagera ikkje bør overstige  $0,057^\circ$ .

Hovudgrunnen for å sjekke om ein gjer det er for å unngå varmgong, kantpress, skeivbelastning, høg slitasje av delar, og om lageret og akselen vil fungere optimalt. Her får ein og konservative verdiar ettersom lagera i endane av akselen vil avstive akselen.

Formlane brukt for å rekne ut vinkeldeformasjonen ved lager A og B på aksel 2 er gitt under, henvist til Figur 51.

$$\theta_1 = \frac{F \cdot l^2}{6 \cdot E \cdot J} l_1 \cdot l_2 (1 + l_2)$$

$$\theta_2 = \frac{F \cdot l^2}{6 \cdot E \cdot J} l_1 \cdot l_2 (1 + l_1)$$

Tilsvarende formalar for aksel 1 og 3 er funne i «Teknisk formelsamling med tabeller».



#### 13.1.4 Utmatting:

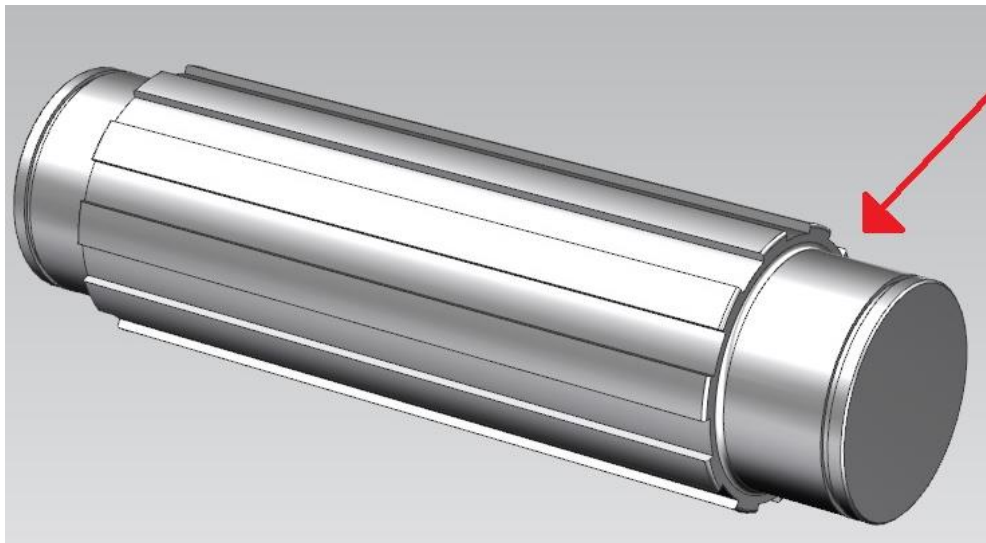
Alle avvik frå ein glatt aksel, som avtrappingar, hull, kilespor, krympa/på pressa nav osv., vil forårsake spenningskonsentrasjonar i akselen. Desse spenningskonsentrasjonane kjem av vekslende/utsvingande belastningar, og kan i verste fall føre til brudd sjølv om spenningane er lågare enn flytegrensa. For å unngå slike brudd som kjem av utmattingspåkjenningar, vert sikkerheita for utmatting sjekka ved desse avvika på akslane.

Utmattingsberekningane kan ikkje gjerast før ein veit korleis sjølve akselen skal sjå ut, med tanke på avtrappingar, kile – eller spor for splines, radiusar og liknande. Sjølv utforminga og designet av akselen er gitt under «Utforming» ved dei forskjellige akslane, der montering og service av akslane står i fokus, samt lågast mogleg påkjenningar.

Før ein kan utføre utmattingspåkjenningane, må ein vite utmattingsdataen til materialet. Ettersom dette ikkje var opplyst for det valde materialet, EN 1.4418 - S165M, måtte det antakast verdjar. Dette vart gjort ved å finne eit material med omtrent lik samansetning av karbon C, krom Cr, nikkel Ni og Molybden Mo, for deretter å sjå kva utmattingsdata dette materialet hadde. Informasjonen for utmattingsdata er oppgitt i vedlegg (Excel-ark, og Utmattingsdata for akselmaterial).

Det dimensjonerande for utmatting er avvik frå ein glatt aksel, der påkjenningane er størst. Her kom dei resulterande bøyemomentdiagramma til nytte, der ein enkelt kunne lese av kvar på akselen bøyings påkjenningane var størst. I tillegg til bøyepåkjenning har ein eit vrिमoment ein må ta hensyn til. Med bakgrunn i dette, vart avtrappingar og ulike avvik plassert hensynsmessig lengst vekk ifrå dei høge påkjenningane, dersom det let seg gjere med tanke på lagerlåsingar og diverse.

På aksel 2 vart utmattinga berekna som vist på figuren under, ved det avviket med størst belastning. Ved denne avtrappinga verka det ikkje noko vrिमoment, sidan vrिमomentet vert kunn overført mellom tannhjul 2 og tannhjul 3, altså på sjølve splinekoplinga. Punktet utmatting vart berekna på aksel 2, er vist på figuren under.



Figur 52. Utmattingspunkt på aksel 2.

Utmattingsberekninga skjer i hovudsak via faste prosedyrer, beståande av to hovudpunkt, nemleg sjølve materialet og sjølve geometrien.

Material delen bestod av å velje material, finne utmattingsdata til materialet, teikne eit Smith-diagram for materialet, og så redusere Smith-diagrammet med forhold for ein dimensjonsfaktor og ein overflatefaktor. Materialvalet var enkelt, ettersom Evotec brukar bestemte material på akslar, gitt i figuren under.

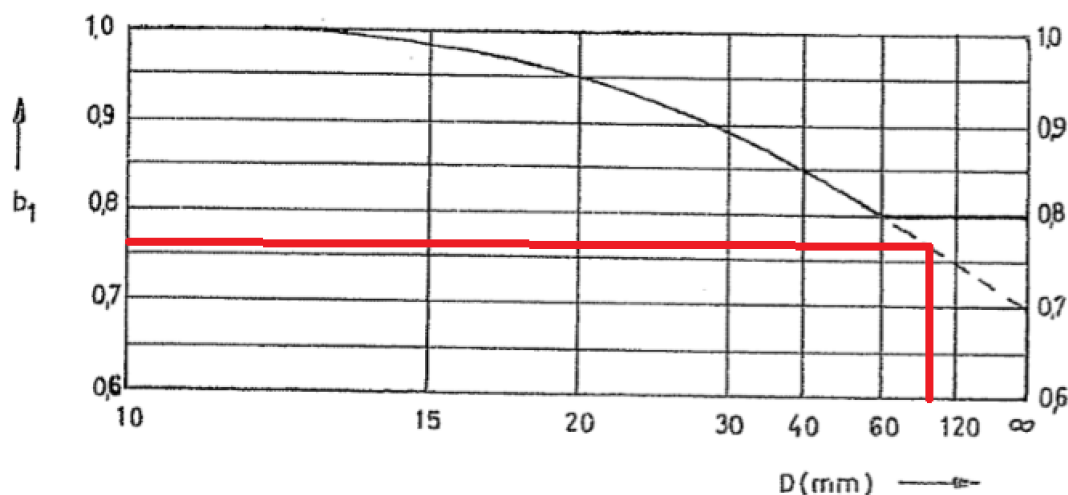
Akslinger - Material			
Material:	EN 1.4418	S165M	
Elastisitetsmodul:	E	210 000	N/mm <sup>2</sup>
Flytegrense:	Re	750	N/mm <sup>2</sup>
Bruddfastheit:	Rb	900 - 1100	N/mm <sup>2</sup>
Strekk - trykk:	0 +/- 440	350 +/- 350	Utmattingsdata
Bøying:	0 +/- 510	410 +/- 410	Utmattingsdata
Sikkerhetsfaktor:	n	1,5	
Tillatt spenning:	$\sigma_{till}$	500,00	N/mm <sup>2</sup>
Densitet:	$\delta$	7800	kg/m <sup>3</sup>

Tabell 15. Materialdata for akslane.

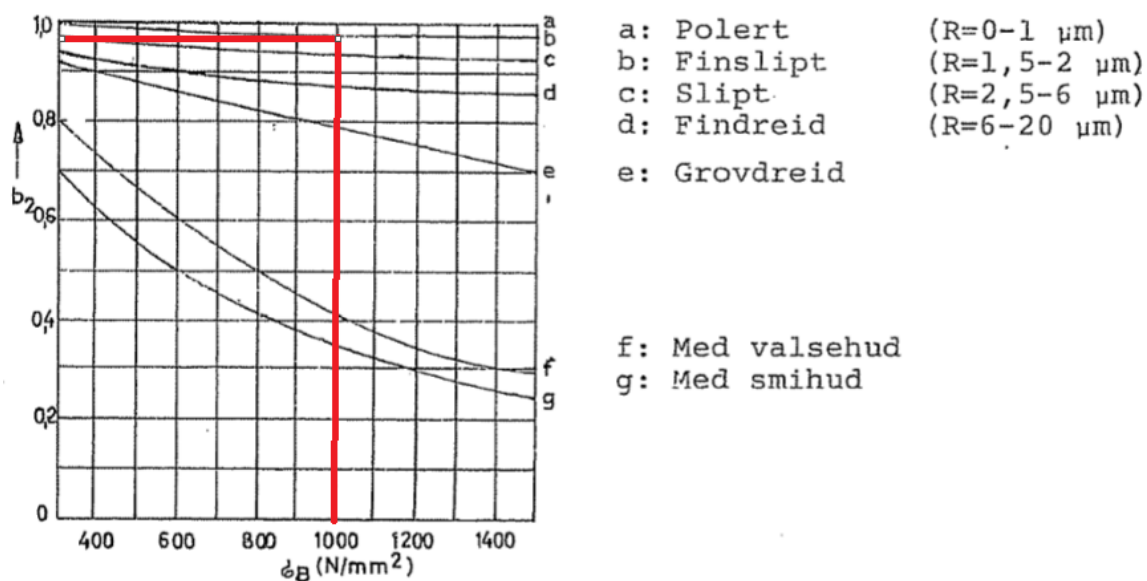
Vegen vidare var å finne ein overflatefaktor og ein dimensjonsfaktor for akselen.

Overflatefaktoren var avhengig at bruddfastheita til materialet og overflata til akselen. Her vart det valt at akslane skulle ver finslipte med ei overflateruheit på  $Ra = 0 - 1$ .

Dimensjonsfaktoren var avhengig av diameteren til akslane, som var bestemt ved grovdimensjonering av akslane. Diameteren til aksel 2 var  $\varnothing 100$  mm. Figurane under viser verdiane for aksel 2.



Figur 53. Val av dimensjonsfaktor for aksel 2.



Figur 54. Val av overflatefaktor for aksel 2.

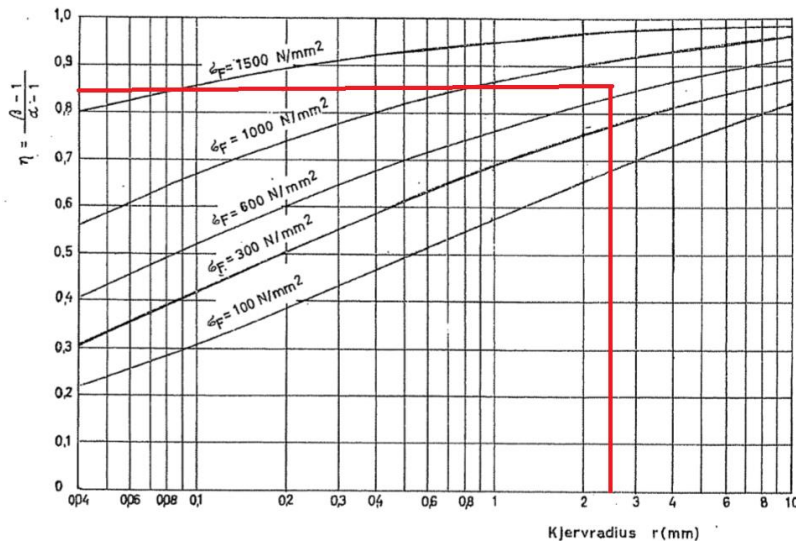
Med verdiane for dimensjonsfaktoren og overflatefaktoren, kan ein multiplisere desse saman til ein verdi som skal brukast til å redusere utmattingsdataen for materialet, med hensyn på dimensjonsforhold og overflateforhold. Opprinneleg utmattingsdata for materialet, samt den reduserte utmattingsdataen, kan brukast til å teikne eit Smith diagram.

Eit Smith diagram viser tillat/mogleg amplitudespenning som ein funksjon av middelspenninga, som vert redusert med hensyn på overflate – og dimensjonsforhold. Smith diagrammet vert vist etter at alle utrekningane er ferdig, med innsette verdiar og sikkerheiter.

Etter at materialprosedyra var ferdig, kunne geometriprosedyra takast. Denne delen består av å lage skisse/mål av sjølve geometrien til akselen (dersom det ikkje er gjort frå før).

Deretter må ein berekne dei aktuelle spenningane som opptrer (middel/minimum/maksimum), finne og berekne kjervfaktorar, teikne spenningane inn i Smith-diagrammet, og til slutt lese av sikkerheita mot utmatting i det valde snittet.

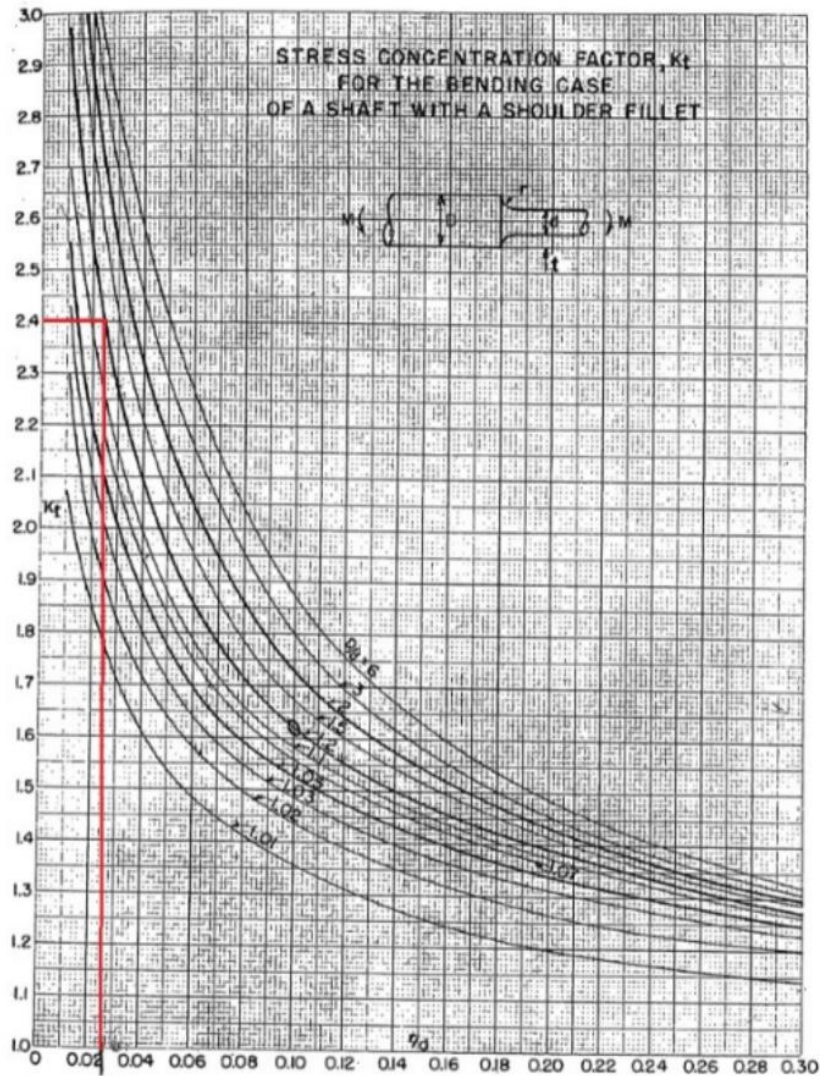
Først kan kjervfølsomheitsfaktoren « $\eta$ » finnast, som er avhengig av radiusen til avtrappinga, samt flytegrensa til materialet. Denne faktoren tek hensyn til at høgfaste material er meir følsame for skraper, hull, riper og avvik enn lavfaste material.



Figur 55. Kjervfølsomheitsfaktor for aksel 2.

Vidare må formfaktoren finnast, som er ein faktor kunn styrt av geometrien. Det bør strevast etter å få overgangar som er mest mogleg «mjuke» i den forstand at ein brukar t.d. så store radiusar som mogleg. Etersom radiusen ved utmattingspunktet på aksel 2 var styrt av lageret (info frå SKF), var den maksimale radiusen allereie bestemt.

Formfaktoren må finnast for bøyebelastning ved avtrappa aksel, ikkje torsjons – eller strekkbelastning, ettersom det ikkje eksisterar i valt utmattingspunkt.



Figur 56. Formfaktor for avtrappa aksel ved bøyebelastning – aksel 2.

Formfaktoren  $\alpha$  og kjervfølsomheitsfaktoren  $\eta$  lesast av i figurane gitt ovanfor, og brukast til å finne kjervfaktoren  $\beta$ . Kjervfaktoren kan betraktast som bruddfastheit utan kjerv dividert med bruddfastheit med kjerv, og kan uttrykkast som vist under.

$$\beta = 1 + \eta (\alpha - 1)$$

Etter at dei ulike faktorane er funne, samt kjervfaktoren, må dei ulike kreftene og spenningane som verkar der utmattinga skal sjekkast, finnast. På aksel 2 oppstår berre bøyebelastning, ettersom vrimomentet og normalkreftene er null. For å finne den resulterande bøyespenninga må ein bruke det resulterande bøyemomentdiagrammet, som nemnt tidlegare.

