

UTVIKLING OG OPTIMERING AV DRIVLINJE FOR ET ELEKTRISK MOTORSYKKELKONSEPT

DEVELOPMENT AND OPTIMIZATION OF THE POWERTRAIN FOR AN ELECTRIC
MOTORCYCLE CONCEPT

LARS JOHANSEN NORBERG

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI
MASTEROPPGAVE 30 STP, 2012

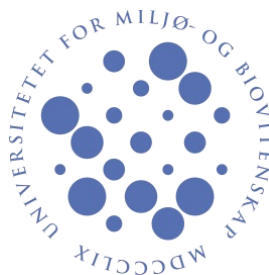
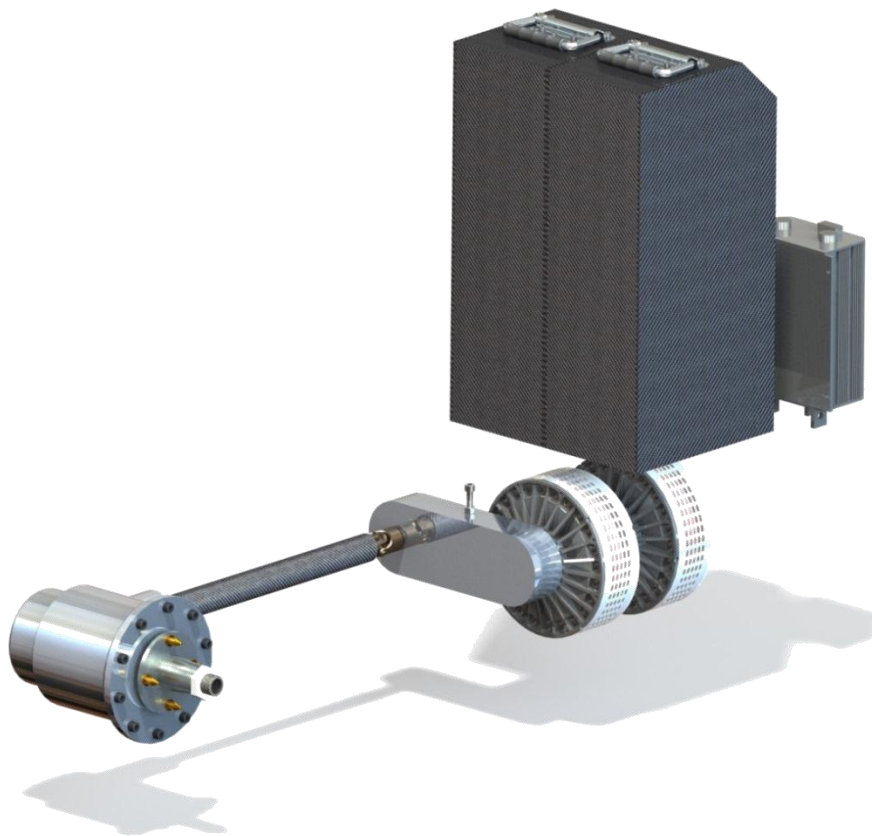




ROSKVA
Electric Motorcycle

UTVIKLING OG OPTIMERING AV DRIVLINJE FOR ET ELEKTRISK MOTORSYKKELKONSEPT

AV LARS JOHANSEN NORBERG



Mastergradsarbeide ved Universitetet for miljø- og biovitenskap
Institutt for matematiske realfag og teknologi
Vårsemesteret 2012



FORORD

Etter fem år på sivilingeniørstudiet ved Universitetet for miljø- og biovitenskap blir denne mastergradsoppgaven en god avslutning. Oppgaven er en del av studentprosjektet Roskva som består av totalt fem masterstudenter fra samme studieretning, vi ønsket å gjøre noe mer ut av masteroppgavene våre og dermed kom ideen om å bygge en miljøvennlig motorsykkel. Vedsiden å være miljøvennlig skulle den også ha de fleste egenskapene som en vanlig motorsykkel.

I dag blir ofte miljøvennlige kjøretøy sett på som litt kjedelige og med et begrenset bruksområde. Med våres ideer håper vi å kunne endre dette synspunktet. Vi vil ved å sette ideene våre ut i praksis bevise at man kan bygge et miljøvennlig kjøretøy som har gode kjøreegenskaper, sprekt design og lite behov for vedlikehold.

Dermed var ideen skapt og prosjektet fikk navnet Roskva etter norrøn mytologi. Roskva var sammen med sin bror Tjalve tjenere for tordenguden Tor. Roskva betyr den raske, og siden Roskva var tjener til tordenguden ble dette et utmerket navn til prosjektet. Lyn er jo elektrisitet som igjen er forbundet med miljøvennlighet.

Totalt har det blitt lagt ned totalt over 200 studiepoeng i prosjektet fra alle de involverte og det har vært gjennomført en rekke forprosjekter og konseptutredninger. Vedsiden av de mange studiepoengene har det blitt lagt ned mange timer egeninnsats.

Dette har vært utrolig moro og lærerikt, men også meget krevende. En ting er å skrive en mastergradsoppgave på papiret, en annen ting er når man akter å gjennomføre byggingen av alle komponentene fra de involverte oppgavene og tilpasse de til hverandre. Dette er absolutt en erfaring jeg er glad for å kunne ta med meg videre.

Prosjektet har fått tildelt et stipend på 40 000 kroner fra fagorganisasjonen Tekna. Vedsiden av dette har Instituttstyret ved IMT og administrerende direktør ved UMB, Siri Løksa som har bidratt med midler som gjør at vi kan få gjennomført bygging av motorsykkelen og vise at ideene virkelig fungerer i praksis.

Jeg ønsker rette en stor takk til min hovedveileder førsteamanuensis Jan Kåre Bøe. Jan Kåre har gitt meg en god veiledning gjennom hele studiet og sørget for en god utdanning og da spesielt gjennom mastergradarbeidet våren 2012. Andre store bidragsytere har vært Geir Terjesen, Egil Stemsrud, Tore Ensby, Bjørn Brenna og Tom Ringstad som har gitt god veiledning i forskjellige problemer gjennom oppgaven. En siste takk vil jeg rette til min kjæreste som har gitt meg god støtte gjennom dette semesteret og alle de andre medlemmene i prosjekt Roskva som har stått på og gjort dette mulig.

Ås

15/5-2012

Lars Johansen Norberg



SAMMENDRAG

Denne oppgaven er en fortsettelse på undertegnende sin egen prosjektoppgave i faget TIP300 høsten 2011. Gjennom denne oppgaven ble det gjennomført en grundig konseptutredning for drivlinjen og lagt frem et grovt løsningsforslag. Dette arbeidet har blitt videreført i denne oppgaven med et mål om å utvikle en drivlinje for et elektrisk motorsykkelkonsept ved navnet Roskva.

Målet med Roskva er å konstruere en miljøvennlig motorsykkel med gode kjøreegenskaper, sportslighet og tilstrekkelig rekkevidde. En miljøvennlig motor kan fort virke som en meget god løsning selv om den totale effektiviteten er dårligere enn en såkalt miljøversting, en er nødt til å se på hele bildet. Selv om den lokale forurensningen er liten, betyr ikke det at den globale forurensningen er det. For å danne et bilde av energikretsen har man sett på effektiviteten til ulike typer kraftverk for å gi et inntrykk av hva som faktisk er miljøvennlig, strøm trenger nemlig ikke nødvendigvis være miljøvennlig som energi.

Det har blitt undersøkt muligheter for plasseringen av drivlinjen i forhold til de andre komponentene i motorsykkelen. På en elektrisk motorsykkel er batteriet en av de største og tyngste komponentene, og denne må derfor planlegges nøye for å kunne få plass til den ønskede kapasiteten. Avgjørelsen for plassering av motor og drivlinje ble tatt i fellesskap.

Motorsykkelens motor er fra Lynch Motor Company og har betegnelsen D135RAGS. Det vil være totalt to slike motorer som arbeider i serie for å danne nok effekt og hindre at motoren går varm på grunn av overbelastning. Dette gir motorsykkelen en topp effekt på 96 hestekrefter og et dreiemoment på 84 Nm.

Girkassesystemet vil bestå av to girkasser, en fremre og en bakre. Den fremre girkassen vil brukes for å flytte kraften ut på siden av drivhjulet. Den bakre girkassen vil inneholde et vinkelgir med en nedgiring på 1:3 for å kunne gi motorsykkelen en ønsket akselerasjon og topphastighet. Det er gjennomført beregninger av de kritiske komponentene i drivlinjen for å kontrollere styrke og levetid. Resultatene har blitt diskutert med fagfolk og eksperter innenfor de gitte områdene.

Det har blitt gjennomført materialtester av et tannhjul fra en motorsykkel med drivaksel for å kunne finne årsaken til hvordan de kan takle store krefter over lang tid. Testen viste at de bruker stållegeringer med høy styrke og herdeprosesser som øker overflatestyrken betraktelig. Det er også gjennomført en kapasitetstest og en kortslutningstest av de valgte battericellene for å bekrefte de oppgitte dataene og se på sikkerheten rundt battericellene.

Som et resultat av alle undersøkelsene og konseptene er det kommet frem til et løsningsforslag for drivlinjen. Løsningsforslaget består av to batteripakker med en totalkapasitet på ca. 3500 wattimer, to motorkontrollere med regenerativ drift under bremsing og til slutt to girkasser som overfører kraften til drivhjulet med en ønsket nedgiring. Denne løsningen vil gi motorsykkelen tilstrekkelig motoreffekt og rekkevidde samt lite tap av energi under bruk.

Setter man disse enhetene og komponentene sammen vil en få en komplett drivlinje som er tilpasset komponentene i de andre prosjektene. Settes de fem masteroppgavene sammen blir resultatet en komplett motorsykkel.



ABSTRACT

This thesis is a continuation of the undersigned's own project in the subject TIP300 autumn 2011. Through this thesis it was carried out a thorough evaluation of concept for the powertrain and presented a rough solution. This work has been continued in this thesis with a goal to develop a powertrain for an electric motorcycle concept named Roskva.

The aim of Roskva is to construct an environmentally friendly motorcycle with good handling, sportiness and a good range. An environmentally friendly engine can quickly seem like a very good solution even if the overall efficiency is worse than a so-called not environment friendly engine, one has to look at all sides of the issue. Although the local pollution is small, does not mean that global pollution is. To form a picture of the energy path we have considered the effectiveness of different types of power plants to give an impression of what actually is environmentally friendly, electric power does not necessarily need to be environmentally friendly energy.

It has been examined possibilities for the location of the powertrain in relation with the other components in the motorcycle. On an electric motorcycle, the battery is one of the largest and heaviest components, and therefore it's needed to be carefully planned to accommodate the desired capacity. The decision for placement of the engine and powertrain were taken jointly.

The engine is from Lynch Motor Company and is the model D135RAGS. There will be a total of two such engines that work in series to provide enough power and prevent the engine to overheat due to overload. This gives the motorcycle a peak output of 96 horsepower and a torque of 84 Nm.

Transmission system will consist of two transmissions, a front and a rear. Front gearbox will only be used to move the power out on the side of the wheel. The rear gearbox will feature a bevel gear with a gear ratio of 1:3 to give the motorcycle the desired acceleration and top speed. It is carried out calculations of the critical components in the powertrain to control the strength and durability. The results have been discussed with professionals and experts in the given areas.

It has been done a material test on a gear from a motorbike with a drive shaft in order to determine the cause of how they can cope with large forces over a long time. The test showed that they use steel with high strength and curing processes that increase the surface strength significantly. It is also carried out a capacity test and a short circuit test of the selected battery cells to confirm data from the producer and look at the safety of the battery cells.

As a result of all investigations and concepts it is presented a suggested solution to the driveline. The proposed solution consists of two battery packs with a total capacity of approx. 3500 watt hours, two motor control units with regenerative operation during braking and in the end two gear boxes that transmit power to the drive wheel with a desired downshift. This solution will give the bike enough power and range as well as little loss of energy.

If we put these devices and components together we will get a complete drivetrain that are adapted to other projects. When we put the five master theses together, the result is a complete motorcycle.



Innholdsfortegnelse

FORORD	III
SAMMENDRAG	IV
ABSTRACT	V
1. INNLEDNING	10
1.1 Bakgrunn	10
1.2 Idébeskrivelse	10
1.3 Prosjektgruppen	11
1.4 Problemstilling	12
2. PROSJEKTPLANLEGGING	13
2.1 Målsetninger	13
2.2 Hovedmål	13
2.3 Delmål	13
2.4 Milepæler	14
2.5 Begrensninger	14
2.6 Arbeidsmetoder og verktøy	15
3. TERMINOLOGI	16
3.1 Viktige begreper og definisjoner	16
3.2 Symboler	17
3.3 Formler	19
4. KONSEPTUTREDNING	23
4.1 Tidligere arbeid med Roskva	23
4.1.1 Roskva	23
4.1.2 Roskva – Et forprosjekt	23
4.1.3 Roskva – An Aerodynamical Analysis	24
4.1.4 Roskva – Finally, It's Fun to be Green	24
4.1.5 Prosjekt Roskva – Konseptutredning Motor, energilagring og drivlinje	25
4.1.6 Prosjekt Roskva – Dempersystemer	26
4.1.7 Prosjekt Roskva - Ramme	26
4.2 Pågående arbeid (våren 2012)	26
4.2.1 Svingarm og dempesystem	27
4.2.2 Komposittmaterialer	27
4.2.3 Fremre del	28
4.2.4 Totaldesign	28
4.3 Energikjeden	28
4.3.1 Energikjeden for vannkraft	30
4.3.2 Energikjeden for kullkraft	30
4.4 Referansesykkel	31
4.5 Komponent oppbygging	32
4.5.1 Drivaksel	32



4.5.2	Girkasser	32
4.5.3	Universalledd	40
4.5.4	Batteri	40
4.6	Brukspåkjenninger, materialer og materialegenskaper	43
4.6.1	Brukspåkjenninger	43
4.6.2	Materialer	43
4.6.3	Metalliske materialer	44
4.6.4	Ikke metalliske materialer	46
4.6.5	Materialegenskaper	46
4.6.6	Herdeprosesser	47
5.	KRAVSPESIFIKASJONER	48
5.1	Kravspesifikasjoner	48
5.1.1	Grunnleggende utformingsprinsipper	48
5.1.2	Kvantifiserbare krav	49
5.1.3	Øvrige krav og anbefalinger	53
5.2	Konseptskisser	53
5.2.1	Planlegging	53
5.2.2	Drivlinje oppsett	54
5.3	Konseptutvelgelse	56
5.3.1	Utvelgelse av drivlinje alternativ	56
5.3.2	Oppsett av girkasse 1	57
5.3.3	Oppsett av girkasse 2	58
5.3.4	Utvelgelse av batteri	59
5.3.5	Batterilader	59
5.4	Designverdier	60
6.	GRUNNLAGSBEREGNINGER	61
6.1	Metodikk	61
6.2	Forutsetninger	61
6.2.1	Dekkfriksjon	61
6.2.2	Statiske krefter på motorsykkelen	63
6.2.3	Krefter på bakhjul/drivhjul	64
6.2.4	Krefter gjennom drivlinjen	64
6.2.5	Komponenter som må beregnes	65
6.2.6	Tapsledd i drivlinjen	66
6.3	Belastningssituasjoner	67
6.3.1	Maksimal akselerasjon	67
6.3.2	Maksimal retardasjon	67
6.3.3	Beregninger av effektbehov i cruisehastighet	68
6.3.4	Motoreffekt i cruisehastighet	69
6.4	Materialtest av tannhjul	70
6.4.1	Metodikk for hardhetstesting	70
6.4.2	Test emne	71
6.4.3	Test metode	72
6.4.4	Testresultater	73
6.4.5	Konklusjon	80



6.5 Test av batteri	81
6.5.1 Test av batterikapasitet	81
6.5.2 Kortslutningstest	82
6.5.3 Konklusjon	85
6.6 Dimensjonering	85
6.6.1 Belastningssituasjon 1	87
6.6.2 Belastningssituasjon 2	94
6.6.3 Beregninger av drivaksel	97
6.6.4 Beregning av limflater til komponentene	100
6.6.5 Beregning av batteripakke	101
6.7 Utmattingsvurdering	103
6.7.1 Utmattingsgrense	104
6.7.2 Antall sykluser	104
6.7.3 Levetidsberegninger	105
7. FEM-ANALYSE OG OPTIMERING	108
7.1 Strukturanalyse tannhjul	108
7.1.1 Mesh	109
7.1.2 Spenningsanalyse	111
7.1.3 Nedbøyning	113
7.1.4 Konklusjon	113
7.2 Strukturanalyse Girkassehus	114
7.2.1 Mesh	114
7.2.2 Spenningsanalyse	115
7.2.3 Nedbøyning	116
7.2.4 Konklusjon	116
7.3 Strukturrevidering	116
7.3.1 Tannhjul	116
7.3.2 Girkassehus	117
8. ELEMENT OG LØSNINGSVALG	119
8.1 Hovedelementer	119
8.2 Girkasse nummer 1	120
8.2.1 Ferdige komponenter	121
8.2.2 Egenproduserte komponenter	121
8.3 Girkasse nummer 2	121
8.3.1 Ferdige komponenter	123
8.3.2 Egenproduserte komponenter	123
8.4 Energilagring	123
8.4.1 Ferdige komponenter	124
8.4.2 Batterisammensetning	125
8.4.3 Egenproduserte komponenter	126
8.4.4 Sammenstilling	126
8.5 Motorkontroller	127
8.6 Motor	128
8.7 Løsningspresentasjon	129



9. PRODUKSJONSANVISNINGER OG ØKONOMI	132
9.1 Produksjonsanvisninger	132
9.2 Kostnadsestimat	133
10. PROSESSDISKUSJON	135
11. KONKLUSJON	139
11.1 Resultater og anbefaling	139
11.2 Videre arbeid	141
REFERANSER	142
VEDLEGG	144



1. INNLEDNING

1.1 Bakgrunn

Prosjekt Roskva ble startet som en ide til av Odd Arne Skjong, Espen Kultorp og Hans Ola Krog våren 2010, videre ble Erik Olsvik og undertegnede invitert med i prosjektet våren 2011. Ideen var egentlig ganske enkel, man ønsket å gjøre noe mer ut av masteroppgavene sine enn bare å skape teoretisk arbeid, rett og slett bevise at de teoriene og konseptene vi kommer frem til er realiserbare og kan fungere i praksis. Dermed kom ideen om å bygge en miljøvennlig motorsykkel noe som passer bra med hva UMB står for og ikke minst med personlig interesse for de involverte i prosjektet.

Normalt ville man gjort det vanlige forarbeidet, konstruksjon og beregninger. Med Roskva ønsker vi å fullføre masterprosjektet ved å bygge de løsningene som de forskjellige masteroppgavene bygger på, og dermed stå igjen med en komplett og bruksklar motorsykkel.

Gruppesammensetning i prosjekt Roskva består av personer som har forskjellig bakgrunn og erfaringer. Alt fra noen som er genuint motorsykkelinteresserte til noen som ikke har noen spesiell erfaring med motorsykkel i det hele tatt. Dette gjør at prosjektet får forskjellige synsvinkler og man kan se annerledes på løsningsalternativer og utfordringer enn om alle var motorsykkelfolk. Dette gjør at vi får et meget godt utgangspunkt til å utvikle en motorsykkel med de beste løsningene og ikke bare velge løsninger fra en eventuell favorittsykkel.

Sommeren 2011 ble det skrevet kontrakt med hovedveileder for masteroppgaven, Jan Kåre Bøe. Han er veileder for fire av medlemmene i prosjektet, mens den siste har Geir Terjesen som hovedveileder, han er også biveileder for de andre.

Høsten 2011 vant vi store deler av TEKNA sitt masterstipend med en tildeling på 40 000 kroner som var en veldig god start, dermed var det meste klart for å begynne på veien til målet. Utover høsten fortsatte arbeidet med planlegging og konseptutredning. Dette ble gjort ved å bruke prosjektfaget «TIP300 – Produkt og Konseptrealisering» til å gjøre et grundig forhåndsarbeid. I dette faget ble det utredet løsninger for svingarm og dempersystem, rammekonstruksjon og motorsystem. På denne måten kunne man få gjort unna mest mulig av forundersøkelsene før selve byggingen skulle starte slik at prosjektet kunne klare og nå sitt mål med en kjørbar motorsykkel våren 2012.

Med min oppgave vil jeg bidra til å komme med et løsningsforslag for en komplett drivlinje, og da spesielt med tanke på selvkonstruerte komponentene i girkassen. Siden vi også har planer om å bygge motorsykkelen vil oppgaven også inneholde områder som lader, batteri, motorkontroller og motor.

1.2 Idébeskrivelse

Grunnidéen bak prosjektet er å konstruere og bygge en miljøvennlig motorsykkel som skal være et godt alternativ til dagens motorsykler. Den er derfor nødt til å ha en akseptabel rekkevidde og kjørekomfort som står i stil med hva man forventer av en motorsykkel i 2012. Motorsykkelen skal ikke være et alternativ hovedsakelig på grunn av regelverk slik som med elbilene Think og Buddy. Slike regler vil jo selvfølgelig være en positiv faktor, men dette skal ikke være hovedgrunnen til at eventuelle kunder ønsker å kjøpe den.

Roskva skal være en "grønn" motorsykkel og da er det viktig at den er så effektiv som mulig og gir et minimalt med utslipp. Den siste tiden har fokuset på miljø økt, og det vil nok mest sannsynlig bli et økende fokus i tiden fremover. Man har begynt å etterstrebe og øke effektiviteten til alle prosesser, og da spesielt innen industri og transportsektoren.

Drivstoffprisene har også økt de siste årene noe som har ført til at folk ikke lenger ønsker seg store kjøretøy med en stor motor, men heller velger et kjøretøy med et lavt drivstofforbruk. De fleste er enige om at man må tenke mer miljøvennlig, og ekspertene mener prisen på olje vil øke mer i årene fremover. Dette gjør at markedet for mer miljøvennlige produkter som elektriske kjøretøy mest sannsynlig vil vokse. Men det er også viktig at man designer et godt og spennende produkt for potensielle kunder da motorsykkel ofte er en ekstra "gode" til bruk på finværsdager som fritidssysse.

1.3 Prosjektgruppen

Prosjektet er delt inn i fem underkategorier der hver enkelt har ansvar for sitt område på motorsykkelen. Selv om hver enkelt har sitt spesifiserte område vil det være et vidt samarbeid i gruppen der alle kan komme med innspill rundt de forskjellige valgene og løsningene. Alle de forskjellige oppgavene er avhengig av hverandre slik at man er nødt til å ha et nært samarbeid gjennom hele prosessen.



Figur 1: Prosjektgruppen Roskva. F.v: Lars Norberg, Erik Olsvik, Hans Ola Krog, Odd Arne Skjong og Espen Kultorp. (Foto: Henrik F. Holmberg)



Figur 2: Oppdeling av de forskjellige oppgavene i prosjekt Roskva.

1.4 Problemstilling

Denne prosjektoppgaven skal ta for seg motor, motorstyring, energilagring og girkasser på motorsykkelen Roskva. Målet er å utvikle en moderne drivlinje som passer med valgt konsept, har et minimalt tap og som egner seg til bruk i et miljøvennlig kjøretøy.

- **Konsept:**
Drivlinjen skal sørge for fremdrift og lagring av energi i motorsykkelen. Drivlinjen skal være enkel i utførelse og kunne overføre de spesifiserte kreftene uten å ta skade av dette. Den skal også designes slik at den krever minimalt med vedlikehold.
- **Konstruksjon:**
Hovedmålet er å konstruere en drivlinje uten noe unødvendig tap og prøve å få mest mulig av energien frem som rotasjonsenergi. Målet må dermed å lage en enkel drivlinje med så få komponenter som mulig og med god presisjon for å få ned tapene. Alle komponentene må være enkle å reparere og komme til ved tilsyn.
- **Funksjon:**
Drivlinjen skal sørge for at rotasjonsenergi blir overført til selve drivhullet uten problemer. Den skal også sørge for at motoren blir drevet om slik at motorsykkelen får en ønsket topphastighet og akselerasjon. Drivlinjen skal også sørge for lagring av nok energi til motorene.
- **Sikkerhet:**
En motorsykkel har svakheter ved blant annet kollisjoner i forhold til biler. Føreren vil i de fleste situasjoner bli kastet av sykkelen siden føreren ikke sitter fastspent. Men det er desto viktigere på motorsykkel at det er sikkerhetsfunksjoner som sørger for at viktige komponenter gir tydelige varsler før de eventuelt går til havari.
- **Økonomi**
Motorsykkelen er nødt til å være konkurransedyktig i forhold til tilsvarende sykler på markedet. Dette gjør at alle komponentene på sykkelen må produseres på en billigst mulig måte for å holde kostnadene nede. På en elektrisk motorsykkel vil batteriet være en stor del av sykkelen og ikke minst en stor del av kostnaden.



2. PROSJEKTPLANLEGGING

Prosjekt Roskva er et konsept der man ønsker å utvikle en motorsykkel og er miljøvennlig på alle måter. Både i produksjonsprosessen og under bruk. Men det er også viktig at prosjektet har et potensiale til å bli godkjent som et motorsykkelkjøretøy for eventuell videreutvikling og salg. Dermed må kjøretøyet ligge innenfor de tillatte klassene i forhold til effekt og vekt. Det er også viktig at man har påkrevde sikkerhetssystemer. Det vil kreve mye arbeid videre om man ønsker å ta prototypen videre for en eventuell registrering som kjøretøy. I denne delen av prosjektet er det fokusert på å prosjektere og bygge en prototype med grunnlag for å bli et registrert kjøretøy.

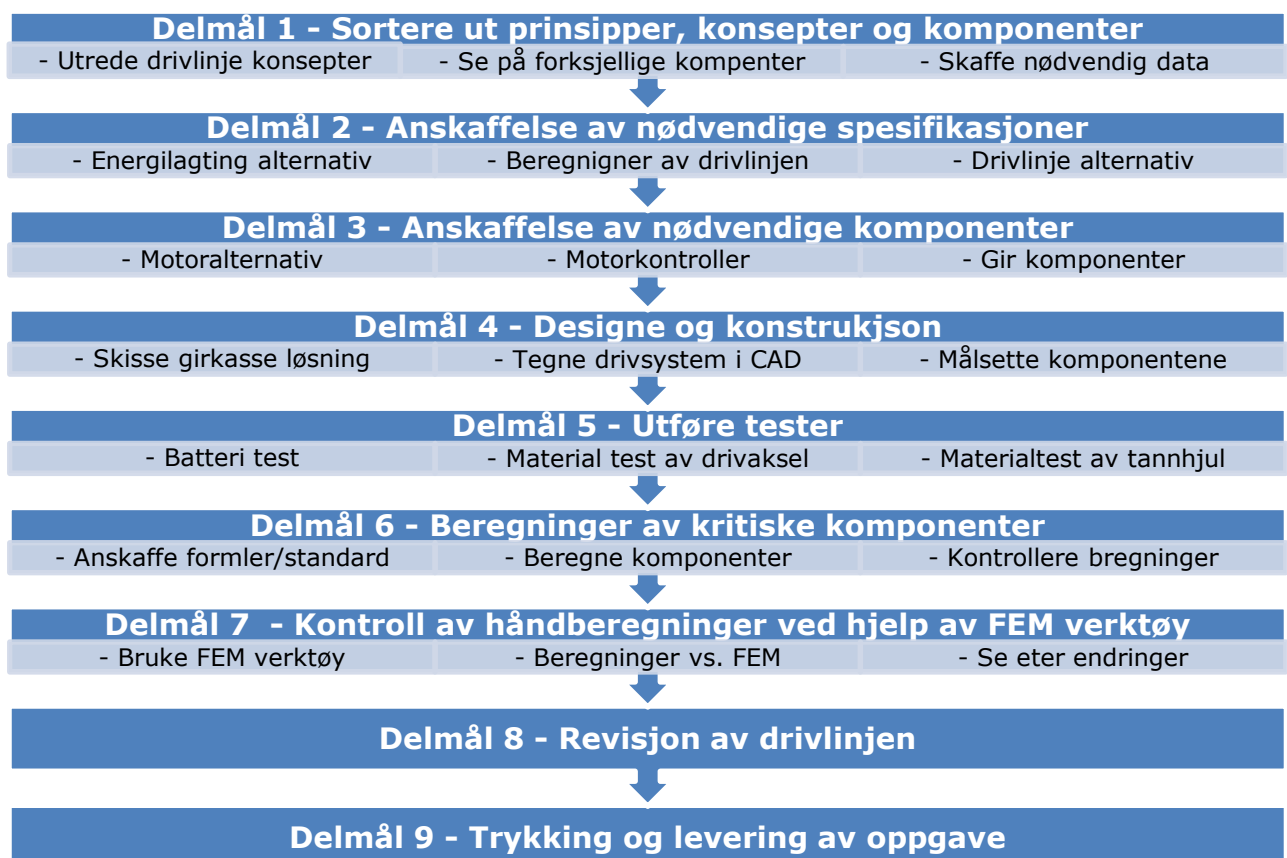
2.1 Målsetninger

2.2 Hovedmål

Målet for denne oppgaven er å utrede, konstruere og dimensjonere den beste løsningen for drivlinjen for en eventuell prototype på motorsykkelen Roskva. Drivlinjen skal inneholde motor, motorstyring, overføring av kraft fra motor til drivhjul og system for lagring av energi. Motoren skal også kunne brukes som brems på bakhjulet ved hjelp av regenerativ drift. Drivlinjen skal være enkel, og bestå av få komponenter. Med hensikt å få høyest mulig effektivitet for å kunne danne et miljøvennlig kjøretøy.