Dei nominelle spenningskomponentane kan delast opp i middelveidiar og amplituder, som gitt nedanfor:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_{xm} \pm \sigma_{xa} \\ \sigma_y &= \sigma_{ym} \pm \sigma_{ya} \\ \tau_{xy} &= \tau_{xym} \pm \tau_{xya}\end{aligned}$$

Den ekvivalente middelveidien er summen av alle middelveidiane for alle normalspenningskomponentane:

$$\sigma_{em} = \sigma_{xm} + \sigma_{ym}$$

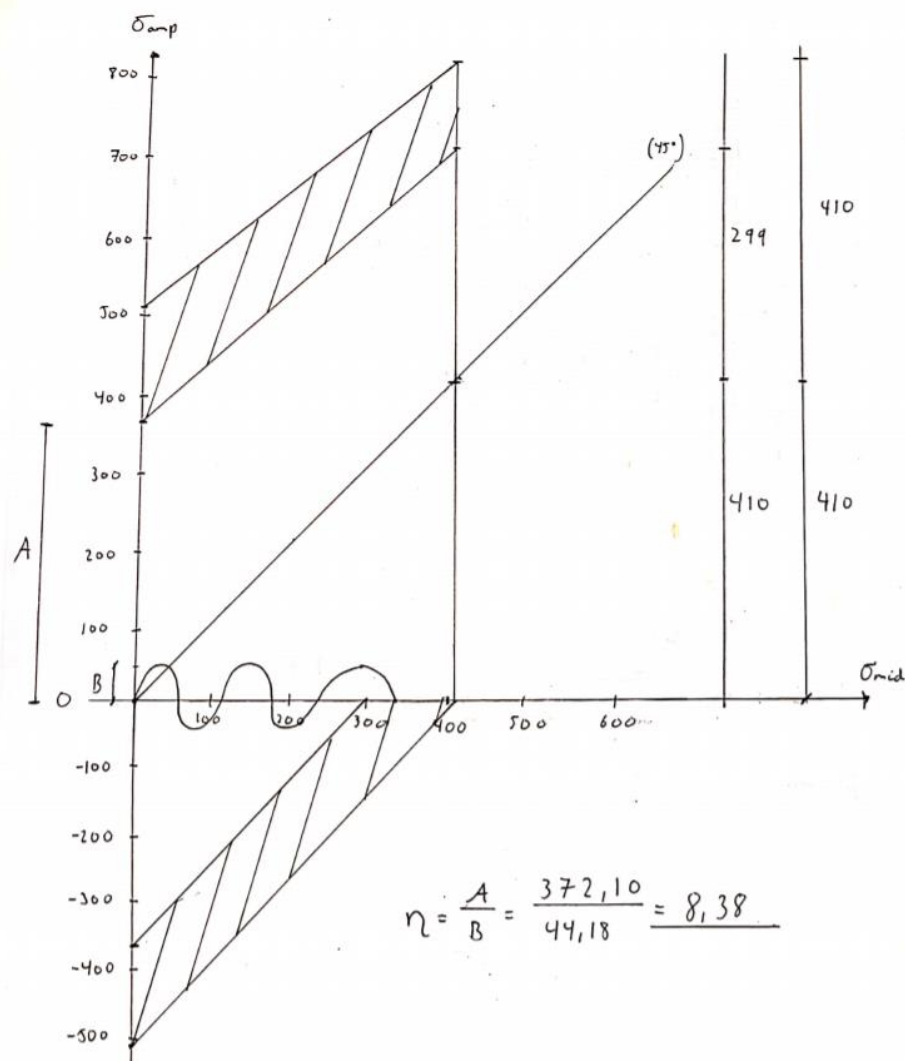
Den ekvivalente amplituda er lik amplitudane av alle spenningskomponentane, kvar for seg, multiplisert med kvar sin kjervfaktor, og samansett etter deviasjonsarbeidshypotesa:

$$\sigma_{ea} = \sqrt{(\beta_x \sigma_{xa})^2 + (\beta_y \sigma_{ya})^2 - (\beta_x \sigma_{xa})(\beta_y \sigma_{ya}) + 3(\beta_\tau \tau_{xya})^2}$$

Den ekvivalente «einaksa» spenningsvariasjonen vert til slutt då:

$$\sigma_e = \sigma_{em} \pm \sigma_{ea}$$

Dette resultatet teiknast inn i Smith-diagrammet, som var teikna frå før med reduserte forhold. Det vert her anteke at skjærspenninga sin middelveidi ikkje verte teke med i berekningane. All denne informasjonen er henta frå notat utdelt frå faglærer tidlegare i studiet. Smith diagrammet for aksel 2 er vist under.



Figur 57. Smith diagram for utmatting på aksel 2.

Utrekningane for akslane gir høge sikkerhetsfaktorar (sjå Vedlegg – Excel - ark). Sjølv om sikkerheitene er svært gode, må ein huske på at sjølve overflatebehandlinga på avtrappinga eller dei andre ulike utmattingspunktta er svært avgjerande for kor vidt denne sikkerheita er gjeldande. I dei ulike maskinteikningane for akslane kjem dette meir fram, der det vart valt svært fine overflater for best mogleg sikkerheit mot utmatting.

### 13.1.5 Kritisk turtal:

For alle roterande system vil ein kunne finne kritiske turtal eller eigensvingefrekvensar. Det er nærmast umogleg å få tyngdepunktet i ein roterande aksel til å vere i same akse som rotasjonsaksen. Det er svært viktig å sjekke å sjekke kva område desse kritiske turtala ligg i ettersom dei kan skape store problem, i verste fall havari, dersom dei skulle ligge nært drifts turtalet til akselen.

Det vart bestemt at operasjonsturtalet ikkje skulle ligge mellom 0,8 – 1,2 av det kritiske turtalet, som ein enkel tommelfinger regel å bruke. I tillegg er det viktig å akselerere raskt gjennom dette området, dersom operasjonsturtalet ligg over. Dette gir ei ekstra sikkerheit. Dersom operasjonsturtalet kom i området for det kritiske turtalet, vart enten lageravstandane endra eller geometrien på akslane, eller ein kombinasjon av det. Formelen for å rekne ut det kritiske turtalet er gitt under.

$$w_{kritisk} = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{48 * E * I}{l^3 * m}} \quad n_{kritisk} = \frac{w * 60}{2 * \pi}$$

Her er «E» lik e-modulen til materialet brukt, «I» er lik det andre arealmomentet til akselen, «l» er lik lengda mellom opplagera på akselen, og «m» er massa av akselen samt tannhjula. Ettersom aksel 2 hadde to tannhjul, vart det brukt ei metode som heitte Dunkerleys metode, for å ta hensyn til dette.

$$\frac{1}{n_{kr}^2} = \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + \frac{1}{n_3^2} \cdots \frac{1}{n_n^2}$$

$n_{kr}$  = kritisk turtall til hele systemet  
 $n_1$  = kritisk turtall ved masse 1  
 $n_n$  = kritisk turtall ved masse n

Det vart først rekna ut kritisk turtal med hensyn på akselen og tannhjul 2, deretter for akselen og tannhjul 3. Dette vart så satt saman ved bruk av Dunkerleys metode, med resultat gitt i Vedlegg – Excel – ark.



### 13.1.6 Splines på aksel 2:

Forbindelsen mellom aksel 2 og både tannhjul 2 og 3, vart valt til splines. Det vart først sjekka om kilar kunne overføre momentet mellom akselen og tannhjula, ettersom det er billigare enn splines. Ved bruk av kilar måtte lengda på tannhjula aukast drastisk, noko som var uaktuelt, i tillegg til at talet på kilar måtte ver over to stykk. Ved å auke lengda på tannhjula, aukar ein lageravstandane, som igjen gir dårlegare verdjar med tanke på nedbøying, kritisk turtal, grovdimensjonering, og utmatting. Dette er eit typisk eksempel på korleis alle vala og verdjar i ei girkasse avhenger av kvarandre. Ved nødvendig tal på kilar over to stykk, er det også vanleg å heller bruke splines.

Splines vart derfor valt å bruke, og er ofte brukt ved store momentoverøfringar. Ved splines utrekningane vart det først teke utgangspunkt i tabell 4.2 side 144 i boka «Konstruksjonselementer», i tillegg til eit dataprogram frå Evotec. Splines' a vart først utrekna ved tabell 4.2., for så å verte sjekka ved utrekningsprogrammet til Evotec. Alle spline utrekningane, med sikkerheitsfaktorar er gitt i Vedlegg – Excel – ark og Vedlegg – Spline utrekningar frå Evotec.

For at splineskoplingane skulle vere innanfor sikkerheitskrava, var det nødvendig å forlenge tannhjul for å få lange nok splines koplingar. Denne forlenginga gav og mellomrom mellom tannhjula og lagera på aksel 2. Dette er greitt, så lenge dei ikkje vert for store, og så lenge dei ikkje har store påverkingar på andre element på akselen. Det var viktig å passe på at diameteren på denne forlenginga ikkje overskrid diameteren til innerringane på lagera, ettersom tannhjulsforlengelsane skulle brukast i staden for distanse hylse mellom tannhjula og lagera. Innerringen til lagera og tannhjulet er fast på akselen, og roterer med same hastigheit. Dette vart sett på som best mogleg løysing, og diameteren til tannhjulsforlengelsane kunne overskride diameteren til innerringen på lagera etter spesifikasjonar frå lagerprodusenten (SKF).

### 13.1.7 Utforming:

I tett samarbeid med dimensjoneringane av akslane vart og sjølve utforminga og designet av akslane utført. Her vart det jobba og designa mykje fram og tilbake for å oppnå best moglege verdiar, spesielt med tanke på utmattinga, og med tanke på montering og service.

Ved utforming av akslane var det mykje som måtte tenkast på, blant anna ulike avstandar på akslane, montering og opplagring av akslane, låsing av tannhjul og lager, samt utforming for best moglege utmattingsverdiar.

Ettersom lagera kunn skulle ta opp tangentielle og radielle krefter, trengte ein ikkje låse lagera i aksiell retning, berre i radiell retning. Lagera vart låst radielt ved å pressast på akslane, samt ulike låsingar i sjølve girhuset, som vert omtalt seinare. Det vart likevel valt å bruke enkle låseringar/segerringar, med maskinerte spor, som ei slags sikkerheit for små aksielle lastar, dersom det skulle oppstå. Desse segerringane låser lagera aksielt, og kan ta opp små aksielle laster. Dersom det hadde vore store aksielle krefter i systemet kunne ein brukt låsemuttarar eller liknande for å låse lagera aksielt.

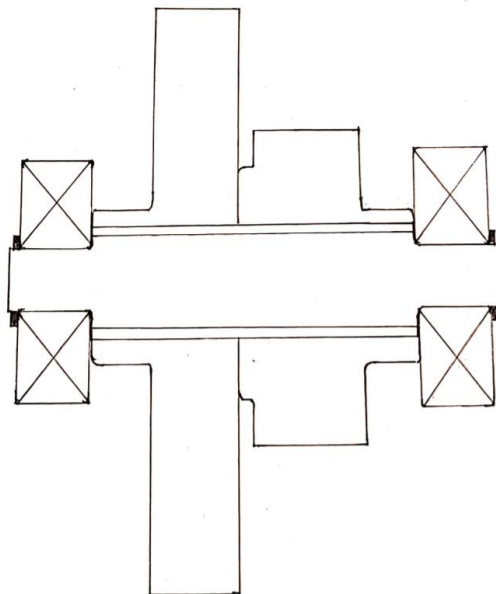
Deretter måtte det veljast korleis tannhjula og lagera skulle monterast på akslane. Lager vart valt å pressast på, med toleransar og pasningar både frå SKF og valde verdiar frå tabellar. Tannhjula kunne monterast enten ved kilar, splines, eller press-/ krymp forbindelsar. Det vart valt å bruke først kilar, og splines dersom nødvendig. Dersom ein må bruke meir enn to kilar, er splines mest aktuelt. Splines kan handtere store moment og gir moglegheiter for enkel montering/demontering. Press-/krymp forbindelsar er forbindelsar som ofte vert brukt ved engangsmontering/demontering, og dersom det skulle skje ein feil under monteringa er det ikkje lett å prøve på nytt.

Tannhjula kunne låsast aksielt ved bruk av forlengingar på tannhjula som lagera vart pressa inn til, avstandshylse, eller segerringar. Segerringar og segerringsspor ved tannhjula hadde gitt maskinerte spor i akslane, nært maksimal belastningane for bøyemoment og spenningskonsentrasjonar, som igjen hadde gitt større utmattingspåkjenningar. Det vart valt å bruke forlengingar på tannhjula fordi det gir færre komponentar, samt lengre kilar eller splines spor på tannhjula. I tillegg gir dette moglegheiter for montering av heile akslane med monterte delar i sjølve girhuset, der ein kan t.d. bruke stroppereimer for å løfte akslane.

Det vart skissert mange ulike løysingar på akslane, der det vart sett på ulike koplingar av tannhjula og lagera, avstandshylser eller forlengingar av tannhjula, maskinering, avtrappingar, radiusar/fasar, og korleis alt skulle låsast saman. Det er svært viktig å sette på radiusar ved lagerkantane (gitt frå SKF), samt andre plassar for å unngå høge spenningskonsentrasjonar. Det er viktig med fine og jamne overgangar som gir lågare spenningskonsentrasjonar. Det vart og sett på moglegheitene ved å maskinere akslane med eit tannhjul som ein del. Dette måtte ha våre det minste tannhjulet på akslane, med minst mogleg tap av maskinert gods. Her måtte ein og valt nøye det felles materialet av akselen og tannhjulet, samt overflate herding og behandling spesielt av tennene.

I tillegg til alt dette vart det og sett på separat smørjing på lager, montering i girhuset, og låsing av lager ved bruk av deksel. Dette vil verte omtalt seinare.

For aksel 2 er utforminga gitt under, som ei prinsipp skisse.



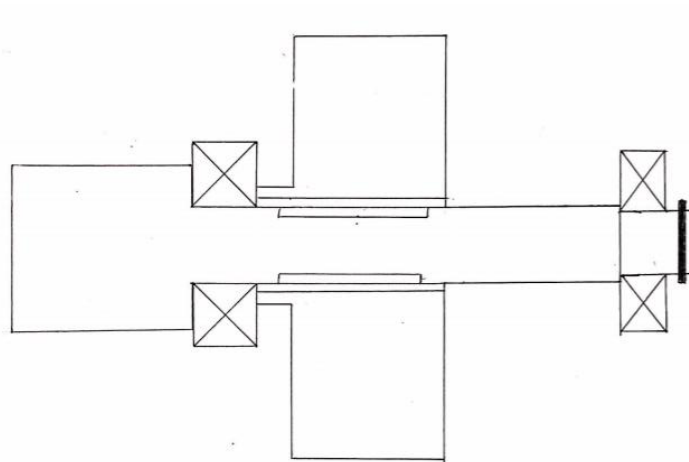
*Figur 58. Oppsett av aksel 2.*

Skissa består av to lager, to tannhjul (2 og 3) kopa på akselen ved splines, aksel 2, samt segerringar.

## 13.2 Aksel 1:

### 13.2.1 Utforming:

Utforminga av aksel 1 starta med at ein måtte ta hensyn til at den skulle koplust på elektromotorane som brukar ei splinekopling. For å kunne kople desse saman måtte den eine enden av akselen ha ein stor nok diameter til at ein kunne maskinere ut eit spor slik at splinen kunne koplust på motoren. Motorane hadde utvendige splinar. Vidare vart det gjort ei nedtrapping ned til den originale akseldiameteren på  $\varnothing 55$  mm. Denne nedtrappinga fungerer som ei låsing for lager A, og med ein forlenging av tannhjul 1 vert lageret låst mot flata. Tannhjulet (tannhjul 1) vert koplust på akslingen ved hjelp av kilar (sjå «Kilar»). På den andre enden av akslingen er det ei avtrapping ned til  $\varnothing 50$  mm som gir ei låsing av lager B. Til slutt blir akslingen avslutta med eit spor for ein segering som skal låse lager B på plass i begge retningar.



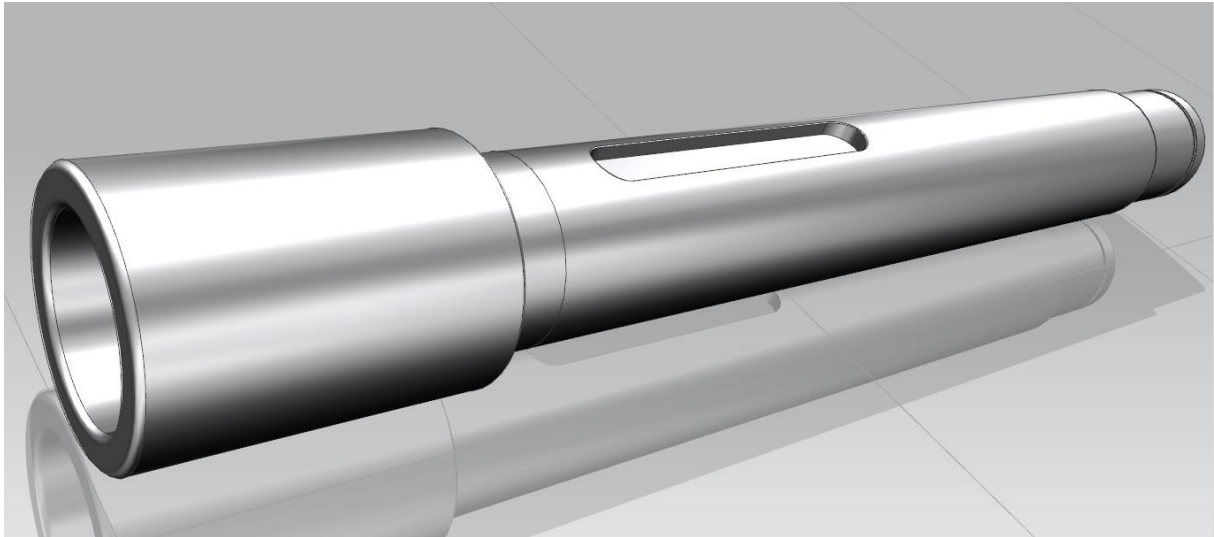
Figur 59. Aksel 1 utforming.

Her må ein eventuelt ettermontere ei avstandhylse eller liknande mellom tannhjulet og lager B, dersom nødvendig. Ei forlenging av tannhjulet hadde vorte for lang.

### 13.2.2 Kilar:

Som samanføyning mellom aksel og tannhjul kan ein bruke både kilar og splines, og på aksel 1 vart det valt å bruke kilar. Under ser ein korleis kilesporet til kilen ser ut på aksel 1.

Dimensjonen på kilane er avhengig av diameteren på akselen som her er  $d = 55$  m. Måla til kilane vart henta ut ifrå Verkstedhåndboka imens lengda på kilane vart vald til  $l = 98$  mm.



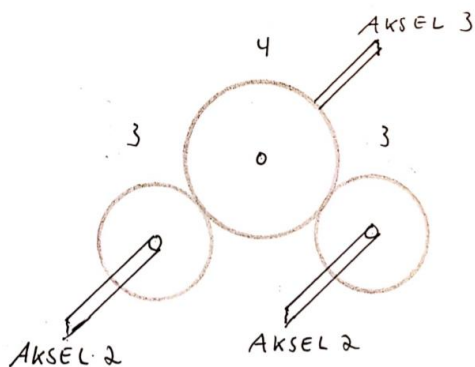
Figur 60. Kilespor i aksel 1.

Det vart valt same materiale for kilane som for akslane (EN 1.4418 - S165M). Dette materialet har eit tillat flatetrykk på  $p_{\text{tillatt}} = 750$  N/mm<sup>2</sup>. Med denne informasjonen og dimensjonane til kilane henta ut ifrå Verkstedhåndboka, vart berekningane sett inn i Excel.

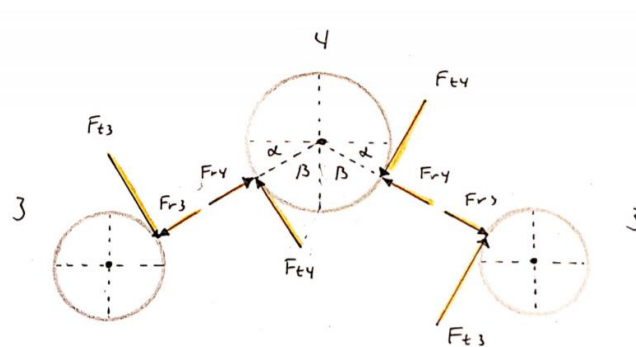
Tidleg i utrekninga vart det rekna med eit tillat flatetrykk på 90 N/mm<sup>2</sup>, og det utrekna flatetrykket var for høgt. Her var minimum 2 kilar nødvendig (ein på kvar side) for å kompensere for flatetrykket. Seinare i dimensjoneringsprosessen vart det tillate flatetrykket endra til 750 N/mm<sup>2</sup>, ifølgje Evotec, som gav grunnlag for at ein kile var nok. Det var likevel valt å bruke to kilar som ei ekstra sikkerheit.

### 13.3 Aksel 3:

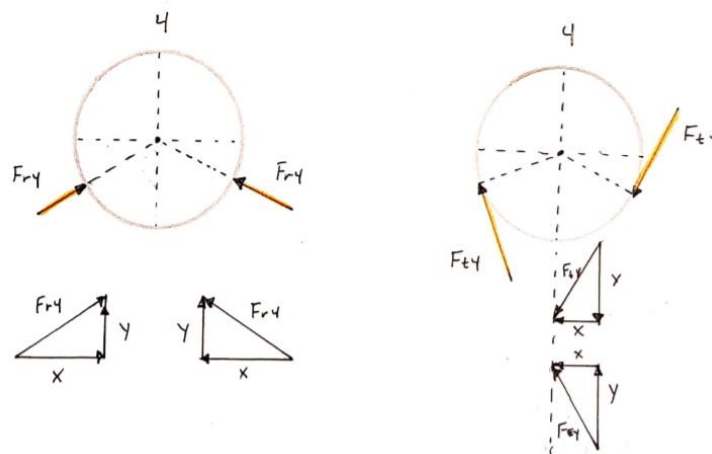
Alle utrekningane for aksel 3 er utført etter same framgangsmetode som for aksel 2. Det vart først laga eit enkelt oppsett av akselen med ulike krefter som verkar på den, og så satt inn i hovudsystemet med korleis den skulle settast opp i heile girkassa. Hovudforskjellen frå aksel 2 og aksel 3, er vist i figurane under.



Figur 61. Aksel 2 og 3.



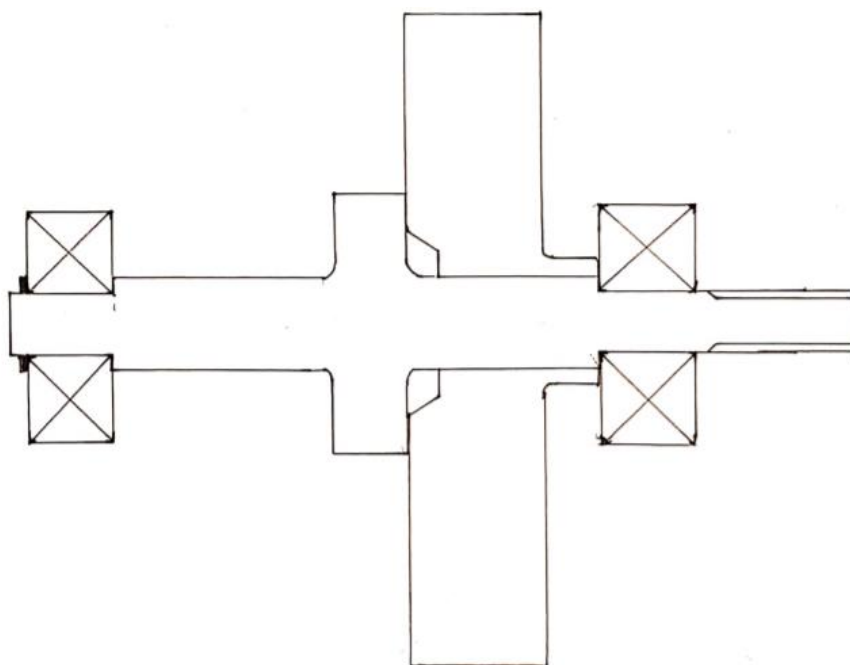
Figur 62. Krefter mellom tannhjul 3 og 4.



Figur 63. Del-krefter på tannhjul 4 (radielle og tangentielle komponentar).

### 13.3.1 Utforming:

Utforminga til aksel 3 er gitt under som ei prinsipp skisse. Den består av tannhjul 4, aksel 3, to lager og ein segerring. Her er det valt å bruke ein splineforbindelse mellom tannhjul 4 og aksel 3, samt ei splinekopling på den utgåande delen som skal koplast vidare inn på planetgiret. Etersom tannhjul 4 skal monterast med spline inn til ei avtrapping, må her maskinerast ut eit spor i tannhjulet, ettersom ein kan ikkje maskinere splinespor heilt inn til avtrappinga på sjølve akselen. Ein får ein avsluttande del på splinen rett før denne avtrappinga. Ved å maskinere ut eit spor i tannhjulet, kan tannhjulet monterast heilt inntil denne kanten, i tillegg til at ein får ein fin radius overgang på akselen inn mot avtrappinga.



Figur 64. Oppsett av aksel 3

## 14 LAGERDIMENSJONERINGAR:

Etter samtale med montørane i starten av prosessen vart det bestemt at dei ulike akslane skulle ha to lager kvar for enklare montering, oppretting og sentrering. I tillegg vart levetida til gir-kassa bestemt. Denne totale levetida vart definert i henhold til driftsprofil til gir-kassa (og trålvinsja) i starten. Levetida til gir-kassa er i hovudsak bestemt av levetida til lagera, som igjen er bestemt av påkjenningane lagera vert utsett for. Levetida til lagera skulle prøvast å få så høg som mogleg, helst 25 år med ei total driftstid på 112 500 timar med omtrent 12 timar dagleg. Eit alternativ var at lagera kunne skiftast før gitt total levetid på 25 år, til dømes etter halve levetida. Lagera og oppsetta på akslane vart derfor designa for å enkelt kunne skifte lagera ved behov. Lagera vart prøvd å dimensjonert for full levetida for å spare pengar og tid.

Belastningane på lagera varierer etter driftsprofil definert i starten (preliminary load spectrum). Med den definerte driftsprofil definert i starten, samt FEM-klassa sendt til dei ulike planetgir-leverandørane (Life time calculation), vart det laga ei gjennomsnittleg driftsprofil for å dimensjonere lagera. Denne driftsprofil vart lik FEM-klassa (Life time calculation), og er vist i tabellen under.

<b>Driftsprofil - Lagerberekning</b>			
Max load pull	80 ton	785	kN
Life time request		112 500	hours
<b>Duty calculation</b>			
Winch load	<b>40% last</b>	314	kN
Duty calculation		85	%
Winch load	<b>75% last</b>	589	kN
Duty		10	%
Winch load	<b>100% last</b>	785	kN
Duty		5	%
Gjennomsnittslast	$F_{gjen}$	365	kN
Lastfaktor	$K_l$	1,25	
Ny gjennomsnittslast	$F_{gjen}$	456	kN
Moment ut	$M_{ut}$	145 060,47	Nm

Tabell 16. Driftsprofil – Lagerberekning.



Den viser til dømes at lasta på 314 kN = 32 tonn, opptrer i 85% av driftstida til trålvinsja. Maksimal belastning på 80 tonn operere i 5% av denne tida. Dette er grove erfaringsverdier kome fram til med hjelp frå Evotec. Med denne driftsprofilen kunne ei gjennomsnittleg last som verka på dei ulike lagera finnast, som er avhengig av valt maksimal belastning og driftstid. Dette var mykje lettare enn å rekne ut opplagerkrefter ved alle dei ulike belastningane. Dersom ein til dømes skulle ha dimensjonert lagera etter maksimal belastning, hadde lagera blitt unødvendig store og dyre, samt svært krevjande for full levetid.

For å finne den gjennomsnittlege lasta på lager, var det viktig å legge inn den same lastfaktoren som lagt inn for tannhjula. Dette for å kompensere for ei meir konservativ utrekning.

Ved val av lager var det viktig å sjå på belastningane og monteringa. Det vart valt først å bruke sporkulelager dersom det let seg gjere, dersom ikkje sylindriske rullelager. På alle akslane er det brukt sylindriske rullelager, ettersom sporkulelager ikkje let seg gjere. Rullelagera har linjekontakt, imens kulelagera har punktkontakt. Dette gir at rullelager kan ta opp mykje høgre belastning enn kulelager, ettersom rullelagera har større kontaktflater inn i sjølve lagera (større flate for overføring av belastning).

Sporkulelager kan ta opp store belastningar (delvis aksielle krefter), handtere høge turtal, passar godt for dei fleste belastningsformene, har enkel konstruksjon, krev lite vedlikehald, og har lav friksjon.

Sylindriske rullelager kan ta opp svært store belastningar (delvis aksielle krefter), handtere høge turtal, handtere støtbelastningar, krev lite vedlikehald, men dei har større friksjon enn kulelager (bør tenkast på ved tap i systemet, og kjøling av systemet).

Både sporkulelager og sylindriske rullelager er ikkje sjølvinnstillande, noko som sfæriske lager delvis er. Dette betyr at akslane må ver nøyaktig oppretta og sentrert for optimal drift. Dersom noko er skeivt eller feilbelasta, vil ein ved bruk av sporkulelager eller sylindriske rullelager raskt merke det.

Derfor vart dei valt i staden for sfæriske lager, som ville kunne ta opp delar av denne skeivbelastninga som ville resultert i at ein enklare overser feil ved opprettinga og sentreringa.

Med utgangspunkt i ovenstående, kunne lagera dimensjoneres. Den gjennomsnittlige belastninga på girkassa, funne ovanfor, kunne brukast til å finne dei ulike opplagerkreftene, som forklart i utrekningane for akslane. Her vart belastninga på ca. 47 tonn, brukt som utgangspunkt for å finne momenta på dei ulike akslane, som deretter vart brukt til å finne kreftene på tannhjula (radiell og tangentiell), som til slutt vart brukt for å finne opplagerkreftene på akslane. Nettsidene til SKF vart brukt under lagerdimensjoneringane, samt formelen gitt under.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

Denne formelen gir levetida i timar. Her er  $p=3$  for kulelager, og  $p=10/3$  for rullelager.

Turtalet er gitt ved  $n$ ,  $C$ =dynamisk beretal for valt lager, og  $P$  er ekvivalent lagerbelastning.

Den ekvivalente lagerbelastning vart her rekna ut ved å finne resulterande lagerkraft ved Pytagoras setninga, ettersom det er kunn radielle og tangentielle krefter som opptrer.

Alle lagerutrekningane, med utrekna levetider og valde lager, er gitt som vedlegg.

## 15 MOTORAR:

Motorane som skulle drive girkassa, for så å drive trommelen, var bestemt å ha same leverandør (Danfoss) som på eksisterande løysing. Talet på motar samt størrelse kunne derimot endrast.

Farta til vinsja ved skyting skulle ver omtrent 20% over nominell fart til motorane, og ved hiving skulle farta ver omtrent nominell fart (så nært som mogleg), ifølgje Evotec. Girkassa skulle handtere både høg og lav fart, samt høgt og lavt moment, sjølv om begge desse maksimalverdiane ikkje opptrer samtidig. Girkassa skulle derimot dimensjonerast for begge maksimalverdiane.

Motorane fungerer på den måten at dei har maksimalt utgåande moment frå fart lik 0 og opp til nominell fart. Etter dette synk momentet. Derfor skulle farta ved hiving (på veg inn) vere ved omtrent nominell fart, for å ha maksimalt utgåande moment. Ettersom det er ved hiving ein ofte har fulle trålposar, med store laster, vart dette valt. Ved skyting har ein ikkje noko merkbar belastning. Tilleggsinformasjon frå Evotec var at kjølevatnet til motorane skulle ver ved ein temperatur lik 40°C, som gav høgare utgåande moment og effekt ifølgje datablada til motorane. I tillegg overfører den utgåande splinekoplinga frå motorane kunn vrimoment, ingen andre laster. Dette var viktig å tenkje på ved dimensjonering av akslane og lagera som skulle koplast på motorane.

Dei ulike motorane som var tilgjengelege vart henta frå datablad frå Danfoss. Her var datablad for tekniske spesifikasjonar, samt maskinteikningar og 3D modellar.



Figur 65. Motor EM-PMI375-T1100. Henta frå Danfoss.

Ved val av motorar var det fleire parameter i fokus, nemleg høgt nok moment, lav pris, gunstig nominelt turtal, og vekt.

Det vart sendt eit dokument frå Evotec som viser grov informasjon om dei ulike motorklassene, samt forholdstal som viser prisforskjellar mellom dei ulike motorane. Det vart bestemt å prøve å holdast i det grønne området, ettersom prisane steig mykje ved å gå over til det gule området. Motorane frå T200 - T1100 heiter EM - PMI375. Motorane frå T1500 – T4000 heiter EM - PMI540. Talet 375 og 540 fortel om dimensjonane til motorane. Alle motorane med talet 375 har lik flenskopling. Ved å gå over til 540 aukar størrelsen på denne flenskoplinga. I tillegg har motorane like utgåande splinekoplingar ved 375, og 540.

<b>Danfoss Electric Motors</b>				
Type	Speed	Torque	Power	Price factor
EM-PMI300-T310	600 - 3200	310	20 - 120	X
EM-PMI375-T200	600 - 3200	200	12 - 70	0,9X
EM-PMI375-T500	600 - 3200	500	30 - 160	1,4X
EM-PMI375-T800	500 - 3200	800	30 - 270	1,6X
EM-PMI375-T1100	500 - 3200	1 100	40 - 360	2X
EM-PMI540-T1500	400 - 2400	1 600	40 - 350	2,8X
EM-PMI540-T2000	400 - 2600	2 150	60 - 470	3,3X
EM-PMI540-T3000	400 - 2400	2 800	100 - 550	6,1X
EM-PMI540-T4000	400 - 2400	4 000	150 - 850	7,5X

Tabell 17. Prisforskjell mellom dei ulike motorklassene.

Motorane styrast av ein frekvensomformar, der kvar motor må ha minimum ein. Ved bruk av to frekvensomformarar kan ein auke det utgåande momentet frå motorane, samtidig som ein må tenke på totalprisen av motorar og frekvensomformarar. Info om dette er gitt i datablada for motorane. Datablad for valt motor ligger som vedlegg.

Motorane har vidare noko som heiter «cont. Torque» og «Peak Torque». «Cont. Torque» er det momentet motorane kan levere til ei kvar tid, og «Peak Torque» er det maksimale momentet motorane kan levere over ei kort periode. Vanlig belastning på vinsja og girkassa er omtrent 50 tonn, mens maksimal belastning er på 80 tonn. Det vart derfor prøvd å få «cont. Torque» (normal belastning) til å ligge så nært som mogleg 50 tonn, og «Peak Torque» til å ligge så nært som mogleg 80 tonn (maksimal belastning).

I starten av utrekningane for girkassa vart det først rekna frå trommelen mot motorane, for å sjå kva motorar (moment) som var nødvendig ved dei ulike belastningane. For å kunne velje motor vart dette snudd der det vart rekna frå motorane og mot trommelen. Ein kunne no sjå kva belastning dei valde motorane kunne handtere. Tabellane under viser informasjon om dei viktigaste motorane som vart valt, talet på motorar, turtal ut med valde parameter, og kva belastning dei ulike motorane kunne handtere. Her vart det og valt å sjå kva motorar og kor mange motorar som måtte til for å handtere ei belastning nærast mogleg 80 tonn, og eit utgåande turtal på minimum 40 rpm ettersom normal fart skulle ligge frå 40 – 60 rpm. Desse utrekningane er utført utan tap i systemet.

<b>Motordata - EM-PMI540 - T1500 - 700 rpm</b>			
Coolant temperature +40 ° C			
Cont. Torque	<b>M</b>	1810	Nm
Cont. Power	<b>P</b>	133	kW
Nom. Speed	<b>n<sub>nom</sub></b>	700	rpm
Max. Speed	<b>n<sub>max</sub></b>	1400	rpm
Peak torque	<b>Singel</b>	2600	Nm
Peak torque	<b>Dual</b>	x	Nm
Antall motorar	<b>x</b>	6	
<b>Verdiar ut:</b>			
Totalutveksling	<b>i<sub>TOT</sub></b>	17,50	
Motorturtall	<b>n<sub>1</sub></b>	700	rpm
Turtall ut	<b>n<sub>ut</sub></b>	40	rpm
Masse (cont. Torque)	<b>m<sub>nom</sub></b>	60,92	ton
Masse (Peak Torque)	<b>m<sub>peak</sub></b>	87,51	ton
Pris (2,8X per)		16,8 X	

Tabell 18. Motordata for EM-PMI540 – T1500 – 700rpm.