2.3 Delmål

Tabell 1: Oversikt over delmål for oppgaven.





2.4 Milepæler

Tabell 2: En oversikt over milepæler og hvilken uke når disse skal være ferdigstilt.

Uke	Delmål	Milepæl
5		Oppstart og forberedelse av oppgaven
6		Innsamling av informasjon
7		Innsamling av informasjon
8	1	Sortere ut prinsipper, konsepter og komponenter
9	2	Anskaffelse av nødvendige spesifikasjoner
10	3	Anskaffelse av nødvendige komponenter
11		Designe/konstruere girkasse
12	4	Designe/konstruere girkasse
13	5	Utføre material tester på tannhjul fra eksisterende motorsykkel.
14	6	Håndberegninger av kritiske komponenter i Drivlinjen
15		Kontroll av håndberegninger ved hjelp av FEM verktøy
16	7	Kontroll av håndberegninger ved hjelp av FEM verktøy
17	8	Revisjon av drivlinjen
18		Kontroll av oppgave før levering
19		Kontroll av oppgave før levering
20	9	Trykking og levering av oppgave

For Gantt diagram over arbeidsprosessen, se vedlegg V01.

2.5 Begrensninger

Generelle begrensninger for oppgaven:

- Beregninger vil kun bli utført på utvalgte kritiske komponenter i drivlinjen.
- Det vil ikke bli utført beregninger på komponenter som brukes etter anbefaling fra leverandør.
- Det vil kun bli brukt rettskårede tenner på tannhjulene i beregninger og fremstilling.
- Det vil ikke bli utført beregninger på lagerbelastning, disse plukkes ut etter anvisning fra leverandør.
- Det vil ikke bli gjort arbeid for å skaffe godkjenning av motorsykkel for bruk på norske veier eller i EU området.
- Tekniske tegninger er kun for veiledning og de er derfor ikke fullt målsatt for produksjon. Disse er kun ment som et supplement vedsiden av CAD filen for illustrasjon.
- Regnskap vil kun bli gjennomført for prosjektering og konstruksjon av prototype.
- Det vil kun bli utført beregninger av kapasitet behov og spenning/strøm beregninger på batteriene.

Som et resultat av denne oppgaven skal delene produseres og motorsykkelen skal bygges. Dermed er det viktig at store deler av komponentene er fastsatt så tidlig som mulig slik at man har tid til å fullføre byggingen. Det vil derfor ikke bli utført beregninger på de ferdige komponentene som blir innkjøpt i en tidlig fase.



Disse komponentene er:

- Motorstyring, gasshåndtak og bremsepedal for regenerativ drift.
- Elektriske motor og oppbyggingen av denne.
- Sammenkoblingsenhet for motor.

2.6 Arbeidsmetoder og verktøy

- **Prosjektstyring:**

Siden det allerede er lagt ned mye forarbeid og planlegging er mange av de viktige komponentene og løsningene satt. Derfor kan man få en god kontroll over hva som må gjøres til hvilken tid. Til dette har det blitt laget en arbeidsplan i prosjektprogrammet Microsoft Office Project 2010 Professional.

- **Nettsøk og litteraturstudier:**

Det vil bli lagt vekt på tidligere lærebøker fra de forskjellige kursene ved UMB som måtte være nyttige til denne oppgaven. Det vil også bli hentet inn annen litteratur fra universitetsbiblioteket ved UMB ved behov. Vedsiden av de trykte mediene vil det også bli en del internettsøk etter forskjellige tekniske løsninger og litteratur.

- **3D modellering og teknisk tegning:**

Drivlinjen og dens funksjon vil bli tegnet i 3D i dataprogrammet SolidWorks. SolidWorks har en rekke tilleggsprogrammer som kan være fornuftige å bruke i denne oppgaven, derav Photoview og Simulation. Photoview vil bli brukt som renderingsprogram for produksjon av bilder og lignende.

- **Beregningsgrunnlag**

Det må samles inn data og formelverk for beregninger av de svake komponentene i drivlinjen. Det er også nødt til å utrede en del betingelser for å kunne utføre beregningene, samt anskaffe korrekte 3D tegninger for bruk i FEM-analyser.

- **FEM-analyser og beregninger**

Analyser av konstruksjonen vil bli foretatt med dataprogrammet SolidWorks Simulation og Ansys Workbench. Vedsiden av dette vil det bli gjort grunnleggende manuelle beregninger for å kontrollere resultatene fra dataprogrammene.

- **Rapportering**

Hovedsakelig vil rapporten bli behandlet i Microsoft Word med EndNote X5 som et tilleggsprogram for å holde orden på referansene og kildehenvisninger. For bearbeiding av rapporten vil det også bli brukt programmer som Adobe Photoshop osv. for å lage grafikk og redigere bilder.



3. TERMINOLOGI

Det forutsettes at leseren av denne rapporten har et minimum av grunnleggende kunnskap og forståelse for statikk, fasthetslære, materialegenskaper, mekanikk, elektroteknikk og en viss kjennskap til et kjøretøys tradisjonelle oppbygning.

3.1 Viktige begreper og definisjoner

Tabell 3: Forklaring på spesielle ord og uttrykk som er brukt i oppgaven.

Utrykk	Forklaring
Mesh	Mesh er hvor fin inndeling som brukes i FEM analysen. Komponentene deles inn mange mindre elementer. Størrelsen på elementene kan avgjøre hvor nøyaktig analysen blir.
Utveksling	Utveksling brukes når man ønsker å endre hastigheter eller momenter i en drivlinje. Når to tannhjul med forskjellig antall tenner jobber sammen vil turtallet og momentet forandre seg.
Pneumatikk	Systemer som baserer seg på luft under trykk, for eksempel motorer, verktøy og gummidekk.
Hestekrefter	En betegnelse som brukes for å oppgi toppeffekten til motorer. En hestekraft er 745 watt.
Moment	Krefter som virker med en arm. For eksempel 1 Nm er 1 N som har 1 meters arm.
Dekkdimensjon	180/55R17 er et dekk som er 180 mm i bredde og har en gummi høyde som er 55 % av bredden. Dekket er et radialdekk som er beregnet for en 17 tommers felg.
Svingarm	Svingarm er armen som holder bakhjulet på motorsykkelen. Den er også tilkoblet via bak demperen til resten av motorsykkelen vedsiden av et hengslingspunkt.
Tannhjulsmodul	Størrelse beskrivelse som baserer seg på antall tenner og diameter på tannhjulet.
BMS	BMS er en forkortelse for Battery Manage System og er en enhet som bygges inn i batteripakken. Denne enheten overvåker strømtrekk og hver enkelt battericelle sin spenning og sørger for alle battericellene har samme spenning.
Grenseamplitude	Grenseamplitude er en spenningsgrense som regnes ut i forhold til utmatting. Spenninger under denne grensen vil ikke forårsake utmattingsbrudd.
Ccm/Kubikk	Forkortelse for kubikkcentimeter å brukes til å beskrive sylindervolumet på motorer.
Pinion	Pinion er det tannhjulet som kommer inn på hoveddrevet i et vinkeldrev oppsett.
AGMA	Er forkortelse for American Gear Manufacturers Association. AGMA er en forening som samkjører standarder for tannhjul i USA.
Sandwich	Sandwich er et uttrykk innen for kompositter der man bruker fiberarmert epoxy på hver side av et skumlignende materiale for å oppnå høy stivhet og lav vekt.



3.2 Symboler

Tabell 4: Symboliste med betydning og enhet i henhold til SI-systemet.

Symbol	Betydning	Enhet
A	Areal	mm ²
a	Akselerasjon	m/s ²
C_w	Drag koeffisient	----
F	Kraft	N
F_l	Aerodynamisk drag	N
F_{RO}	Rullemotstand	N
F_{ST}	Bakkemotstand	N
F_w	Total kjøremotstand	N
f	rullemotstands koeffisient	----
G	Vekt= $m \cdot g$	N
g	Tyngdekraft 9,81	m/s ²
m	Masse	kg
P	Power	Watt
V	Kjørehastighet	m/s
V_o	Vindhastighet	m/s
α	Vinkel på bakke	grader
τ	Skjærspenning	MPa
S	Statisk flatemoment	mm ³
σ	Spenning	MPa
σ_b	Bøyespenning	MPa
σ_{jf}	Jevnførende spenning (Von-Mises)	MPa

Tabell 5: Symboliste for bruk til beregninger av elektriske komponenter.

Symbol	Betydning	Enhet
U	Spenning (Volt)	v
R	Motstand (Ohm)	Ω
I	Strøm (Amper)	A
P	Effekt (Watt)	w

Tabell 6: Symboliste for bruk til beregninger av karbon drivaksel.

Symbol	Betydning	Enhet
τ_{xy}	Torsjonsmoment for karbonaksling med 45 graders fiber retning.	MPa
J	Akslingens polare treghetsmoment	mm ³
r	Akslingens radius	mm
E_{xx}	E-modulen i x retning og ρ rørets tetthet	MPa
C	Innspenningskoeffisient (1,03 for fast innspent opplagring)	----
D_{22}	Parametere fra matrise for henholdsvis bøyestivhet og strekkstivhet	----
A_{11}	Parametere fra matrise for henholdsvis bøyestivhet og strekkstivhet	----
L	Rørets lengde	mm



Tabell 7: Symboliste for bruk til utregning og kontroll av tannhjul i henhold til Norsk Standard 5011.

Symbol	Betydning	Enhet
a_w	Akselavstand	mm
b	Tannbredde	mm
d	Delediameter	mm
d_a	Toppdiameter	mm
d_b	Grunnsirkeldiameter	mm
E	Elastisitetsmodul	MPa
F	Last	N
F_{ber}	Beregningslast	N
h_F	Beregningslastens momentarm	mm
K_{FN}	Levetidsfaktor for bøyning	-----
K_{FX}	Dimensjoneringsfaktor for bøyning	-----
$K_{F\alpha}$	Transversal lastfordelingsfaktor for bøyning	-----
$K_{F\beta}$	Breddefordelingsfaktor for bøyning	-----
K_{HK}	Hardhetskombinasjonsfaktor	-----
K_{HN}	Levetidsfaktor for flatetrykk	-----
K_{HX}	Dimensjonsfaktor for flatetrykk	-----
$K_{H\alpha}$	Transversal lastfordelingsfaktor for bøyning	-----
$K_{H\beta}$	Breddefordelingsfaktor for bøyning	-----
K_I	Lastfaktor	-----
K_L	Smøremiddelfaktor	-----
K_v	Dynamisk belastningsfaktor	-----
m_n	Normalmodul	-----
r	Fotavrundingsradius	mm
S_{nF}	Tanntykkelse i beregningssnittet	mm
S_F	Sikkerhetsfaktor for bøyning	-----
S_H	Sikkerhetsfaktor for flatetrykk	-----
T	Moment	Nmm
u	Utveksling	-----
v	Perferihastigheten	m/s
x	Profilforskyvningsfaktor	-----
Y_F	Formfaktor for bøyning	-----
Y_S	Hulkilfaktor	-----
Y_β	Skråvinkelfaktor	-----
Y_ϵ	Inngrepstallsfaktor	-----
z	Tanntall	-----
z_v	Virtuelt tanntall	-----
Z_H	Formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet	-----
Z_M	Materialfaktor	-----
Z_R	Overflatefinhetsfaktor	-----
Z_V	Hydrodynamisk smøremiddelfaktor	-----
Z_ϵ	Inngrepsfaktor	-----
α_n	Inngrepvinkel i normalsnitt	°
α_{nF}	Inngrepvinkel ved toppsylinderen	°



Symbol	Betydning	Enhet
α_{tw}	Inngrepsvinkel i sentralpunktet i transversalsnitt	°
α_{on}	Pressvinkel	°
α_t	Inngrepsvinkel i transversalsnitt	°
β	Skråvinkel ved delesylinderen	°
β_b	Skråvinkel ved grunnflaten	°
ϵ_α	Profiloverdekning	-----
ϵ_β	Overlapping	-----
ν	Poissons tall	-----
σ_F	Beregnet bøyespenning	MPa
σ_{FP}	Tillatt bøyespenning	MPa
σ_{Flim}	Utmattingsgrense for bøying	MPa
σ_H	Beregnet flatetrykk etter Hertz	MPa
σ_{Hlim}	Utmattingsgrense for flatetrykk	MPa
σ_{HP}	Tillatt flatetrykk	MPa

3.3 Formler

Tabell 8: Formler for diverse beregninger.

Formel	Formel	Beskrivelse
3-1	$F_{frik} = \mu \cdot N$	Beregning av motstandskrefter forårsaket av friksjon.
3-2	$F = m \cdot a$	Newtons andre lov
3-3	$M = F \cdot x$	Momentligning, kraft ganger arm
3-4	$\tau = \frac{V \cdot S}{I_y \cdot b}$	Skjærspenning
3-5	$\sigma_b = \frac{M \cdot y}{I_y}$	Bøyespenning
3-6	$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12}$	Arealtreghetsmoment for et rektangulært tverrsnitt
3-7	$S = b \cdot l \cdot t_p$	Statisk flatemoment
3-8	$\sigma_{JF} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_z + 3\tau^2}$	Jevnførende spenning (Von-Mises)
3-9	$\eta_{tot} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n$	Total virkningsgrad basert på flere virkningsgrader.
3-10	$Kjøre\text{hastighet} = \frac{rpm \cdot hjulomkrets}{60 \text{ sek}}$	Hastighetsberegning i m/s
3-11	$N\ddot{o}dvendig \text{ giring} = \frac{Topp\text{hastighetuten giring}}{\ddot{O}nsket \text{ topphastighet}}$	Beregning av nødvendig nedgiring.
3-12	$Om\text{krets} = 2 \cdot \pi \cdot r$	Omkræts for rør.
3-13	$L_{lim} = \frac{A}{Om\text{krets}}$	Beregning av lengde på limfuge i rør.



Formel	Formel	Beskrivelse
3-14	$\sigma_w = 0,45 \cdot R_m$	Beregning av grenseamplitude for stål
3-15	$x \left(\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \right) = 1$	Miner-Palmgren kriteriet for beregning av levetid ved flere laster.
3-16	$\sigma_{tillatt} = \frac{R_m}{\eta}$	Tillatt spenning ut ifra sikkerhetsfaktor

Tabell 9: Formler for bruk til utregning og kontroll av tannhjul i henhold til Norsk Standard 5011.