Tabellen ovanfor viser informasjon gitt ved val av motor EM-PMI540 – T1500 (700 rpm). Denne motoren er i gul sone, med større flenskobling mot eit girhus, enn motorane som har PMI375. Denne motoren har eit inngåande turtal på 700 rpm, og for å få minimum 40 rpm utgåande turtal, kan ein ha ei maksimal utveksling i girkassa på omtrent 17,5. Det utgåande momentet frå girkassa er avhengig av det inngåande momentet, som her er 1810 ved vanleg drift, talet på motorar og totalutvekslinga.

$$M_{\text{utgåande}} = M_{\text{inngåande}} * i_{\text{TOTAL}} * \text{antal motorar}$$

For å få eit utgåande moment som gir ei belastning på 80 tonn med ei totalutveksling på 17,5, må ein ha 6 motorar. Prisen vert 16,8 X, noko som er svært høgt.

<b>Motordata - EM-PMI540 - T1500 - 1200 rpm</b>			
Coolant temperature +40 ° C			
Cont. Torque	<b>M</b>	1716	Nm
Cont. Power	<b>P</b>	216	kW
Nom. Speed	<b>n<sub>nom</sub></b>	1200	rpm
Max. Speed	<b>n<sub>max</sub></b>	2400	rpm
Peak torque	<b>Singel</b>	2110	Nm
Peak torque	<b>Dual</b>	2600	Nm
Antall motorar	<b>x</b>	3	
<b>Verdiar ut:</b>			
Totalutveksling	<b>i<sub>TOT</sub></b>	30	
Motorturtall	<b>n<sub>1</sub></b>	1 200	rpm
Turtall ut	<b>n<sub>ut</sub></b>	40	rpm
Masse (cont. Torque)	<b>m<sub>nom</sub></b>	50	ton
Masse (Peak Torque - Singel)	<b>m<sub>peak</sub></b>	60,96	ton
Masse (Peak Torque - Dual)	<b>m<sub>peak</sub></b>	75	ton
Pris (2,8X per)		8,4 X	

Tabell 19. Motordata for EM-PMI540 – T1500 – 1200 rpm.

Tabellen overfor viser informasjon gitt ved val av motor EM-PMI540 – T1500 (1200 rpm). Denne motoren er også i gul sone. Det inngående turtalet er 1200 rpm, og for å få eit utgåande turtal på minimum 40 rpm, må totalutvekslinga maksimalt vere 30. For å få eit utgåande moment som gir ei belastning på 80 tonn med ei totalutveksling på 30, må ein ha 4 motorar. 3 motorar er som vist akkurat ikkje nok. Prisen vert 8,4 X på 3 motorar.

<b>Motordata - EM-PMI375 - T1100 - 1200 rpm</b>			
Coolant temperature +40 ° C			
Cont. Torque	<b>M</b>	1399	Nm
Cont. Power	<b>P</b>	176	kW
Nom. Speed	<b>n<sub>nom</sub></b>	1200	rpm
Max. Speed	<b>n<sub>max</sub></b>	2400	rpm
Peak torque	<b>Singel</b>	2100	Nm
Peak torque	<b>Dual</b>	3270	Nm
Antall motorar	<b>x</b>	4	
<b>Verdiar ut:</b>			
Totalutveksling	<b>i<sub>TOT</sub></b>	30,04	
Motorturtall	<b>n<sub>1</sub></b>	1 200	rpm
Turtall ut	<b>n<sub>ut</sub></b>	40	rpm
Masse (cont. Torque)	<b>m<sub>nom</sub></b>	53,89	ton
Masse (Peak Torque - Singel)	<b>m<sub>peak</sub></b>	80,89	ton
Masse (Peak Torque - Dual)	<b>m<sub>peak</sub></b>	125,96	ton
Pris (2X per)		8X	

Tabell 20. Motordata for EM-PMI375 – T1100 – 1200 rpm.

Tabellen overfor viser informasjon gitt ved val av motor EM-PMI375 – T1100 (1200 rpm). Denne motoren er i grønn sone, som gir mindre flenskoblinger. Disse motorane tek mindre plass, ettersom dei har mindre flenskoblinger. Det inngående turtalet er 1200 rpm, og for å få eit utgåande turtal på minimum 40 rpm, må totalutvekslinga maksimalt ver 30. For å få eit utgåande moment som gir ei belastning på 80 tonn med ei totalutveksling på 30, må ein ha 4 motorar. Ved bruk av 4 sånne motorar får ein ei maksimal belastning på 81 tonn ved «Peak Torque» (maksimal belastning frå motorane), og ei normal belastning på 54 tonn ved «Cont. Torque» (normal belastning), noko som er innanfor dei gitte driftsprofilane etablerte i starten.

Desse utrekningane er utan tap. For å bøte på dette vart det valt tilfeldig verdiar for tap over kvart steg i girkassa, planetgiret og i lagera. Dette gav ei utgåande maksimal belastning på 74 tonn, ikkje 80 tonn. Ettersom desse sist nemnte motorane overfor kom best ut med tanke på alle kriterar, kan ein ettermontere slik ein har to frekvensomformarar per motor, om 80 tonn skulle vere ønskeleg.

Tap			
Motor		1	
Steg 1 - Tannhjul 1-2		0,97	
Steg 2 - Tannhjul 3-4		0,97	
Steg 3 - Planetgir		0,97	
Lagertap		0,97	
Moment - utveksling - forhold - med tap			
Moment - 1 - inn	$M_1$	2 100,0	Nm
Moment - 2-3	$M_{2-3}$	10 655,08	Nm
Moment - 4-5	$M_{4-5}$	65 770,88	Nm
Moment - 6 - Ut	$M_{ut}$	230 309,90	Nm
Masse - med tap	$m_{tap}$	74	tonn

Tabell 21. Tapsverdiar over kvart steg, moment på akslane, og utgåande belastning.

Ved bruk av desse motorane (EM-PMI 375), har ein dekt belastningsspekteret frå 0 – 80 tonn, der 80 tonn vart definert som ei svært sjeldan, men forekommelege, belastning. Ettersom dei største og kraftigaste motorane i den grønne sona kunne handtere dette, vart desse valt.

Dersom girkassa skal brukast som ei «standard» eller «universal» girkasse, der ein endrar motorane etter ønska spesifikasjonar, gir desse valde motorane gode moglegheiter for dette. Ettersom flenskoplinga er lik for alle motorane i den grønne sona, kan mindre motorar enkelt veljast dersom ein ynskjer lågare maksimal belastning enn 80 tonn. Dersom ein ønskjer høgare belastning, kan to girkasser monterast (ei på kvar side), eller bruke to frekvensomformarar per motor.

Desse motorane har og moglegheita til å ha to frekvensomformarar monterte på, som gir ei endå høgare belastning enn 80 tonn, nemleg 126 tonn, dersom det skulle vere ønskjeleg. I tillegg er prisen på 4 slike motorar 8X, noko som er lågare og meir lønsamt enn dei andre.

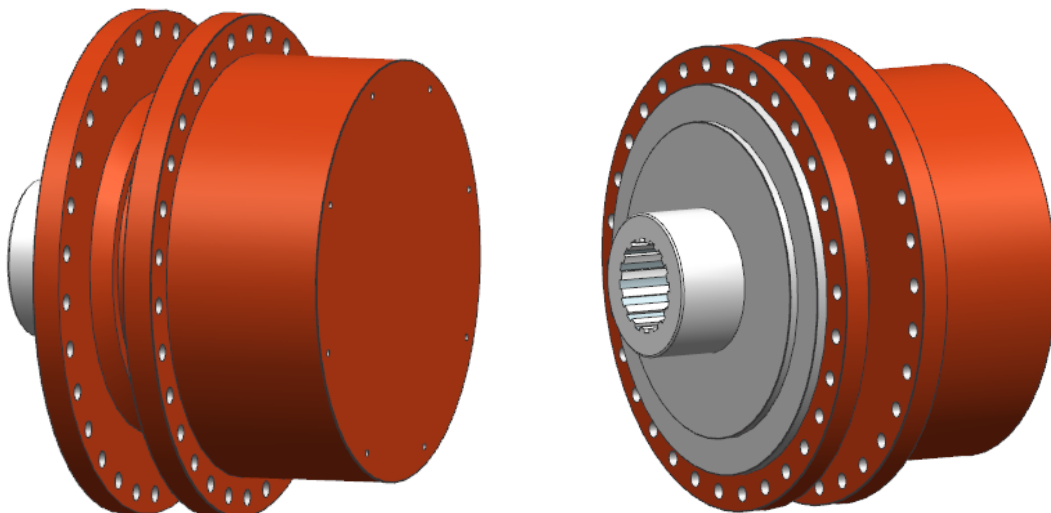
Eit anna alternativ er å eventuelt brukt 3 motorar av denne typen, og då heller bruke 2 frekvensomformarar på kvar motor, i staden for 1. Ettersom prisen av frekvensomformarane og arbeidsmengda med å montere slike ikkje var kjent, vart ikkje dette vurdert meir.



## 16 PLANETGIRET:

Etter at dei fleste utrekningane av hovudkomponentane, diskutert tidlegare, var gjort, vart planetgirkonseptet med skisser frå Wikov motteke. Som tidlegare nemnt, var fleire verdiar endra. Utvekslinga var endra til 3,61 og den maksimale diameteren til  $\text{Ø}1160\text{mm}$ . På grunn av desse nye parameterane frå Wikov, måtte det gjerast ein del endringar i utrekningane av det som allereie var gjort. Alle utrekningane var heldigvis lagt inn i eit Excel-ark som gjorde optimaliseringane for dei nye parametera mykje enklare. Planetgirkonseptet sendt frå Wikov er vist under Vedlegg – Skypemøte og Planetgirkonsept.

Det vart gjort eit val, i samarbeid med Evotec og faglærar, om å bruke alle parameterane for planetgiret i utrekningane, bortsett frå dimensjonane. Det var nemleg gjort tilpassingar for å få eit planetgir med maksimal diameter på  $\text{Ø}800\text{ mm}$  til å passe til resten av girkassa. Det vart derfor laga ein enkel 3D - modell av planetgiret, der den var skalert ned til maksimalt  $\text{Ø}800\text{ mm}$ . I følgje Evotec så kunne dei ikkje bruke det tilsendte planetgiret uansett, både på grunn av størrelse, vekt og pris på det originale som vart tilsendt.



Figur 66. Planetgir modellert frå tilsendt konsept frå Wikov.

## 17 OPTIMALISERING AV UTREKNINGAR:

Etter at tannhjul, akslar, lager og forbindelsar var dimensjonert, motorar valt, og utformingar av akslane var bestemt, så kunne alle dimensjoneringane begynne å optimaliserast. Det vart derfor laga resulterande tabellar i Excel-arket som viste alle sikkerheitsfaktorar.

Dimensjoneringane måtte oppfylle alle valde og bestemte sikkerheitsfaktorar. Dei valde sikkerheitsfaktorane vart bestemt frå Evotec til å bruke 1,5 på det aller meste, i henhold til regelverk omtalt tidlegare.

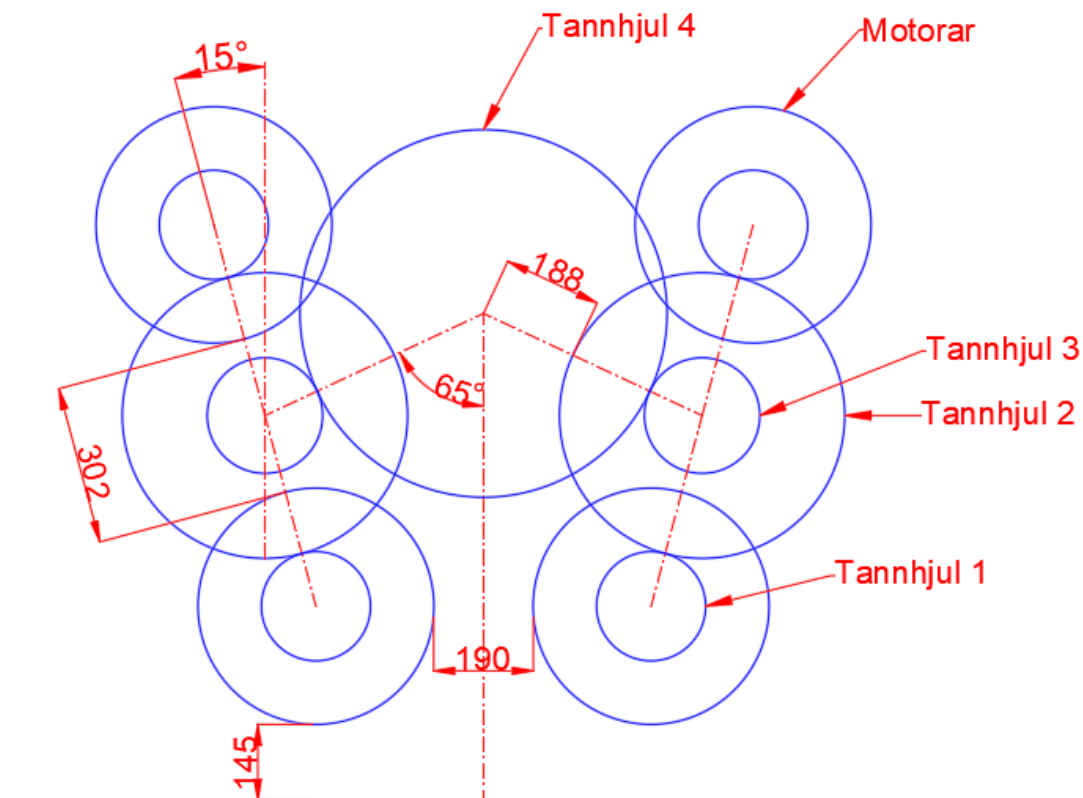
Sikkerheitsfaktorar		
Tannhjul - profiloverdekning	$\epsilon_{\alpha}$	1,2
Tannhjul - brudd (1,3 -2,0)	$S_F$	1,3
Tannhjul - pitting (1,0 - 1,5)	$S_H$	1
Aksel - jevnførande spenning	$\sigma_f$	1,5
Aksel - nedbøying	$y/l = 1/3000$	1,5
Aksel - vinkeldeformasjon	$\tan \alpha = 0,001$	1,5
Aksel - utmatting		1,5
Aksel - kritisk turtall		0,8 - 1,2
Lager - Full levetid	$L_{10h}$	112 500
Lager - Halv levetid	$L_{10h} / 2$	56 250
Spline - Tillatt flatetrykk	$p_{till} = 40$	1,5
Kile - flatetrykk aksel	$p_{till} = 750$	4
Boltar		1

Tabell 22. Sikkerheitsfaktorar valt for alle dimensjonerande komponentar.

Samtidig som sikkerheitsfaktorane var dimensjonerande for optimaliseringa måtte det også tenkast på ulike størrelsar, for blant anna tannhjula og motorane. Det måtte sjekkast om dei ulike valde verdiane for tanntal, modular, tal på motorar, utvekslingar med meir, gav dimensjonar som var moglege å gjennomføre. Det vart derfor i samband med optimaliseringa av Excel-arket laga ei enkel skisse i Siemens NX og AutoCad for å sjekke korleis dimensjonane for tannhjula og motorane passa saman. Dette er vist i figuren under med optimaliserte verdiar. Figuren er tenkt sett framanfrå for å symbolisere korleis diameterane er i forhold til kvarandre. I tillegg er utrekna sikkerheitsfaktorar vist under i ein resulterande tabell.

Resultierende tabell		Resultierende tabell		Resultierende tabell	
<b>Tannhjul 1</b>		<b>Tannhjul 2</b>		<b>Tannhjul 4</b>	
Profiloverdekning	1,71	Profiloverdekning	1,71	Profiloverdekning	1,69
Tannbrudd	7,03	Tannbrudd	8,4	Tannbrudd	2,73
Pitting og riving	2,22	Pitting og riving	3,6	Pitting og riving	2,14
<b>Aksel 2</b>		<b>Tannhjul 3</b>		<b>Aksel 3</b>	
Grovdimensjonering	5,24	Profiloverdekning	1,69	Grovdimensjonering	3,27
Nedbøying	6,10	Tannbrudd	2,19	Nedbøying	1,66
Vinkeldeformasjon A	7,13	Pitting og riving	1,20	Vinkeldeformasjon A	1,78
Vinkeldeformasjon B	8,10	<b>Aksel 2</b>		Vinkeldeformasjon B	1,50
Utmatting	3,04	Grovdimensjonering	5,63	Utmatting	7,32
Virkelig turtall	1200,0	Nedbøying	18,46	Virkelig turtall	144,2
Kritisk turtall $0,8 \cdot n_{krit}$	438,21	Vinkeldeformasjon A	10,85	Kritisk turtall $0,8 \cdot n_{krit}$	624,20
Kritisk turtall $1,2 \cdot n_{krit}$	657,32	Vinkeldeformasjon B	9,95	Kritisk turtall $1,2 \cdot n_{krit}$	936,31
<b>Lager - gjennomsnittslast</b>		Utmatting	8,38	<b>Lager - gjennomsnittslast</b>	
Lager A	150 359	Virkelig turtall	458,8	Lager A	272 829
Lager B	358 754	Kritisk turtall $0,8 \cdot n_{krit}$	524,63	Lager B	175 175
<b>Koblinger - Kile</b>		Kritisk turtall $1,2 \cdot n_{krit}$	786,94	<b>Koblinger - Spline</b>	
Sikkerheit aksel:	12,21	<b>Lager - gjennomsnittslast</b>		Spline - tannhjul 4	1,6
Sikkerheit nav:	8,14	Lager A	188 414	Spline - mot planetgir	1,58
Skjærspenning:	15,40	Lager B	124 048		
		<b>Koblinger - Spline</b>			
		Spline - tannhjul 2	1,60		
		Spline - tannhjul 3	2,03		

Tabell 23. Resultierende tabellar av dimensjoneringane.



Figur 67. Målskisse av oppsett.

Motorane hadde ein diameter på  $\varnothing 450,8$  mm (ytterdiameter), tannhjul 1 på  $\varnothing 208$  mm, tannhjul 2 på  $\varnothing 544$  mm, tannhjul 3 på  $\varnothing 220$  mm, og tannhjul 4 på  $\varnothing 700$  mm. Det vart valt å ha minimum 30 cm klaring mellom motorane, og minimum 15 cm klaring rundt senteret på aksel 3, for å kunne montere diverse lokk og liknande.

I tillegg vart det bestemt å ha minimum 14 cm klaring mellom motorane og bakken, og 18 cm mellom dei to nedre motorane. Vinkelen  $\beta$ , som tidlegare nemnt ved dimensjoneringar av akslane, vart satt til  $65^\circ$ .

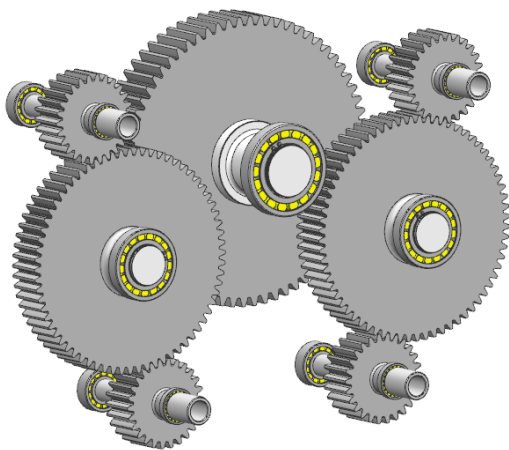
Vinkelen på  $15^\circ$  (sjå figur) vart valt for å plassere motorane så lavt som mogleg, med tanke på oljebad, og med rimenlege avstandar mellom dei to nedre motorane. Dei to nedre motorane kunne ikkje havne for nært kvarandre. Dette vart optimalisert til  $15^\circ$ , samt  $180^\circ$  mellom den øvre og nedre motoren nemnt tidlegare.

Etter at optimaliseringa av alle utrekningane var gjennomført, og det var sjekka at dimensjonane (figuren ovanfor) kunne fungere saman, kunne sjølve girhuset rundt alt dette designast og konstruerast.

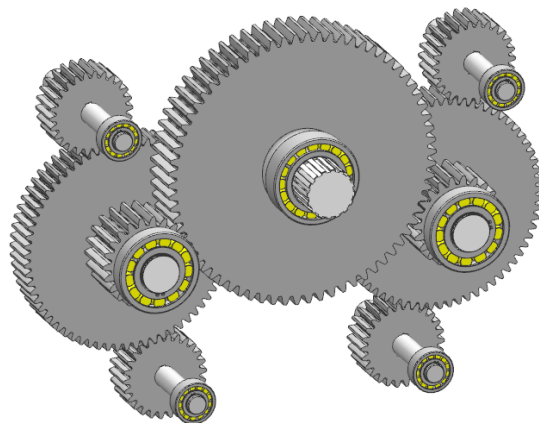
## 18 GIRHUSET:

Hovudfunksjonane til sjølve girhuset er å holde på plass alt av innmat, samt å kople saman dekket på båten og sjølve trommelen på trål vinsja som skulle rotere. Før girhuset kunne designast og modellerast, vart alle dimensjonerte tannhjul, akslar og lager modellerte i NX. Sidan akslane ikkje var like lange, vart det bestemt at lengdene mellom lagera på alle 3 akslane skulle vere lik. Dette vart bestemt ut ifrå aksel 2, ettersom den hadde nødvendige avstandar mellom lagera på grunn av to på monterte tannhjul. Aksel 1 og 3 kunne nå modifierast sånn at alle lengdene vart like, for ei enklare modellering av girhuset rundt, og enklare produksjon av girhuset.

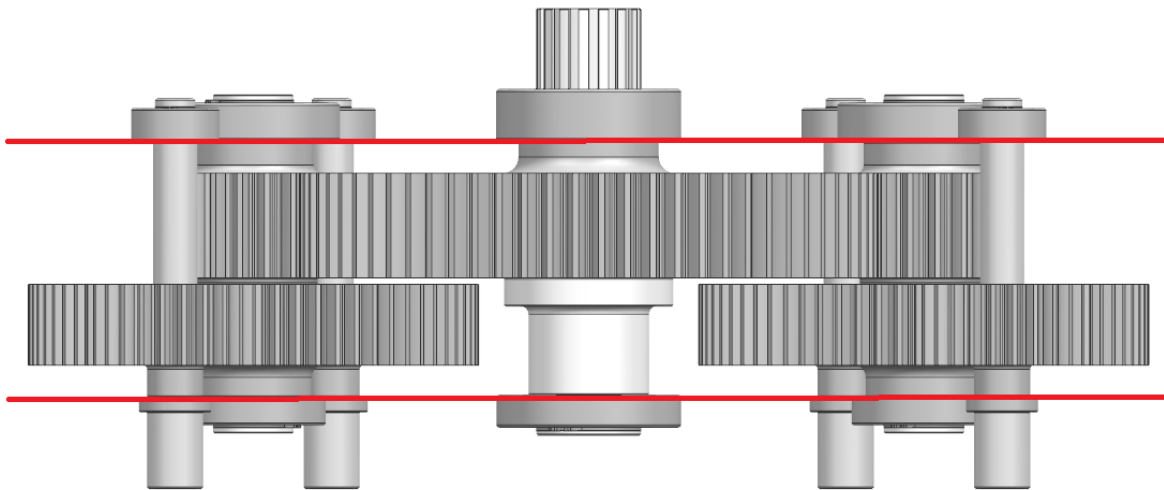
Her var det og viktig å passe på alle sikkerheitene for utrekningane var innanfor, noko dei var. Girhuset kunne no designast og modellerast rundt desse komponentane, for å få det til å passe saman mest mogleg optimalt. Figurane under viser ferdig modellerte tannhjul, akslar og lager, med optimaliserte aksellengder.



Figur 68. Systemet sett framanfrå.



Figur 69. Systemet sett bakanfrå.



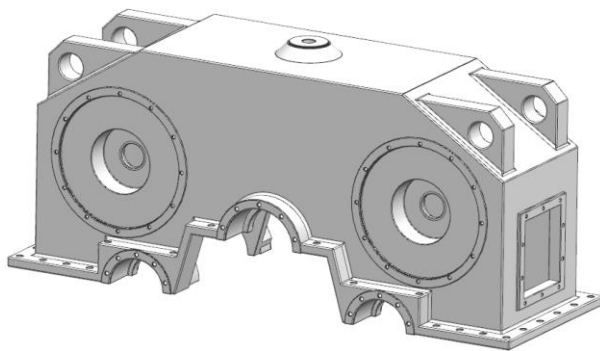
*Figur 70. Optimaliserte lengder mellom lagera på alle akslane.*

Vidare var maskinering, montering og service sterkt i fokus. Det vart laga mange skisser med forskjellige løysingar på innfestning og låsing av lager, deling av sjølve girhuset, og plassering av ulike tilleggskomponentar. For enklare montering bør girhuset enten ver 2-delt eller 3-delt. Det er ingen stor prisforskjell mellom 2-delt eller 3-delt girhus ifølge Evotec, det er ofte maskineringa som vert kostbar. Korleis maskineringa fungerer er omtalt tidlegare under «Nye løysingar – konseptløysingar». Det vart valt å bruke 2-delt girhus for enklast mogleg maskinering, og montering.

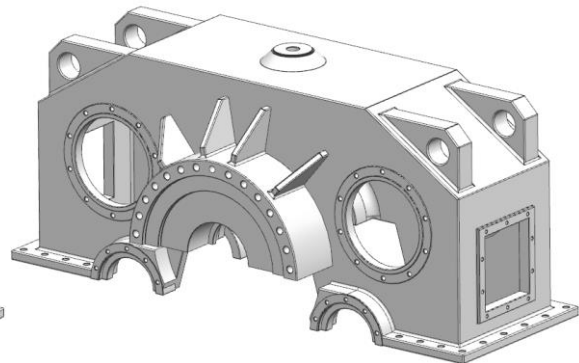
Hovudkomponentane i girhuset er sjølve 2-delninga av girhuset, altså ein øvre og nedre del. I tillegg vart det bestemt å ha diverse deksel, sideluker, luftfilter, løfteøyre, diverse pluggar som nivåmålar, avtappingspluggar og magnetpluggar, pakningar og diverse anna. Desse vil verte meir omtalt under dei to forskjellige delane av girhuset, den øvre og nedre delen. Den øvre og nedre delen vart designa og modellert med same utgangspunkt, nemleg den tidlegare modellerte innmaten.

### 18.1 Girhus – Øvre del:

Den øvre delen vart som nemt, starta med å modellere rundt innmaten, sånn at akslane enkelt kunne monterast. Her vart det og tenkt på og gjer maskineringa enklast mogleg. Lagerflater, dekselflater, hull, og flater mot nedre del måtte maskinerast, der tilkomst var ekstremt viktig. Dette er vist i figurane nedanfor.



Figur 71. Girhus øvre del sett framifrå.



Figur 72. Girhus øvre del sett bakanfrå.

Figurane viser den øvre delen av girhuset, med moglegheit for å montere motorar på framsida med skruehol og føringskantar. Deksel, med flate pakningar, skal monterast i endane på lagerskålene både ved Aksel 3 – Lager A, Aksel 2 – Lager A, Aksel 2 – Lager B, og Aksel 1 – Lager B. Dekselet ved Aksel 1 – Lager B (på baksida), skal samtidig som tette for olje, holde på plass lageret på aksel 1. Dette var valt for enklare montering av dei fire aksel 1. Å dele girhuset ved desse akslane, hadde resultert i for mange girhus delingar med for mykje maskinering og montering. Deksel – Aksel 1 – Lager B har i tillegg styringskantar.

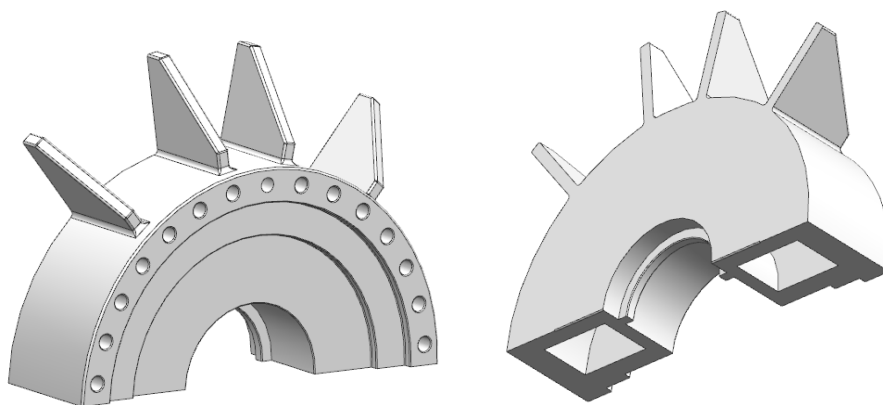
Flate pakningar skal brukast bak alle deksel, luker, motorar, og ved planetgiret. Ved 2-delninga av sjølve girhuset skal det brukast ein o-ring som vil verte omtalt under den nedre delen. I tillegg skal alt boltast saman, som vil verte meir omtalt under skrueberekningane. Boltar gir enkel montering og demontering, og det er billig og enkelt.

2-delninga av girhuset er plassert i senter av begge aksel 2, og aksel 3. Ved maskinering av lagerflatene i 2-delninga, skal girhuset monterast saman før maskineringa skjer. Dette for å oppnå korrekte toleransar og overflater, samt korrekt oppretting og sentrering av akslane.

I tillegg er det modellert løfteøre for flytting og montering av sjølve huset. Det er plassert fire stykk på toppen på sidene, ettersom girhuset her kunne snevrast inn med tanke på plass. Dette reduserer både vekt og størrelse.

På toppen av girhuset er det moglegheit for montering av eit luftfilter. Girhuset må ha eit luftfilter på toppen for å unngå vakuum inne i girhuset. Sjølv om det ikkje oppstår trykk innvendig i girhuset, bør det likevel vere med som ei ekstra sikkerheit.

Interfacen mellom girhuset og planetgiret er vist på baksida, og på figurane under. Her vart det laga ein 2-delt del, der eine skal sveisast på den øvre delen av girhuset, og den andre på den nedre delen. Desse to delane skal sveisast på den øvre og nedre delen av girhuset, før girhus delane monterast saman. Planetgiret skal skruast på denne delen. Her er i tillegg laga støtteribber for ekstra styrke og holdbarheit, samt styringskantar for planetgiret.



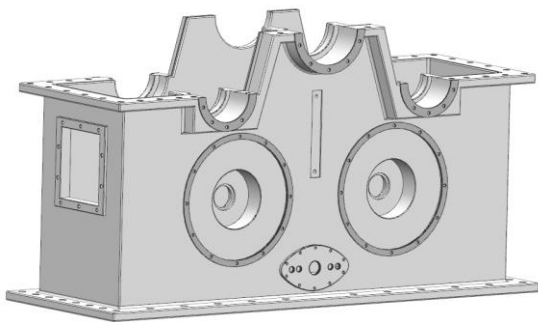
*Figur 73. Interface del mellom girhuset og planetgiret.*

Alle plassar der det skal monterast pakningar med deksel eller liknande, er det valt å forlengast fram ein kant som skal maskinerast. Dette gir at ein slepp å maskinere heile flater som deksel eller liknande skal ligge inn til. Dette gir billigare maskinering.

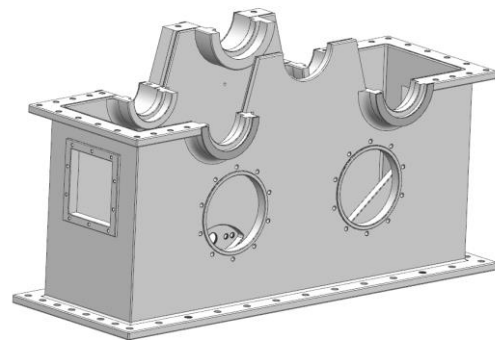


## 18.2 Girhus – nedre del:

Utforminga av den nedre delen av girhuset starta med det same utgangspunktet som den øvre delen med fokus på å modellere rundt innmaten i girhuset. Lagerskålene til lager A og B på aksling 2 og 3 var identiske med den øvre delen på grunn av delinga av girhuset. Også lagerskålene til lagera på aksel 1 var identiske dei over på grunn av symmetri og for ordens skuld. På same måte som i den øvre delen vart det plasserte luker på kvar av kortsidene til girhuset for å kunne sjekke klaringa mellom tannhjul, og foreta ein visuell sjekk.



Figur 74. Girhus nedre del sett framanfrå.

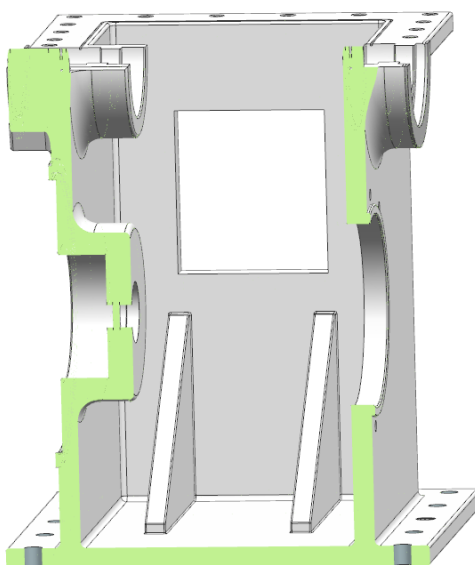


Figur 75. Girhus nedre del sett bakanfrå (utan planetgir interface).

Girhuset kunne delast på mange måtar, men vart valt å delast i to, som vist ovanfor, etter hjelp og veiledning frå montørar og ingeniørar hos Evotec. I delinga mellom delane i girhuset skal det maskinerast ut ei spor for ein o-ring som skal sørge for at oljen ikkje lek ut av girhuset. Skråkantane opp til senteret der aksel 3 skal monterast, vist i figurane ovanfor, skapar ingen problem ved maskinering, og ved maskinering av o-ring sporet.

På lik linje med den øvre delen skal flate pakningar nyttast bak alle deksel, luker, motorar, og ved planetgiret.

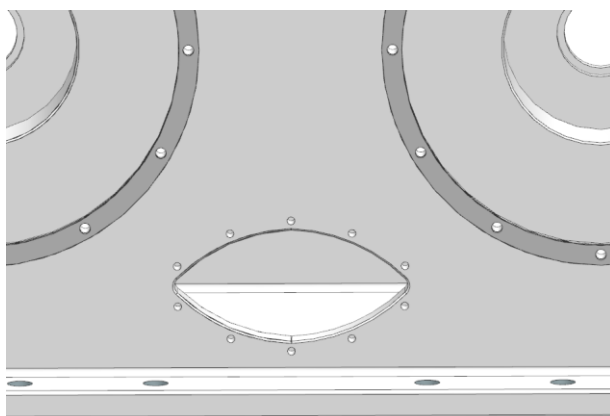
I botnen av girhuset skal det monterast ein støttestruktur som skal stive av girhuset samt verke som ein brakett for ei botnplate som skal monterast i botnen av girhuset.



Figur 76. Støttestruktur for avstiving av girhuset.

Botnplata som skal monterast over støttestrukturen skal sørge for at det trengs mindre olje for å fylle girhuset. Ved å plassere denne plata vil ein spare fleire liter med olje som igjen gjer at konstruksjonen vert billegare samt lettare.

Vidare skal det monterast eit deksel for montering av magnetpluggar og ein avtappingsplugg. Her må det maskinerast ut eit hol for sjølve dekselet, samt hol for skruar (Figur 77.).



Figur 77. Hol for oljedeksel.