Formel	Formel	Beskrivelse
3-17	$F_{ber} = \frac{2T_1}{d_1} \cdot K_1 \cdot K_v$	Beregningslast
3-18	$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_{ber} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot (u + 1)}{b \cdot d_1 \cdot u}}$	Beregning av flatetrykk ved utvendig fortanning
3-19	$Z_H = \sqrt{\frac{\cos\beta_b \cdot \cos\alpha_{tw}}{\cos^2\alpha_t \cdot \sin\alpha_{tw}}}$	Formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet
3-20	$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\sin 2\alpha_t}}$	Formelfaktor for normal fortanning
3-21	$Z_M = \sqrt{\frac{2}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$	Materialfaktor for tannhjul med forskjellig E-modul
3-22	$Z_M = \sqrt{0,7 - \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}$	materialfaktor for tannhjul der $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ (metaller)
3-23	$Z_M = \sqrt{0,35E}$	Materialfaktor for tannhjul med samme E-modul
3-24	$Z_\epsilon = \sqrt{\left(\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha} \right) \cdot \cos\beta_b}$	Inngrepsfaktor med hensyn til kontaktlinjelengden og belastningsvariasjonen langs kontaktlinjen
3-25	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{\cos\beta_b}{\epsilon_\alpha}}$	Dersom ϵ_b er større en 1 settes $\epsilon_\beta = 1$, dermed får vi denne formelen.
3-26	$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HX} \cdot K_{HN} \cdot K_{HK}}{S_H}$	Formel for tillatt flatetrykk
3-27	$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot \left(\frac{F_{ber} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{b \cdot m_n} \right)$	Beregnet bøyingspenning
3-28	$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m_n} \cdot \cos\alpha_{nF}}{\left(\frac{S_{nF}}{m_n} \right)^2 \cdot \cos\alpha_n}$	Formfaktor for bøyning
3-29	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot K_{FX} \cdot K_{FN}}{S_F}$	Tillatt bøyingspenning



Formel	Formel	Beskrivelse
3-30	$d_1 = z_1 \cdot m$	Delediameter
3-31	$\tan \delta_1 = \frac{1}{u}$	Beregning av toppvinkel for vinkelgir
3-32	$\sin \delta_1 = \frac{x}{0,5 \cdot b}$	Beregning av angrepspunkt avstand for vinkelgir
3-33	$dm = d - 2 \cdot x$	Delediameter for vinkelgir
3-34	$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}$	Inngrepstallsfaktor
3-35	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$	Inngrepsfaktor
3-36	$S_H = \sqrt{S_F}$	Sikkerhetsfaktor flatetrykk

Tabell 10: Formler for beregning av karbon drivaksel.

Formel	Formel	Beskrivelse
3-37	$\tau_{xy} = \frac{T}{Jr}$	Formel for skjærspenning i torsjon
3-38	$T_{cr} = 24,4CD_{22}^{\frac{5}{8}}A_{11}^{\frac{3}{8}}r^{\frac{5}{4}}L^{-\frac{1}{2}}$	Formel for å finne det kritiske momentet ved utkneking av akselen.
3-39	$f_{cr} = \frac{\pi}{L^2} r \sqrt{\left(\frac{E_{xx}}{2\rho}\right)}$	Akslingens egenfrekvens

Tabell 11: Formler for elektrisk beregning.

Formel	Formel	Beskrivelse
3-40	$U = R \cdot I$	Ohms lov for strøm
3-41	$P = U \cdot I$	Ohms lov for effekt
3-42	$P_{mek} = \omega \cdot \tau$	Mekanisk effektformel
3-43	$W_t = P \cdot t$	Energi i wattimer
3-44	$Celler \ i \ serie = \frac{N\ddot{o}dvendig \ spenning}{cellespenning}$	Beregning av antall celler i serie på batteripakke.
3-45	$Antall \ celler \ i \ parallell = \frac{Str\ddot{o}mtrekk}{str\ddot{o}mlevering \ per \ celle}$	Beregning av minimum antall celler i parallell.
3-46	$I_{tot} = Kapasitet \ per \ celle \cdot antall \ celler \ i \ parallell$	Total batterikapasitet
3-47	$Kj\ddot{o}relengde = \frac{Batterikapasitet}{forbruk \ per \ km}$	Beregning av kjørelenge ut ifra batterikapasitet.



Tabell 12: Formler for beregning av effektbehov.

Formel	Formel	Beskrivelse
3-48	$F_{ro} = f \cdot G = f \cdot g \cdot m$	Rulle motstand
3-49	$F_l = 0,5 \cdot \rho \cdot C_w \cdot A \cdot (v + v_0)^2$	Aerodynamisk drag
3-50	$F_{st} = G \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha$	Bakkemotstand
3-51	$F_w = F_{ro} + F_l + F_{st}$	Total kjøremotstand
3-52	$P_w = F_w \cdot v$	Effektbehov

4. KONSEPTUTREDNING

4.1 Tidligere arbeid med Roskva

Det har tidligere vært nedlagt mye arbeid i prosjektering og undersøkelser av konsepter og løsninger for Roskva. Dette har blant annet blitt gjort i fagene TIP200, TIP300 og noen frie emner ved IMT.

4.1.1 Roskva

Fag: TIP200 – Produktutvikling og produktdesign
Forfatter: Hans Ola Krog
Utgitt: 2010
Studiepoeng: 10 Stp.



Figur 3: Design utkast fra Hans Ola Krog sin. [7]

Gjennom kurset TIP200 tok Hans Ola Krog for seg konseptet om en elektrisk motorsykkel. Det ble utredet forskjellige ideer og gjort undersøkelser rundt eksisterende produkter som allerede fantes på markedet. Det ble ut ifra dette designet forskjellige løsninger, videre ble det lagt frem et endelig produktforslag med økonomiske beregninger. [7]

4.1.2 Roskva – Et forprosjekt

Fag: Frie studiepoeng IMT
Forfatter: Espen Kultorp og Odd Arne Skjong
Utgitt: 2011
Studiepoeng: 5 Stp.

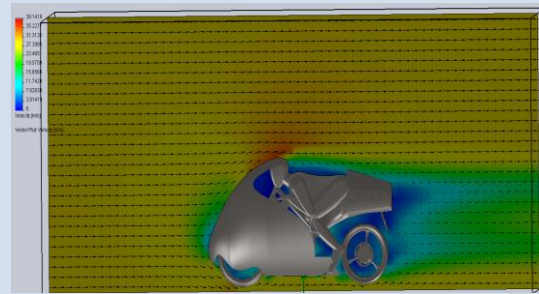


Figur 4: Designutkastet til prototypen Roskva. [12]

Dette forprosjektet tok for seg en enkel analyse av markedet og konturerende løsninger for å se behovet og om et eventuelt motorsykkelprosjekt hadde livets rett. Dette prosjektet var selve oppstarten til det som nå er Prosjekt Roskva. Der ble det konkludert med at prosjektet var gjennomførbart og det ble dermed tatt videre i fag som TIP300. [12]

4.1.3 Roskva – An Aerodynamical Analysis

Fagkode: TMP261 - Varme og Strømningsanalyse
Forfatter: Espen Kultorp og Odd Arne Skjong
Utgitt: Våren 2011
Studiepoeng: 5 Stp.



Figur 5: Aerodynamisk analyse fra prosjektet i TMP261. [11]

Dette prosjektet ble gjennomført som en del av faget TMP261 som tar for seg strømningsanalyse i programmet SolidWorks Flow Simulation. Her ble det gjennomført simuleringer med en enkel prototypedesign der framhjulet var kapslet inn i kåpen. Med denne løsningen håpet man på å få ned luftmotstanden. Resultatene fra denne rapporten bekreftet dette. [11]

4.1.4 Roskva – Finally, It's Fun to be Green

Fag: AOS120 - Markedsføring
Forfatter: Espen Kultorp og Odd Arne Skjong
Utgitt: Vår 2011
Studiepoeng: 5 stp.

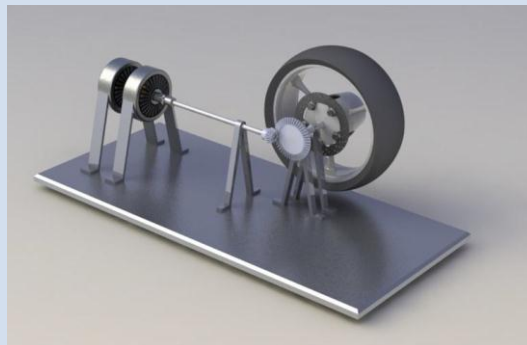


Figur 6: Kåpe konsept utviklet av Espen Kultorp og Odd Arne Skjong. [13]

Opgaven er en utredning i forhold til markedet og hvordan man skal tilegne seg et produktmarked som allerede er fullspekket av motorsykler fra forskjellige produsenter. Fokus på gode kjøreegenskaper, kraftig motor og god rekkevidde var blant annet en del av de punktene som var nødvendig om motorsykkelen skulle ha livets rett. [13]

4.1.5 Prosjekt Roskva – Konseptutredning Motor, energilagring og drivlinje

Fag: TIP300 - Konsept og produktrealisering
Forfatter: Lars J. Norberg
Utgitt: Høsten 2011
Studiepoeng: 10 Stp.



Figur 7: Drivlinje konseptet. [16]

Konseptutredningen ble gjennomført for å ha et grunnlag for de forskjellige systemene rundt motor, energilagring og drivlinje. Her var målet å komme frem til de beste løsningene for Roskva med en del gitte spesifikasjoner. Her ble det konkludert med at Roskva skulle gå for et motoroppsett med doble elektriske motorer og overføringen fra motorene til hjulet skulle gå via en drivaksel. Her ble det foretatt en dyp studie for å kunne ha nok kunnskap om hvert enkelt konsept. De forskjellige alternativene ble vektet på forskjellige områder og det alternativet som hadde størst poengsum ble det valgte konseptet. [16]

Motor konseptene som ble vurdert var:

- Stirling motor
- Pneumatisk motor
- Gassturbin (jetmotor)
- Bensin 2- og 4-takter
- Wankel motor
- Diesel motor
- Elektrisk motor

Energilagringkonseptene som ble vurder var:

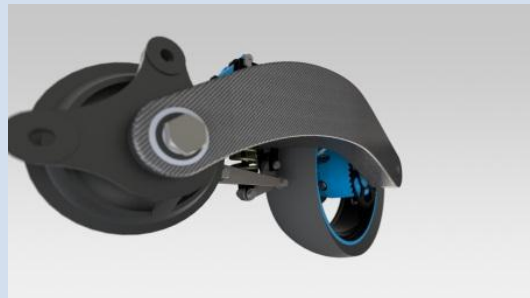
- Brenselcelle
- Batteri
- Kondensator
- Solceller
- Hybridløsning

Drivlinje konseptene som ble vurder var:

- Kjededrift
- Drivaksel
- Drivreim
- Hydraulisk overføring
- Direkte drift
- Navmotor

4.1.6 Prosjekt Roskva – Dempersystemer

Fag: TIP300 - Konsept og produktrealisering
Forfatter: Hans Ola Krog
Utgitt: Høsten 2011
Studiepoeng: 10 Stp.



Figur 8: Svingarmen tegnet av Hans Ola Krog. [8]

I prosjektrapporten om dempersystemer ble det utført en dyp studie i forskjellige systemer rundt svingarm og dempersystemer i bakstillingen på motorsykler. Det ble foretatt utredninger og valg av konsepter for deretter å designe en passende svingarm for Roskva med det valgte dempersystemet. Denne skulle gi Roskva de ønskede kjøreegenskapene og god stabilitet. Dette arbeidet vil bli arbeidet med videre som mastergradsoppgave for Hans Ola Krog. [8]

4.1.7 Prosjekt Roskva - Ramme

Fag: TIP300 – Konsept og produktrealisering
Forfatter: Odd Arne Skjong
Utgitt: Høsten 2011
Studiepoeng: 10 Stp.



Figur 9: Rammetegning av Odd Arne Skjong. [19]

Det ble foretatt undersøkelser rundt forskjellige rammekonsepter og dens forskjellige løsninger. Det ble sett på løsninger rundt innfesting av forstillingsdelene som dempergaffel mot bakstilling for å få en god løsning. Her ble konseptet å benytte motoren som et feste punkt mellom bakdelen av og framdelen på motorsykkelen utviklet. Denne oppgaven vil bli tatt videre som Mastergradsarbeide for Odd Arne Skjong og vil resultere i en komplett forstillingsenhet. [19]

4.2 Pågående arbeid (våren 2012)

Prosjekt Roskva består av totalt fem masteroppgaver som skal leveres våren 2012. Her er alle oppgavene frittstående og tar for seg hver sine områder på motorsykkelen. Selv om oppgavene er frittstående, er alle avhengig av hverandre. Dette gjør at man er nødt til å ha et nært samarbeid om løsningene på motorsykkelen. I kapitlene som følger er det en kort introduksjon til de forskjellige mastergradsoppgavene som det har blitt arbeidet med våren 2012.

4.2.1 Svingarm og dempesystem

Tittel: Utvikling av svingarm og dempesystem for elektrisk motorsykkelkonsept

Fag: Mastergradsoppgave IMT

Forfatter: Hans Ola Krog

Utgitt: Våren 2012

Studiepoeng: 30 Stp.



Figur 10: Løsningsforslaget til Hans Ola Krog med en pro-link system. [9]

Hans Ola Krog har arbeidet med design og konstruksjon av en ensidet svingarm med et dempersystem basert på pro-link systemet. Han har kommet frem til et løsningsforslag med en ensidet svingarmen som produseres i karbonfiber med en kjerne av Divinycell. Svingarmen er også tilpasset slik at girkassen med drivaksel passer innvendig i freste spor og blir en del av svingarmen. [9]

4.2.2 Komposittmaterialer

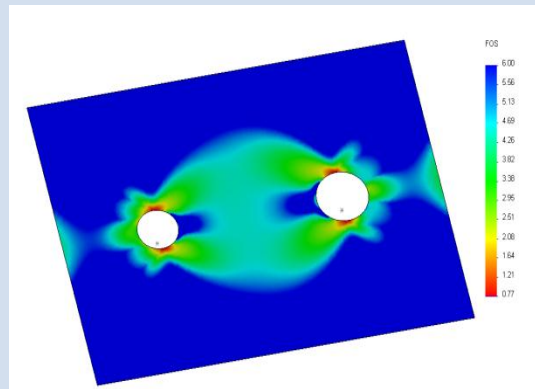
Tittel: Komposittmaterialer - Verifisering av material og styrkeegenskaper til bruk i motorsykkelchassis

Fag: Mastergradsoppgave IMT

Forfatter: Espen Kultorp

Utgitt: Våren 2012

Studiepoeng: 30 Stp.



Figur 11: Spenningsplott av en strekkprøve foretatt av Espen Kultorp. [10]

Espen har gjennom sin masteroppgave foretatt grundig analyser av fiberkonstruksjoner for bruk i motorsykkel. En av grunnene er manglende data og vanskeligheter med å kunne beregne karbonfiber i forskjellige strukturer. Espen har jobbet grundig med å kunne verifisere data for videre bruk i FEM analyse. Dette har gjort at de andre i prosjektet som bruker for eksempel karbonfiber i sine komponenter har data til å kunne gjennomføre beregningene sine. [10]

4.2.3 Fremre del

Tittel: Utvikling av fremre del av motorsykkelchassis

Fag: Mastergradsoppgave IMT

Forfatter: Odd Arne Skjong

Utgitt: Våren 2012

Studiepoeng: 30 Stp.



Figur 12: Løsningsforslaget til Odd Arne Skjong for innfesting av styregaffelen på motorsykkelen. [20]

Odd Arne har tatt for seg utvikling og konstruksjons av den fremre delen på motorsykkelen Roskva. Dette innebærer innfestning av gaffel/fremre hjuloppheng, han har sett spesielt på mulighet til å bruke kompositt materialer til dette. [20]

4.2.4 Totaldesign

Tittel: Totaldesign - CFD-optimering av elektrisk motorsykkel konsept

Fag: Mastergradsoppgave IMT

Forfatter: Erik Olsvik

Utgitt: Våren 2012

Studiepoeng: 30 Stp.



Figur 13: Løsningsforslaget til designet for motorsykkelen av Erik Olsvik. [18]

Erik Olsvik har vært designeren av motorsykkelen Roskva. Han har sørget for selve innpakningen av sykkelen når det kommer til kåpen/karosseriet. Han har arbeidet for å fremme pene linjer, men også utnytte funksjonene til å få lav luftmotstand og samtidig skaffe nok kjøling for de komponentene som trenger det. Vedsiden av dette har han også sett på innfestningen av de forskjellige komponentene til resten av rammen som han har designet. Resultatet har blitt en fantastisk design som står Roskva verdig. [18]

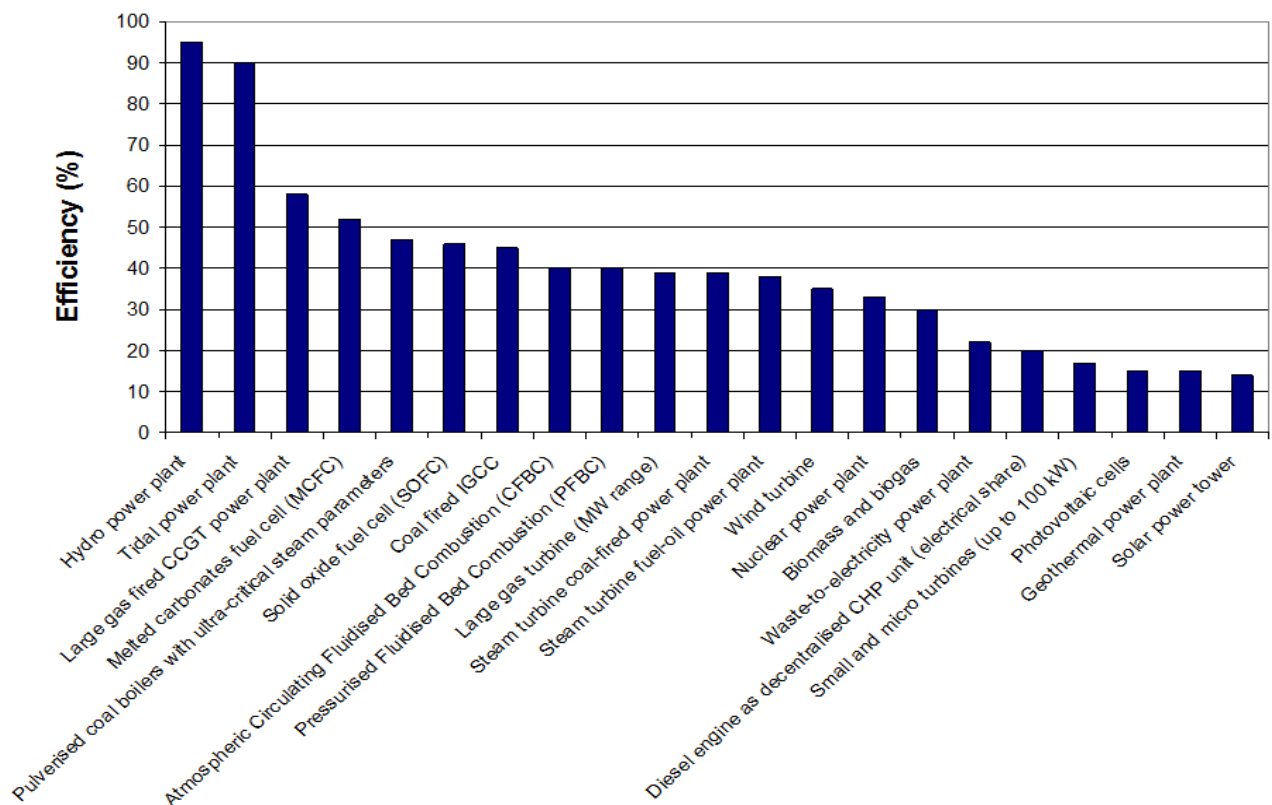
4.3 Energikjeden

Målet med en miljøvennlig motorsykkel er å kunne transportere personer på en best mulig måte for miljøet å bruke minst mulig energi på denne jobben. I dag er motorsykkel en av de minst miljøvennlige transportmetodene for et menneske. Hovedårsaken til dette er at motorsykkel blir sett på som en fritidssysse og brukeren ønsker motorsykler med sprek motor og god akselerasjon. Disse motorene har ofte store turtallområder og høy effekt, dette gjør de dessverre også til mindre effektive når det kommer til forbruk og utslipp.



Målet med en elektrisk motorsykkel er å kunne opprettholde kjøreegenskapene og akselerasjonen men få en motor som har vesentlig bedre virkningsgrad og klarer å omforme mer av energien til rotasjonsenergi en for eksempel hva en bensinmotor klarer. Men selv om vi har en elektrisk motor med en toppvirkningsgrad på 91 % betyr ikke det at den nødvendigvis er bedre enn en bensinmotor som bare har en toppvirkningsgrad på 35 %. Man er nødt til å se på hele kjeden og vurdere det som blir kalt «*Fra brønn til hjul*» (eng. well-to-wheel).

Ved å se på hele energikjeden vil man få et mer riktig bilde av energieffektiviteten og om løsningen i virkeligheten er miljøvennlig. En motorsykkel kan for eksempel ha en meget god virkningsgrad, men om energien som blir tilført sykkelen har en veldig lav virkningsgrad vil dette ødelegge det totale bildet. Derfor er det avgjørende hva slags kraft man bruker for å lade den elektrisk motorsykkelen. Om man for eksempel lader motorsykkelen på et lite øde tettsted i Danmark kan strømmen komme fra diesel aggregater som er utplassert litt utenfor tettstedene. Da forsvinner hele vinningen med å bruke den elektriske motoren siden man er nødt til å ha en dieselmotor med en lav effektivitet for å produsere strømmen. Da vil det for eksempel være mer lønnsomt å bruke flytende drivstoff direkte på motorsykkelen, som for eksempel diesel eller bensin. Grafen under viser noen omtrentlige totale virkningsgrader for forskjellige kraftverk.



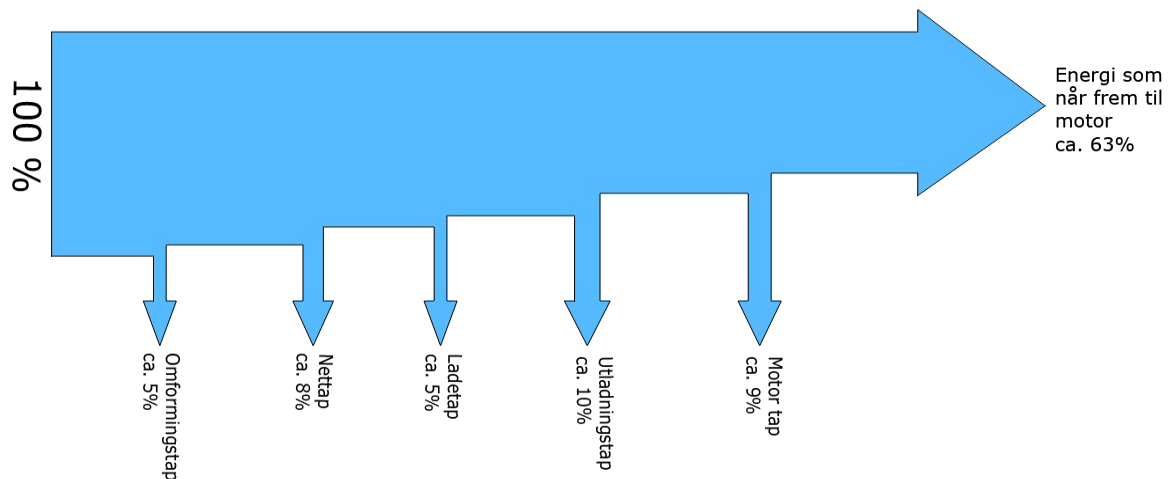
Figur 14: Effektivitet oversikt for forskjellige kraftverkstyper. [21]

Men man må ikke se seg helt blind på virkningsgraden. For eksempel er den krafttypen som er rangert lavest i figuren over nemlig strøm fra solcellepaneler. Dette er en virkningsgrad som er målt ut ifra hva solcellepanelet klarer å omforme av den totale innstrålte energien fra solen. Dette ligger på vanlige paneler på rundt 15-20 %. Men dette er en meget miljøvennlig energi og panelene har ofte meget lang levetid. Så selv om effektiviteten er lav betyr ikke det at det ikke vil være fornuftig å bruke denne type strøm sammen med et elektrisk kjøretøy.



4.3.1 Energikjeden for vannkraft

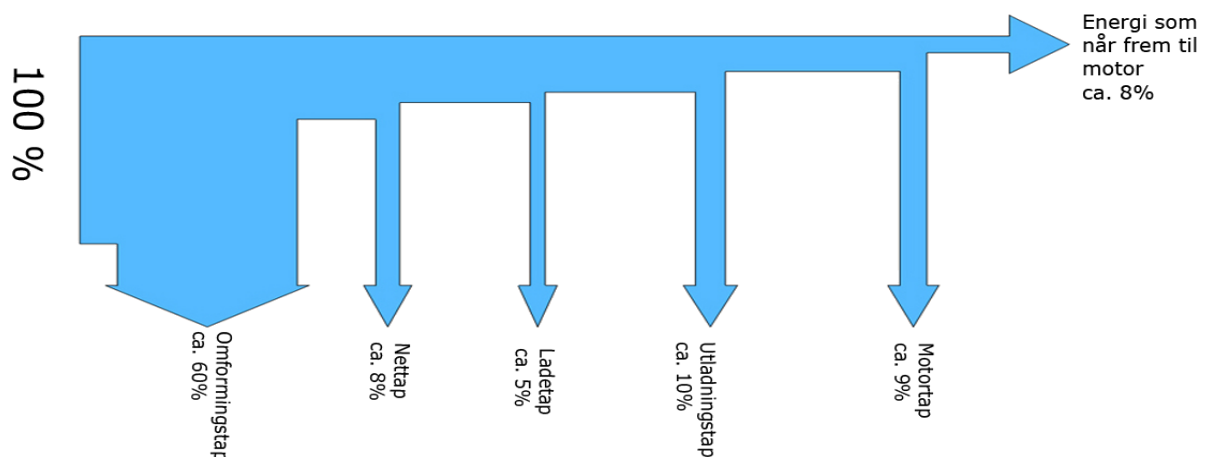
I Norge er vi i en spesiell situasjon der størsteparten av energiforbruket vårt kommer fra fornybar energi. Norge er i prinsippet selvforsynt med strøm fra vannkraft, noe som gjør Norge et ledende land innenfor fornybar energi. Dette er noe vi i første omgang ikke tenker på som fornybar energi, for når folk tenker på fornybar energi kommer vindkraft og tidevannkraft som en første tanke hos nordmenn. Vannkraften har mer eller mindre blitt en selvfølge selv om dette ikke gjelder for de fleste andre land rundt om i verden. Vannkraft er en av de mest energieffektive kraftverkene vi har i dag med en virkningsgrad på oppmot 95 %.



Figur 15: Sankey diagram som viser energikjeden fra vannkraftverk.

4.3.2 Energikjeden for kullkraft

Når vi ser på energikjeden for kullkraft blir diagrammet fort en del annerledes. Siden vannkraft er en av de mest energieffektive prosessene vi har når det gjelder å hente ut energien fra et materiale blir det vanskelig å konkurrere med. Selv om moderne kullkraftverk er relativt gode, er det mye av energien som går tapt før den kommer inn på strømmettet. Dette er rett og slett fordi vi ikke klarer å hente ut all energien gjennom god nok forbrenningsprosess. Det går mye energi over til varme og forurensning som man dessverre ikke klarer å utnytte. For å omdanne kull til elektrisk strøm er man nødt til å brenne kullet for og så utvikle vanndamp som driver en damp turbin som igjen driver en generator. Foruten denne starten vil energikretsen er resten av tallene identiske som vannkraftdiagrammet.



Figur 16: Sankey diagram som viser energikjeden fra kullkraftverk.

4.4 Referansesykkel

For og ha et utgangspunkt har prosjektet vært inne på motorsykkelbutikken MC Oslo for å se på en av motorsyklene de har i utstillingen. Der tok vi mest interesse i en Suzuki GSX-R600 som er en motorsykkel med sportslig utseende og en av de mest solgte i Norge. Dette er en relativt sprek motorsykkel med 125 hestekrefter og 600 ccm. Dette er en motorsykkel som er relativt standard i størrelsen og egner seg derfor godt som referanse motorsykkel i produktutviklingsprosessen for Roskva.