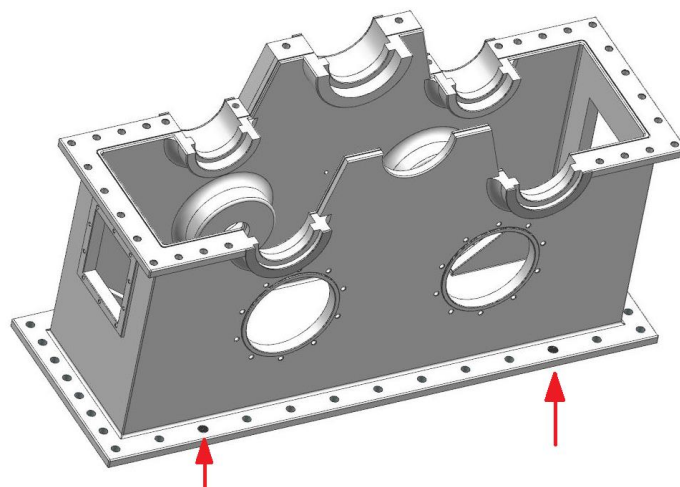
I tillegg til oljedekselet skal det monterast ein målar for oljenivået i girhuset. Denne skal plasserast midt på girhuset og er synleg i Figur 74.

Det skal og kunne monterast ein rope guide (wire styring) på girhuset som skal syte for at wiren held seg i rett posisjon under hiving og skyting. Denne kan lett monterast på sida av girhuset slik som den eksisterande løysinga til Evotec. Eventuelt må de gjerast endringar på sidelukene. Denne komponenten er styrt av ein ekstern motor. Ein må eventuelt rekne med aksiallaster frå rope guiden om ein skal utføre eventuelle FEM-analyser av girhuset.

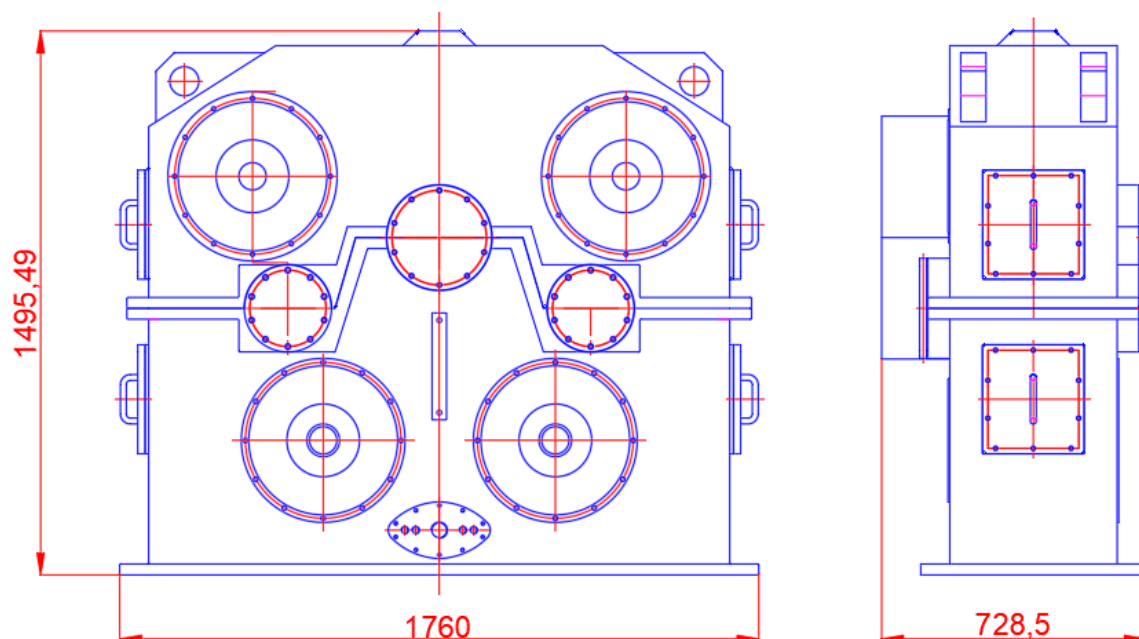
Om det trengst oljespyling på dei øvre akslane, tannhjula eller lagera, kan ein lett montere pumpe for spyling av olje under botnplata (som skal ligge på støttestrukturen). Oljekjølar for kjøling av olje kan også plasserast i botnen av girhuset ettersom der er god plass.

Ved montering av girkassa til dekk på ein trålar, vart det anteke at dette underlaget er sterkt nok, ettersom designet av girkassa ikkje kjem inn i designet av skroget på trålbåtane. For at ein skal kunne montere girkassa til dekket på båten vart det laga ein flens med boltar rundt heile girkassa som gjer at ein enkelt kan skru den fast i dekket.

På begge sider av girkassa er det montert to stillskruar som skal brukast til å justere girkassa slik at den får korrekt oppretting og sentring i forhold til trommelen (Figur 78.). Ved å bruke desse stillskruane justerer ein heile girhuset i forhold til trommelen. I tillegg til dette kan ein og bruke shimsar og shockfast for at girkassa skal verte korrekt oppretta og sentrert. Denne opprettinga og sentringa av girhuset er essensiell for optimal drift og levetid. For å løfte og flytte denne delen kan ein bruke hola som er maskinert i 2-delinga. Her kan ein montere boltar og liknande øyrer for flytting av den nedre delen.



Figur 78. Montering av girkasse til dekk, med stillskruar.

**18.3 Målskisse:**

Figur 79. Målskisse av girhuset (utan planetgir, motorar og andre tilleggsdelar).

#### **18.4 Sveising og overflatebehandling:**

Evotec reknar ikkje med at dette girhuset skal produserast i store mengder, derfor er støping av girhuset lite lønnsomt. Ved produksjon av små mengder, er sveising av konstruksjonen mest lønnsam. Girhuset skal sveisast saman med materialet S355, som er eit godt egna material for sveising.

Sveiseprosedyra for sjølve girhuset vert avsett til eventuelle sveiseingeniørar. Kva prosedyre, rekkefølge og sveisemetodar som er best egna, er komplekst og avansert å sette seg inn i. Girhuset må delast inn i bitar/plater, som skal sveisast saman med best mogleg rekkefølge og metode.

Før samansveisinga skjer må platene og bitane overflatebehandlast. Flatene må ver reine, fri for feitt og anna stoff, og sveisinga må skje under gode forhold (innvendig utan vind eller liknande). Sveisinga må i tillegg skje i ein jigg, som held girhuset på plass, for å unngå at det vrir seg. Etter sveisinga er det også mogleg ein må tenke på indre spenningar og liknande som kan føre til misformingar av girhuset.

Etter at girhuset er sveisa saman, må maskineringa etter gitte krav gjennomførast. Fleire delar må bearbeidast, ettersom overflatene og toleransane ikkje er korrekte. Dette er lagerflate, deksel flater, motor flater og planetgir flata. Korleis dette skjer er omtalt tidlegare. I tillegg må hol gjengast eller borast etter gitte krav i maskinteikningane, som er nødvendig for montering av heile samanstillinga av girkassa.

Vidare må girhuset overflatebehandlast. Det må leggst på ulike fasar og vinklar for å gjer monteringa og servicen enklare og meir effektiv. Dette gjer at ein t.d. lettare kan montere lagera i lagerskålene. Fasane er gitt i maskinteikningane, der dei og er gitt på akslane. Girkassa skal monterast på trålbåtar, som kan ver utsett for sjøvatn, kraftige vêrforhold, fiskeslam eller liknande. Det har vorte oppgitt generelle overflatebehandlingar for girhuset, som mogleggjer behandling, som hindrar slitasje og korrosjon. Innsida burde lakkerast kvitt, som gjer at ein enklare kan sjå om skader har oppstådd, eller liknande slitasje. Utsida bør først påførast eit lag med korrosjonsdyktig stoff, t.d. ei grunning i sink, før det vidare malast med ei maling som er berekna for tøffe forhold til sjøs. Alt dette gjeld og for komponentar som skal monterast enten i eller på girkassa.

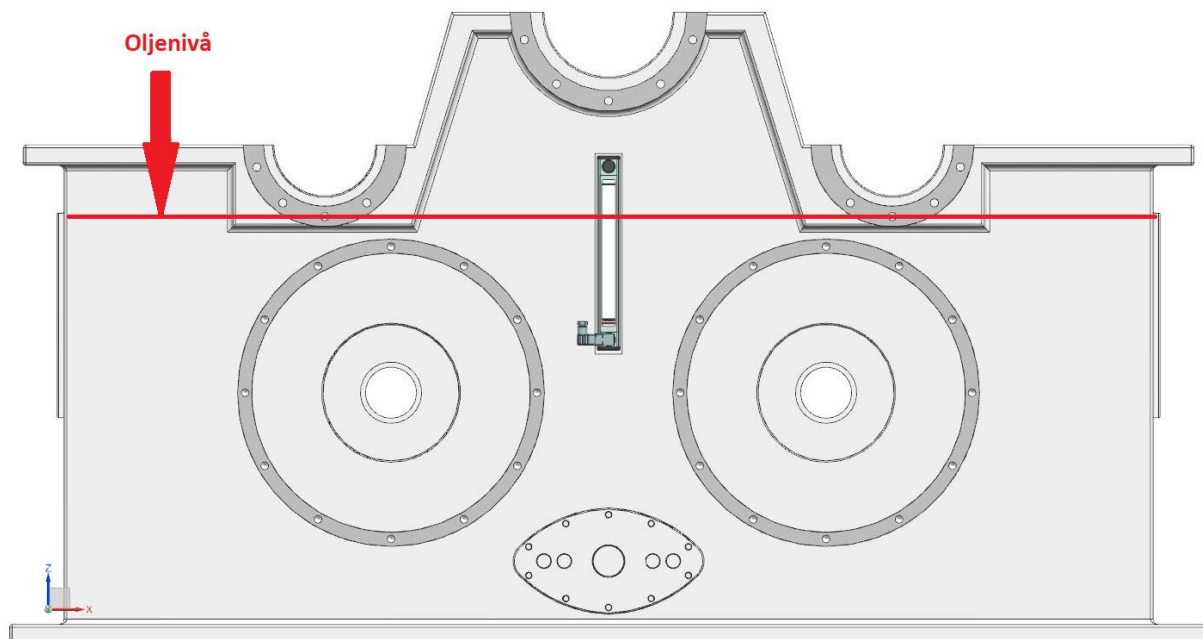
### 18.5 Tetninger:

Alle plassar som skal tette for at olje ikkje skal leke ut, er valt til flate pakningar, bortsett frå sjølve 2-delinga av girhuset som skal ha o-ring. Flate pakningar vart valt ettersom dei er rimelege, enkle og enkelt å skifte. Det er ikkje noko trykk innvendig i girkassa, så pakningar som skal handtere belastningar eller liknande, er ikkje nødvendig. All montering av pakningar er vist i monteringsanvisninga.

### 18.6 Olje, smørjing og kjøling:

For at girkassa skal fungere optimalt, er det essensielt at det er nok smørjing, samt korrekt smørjing. Det er viktig at alle lager, akslar og tannhjulsingrep får rikeleg med smørjing, til ei kvar tid, og for å få minst mogleg tap gjennom girkassa, er korrekt val av olje viktig.

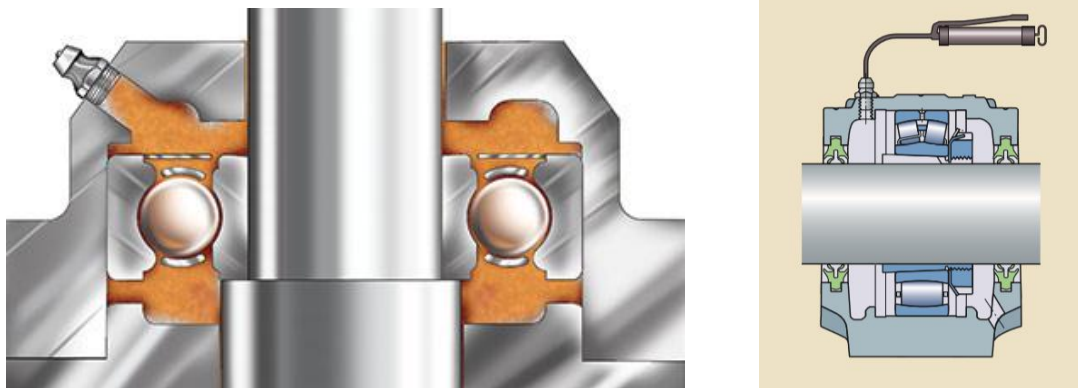
Mengda olje i girkassa vart bestemt til å ver opp til starten av lagera på begge aksel 2, altså litt før delinga mellom girhuset, som vist i figuren under. Då dekker ein alle lagera bortsett frå lagera på dei øvre aksel 1, samt aksel 3, i tillegg til tannhjulsingrepet mellom tannhjul 2 og dei øvre tannhjul 1. Dersom ein skulle fylle girhuset med meir olje, hadde ein fått svært store og kostbare mengder, og større moglegheiter for lekkasje.



Figur 80. Oljemengde.

Smørjing av dei delane som ikkje er dekt med olje, skjer kanskje ved at dei andre tannhjala dreg med seg olje rundt og vidare oppover. Akslar, tannhjul og lager med høge turtal kan også piske olje oppover og rundt. For å bekrefte dette, er det eigentleg testing av systemet som må til. Her må ein teste om alle komponentane får tilstrekkeleg smørjing under drift. Dersom dei ikkje gjer det, er der fleire løysingar for ulike ettermonteringar.

Ei løysing er å sjå på interne lagersmørjingar. Dette betyr at lager må byggast rundt, med tette koplingar, som deretter vert tilført smørjing gjennom ein gris-nippel eller liknande. Eit prinsipp på dette er vist i figuren under.



Figur 81. Interne smøringsprinsipp på lager henta frå SKF.

Ein kan og til dømes ettermontere ei sirkulasjonspumpe med diverse rør som peikar på komponentar utan tilstrekkeleg smørjing. Denne pumpa pumper olje frå botnen av og spylet på delar der det er nødvendig.

Lagera og tannhjulsingrepa kan utvikle varme ved drift. Ved inngrepa av til dømes to tenner i tannhjala, vil det verte meir eller mindre gliding, men noko friksjon oppstår. Denne friksjonen bring fram varme, som igjen representerar effektapet i sjølve tannhjuls overføringa. Summen av alle tapa er bestemt av smørjinga i systemet, tilvirkningsnøyaktigheita, og lagringa. Ein kunne her satt opp ein enkel varmebalanse som viser kor mykje varme systemet utviklar. Dersom det viser seg under testing at varmeutviklinga er stor, at den hadde innverknad på drifta og dei ulike komponentane, så må ein eventuelt ettermontere ein oljekjølar for å kjøle ned oljen.

Der vil alltid ver kjøling i sjølve omgivnadane til girkassa (pga. størrelsen), og sjølv om det er nok spørst det kvar båten skal operere. Det kan enten ver i svært kalde strøk eller i svært varme strøk. Ved ettermontering av ein oljekjølar, og ei sirkulasjonspumpe for smøring, kan ein montere desse anlegga saman til eitt anlegg, der ein kjølar og pumpar olje rundt samtidig.

Det vart og bestemt å montere diverse pluggar for å sjekke oljen. Oljen kan fyllast på ved dei øvre sidelukene, så påfyllingsluke er ikkje designa. I tillegg vart det satt på ein nivåmålar som viser nivået, avtappingsplugg for avtapping og skifting av olje, og mangetpluggar som tek opp metallspon eller liknande dersom det skulle førekome i girkassa. Desse magnetpluggane trekk til seg dette, for å unngå at diverse metallspon hamnar mellom tannhjula og forårsakar slitasje, og i verste fall brudd eller havari.

Med hjelp frå Evotec, vart det bestemt å bruke same type olje som på den eksisterande løysinga. Dette er av typen ISO VG 220 PAO SYNT (Shell Omala), etter standarden ISO 3448 (viskositets klasse). Dette er ein mineraloljebasert Ep-/høgtrykks gir olje for tannhjuls og snekkevekslar i industrien. Denne oljen er spesielt utvikla for å handtere høge påkjenningar, for å gi ein effektiv rustbeskyttelse mot slitasje, og for å ver skumdempande. Dersom girkassa skal brukast i områder med store temperatur forskjellar, skal ein vurdere syntetisk olje.



## **19 SKRUEBEREKNINGAR:**

Etter at designet, utforminga og modelleringa av girhuset var gjort, og det var bestemt at det skulle brukast boltforbindelsar på alle dei ulike koplingane, kunne ein foreta diverse skruberekningar. Skruane til motorane, alle deksla unntatt dekselet til aksel 1 – lager B, og sidelukene, var skruar utan nokon betydeleg belastning. Dimensjonane og tiltrekningsmomenta til desse vart valt i henhold til «Verkstedhåndboka» side 99. Her stod det rettleiande verdiar for tiltrekningsmoment for boltar av ulik dimensjonar og fastheitsklasser. Det er viktig å angi solide tiltrekningsmoment for å unngå at boltane løsnar ved vibrasjonar og liknande, som igjen kan føre til lekkasje.

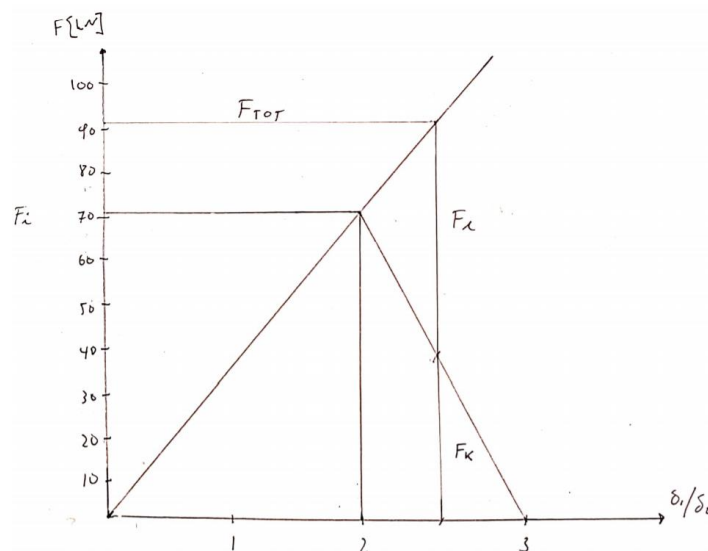
Ved val av lengder og dimensjonar for desse var viktige aspekt total lengda av boltane, kva boltane skulle holde på plass (deksel og pakningar), frihol (litt større enn sjølve bolten), inngrepslengder, gjengebor, standarddimensjonar og fastheitsklasser på boltane. Ekstra lengde i godset boltane skulle monterast i (i sjølve girhuset) måtte ein også tenkje på. Det vart stort sett valt å bruke 10 boltar på kvart deksel, med fastheitsklasse 8.8, og dimensjonar på M10 eller M12. Det vart og prøvd å bruke same boltar (t.d. M10x40) på fleire av deksla for å unngå mange forskjellige delar, og for å spare kostnader. Informasjon om alle dei ulike boltane, og bolt dimensjoneringane er gitt som vedlegg.