Figur 17: Referanse motorsykkelen Suzuki GSX-R600. [39]

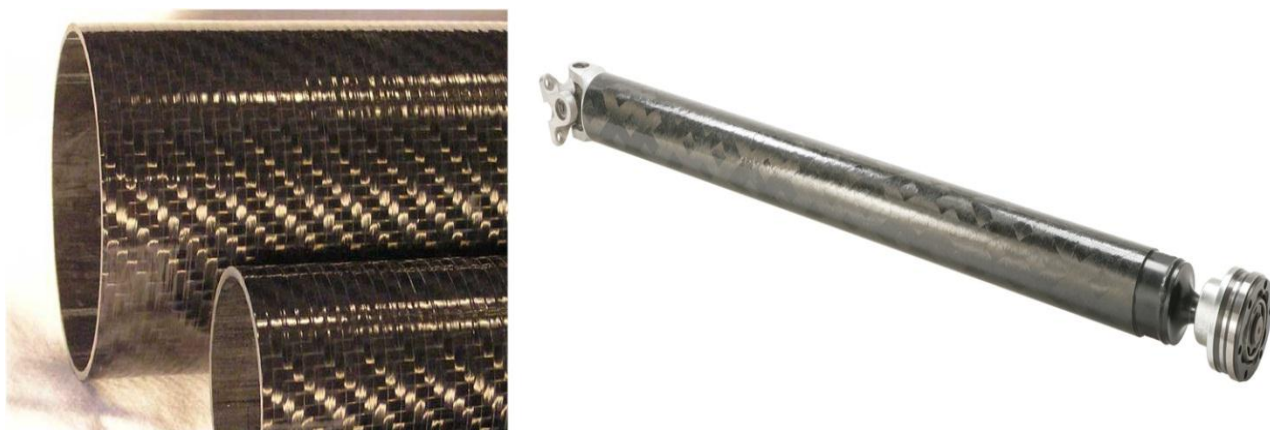
Tabell 13: Tekniske spesifikasjoner for Suzuki GSX-R600.

Suzuki GSX-R600	
Bremser foran	Doble 310 mm bremseskiver med fire stempler i caliperen.
Bremser bak	Singel 310 mm bremseskive
Tørrvekt	187 kg
Drivstoff kapasitet	17 liter bensin
Bakkeklarering	130 mm
Lengde	2030 mm
Vidde	710 mm
Setehøyde	810 mm
Demper foran	Showa Big Piston front-Fork (BPF)
Demper bak	Link type, coil spring, olje dempet
Hjul foran og bak	120/70ZR17 og 180/55ZR17
Akselavstand	1385 mm
Effekt	125 hestekrefter

4.5 Komponent oppbygging

4.5.1 Drivaksel

Drivakselen må kunne tåle et gitt moment og turtall etter hvordan drivlinjen blir bygget opp. Om man eventuelt velger en nedgiring rett ved motoren øker momentet tilsvarende nedgiringen. Dette gjør at man må dimensjonere drivakselen etter at man har bestemt seg for plassering av girkasser og hvilke nedgiringer man velger. Det beste for drivakselen er å opprettholde turtallet drivhjulet. Dette gjør at vi kan overføre samme effekten men med et mye lavere moment og dermed kan gå kraftig ned på dimensjonene på akslingen. Akslingen kan produseres i mange forskjellige materialer, men i dag er det vanligste materialet herdet stål i drivakser. Innenfor racing-industrien har karbonfiberakslinger på kjøretøy blitt tatt i bruk pga den lave vekten. Akslinger i karbonfiber er også brukt i lang tid innenfor skipstrafikk og ferger. Her har ofte akslingene vært veldig store og hatt høy vekt, noe man har klart å redusere kraftig med å gå over til kompositt-akslinger i karbonfiber eller glassfiber.



Figur 18: Karbonfiberrør for bruk i blant annet drivakser og bærende konstruksjoner der man ønsker lav vekt og høy stivhet. [23, 41]

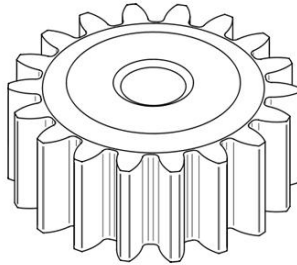
4.5.2 Girkasser

Girkassene har som oppgave å flytte kraften ut til en ønsket akse, endre hastighetene eller rotasjonsretningen. På motorsykkelen Roskva kan det være behov for flere girkasser som utfører forskjellige oppgaver. Dette er et område som må utredes mer i konseptutredningen. Det samme gjelder hvilken type girkasseoppsett og komponenter man velger. Det kan for eksempel være ønskelig som vi var innen på tidligere å beholde turtallet så lenge som mulig for å holde momentet så lavt. Når det gjelder selve designet av girkassens komponenter vil det her være flere aktuelle alternativer man er nødt til se på.

Som alle komponentene på motorsykkelen Roskva er det viktig å holde delene på en lav vekt og løsninger som krever lite vedlikehold. Det er foretatt en utredning om hva slags komponenter som kan være et alternativ i drivlinjen, disse er utredet i påfølgende kapittel.

Rettkuttet tannhjul

Rettkuttete tannhjul er det mest vanlige og enkleste formen for tannhjul. De består av en sylindrisk form med rette tenner. Disse finnes de fleste applikasjoner, de er enkle å fremstille og blir derfor brukt på mange forskjellige områder der rotasjonshastigheten er lav. Ved bruk i girkasser der rotasjonshastigheten er høy vil det bli utviklet mye støy fra drevene på grunn av slagene mot hver tann som oppstår i drift. Stor rotasjonshastighet betegnes ofte som over 8 m/s. De fungerer også best når de er montert på parallelle akser. [6] [42]



Figur 19: Rettkuttede tannhjul. [38, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Enkle å produsere - God effektivitet - God og effektiv kraftoverføring - Lite aksialkrefter på opplagringspunktene 	<ul style="list-style-type: none"> - Hard påføring av krefter ved kontakt - Ved høy rotasjonshastighet oppstår det en del støy

Skråkuttet tannhjul

Skråkuttet tannhjul er så å si identiske med rettkuttete tannhjul. Forskjellen ligger i at tennene ikke ligger parallelt med aksene. Tennene er kuttet med en vinkel slik at de er blitt skråstilte. Den store fordelen med skråkuttete tannhjul er at det alltid er flere en tann som er i inngrep og man får en rullende bevegelse i inngrepet. Tennene på skråkuttete tannhjul får gradvis mer kontakt ved å angripe i på den ene siden av tannen og deretter bevege seg langs med tannen. Dette gjør at tennene produseres mye mindre støy og kan tåle en høyere belastning enn rettkuttete tannhjul i samme materiale. Ulempen med slike tannhjul fremfor rettkuttete er at de har en mye høyere kraft på langs med aksene slik at man må ha opplagring som kan ta unna disse kreftene. Skråkuttete tannhjul er som regel å foretrekke på applikasjoner der man har høy hastighet og ønsker lite støy. [42] [6]



Figur 20: Skråkuttete tannhjul. [37, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Støysvake - God kraftfordeling i tennene i forhold til rett kuttete 	<ul style="list-style-type: none"> - Lagrene må kunne ta opp krefter langs aksene. - Mer krevende å produsere en rettkuttete. - Dyrere enn et rettkuttet tannhjul.

Kryssende tannhjul

Kryssende tannhjul er det samme som skråkuttete tannhjul som nevnt over. De har samme trykkvinkel og tannhøyde, men selve tannvinkelen er forskjellig. Dette gjør at man kan forskyve kraftretningen til en annen akse. Forholdet mellom de to akslingene er definert av tannvinkelen og rotasjonsretningen. [6, 17, 42]

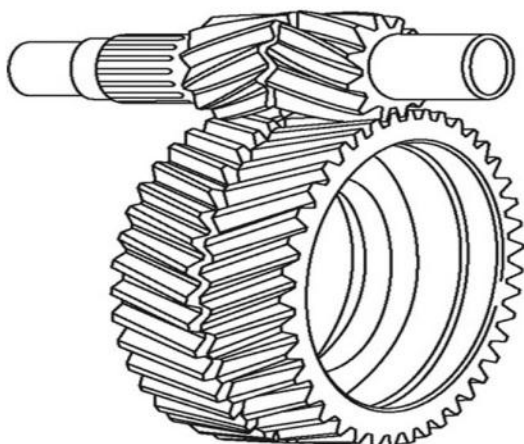


Figur 21: Kryssende tannhjul. [37, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Kan brukes til å snu kraften ut til en ønsket vinkel. - Tar mindre plass i bredden en vinkel drev. 	<ul style="list-style-type: none"> - Krever god opplagring. - Tåler mindre krefter en et vinkeldrev.

Doble skråkuttete tannhjul

Doble skråkuttete tannhjul eller Herringbone tannhjul som de også blir kalt har samme tannform som skråkuttete tannhjul. Men disse har doble spor med to sett skråkuttete tenner som er satt i en v-form. Dette v-spoet sørger for at vi fjerner kreftene som oppstår langs med akselen til tannhjulene som med vanlig skråkuttete tannhjul måtte blitt tatt opp i opplagringspunktene. De har også samme egenskaper som skråkuttete tenner når det kommer til belastningssituasjonen og fremstillingen av støy under bruk. [6, 42]

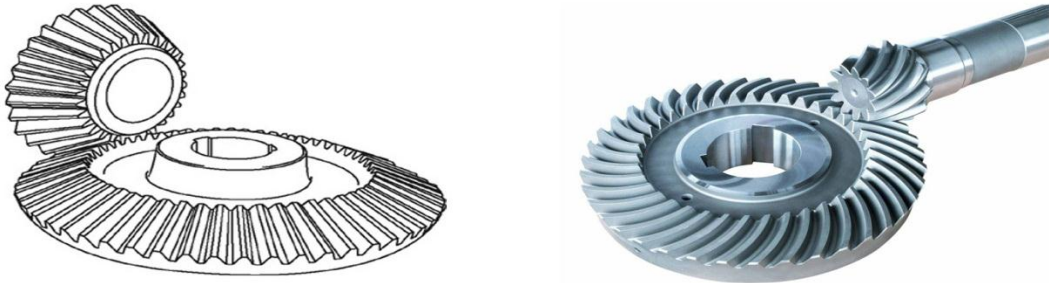


Figur 22: Doble skråkuttete tannhjul. [38, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Lite støy. - Fjerner aksialkrefter på lagrene. - Tåler mye krefter. 	<ul style="list-style-type: none"> - Vanskelig å produsere i forhold til enkle. - Dyre i innkjøp. - Tidkrevende produksjon.

Vinkeldrev

Vinkeldrev er en sammensetning av to tannhjul som er formet som en kjegle og brukes i sammenhenger er man ønsker å flytte kraftretningen ut i en ønsket vinkel. Tennene kan være rettkuttede eller skråkuttede etter hvilket formål og krav man har til giringen. Vinkeldrev brukes ofte til å foreta en siste nedgiring gjennom en drivlinje, men kan også brukes til ren kraftforskyvning med en giring på 1:1. Rettskårede vinkeldrev brukes ofte i sammenhenger der man har en rotasjonshastighet som er lavere en 5 m/s. [6, 42]



Figur 23: Vinkeldrev (bevel gear). [38, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Enkelt å snu kraften og foreta nedgiring. - Stort utvalg av ferdigproduserte drev. - Tåler store hastigheter. 	<ul style="list-style-type: none"> - Lagre må kunne oppta en del krefter. - Rettkuttete kan fort lage mye støy. - Kan bli store i størrelsen.

Hypoid vinkelgir

Hypoid vinkeldrev er så å si identiske med vanlige vinkeldrev. Hovedforskjellen er at det lille tannhjulet (pinion) ikke kommer inn på hoveddrevet slik at senteraksene møtes. Dette gjør at man kan utnytte mulighet til å skape bakkeklarering i for eksempel biler og kjøretøy. Derfor er dette blitt en vanlig løsning på bakdifferensial på biler der man ønsker å få girkassen så høyt opp som mulig for å skape en ønsket bakkeklarering og beskytte selve girkassen mot slag og skader. Avhengig av hvilken forskyvning de har og tannvinkel kan hypoid drevene gi en roligere og bedre kontakt mellom de to tannhjulene, til sammenligning med vinkeldrev. [6, 42]

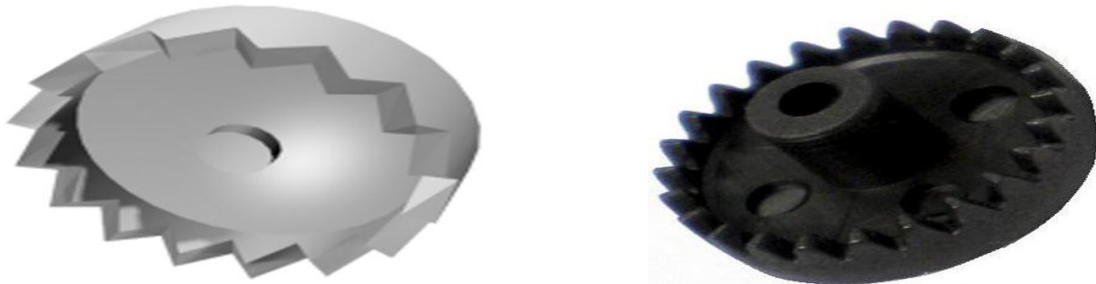


Figur 24: Hypoid vinkeldrev. [42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Kan brukes for skape bakkeklarering ved tilpassing til forskjellige løsninger. - Bedre og jevnere kontakt mellom drevene. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mer aksialkrefter på lagrene, spesielt på pinionlagrene. - Mindre utvalg fra leverandører. - Dyrere enn vanlig vinkeldrev.

Krone tannhjul

Krone tannhjul er en spesiell form for vinkel gir med tenner som ligger vinkelrett på planet i hjulet. Tannhjulet har sitt navn siden de ligner på en krone. Krone tannhjul kan brukes på samme områder som et vinkelgir, men egner seg best i komponenter der plassen er liten og man har små krefter og lavt turtall. [6, 42]

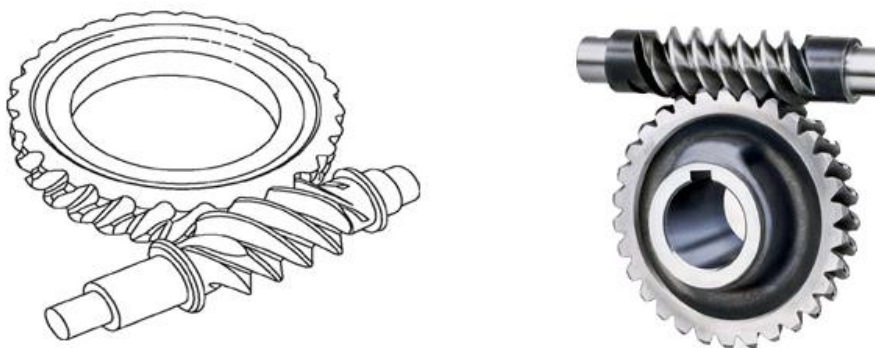


Figur 25: Krone tannhjul. [42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Liten i utforming. - God må trange områder. - Enkel i produksjon. 	<ul style="list-style-type: none"> - Tåler lite krefter. - Egner seg dårlig på høye turtall

Snekke-drev

Snekke-drev er en av mange måter å vende kraften ut på en annen akse enn der den kommer inn. Snekke-girene er utformet som et vanlig tannhjul og en skrue. De egner seg meget godt ved lave hastigheter og man kan oppnå store momenter. Det er skruen som er den drivende enheten i systemet og man kan enkelt oppnå utvekslinger som varierer fra 10:1 til 500:1. Disse drevene kan egne seg godt på manuelle vinsjer og lignende applikasjoner der man ønsker høyt moment for å kunne utføre et arbeid. En fordel kan utnyttes ved at det kun er skruen som kan drive systemet. Tannhjulet klarer som regel ikke å overvinne friksjonen for å kunne drive skruen. Dette kan skape et automatisk lås som kan være effektiv innenfor noen områder. [6, 42]

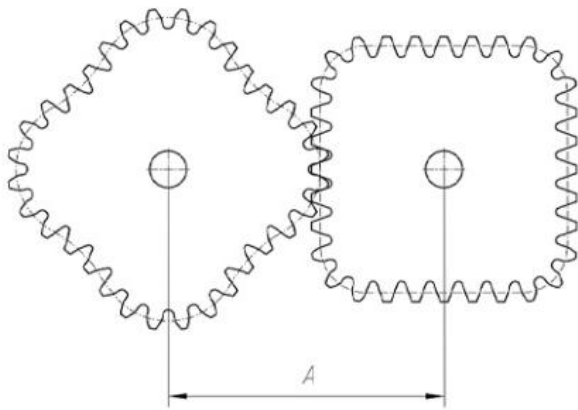


Figur 26: Snekke-drev. [37, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Mulighet for stor moment økning - God ved lave hastigheter - Tar liten plass - Kan låse seg selv pga kun brukes en vei. 	<ul style="list-style-type: none"> - Dårlig på høye rotasjonshastigheter - Pinion tannhjulet ligger over hoveddrevet

Ikke sirkulære tannhjul

Ikke sirkulære tannhjul er laget for å kunne brukes innenfor spesielle formål, og er ikke den vanligste delen du finner i en vanlig mekanisk konstruksjon. De blir ofte spesialdesignet for å kunne oppnå spesielle egenskaper som svingninger og endringer i rotasjon. Vanlig bruk i dag er innenfor tekstil maskiner, potensiometeret og kontinuerlige variable girkasser. [6, 42]

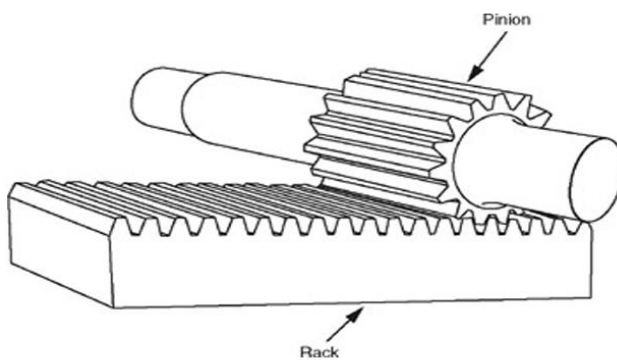


Figur 27: Ikke sirkulære tannhjul. [38, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Kan oppnå spesielle egenskaper - Variasjon i arbeidet. 	<ul style="list-style-type: none"> - Må spesiellages for hvert formål. - Lite utvalg på markedet.

Tannstanggir

Tannstang er for de fleste kjent fra bil, der denne funksjonen er brukt i overgangen fra rattet til styreleddet for hjulene. Tannstangen består av et tannhjul og en rett bjelke med tenner på. Dette gjør at man kan konvertere en roterende kraft til en lineær kraft. [6, 42]

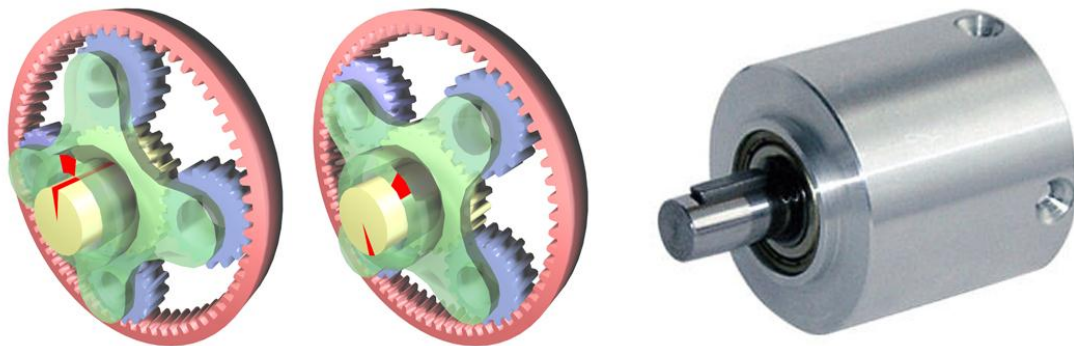


Figur 28: Tannstang gir. [31, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Mulighet til og konvertere roterende kraft til lineær kraft. - Mange bruksområder. - Mange løsninger på markedet. - Enkel å produsere. 	<ul style="list-style-type: none"> - Trenger god opplagring. - Fungerer dårlig på store turtall.

Planetdrev

Planetgir er et gir som har flere tannhjul som arbeider sammen for å kunne overføre kraften og skape en ønsket utveksling. Planetgirene består ofte av et senter tannhjul med flere tannhjul plassert i sirkel rundt dette tannhjulet. Disse tannhjulene er igjen kontakt med en tannkrans som får det endelige momentet. Den store fordelen men denne løsningen er at man får en godt balansert overføring av kreftene. Dette gjør at man kan overføre store krefter uten at dimensjonene blir altfor store. [6, 42]



Figur 29: Planetgir. [31, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Overføring av store krefter på små enheter. - Kan ha stor utveksling. - Kompakt enhet. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mange komponenter. - Dyr i produksjon.

Harmoniske gir

Harmoniske gir er en spesiell type mekaniske giring som kan forbedre en del av egenskapene til tradisjonelle girsystemer. Systemet ble funnet opp i 1957 og produseres i dag av "Harmonic Drive LLC". De brukes i dag innen robot teknologi, luftfart og romfarts systemer. De kan overføre store krefter med høye utvekslinger, vedsiden av være små i størrelse. [6, 42]



Figur 30: Harmoniske gir. [35, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Ingen tilbakeslag. - Kompakte. - God overføring av kreftene. - Takler høyt moment. 	<ul style="list-style-type: none"> - Dårlig levetid. - Takler dårlig støt.

Bur gir

Et bur gir består av sylindre stenger i stedet for vanlige tenner. Disse kan minne om stengene i et bur, derav navnet. Bur gir er en gammel konstruksjon som ble mye brukt i gamle vann og vindmøller for å flytte kreftene over på en annen akse. En stor fordel er at smuss og forurensning kan falle igjennom selv om sylindrene er i inngrep og dermed slipper man eventuelle skader som dette ville medført. Dette gjorde de populære på steder der det var en del forurensning der drevene ikke var kapslet inn. Dissen tannhjulene er også enkle å lage i store størrelser, i for eksempel treverk eller lignende materialer. [6, 42]

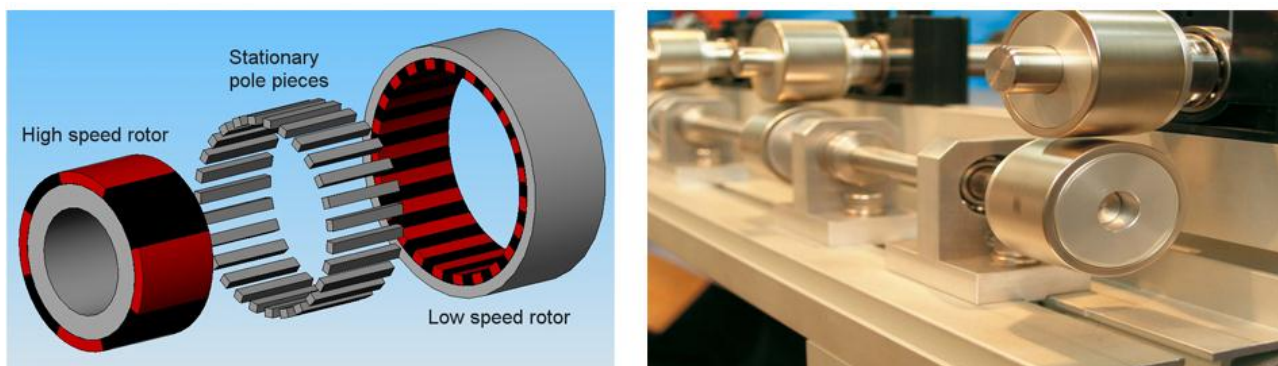


Figur 31: Bur gir. [40, 42]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - Forurensning kan falle gjennom stengene. - Enkel produksjon. 	<ul style="list-style-type: none"> - Dårlig kraft overføring - Dårlig på høye turtall.

Magnetiske gir

Magnetiske gir består av magneter med periodiske veksling mellom motsatte magnetpoler. Dette skaper en overføring av kreftene så å si uten friksjon og dermed meget god levetid, god effektivitet og lite støy ved bruk. Denne mekaniske løsningen fungerer godt ved små belastninger. Ved store belastninger vil ikke magnetismen være sterk nok til å kunne overføre kreftene. [42]

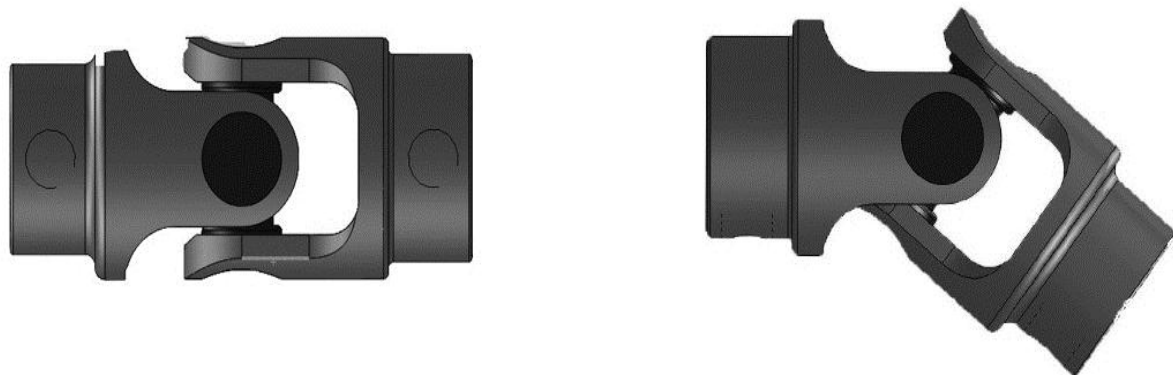


Figur 32: Magnetiske gir. [32, 42, 43]

Fordeler	Ulemper
<ul style="list-style-type: none"> - God effektivitet. - Lite støy. - Ingen kontakt mellom enheter. - Kan enkelt vinkel kraften. 	<ul style="list-style-type: none"> - Takler ikke store krefter. - Kan forstyrre elektroniske komponenter.

4.5.3 Universalledd

Det vil også være behov for et fleksibelt ledd på et eller flere steder på drivlinjen avhengig av hvilken løsning man ender opp med. Svingarmen er nødt til å kunne bevege seg fritt uten å bli hindret av drivakselen, og det er derfor behov for et universalledd i midten av hengslingslinjen for å kunne sørge for denne fleksibiliteten. Disse fleksible leddene blir ofte kalt universalledd og man finner igjen på de fleste drivakslar eller roterende komponenter som har et behov for å kunne bevege seg under drift. [4, 14]



Figur 33: Universalledd som er rett og en som er vinklet. (bilde fra SolidWorks)

4.5.4 Batteri

Det finnes et stort marked for batterier og de blir levert i de fleste former og størrelser. Men for bruk i en motorsykkel er den viktigste batteriegenskapen at batteriet klarer å levere den mengden med strøm som motorene behøver for å kunne utføre jobben sin. Det er også viktig at battericellene har en høy sikkerhet ved bruk, altså at det ikke er noen stor fare for eksplosjon eller brann. Det har blitt gjort en grundig undersøkelse rundt på nettet og det har blitt tatt kontakt med eksperter innenfor området for å komme frem til en god løsning for batteripakken. Etter anbefalinger er det blitt fokusert på en hovedtype batterier som blir kalt Lifepo4 og er en avart av Li-Po og Li-Ion batterier som de fleste av oss kjenner fra mobiltelefoner, bærbare datamaskiner osv. [24]

En av grunnene til at Lifepo4 er blitt valgt ut er at disse battericellene som tåler den røffe behandlingen de vil få, vedsiden av at de er noen av de sikreste batteriene på markedet. Og for et kjøretøy som dette er sikkerheten rundt batteriene meget viktig. [26]

Det finnes mange produsenter av Lifepo4 batterier på markedet i dag. I denne oppgaven er det sett på battericeller fra to produsenter. A123systems som er en amerikansk produsent som er ledende innfor LIFEPo4 batterier og leverer i dag store mengde batterier til kjøretøysindustrien, de er også hovedleverandør til Dewalt sine batteridrevne verktøy. Headway er en kinesisk produsent av battericeller og en konkurrent til A123systems. De har en rekke forskjellige battericeller til forskjellig formål.

Det er funnet frem til en del batterier som kan brukes i motorsykkelen og de er beskrevet i de videre kapitlene.