Boltane som skulle feste planetgiret, 2-delinga av girhuset, girkassa til dekk, og dekselet til aksel 1 – Lager B, måtte derimot bereknast. For å sjekke at bolt dimensjoneringane var innanfor, vart det brukt eit skruberekningsprogram frå Evotec for å dobbeltsjekke resultatane. Dette er gitt i Vedlegg – Skruberekningar.

### 19.1 Boltar til 2-delning av girhuset:

Boltane som skulle holde den øvre og nedre delen av girhuset saman, var utsett for fleire kraftpåkjenningar. Desse belastningane kom på grunn av strekkrafta i wire'en, som først resulterte i eit moment som til slutt gav strekkrefter på boltane. I tillegg oppstod det krefter i lagerskålene på grunn av opplagrekraftene i lagera på aksel 2 og 3. Desse skulle og holdast på plass av boltane i 2-delinga. Kraftene på grunn av lagerkreftene i lagerskålene vart utrekna gjennom mange vinklar og rotasjonsretningar. Dette er vist meir detaljert i vedlegget, som er utrekna konservativt.

Etter at kreftene på boltane var funne, kunne boltane dimensjonerast. Ut ifrå modelleringa av girhuset vart det modellert 30 hull for boltkoplingane, og strekkrafta per bolt vart funne, samt skjærkrafta per bolt. Det var her essensielt å sette saman eit totalt kraftbilde av koplinga av den øvre og nedre delen. Boltane må forspennast for at forbindelsen ikkje skal ryke eller begynne å lekke ved drift. Denne forspenningskrafta vart anteke ved formelen  $F_i = 1,3 * F_i$ , ettersom det skulle brukast ei hard pakning (informasjon frå «Konstruksjonselementer»). Forholdet mellom boltens forlenging  $\delta_1$  og underlagets samantrykning  $\delta_2$  ved tiltrekking vart valt til  $\delta_1/\delta_2 = 2$  (hard pakning). Alle desse verdiane vart deretter satt inn i eit skruediagram, vist under.



Figur 82. Skruediagram for 2-delninga av girhuset.

Totalkrafta på boltane, klemkrafta på pakninga/underlaget, og klemsikkerheita vart rekna ut med formlane:

$$F_{TOT} = Fi + \frac{Fl}{1+d1/d2} \qquad F_k = F_{TOT} - F_l \qquad n_k = \frac{F_i}{F_i - F_k}$$

Vidare måtte det nødvendige tiltrekningsmomentet reknast ut. Dette vart gjort med formlane:

$$M = k \cdot F_0 \cdot d_s \qquad d_s = \sqrt{4 \cdot A_s / \pi}$$

$F_0$  er forspenningskrafta. Det var anteke ordinære smøreforhold og «k» vart satt til 0,2.  $A_s$  er skjærarealet til boltane ved den minste diameteren. I tillegg til dette måtte skjærspenningane på grunn av tiltrekningsmomentet og på grunn av skjærkrafta, samt strekkspenningane i boltane sjekkast, for så å finne ei jevnførnde spenning. Denne kunne settast opp mot flytegrensa til boltane, og så finnast ei sikkerheit.

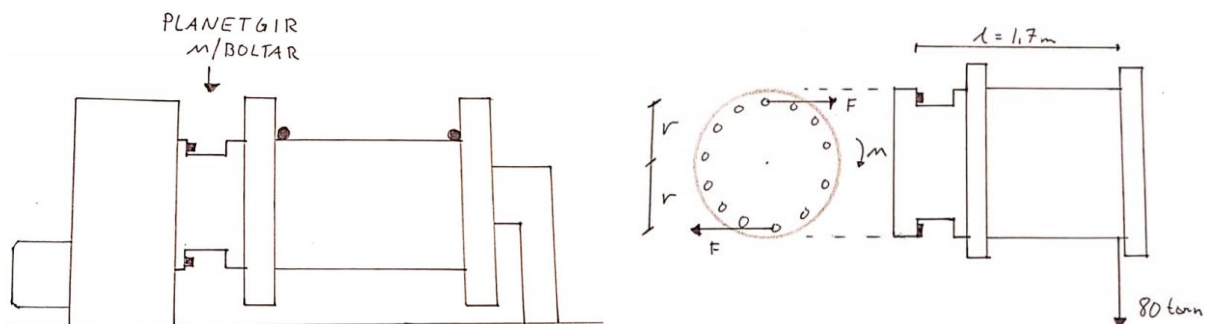
Ettersom det og var skjærkrefter virkande på boltane, måtte hulltrykkspenningane i sjølve bolt hulla sjekkast. Her sjekkar ein trykket mellom bolten og stålet/godset. Denne vart utrekna ved formelen under, der «d» er lillediameteren til bolten, og t er tjukkelsen på stålet, altså tjukkelsen på boltkanten/flensen rundt girhuset.

$$\sigma_h = \frac{F}{A} = \frac{F}{d * t}$$

Alle utrekningane er vist i Vedlegg - Skruerekningar, samt dimensjonar, tiltrekningsmoment osv.

### 19.2 Boltar til planetgir:

Boltane som skulle feste planetgiret måtte dimensjoneres med hensyn på strekkrafta i wire'en under maksimal belastning på trommelen. Dette gav først eit moment som resulterte i strekkrefter på boltane. Talet boltar og dimensjonar på frihulla var delvis gitt frå Wikov som leverte konseptet på planetgiret, med gitt tal på bolthull. Figuren under viser ei prinsipp skisse som boltane vart dimensjonert ut ifrå, for å finne resulterande krefter på boltane. Prosedyra etter dette var lik for den som 2-delninga av girhuset.



Figur 83. Bolt konsept på planetgir.

I tillegg til dette, skal boltane til planetgiret holde eigenvekta og delvis vekta til trommelen. Boltane er derfor konservativt dimensjonerte.

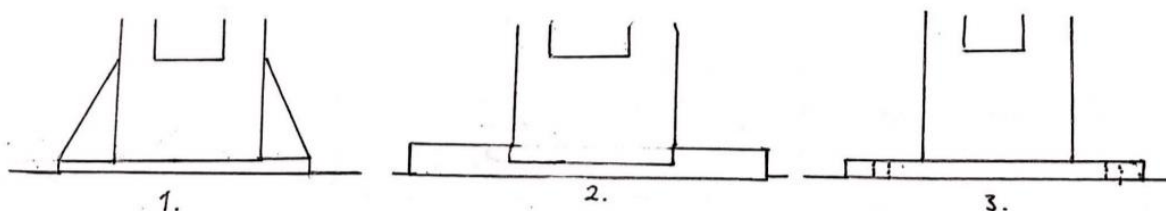
### 19.3 Deksel – Aksel 1 – Lager B:

Dekselet som skal holde på plass lager B på aksel 1, vil verte utsett for krefter på grunn av lagerbelastningane i lageret. Dette medfører at boltane som skal holde lageret på plass må sjekkast. Den radielle og tangentielle krafta på lageret bidreg til ei skjærkraft som verkar på dekselet, som til slutt vert teke opp i boltane. Kraftene brukt vart utrekna frå maksimal belastning på trommelen (80 tonn), som gav konservative sikkerheiter for skjærspenning i boltane, gitt i Vedlegg – Skrueberekningar.

### 19.4 Boltar til feste på dekk:

For at girkassa skal kunne boltast fast til dekket på ein trålar, vart det kome fram til tre ulike metodar:

1. Girhuset vert sveisa på sveiseplater før desse sveiseplatene vert sveisa til dekk. For å forsterke konstruksjonen kan ein leggje til trekantliknande støttestrukturar rundt heile girhuset for å støtte opp sveiseplatene. Denne løysinga er det krav om for verifisering frå DNV.
2. Det vert maskinert ut eit spor i ei sveiseplate som girhuset vert plassert i før ein sveisar girhuset til sveiseplata, og deretter sveiseplata til dekk. Formålet er å ta opp skjærbelastningar slik at boltane kunn tek opp strekkbelastning.
3. Den løysinga som vart vald var å sveise ei sveiseplate til girhuset som hadde ferdig maskinerte hol for enkelt bolting til dekk. Denne boltkoplinga fungerer som ei friksjonskopling.



Figur 84. 3 måtar å montere girhuset til dekk.

## **20 MATERIAL, PASNINGAR/TOLERANSAR OG OVERFLATERUHEIT/BEARBEIDING:**

### **20.1 Material:**

Ved val av material vart det i hovudsak følgt standardar og veiledning frå Evotec. Det er svært viktig å velje rett material til rett bruk og til rette komponentar, avhengig av belastningar og omgivelsesforhold. Materialet til tannhjula vart valt utifrå same hefte som for dimensjoneringane, nemleg «Konstruksjonselementer – Tannhjul». Valet fall på Seigherdingsstål 42 CrMo 4, med gode verdiar for utmattingsfastheit mot både brudd og pitting. Material og overflateherdingar av tannhjula kan og endrast etter retningslinjer frå tannhjuls leverandør. Det er i hovudsak dei som avgjer best mogleg veg for å produsere tannhjula. På akslane vart det bestemt å bruke same material som Evotec brukar, ifølge standarden gitt under, nemleg EN 1.4418, også kalla S165M. Dette materialet er svært høgfast med høg flytegrense, og gav svært gode resultat ved dimensjoneringane. Kilane skulle og ver av same material som akslane.

Material og sikkerheitsfaktorar er og henta frå DNV GLL ST 0378.

Vidare vart det bestemt å bruke same material for sjølve girhuset, deksel, luker, nemleg S355, som er godt egna konstruksjonsstål. Det burde heller ikkje gått lågare enn dette materialet, ifølge Evotec.

Material på standardkomponentar og andre komponentar levert frå andre leverandørar, som pakningar, boltar, mutterar, skiver, lager, segerringar, motorar, planetgiret, pluggar, målarar og luftfilter, er bestemt av dei ulike leverandørane som produserar dei.

Informasjon om dei ulike materiala er gitt i tabellen nedanfor.

<b>Valg av material</b>					
<b>Komponentar</b>	<b>Material</b>	<b>Elastisitetsmodul</b>	<b>Flytegrense</b>	<b>Utmattingsfastheit <math>\sigma_{Fl}</math></b>	<b>Utmattingsfastheit <math>\sigma_{Hl}</math></b>
Tannhjul	Seigherdingsstål 42 CrMo 4	206 000 N/mm <sup>2</sup>	650 N/mm <sup>2</sup>	350 N/mm <sup>2</sup>	1360 N/mm <sup>2</sup>
Akslar	EN 1.4418 - S165M	210 000 N/mm <sup>2</sup>	750 N/mm <sup>2</sup>		
Kilar	EN 1.4418 - S165M	210 000 N/mm <sup>2</sup>	750 N/mm <sup>2</sup>		
Girhus	S355	206 000 N/mm <sup>2</sup>	355 N/mm <sup>2</sup>		
Deksel, luker	S355	206 000 N/mm <sup>2</sup>	355 N/mm <sup>2</sup>		

*Tabell 24. Val av material for ulike komponentar.*

## **20.2 Pasningar og toleransar:**

Hensikta med å angi toleransar er å fortelje kor nøyaktig delane må lagast, og hensikta med å angi pasningar er å fortelje korleis ulike delar skal passe saman. Pasningar og toleransar må settast der det er krav til spesielle overflater og koplingar. Alle val av pasningar og toleransar er henta frå hefte utdelt frå faglærar, og Verkstedhåndboka, med oppgitte erfaringsverdiar og diverse. Alle vala er gitt under, i tillegg til på maskinteikningane. Stor bokstav viser boringar, imens små bokstavar viser akslar.

- Alle lager har toleransar og pasningar frå SKF på P6/h9 og H7/h6 (skyvepasning – enkel montering). Her er P9 toleransen på flata som skal pressast på akslane, og h9 er lagerflatene på akslane. H7 er toleransar på lagerflatene i girhuset (lagerskålene), og h6 er toleransa på den utvendige flata til lagera som skal monterast i girhuset.
- Forbindelsen mellom alle tannhjul og splines skal ha ei lett drivpasning H7/k6 (monterast med ein tre hammar).
- Forbindelsen mellom tannhjul 1 og kilar skal ver k6.
- Segerringane skal ha toleransane H12/h13 etter standarden NS 5143.
- Toleransar for ikkje-toleransesatte mål er gitt i henhold til NS – ISO 2768 – 1.

Vidare vart det valt geometriske toleransar. Dette er toleransar for form, beliggenheit, retning og kast, og er berre nødvendig der vanlege måltoleransar ikkje er nok.

- Totalkast på akslane skal ha ein maksimalverdi på 0,1.
- Senter av sirklane til der alle akslane skal monterast i sjølve girhuset (øvre og nedre del) er angitt med ei posisjons toleranse på 0,1.
- Geometriske toleransar for ikkje-toleransesatte mål er gitt i henhold til NS – ISO 2768 – 2.

### **20.3 Overflateruheiter og bearbeidingar:**

Hensikta med å sette på overflateruheiter på dei ulike delane er å få overflater som passar til formålet. Nokre gongar skal overflater vere så grove at maling sett seg, og andre gongar så fine at bakteriar har vanskeleg for å feste seg. Ved val av overflateruheiter, og kva bearbeidingsmetode som måtte til for å oppnå dei ulike overflatene, vart det her og brukt hefte utdelt frå faglærar. Alle vala er gitt under, samt på dei ulike maskinteikningane.

- Lagerflater og radiusovergongar utsett for utmatting på akslar skal slipast til Ra 0,6.
- Splines flater (aksjar og tannhjul) skal slipast til Ra 0,8.
- Kilane skal borast til Ra 2,5.
- Tennene på tannhjula skal slipast til Ra 1,0.
- Generelle overflater på påkjente aksjar og tannhjul skal maskinerast til Ra 2,5.
- Lagerflater i girhus skal slipast til Ra 0,6.
- Flater på girhuset det skal pressast komponentar på skal slipast til Ra 1,5.
- Flater ved 2-deling av girhus skal fresast til Ra 2,5.
- Alle flater for deksel og luker skal fresast til Ra 2,5 (tetningsflater med flat pakning).
- Generelle flater for deksel og luker er satt til Ra 6,0.
- Gjenga hull skal ha Ra 0,8.
- Hull (frihull) skal borast til Ra 3,5 eller 4,0.
- Flateområder som skal sveisast skal ha Ra 2,0.
- Generelle overflater på girhuset er 4,0 på grunn av grunning og maling.

Alt ovenstående er angitt i maskinteikningane, med krav om bearbeidingsmetoder dersom nødvendig. Der bearbeidingsmetode ikkje er oppgitt, er den valfri. Overflater og bearbeidingsmetoder kan og bestemmast av tannhjuls – og akselprodusentar.

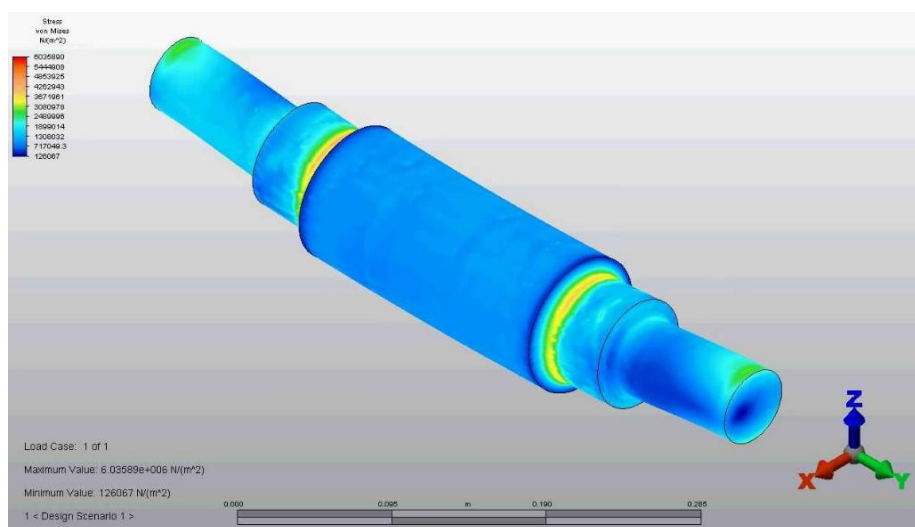


## 21 FEM ANALYSE:

Som eit eventuelt vidare arbeid på girkassa burde det gjennomførast ei FEM analyse der ein sjekkar styrke, deformasjon og eventuelt utmatting på alle delane i girkassa det er nødvendig, samt ved ei full samanstilling av girkassa. Ved å utføre dette dobbeltsjekkar ein utrekningane gjennomført tidlegare, spesielt på tannhjuls – og akselberekningar. I tillegg må ein sjekke styrka i sjølve girhuset, med alt montert på, samt boltar som held konstruksjonen saman. Dette gir då ein indikator på kor sterkt girhuset er, og om det eventuelt må leggst på meir støttestruktur og forsterkingar på den øvre og nedre delen av girhuset.

Dette kan også fortelje om 30 mm tjukke veggjar i sjølve girhuset er nok, eller om det er for tjukt. 30 mm vart valt med utgangspunkt som eit konservativt val av veggtykkelsen.

Før ein eventuell produksjon av girkassa burde dette gjennomførast som ein bekreftelse og ei sikkerheit. Ein kvalitetssikrar då arbeidet gjort tidlegare.



Figur 85. FEM analyse av aksel – henta frå Google som eksempel.

## **22 PRISESTIMAT:**

En av bakgrunnane for denne oppgåva var å sjekke lønnsamheita ved å konstruere eit separat gir for ei trålvinsj, med fokus på kostnadar, levetid og servicevennlegheit. For å gjennomføre ein konklusjon her måtte det gjennomførast eit grovt prisestimat.

Her måtte ein gjere ei analyse av kostnadsdrivarar, samt anta grove verdiar.

Kostnadsdrivarane for girkassa er planetgiret, motorane med frekvensomformarar, sjølve girhuset med innvendige delar, arbeidstimar (monteringstimar), og diverse.

Grove prisar på motorar med frekvensomformarar, arbeidstimar og diverse vart spesifisert frå Evotec. Diverse er delar som lager, boltar, skiver, mutterar, pluggar, luftfilter, pakningar og segerringar.

For å finne prisen av girhuset med innvendige delar, vart det anteke ein pris på kr/kg stål, samt at vekta av alle delane måtte finnast. Omtrentlege vektorer av alle delane i girkassa er gitt i tabellen under, samt talet av dei. Det vart anteke ein pris på 60 kr/kg stål, sånn at ein kunne finne omtrentleg pris av stålvekta. I denne prisen er det i tillegg til sjølve vekta av stålet, anteke maskineringstimar, sånn at ein får ein omtrentleg pris av delane ferdig og klar til montering.

Vekt av komponentar			
Komponent	Antal	Totalvekt	Enhet
Aksel 1	4	34	kg
Aksel 2	2	64	kg
Aksel 3	1	68	kg
Tannhjul 1	4	100	kg
Tannhjul 2	2	350	kg
Tannhjul 3	2	60	kg
Tannhjul 4	1	375	kg
Aksel 1 - Lager A	4	1,6	kg
Aksel 1 - Lager B	4	7,2	kg
Aksel 2 - Lager A	2	7,2	kg
Aksel 2 - Lager B	2	16,2	kg
Aksel 3 - Lager A	1	6,7	kg
Aksel 3 - Lager B	1	10,7	kg
Sideluke	4	52	kg
Deksel - Aksel 3 - Lager A	1	10	kg
Deksel - Aksel 2 - Lager A	2	12	kg
Deksel - Aksel 2 - Lager B	2	18	kg
Deksel - Aksel 1 - Lager B	4	96	kg
Luftfilter	1	2	kg
Boltar/skiver/mutterar	ca verdi	50	kg
Pakningar/seegerringar	caverdi	2	kg
Girhus - Øvre del	1	817	kg
Girhus - Nedre del	1	1067	kg
Mellomdel - Planet-interface	2	258	kg
Motorar	4	1180	kg
Planetgir	1	700	kg
<b>Vekt av stål</b>		<b>3381</b>	<b>kg</b>
<b>Totalvekt av girkasse</b>	<b>1</b>	<b>5364,6</b>	<b>kg</b>

Tabell 25. Vekta av enkeltkomponentar, og totalvekt av girkassa.

Vidare vart det satt opp omtrentleg prisar, gitt i tabellen under, som og viser totalprisen av girkassa. Det vart og anteke ein lågare pris på planetgiret ettersom det vart skalert ned til ein mindre størrelse for meir reelle verdiar, omtalt tidlegare, i samarbeid med Evotec.

Originalprisen på planetgiret var 45 000 Euro, omtrentleg 450 000,-.

Prisar			
Planetgir		150 000	kr
Motorar	2x	8x	kr
Motorar + drives (frek.om)	90 000 per	360 000	kr
Girhus m/delar	60kr/kg stål	202 860	kr
Arbeidstimar (200 timar)	750 kr/time	150 000	kr
Diverse		70 000	kr
<b>Totalpris</b>		<b>932 860</b>	<b>kr</b>

Tabell 26. Omtrentlege prisar, og totalpris av girkassa (utan olje).

## **23 RESULTAT OG DISKUSJON:**

Formålet med denne oppgåva var å sjekke lønnsamheita ved å konstruere eit separat gir for ei trålvinsj, med fokus på kostnad, levetid og servicevennlegheit. Det vart gjennomført følgjande:

Det fyrste som vart gjort var å skaffe seg ei god og strukturert oversikt over oppgåva, kva som skulle gjerast, og laga ein plan for korleis løyse oppgåva best mogleg. Med startparameter og krav frå Evotec, samt tekniske spesifikasjonar som vart diskutert fram, kunne oppgåva løysast.

Det vart sett seg inn i gjeldande regelverk for vinsj-/tråloperasjonar på fiskefartøy, samt kartlagt korleis tråloperasjonar vert gjennomført for å kunne definere ulike driftsprofilar til girkassa. Deretter vart det sett på den eksisterande løysinga til Evotec for å finne ut kva som var positivt og negativt med den, og kva som kunne forbetrast, i tillegg til eit djupdykk i andre løysingar rundt om i verda frå andre leverandørar. Med bakgrunn i ovenstående, vart det kome fram til fleire konsept for ulike konstruktive løysingar som forbetra driftssikkerheita, levetida og servicevennlegheita.

Deretter, saman med oppdragsgivar, vart Konsept 1 – Alternativ 4 valt. Dette konseptet vart så vidareutvikla der det vart komme fram til aktuelle tekniske løysingar, herunder design, styrkeberekning, drift og vedlikehald. Sjølve utviklinga av konseptet starta med planetgiret, der det vart sett på mange ulike løysingar, og spesielt andre leverandørar som kunne levere det, der det til slutt vart funne ein leverandør som kunne levere eit sånn planetgir med det krevjande momentet og delvis plassbegrensinga. Parallelt med dette, vart det gjort grovdimensjoneringar og vidare utviklingar av den resterande girkassa som skulle byggast rundt planetgiret.

Då planetgir-konseptet var i boks, vart de bestemt at girkassa skulle ha totalt 3 utvekslingssteg, samt ei delvis utvendig plassering av planetgiret. Vidare vart tannhjul, akslar og lager dimensjonert, med bestemte dimensjonskriterier, samt koplingar mellom desse.

Modelleringa av sjølve girhuset rundt alt dette, skjedde etter at det vart gjort svært nøyaktige optimaliseringar av dimensjoneringane, samt ein kontroll av plassen, og om det var mogleg å gjennomføre. Alle vala som vart gjort i utrekningane og i dimensjoneringane hadde stor innverknad på kvarandre, og det var krevjande å finne løysingar som tilfredstilte alle krav. Alle val av parameter hadde innverknad på kvarandre.

Vidare vart det i tillegg designa og modellert mange tilhøyrande komponentar til sjølve girhuset og girakassa, som luker, deksel, pakningar, boltar med meir. Planetgiret og motorane vart levert frå underleverandørar. Alt dette er vist og forklart i samanstillingsteikningane, føregåande i rapporten, og i Vedlegg – Monteringsanvisning. Det vart og utført berekningar av boltforbindelsar.

Etter at dimensjoneringane og modelleringa var ferdig, vart det laga maskinteikningar i AutoCad av kvar komponent som måtte produserast, samanstillingsteikningar, samt eit prisestimat av heile girakassa.

Gjennom heile prosessen har det vorte heldt jevnlege møter med Evotec samt veileiing på skulen for oppfølging, veiledning og hjelp.

Som resultat av den konstruerte girakassa, er krava om levetid, belastning, og fart oppfylt. Levetida har vorte optimalisert for 25 år, med omtrentleg 12 timar drift kvar dag, der ein slepp skifte av lager før denne levetida er over. Levetida er hovudsakeleg dimensjonert med tanke på lagera, og det er antekje at alle dei andre komponentane kan oppfylle gitt levetid ettersom sikkerheitsfaktorane er innanfor krava. I tillegg avhenger desse komponentane av maskineringsnøyaktigheita, monteringsnøyaktigheita og vedlikehaldet av dei.

Med hensyn på vekt har den nye løysinga redusert totalvekta med opptil 800 kg. Dette med forbehold om modifisering av tilsendt planetgir frå Wikov. Vekta kan og reduserast endå meir med hensyn på tannhjul, der ein maskinerer ut material frå tannhjula, spesielt på dei store i girakassa. Dette må eventuelt bestemast av tannhjulsleverandøren, om kvar ein kan fjerne material, og beste måten å gjer det på for å ikkje påverke styrken, levetida og utmattinga.

Vekta av sjølve girhuset kan og reduserast. 30 mm tjukke veggjar (plater) er svært konservativt, og ved å ta ei FEM analyse av girhuset og girkassa, finne ein ut om denne tjukkelsen kan reduserast. Vekta av den øvre og nedre delen av girhuset er svært essensielle komponentar når det gjeld totalvekta av girhuset. Alternativt kan ein og redusere tjukkelsen av veggane, og heller sette på støtter og støtteribber, for å behalde styrka, samt redusere vekta av girhuset. Vekta av luker og deksel kan og reduserast. Prisen av vekta av stål avhenger og av maskineringa av komponentane, som har vorte strevd til å heldt til eit minimum. Dette kan redusere totalprisen betydeleg.

Når det gjelde montering, oppretting, sentrering og opplagring av girkassa, har det vorte gjort fleire tiltak. Det har vorte sett to lager på alle akslane, som gjer montering og oppretting mykje enklare og meir effektivt, i staden for å bruke eit lager på akslane, som på den eksisterande løysinga. 2-delinga av girhuset har og vorte plassert etter beste evne, der ein enkelt kan montere akslane separat, for så å montere dei i girkassa. Dette er gitt i monteringsanvisninga (sjå vedlegg), og gir ein effektiv monteringsprosess.

Det har i tillegg vorte valt å bruke å bruke mest mogleg standardiserte delar, og så få delar som mogleg, der ein t.d. forlengar tannhjula i staden for å bruke avstandshylse.

Servicevennlegheita har vorte utvikla i samband med montørane hos Evotec, der fleire tiltak har vorte gjort. Ved å dele girhuset i 2 kan ein enkelt montere og demontere aksel 2 og 3, og aksel 1 kan enkelt monterast og demonterast ved å skru av dekselet som opplagrar det. Ein har og ein enkel tannhjuls kontroll med sideluker for å sjekke inngrep og slitasje, og ein enkel oljekontroll der ein ser nivå, kan skifte olje, og magnetpluggar. Påfylling av olje skal skje ved å bruke dei øvre sidelukene. Det er enkel skifting av dei fleste lager. Lagera i planetgiret kan moglegens vere utfordrande, ettersom planetgiret må demonterast frå girkassa, for så å skruast frå kvarandre.

Ettersom ideen om å bruke ein svingkrans på utsida av planetgiret vart nedstemt frå Wikov, der ein får pakninga på framsida, så vart ikkje kravet om å enkelt skifte pakning mellom giret og trommelen oppfylt. Ved planetgir konseptet frå Wikov får ein ei flat pakning mellom girkassa og planetgiret, der ein må ta av planetgiret for å kunne eventuelt skifte den.

Her må eventuelt gjerast små endringar sånn at ein slepp demontere planetgiret frå girkassa, for å skifte pakninga. Skifte av pakningar bak luker, deksel, motorar og liknande er ein enkel jobb.

Girkassa har vorte mindre kompleks, der dei to planetgira på kvar motor på den eksisterande løysinga har vorte fjerna. I tillegg har det vorte unngått å bruke store, innvendige tannhjul, noko den eksisterande løysinga har, ettersom dei er avanserte å maskinere, dyre og vanskelege å opplagre og kople saman til systemet.

Utgangsfarta ved hiving har vorte auka betrakteleg, og totalutvekslinga har vorte redusert betrakteleg. Til ettertanke, der det har vorte brukt eit planetgir med utveksling på 3,61, er det mogleg planetgiret ikkje er optimalt for løysinga. Ved å heller bruke 3 utvekslingssteg med sylindriske tannhjul, kunna ein fått like resultat på totalutvekslinga. Fordelen med å bruke planetgir, er eit ein kan få høge utvekslingar med dei, samt plassere det inn i sjølve trommelen. Dette kunne ikkje gjennomførast, så valet av planetgir etter tilsendt konsept frå underleverandør, burde eventuelt ha vorte revurdert, som kunne redusert både pris, vekt og størrelse.

Under prisestimatet omtalt tidlegare, er prisen av den samla girkassa omtalt. Totalprisen av girkassa er avhengig av alt det som er nemnt ovanfor. Det samla resultatet av den eksisterande løysinga til Evotec, samanlikna med den nye løysinga, er gitt i tabellen under.

<b>Endeleg resultat</b>			
		<b>Eksisterande løysing</b>	<b>Ny løysing</b>
Totalvekt (utan olje)	kg	6152,9	5364,6
Størrelse	B x L x H (m)	1,89 x 1,2 x 1,88	1,76 x 1,1 x 1,6
Nom. Fart ved hiving	rpm	15	40
Max belastning	kNm	210	250
Utveksling	i	68	30
Pris (utan motorar)	NOK	603 000	572 860
Pris (med motorar)	NOK	963 000	932 860

Tabell 27. Endeleg resultat av den eksisterande og nye girkassa for trålvinsj.

Resultata gir at vekta og størrelsen er redusert, og at farta og belastninga er auka. Totalutvekslinga er og betrakteleg redusert. Dette er svært gode resultat, som gir omlag 30 000,- i prisreduering. Dette er grove verdiar, som kan gjerast endå betre ved optimaliseringar, omtalt ovanfor.

## **24 KONKLUSJON:**

I denne bacheloroppgåva har det vorte konstruert eit separat gir for ei trålvinsj, der kostnadar, levetid og servicevennlegheit har stått i fokus. Med utgangspunkt i eksisterande løysing frå Evotec, har det vorte utvikla ei ny løysing som har høgare levetid, utgangsfart og belastningsspekter. I tillegg er vekta, totalutvekslinga, størrelsen og prisen redusert. Det er kome fram til aktuelle tekniske løysingar, herunder design, styrkeberekning, drift og vedlikehald, samt eit produksjonsgrunnlag og eit prisestimat. Giret har vorte dimensjonert for 25 års levetid med 12 timar drift dagleg. Maksimal belastninga er på 80 tonn, med sikkerheitsfaktorar, og det utgåande turtalet ved hiving er 40 rpm.

Girkassa og planetgiret kan brukast som ei «universal» girkasse, der planetgiret vert brukt for alle typar vinsjar, og der dei sylindriske stega, samt motorane kan endrast etter behov. På større vinsjar kan girkassa også monterast på begge sider.

Med dette utgangspunktet kan girkassa dekke eit belastningsspekter på 35 til 80 tonn, forskjellige vinsje størrelsar, samt nyttast i fleire typar næringar.



## 25 REFERANSELISTE:

- «Verkstedhåndboka» av Hartvigsen, Lorentsen, Michelsen og Seljevoll
- «Konstruksjonselementer» av Dahlvig, Christensen og Strømsnes
- «Teknisk formelsamling med tabeller» av Pedersen, Gustavsen, Kaasa og Olsen
- «Maskintegning» av Lundkvist og Øien
- Notat og hefter frå faget Maskinteiknikk 1 (IP 204212)
- Notat og hefter frå faget Maskinteiknikk 2 (IP 204812)
- Faglærer og veileidar Lars Petter Bryne
- Veileदारar frå Evotec – Gunn Marit Nerem, Cato Carlsson, Per Birger Nakken og Arnleif Sporstøl
- DNVGL–ST–0378 (lovverk)
- Skipsbygging Trålvinsjer (ISO 6115:1988) (lovverk)
- <https://www.youtube.com/watch?v=BnmGbDN278Y>, Tråling, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=e7u-X8XR1hs>, Tråling, 08.05.2019
- <https://ndla.no/subjects/subject:13/topic:1:184871/topic:1:167083/topic:1:183020/resource:1:166117>, Tråling, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=TfmyKmrDSJ0>, Tråling, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=dVx3gWua6cY>, Tråling, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=lxzX9rrcozA>, Tråling, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=ARd-Om2VyiE>, Planetgir, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=GiVHimmrxE>, Planetgir, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=0oj8Y2QKvqE>, Planetgir, 08.05.2019
- <https://www.danfoss.com/en/products/mobile-electrification/dps/electric-machines/#tab-overview>, Motorar – 08.05.2019
- <https://www.spminstrument.no/Maleteknikker/Aksel-oppreting/>, Akseloppretting, 08.05.2019
- [https://www.youtube.com/watch?v=JILP\\_4GJJH0](https://www.youtube.com/watch?v=JILP_4GJJH0), Shaft alignment, 08.05.2019
- [https://www.youtube.com/watch?v=U\\_04dRQZUD4](https://www.youtube.com/watch?v=U_04dRQZUD4), Shaft alignment, 08.05.2019
- [https://www.youtube.com/watch?v=iY5e9a\\_K7W8](https://www.youtube.com/watch?v=iY5e9a_K7W8), Shaft alignment, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=97HwPNI-Prw>, Vinsjmontering, 08.05.2019

- <https://vimeo.com/161472108>, Tråleroppsett, 08.05.2019
- <http://www.brevini.no/nb/>, Planetgir leverandør, 08.05.2019
- <https://www.reggianariduttori.com/>, Planetgir leverandør, 08.05.2019
- <https://www.dinamicoil.com/en/>, Planetgir leverandør, 08.05.2019
- <https://www.bonfiglioli.com/italy/it>, Planetgir leverandør, 08.05.2019
- <http://www.brevinipowertransmission.com/>, Planetgir leverandør, 08.05.2019
- <https://www.flender.com/en/>, Planetgir leverandør, 08.05.2019
- <https://www.italgroup.eu/en/products/other-products/planetary-gearboxes/line/pg-series/>, Planetgir leverandør, 08.05.2019
- <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NJ%201011%20ECP&nfp=NFP-NJ%201011%20ECP>, Lager A – Aksel 1, 08.05.2019
- <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NUP%202310%20ECP>, Lager B – Aksel 1, 08.05.2019
- <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NUP%20220%20ECP>, Lager A – Aksel 2, 08.05.2019
- <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NUP%20320%20ECJ>, Lager B – Aksel 2, 08.05.2019
- <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NUP%20226%20ECP>, Lager A – Aksel 3, 08.05.2019
- <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NUP%202226%20ECP>, Lager B – Aksel 3, 08.05.2019
- <https://www.youtube.com/watch?v=hvPhUIntHs0>, Girkasse montering, 08.05.2019