A123systems - AHR32113

AHR32113 cellen er den største sylindriske battericellen fra A123systems og er hovedsakelig beregnet for bruk innen kjøretøysindustrien. Denne cellen er relativt stor og har en kapasitet på 4500 mAh. Ulempen med denne battericellen er at den ikke er lagervare hos leverandører og leveres hovedsakelig ved bestilling av hele produksjonslinjer som består av flere tusen celler. [24, 30]



Figur 34: AHR32113 er et alternativ for å bygge en batteripakke til motorsykkelen. Denne cellen er en del større enn de AA-cellene vi er vant til fra fjernkontroll med sin kapasitet på 4500 mAh. [30]

Tekniske spesifikasjoner	
Batterispenning	3,3 volt
Kapasitet	4500 mAh
Dimensjon	sirkulær 32.113 mm.
Klassifisering (c-rating)	30C
Maks ladning	4,5 A (1C)
Maks utladning	135 A

A123systems - ANR26650

ANR26650 er lillebroren til AHR32113. Denne cellen er like kraftig i «rating» men leverer mindre strøm på grunn av mindre størrelse. Denne cellen er beregnet for applikasjoner der man ønsker oppladbare batterier som kan levere mye strøm, for eksempel verktøybatterier. Disse batteriene er som regel lagervare hos de fleste leverandører av A123. Ulempen med denne battericellen er den har en relativ liten kapasitet i forhold til mange av de andre battericellene. Dette gjør at hvis man velger å bruke ANR26650 trengs det en batteripakke med mange battericeller for å få den ønskede kapasiteten. [24, 30]



Figur 35: ANR26650 er en mellomstor battericelle fra A123systems. [30]

Tekniske spesifikasjoner

Batterispenning	3,3 volt
Kapasitet	2300 mAh
Dimensjon	sirkulær 26·65 mm.
Klassifisering (c-rating)	30C
Maks ladning	2,3 A (1C)
Maks utladning	69 A

Headway 40152s

Headway 40152s er en av de største battericellene med en kapasitet på 15 000 mAh og en cellespenning på 3,2 volt. Den store fordelingen utgjør en stor fordel siden kompleksiteten til batteripakken blir en del mindre. Vi trenger rett og slett færre battericeller for å få den ønskede kapasiteten. Ulempen med disse cellene er at de har en lavere «rating» enn for eksempel A123 sine batteri med bare 10C som maks strømtrekk. Dette gjør det til en utfordring å designe en batteripakke som er liten nok til å få plass på sykkelen vedsiden av at den må kunne levere den strømmen motoren trenger. [33]



Figur 36: Headway 40152s battericelle med 15 000 mAh. [33]

Tekniske spesifikasjoner

Batterispenning	3,2 volt
Kapasitet	15 000 mAh
Dimensjon	sirkulær 40·167 mm.
Klassifisering (c-rating)	10C
Maks ladning	75 A
Maks utladning	150 A

Headway 38120p

Headway 38120p er lillebroren til 40152s cellen som er nevnt tidligere. Det er hovedsakelig to store forskjeller. Det ene er kapasiteten som på 38120p bare er 8000 mAh noe som gjør at man er nødt til å ha flere batterier i parallell for å oppnå ønsket kapasitet. Men den største forskjellen ligger i utladningspotensialet. Headway 38120p kan levere en utladning på 20C og kan dermed levere like mye strøm som sin storebror selv om den har halve kapasiteten. Den store fordelingen med Headway er at prisen er bare en brøkdel av A123. [33]



Figur 37: Headway 38120p med en kapasitet på 8000 mAh. [33]

Tekniske spesifikasjoner	
Batterispenning	3,2 volt
Kapasitet	8000 mAh
Dimensjon	Sirkulær 38.120 mm
Klassifisering (c-rating)	20C
Maks ladning	80 A
Maks utladning	160 A

4.6 Brukspåkjenninger, materialer og materialegenskaper

4.6.1 Brukspåkjenninger

Vi kan dele opp påkjenningene for systemene i to kategorier:

Mekaniske påkjenninger

- Statiske krefter som skaper spenninger, bøyning, knekking osv.
- Dynamiske krefter som kan forårsake utmatting
- Påkjenninger fra situasjoner under bruk som støt, slag osv.

Miljø påkjenninger

- Vann og fuktighet
- Temperaturforandringer
- Kjemikalier
- Korrosjon

4.6.2 Materialer

Materialvalget i drivlinjen vil være avgjørende for hvordan konstruksjonen vil se ut. Spesielt med tanke på størrelse og vekt. Det skal overføres mye krefter og spesielt på tannhjulene siden det er en liten kontaktflate som hovedsakelig skal overføre store krefter. Dette gjør at tannhjulene må ha gode egenskaper siden de blir utsatt for mange spenningscykluser i løpet av en periode. I moderne industri, motorsykkelproduksjon og bilproduksjon er man nødt til å ta hensyn til en del kriterier ved siden av de foregående nevnte egenskapene. Materialene til komponentene må ha en relativ lav pris og god formbarhet.. [1, 3, 4]



For drivlinjen på motorsykkel Roskva vil det være mest relevant og ta for seg noen materialområder og typer.

For drivlinjen kan aktuelle materialer være:

- Stål
- Aluminium
- Titan
- Messing
- Plast
- Komposittmaterialer

4.6.3 Metalliske materialer

Stål

Stål er en av verdens mest brukte materialer innenfor konstruksjoner. Alt ifra store konstruksjoner som kjøretøy, skip og bygninger til mindre ting som husholdningsartikler. Den store grunnen til at stål er å foretrekke innenfor mange forskjellige områder er på grunn av den høye strekkfastheten, enkel bearbeiding og meget rimelig i pris. Stål har også gode egenskaper når det gjelder bearbeiding som gjør det som et meget egnet materiale. Den store utfordringen med stål er den høye egenvekten på 7900 kg/m³. Men på grunn av den gode formbarheten kan man utforme konstruksjonene slik at de bli lette selv om de har høy styrke. Stål kan også bearbeides slik at man oppnår høyere styrke ved forskjellige legeringer, herdinger og andre behandlinger. Man kan i dag få stål med strekkfasthet fra 200 MPa til helt opptil 1200 Mpa, dette gir stålet et enormt bruksområde. Det som er viktig å merke seg er at elastisitetsmodulen blir uendret og dermed kan man ikke gå ned på materialtykkelsen uten at konstruksjonen mister en del av stivheten sin.

Innenfor bilproduksjon er det punktsveisning den mest brukte sammenføyningsmetoden. Dette er en meget enkel og rask metode for sette forskjellige komponenter sammen. For eksempel kan en sveiserobot på en bilfabrikk sveise sammen et bilkarosseri på rundt 50 sekunder. Når det gjelder korrosjon er dette et langt mindre problem i dag en tidligere, man kan blant annet legere stål kvaliteter slik at man oppnår det man kaller rustfritt stål. Man har også fått en bred kompetanse på og korrosjonsbehandling av vanlig konstruksjonsstål ved galvanisering og lakkering. [1, 3, 4]

Rustfritt stål

Rustfritt stål er en av legeringsartene til stål. De fleste egenskapene er relativt like, men rustfritt stål er som navnet sier rustfritt og dermed meget korrosjonsbestandig. Ulempen er at materialet er sprøere og mange ganger dyrere et vanlig stål og derfor velger man heller og korrosjonsbeskyttelse vanlig stål ved hjelp anoder og lakkering. Rustfritt stål er legeret med mer enn 11 % krom og blir ofte kalt kromstål. Rustfritt stål kan som vanlig stål legeres forskjellig for å oppnå forskjellige egenskaper. For eksempel ønske om formbarhet og muligheter for sveising. [1, 3]

Aluminium

Aluminium er vedsiden av stål en av verdens mest brukte materialer innen metall. Med sin lave egenvekt på bare 2700 kg/m³ er det et høyaktuelt alternativ til stål. Men det er også



viktig å merke seg at aluminium vedsiden av å ha en egenvekt som er en tredjedel av stål også har en elastisitetsmodul som er også er en tredjedel av stål.

Aluminium finnes i mange legeringer og de er delt inn i syv hovedgrupper:

- 1000- serien er av minimum 99 % aluminium.
- 2000- serien er levert med kobber.
- 3000- serien er levert med silikon, kobber og/eller magnesium.
- 4000- serien er levert med silikon.
- 5000- serien er levert med magnesium.
- 7000- serien er levert med zink.
- 8000- serien er levert med lithium.

De forskjellige seriene er levert slik at man får frem forskjellige ønskede egenskaper. De leveres også i forskjellige underkategorier der materialer er herdet på forskjellige måter. Dette gjør at man får aluminium med en strekkfasthet på opptil 700 MPa. Dermed er det kun noen av disse seriene som egner seg til sveising. Aluminium egner seg veldig godt til bearbeiding for eksempel dreining og fresing.

Noen av seriene egner seg også veldig godt til å formes ved for eksempel smiing. I de siste årene har aluminium blitt et veldig ettertraktet materiale på grunn av muligheten til å kunne ekstrudere spesialprofiler etter bestilling. Dette gjør at man kan enkelt utnytte styrken i materialer ved å designe spesialprofiler spesielt innen industrien. Innenfor kjøretøyindustrien har aluminium blitt mer og mer brukt de siste årene på grunn av gode egenskaper i kollisjoner og sammenstøt. Aluminium har et stort potensiale for å ta opp energi og lagre denne i strukturen som er mye bedre enn for eksempel stål. Dette har gjort at aluminium har blitt mer og mer brukt innen bilindustrien i karosseri og kollisjonssoner. [1, 3, 29]

Titan

Titan er en av de mest moderne materialene vi har innenfor metaller i dag. Titan finnes i forskjellige legeringer (Grade) og den mest brukte er TiAl6V4 som også blir kalt «Grade 5». Denne er tilsatt 6 % aluminium og 4 % vanadium. Titan kan ha en flytegrense opp mot 900 MPa og med den meget lave vekt gjør den veldig attraktiv innenfor flyindustrien. Titan har også hatt sin hovedutvikling innfor romfartsindustrien. Men titan er dessverre også meget vanskelig å bearbeide og det setter derfor høye krav til verktøy ved fresing og dreining. Det er også et av de dyreste materialene og det er derfor et begrenset marked ved store produksjoner. [1, 3]

Andre metaller

Flere andre metaller enn det som er nevnt over kan være aktuelle i drivlinjen. Dette kan være alt fra hovedkomponenter som tannhjulene, drivakselen og opplagringspunktene. Hvis man for eksempel ønsker et glidelager er bronse et av de metallene som egner seg best. Det kan også være aktuelt å se på magnesium som har en meget lav vekt, men har dessverre også en meget lav elastisitetsmodul på bare 45 000 MPa, til sammenligning har aluminium en elastisitetsmodul på 70 000 MPa. [1, 3]



4.6.4 Ikke metalliske materialer

Plastmaterialer

Det finnes en et enormt spekter med forskjellige typer plast til forskjellige formål. Plastmaterialer kan ha stor styrke, lav vekt og er veldig fleksibel når det kommer til utforming. I dag har vi to hovedtyper av plast, den ene er det vi kaller termoplast som kan smeltes og formes og den andre er herdeplast som er flytende inntil den blir tilsatt en herder som gjør at den stivner. Dette gjør at herdeplasten ikke kan gjenvinnes og brukes på nytt siden den blir kjemisk herdet, det kan derimot termoplasten. Den kan smeltes om igjen til nye produkter noe som gir et bra miljøfottrykk i forhold til herdeplast. Den kan omtrent formes ubegrenset ved støping. Den har også en meget lav kostand i forhold til andre materialer. Men den største utfordringen er ofte at den ikke tåler høye temperaturer før den smelter eller begynner å brenne.

Plast materialer er en isolator og blir derfor ofte brukt som isolasjon rundt elektriske kabler for å forhindre lekkasje av strøm og rundt komponenter som man ønsker å beskytte for varme og lignende. Ulempen med plastmaterialer er de har en lav elastisitetsmodul som gjør at ikke egner seg like godt i bærende konstruksjoner der man ønsker god stivhet og høy styrke. Dette kan for eksempel løses med å benytte plastene i komposittløsninger sammen med fibre som vi skal ta for oss i neste del. [3, 23]

Komposittmaterialer (plastbaserte)

Komposittmaterialer er kombinasjonsmateriale der man benytter flere materialer for å utnytte de forskjellige egenskapene. Det man ofte tenker på når man hører ordet kompositt er karbonfiber og glassfiber. Glassfiberarmert epoxy er blant annet mye brukt i fritidsbåter. Disse har blitt produsert i herdeplast sammen med glassfibermatter. Ved å bruke en slik løsning utnytter man de forskjellige egenskapene til materialene. Dette kan resultere i et materiale som er meget enkelt å forme og tilpasses vedsiden å ha en enorm styrke og god stivhet. Karbonfiberarmert epoxy er her et meget godt eksempel på et materiale som har blitt veldig moderne de siste årene og tas stadig mer i bruk i forskjellige sammenhenger. [3, 23]

4.6.5 Materialelegenskaper

Tabell 14: Materialelegenskaper for metalliske materialer.

Materiale	E-modul (MPa)	Strekfasthet (MPa)	Maks temperatur (Celsius)	Korrosjonsbestandig	Masse-tetthet (tonn/m ³)
Konstruksjonsstål	210000	200-1200	1400	Nei	7,9
Rustfritt stål	210000	200-1200	1400	Ja	7,9
Aluminium	70000	200-700	660	Ja	2,7
Titan	120000	170-1280	1668	Ja	4,5
Messing	124000	220	1080	Ja	8,9
Kobber	124000	220	1080	Nei	8,9



Tabell 15: Materialegenskaper ikke metalliske materialer.

Materiale	E-modul (MPa)	Strekfasthet (MPa)	Maks temperatur	Korrosjonsbestandig	Masse-tetthet (tonn/m ³)
Gummi	10-100	6	120	Ja	1
Polypropylen	2000	35	130	Ja	0,9
Nylon	4000	45-100	280	Ja	1,1
Polyvinylklorid (PVC)	3200	60	60	Ja	1,38
Karbonfiber (armert epoxy)	10-500	50-2100	100-200	Ja	0,4-1,8
Glassfiber (armert epoxy)	70000	40-110	100-200	Ja	0,4-1,8

4.6.6 Herdeprosesser

Det fleste tannhjul har vært igjennom en del utbedringsprosesser før de blir tatt i bruk for å kunne utnytte egenskapene i materialet. Dette kan gjøres på ved forskjellig prosesytyper med utgangspunkt på hva man ønsker å oppnå. Det mest vanlige er overflateherding der man behandler overflaten til metallet slik at denne får en større hardhet i forhold til grunnmaterialet. [1, 22, 29]

Seigherdingsstål

For maskindeler som bør ha større fasthet velger man om regel en form for seigherdingsstål. Etter en gjennomført seigherding har disse materialene stor strekkfasthet og samtidig høy seighet. Slike stål brukes ofte i komponenter som tannhjul, skruer, aksler med mer.

En av utfordringene med slike herdeprosesser er å få til hurtig nok avkjøling når man kommer opp i store tverrsnitt. Dette gjør at man ikke får kjølt ned materialet som ligger langt unna overflaten hurtig nok til å få den ønskede effekten. [1, 22]

Stål for overflateherding eller nitrering

Hvis man ønsker maskinkomponenter med en spesielt hard overflate, men med en seig kjerne kan man oppnå dette ved å bruke settherding, nitrering eller flamme/induksjons-herding.

Vanligvis får delene en meget høy utmattingsfasthet om man passer på at overflatens karboninnhold ikke minsker for meget under herdingen og anløpningen. Den høye utmattingsfastheten skyldes for en stor del av de trykkspenningene som blir innebygget i overfaldesjiktet. Denne typen herding med nitrering blir ofte brukt i tannhjul så man oppstår en rekke av de ønskede egenskapene. [1, 22]



5. KRAVSPESIFIKASJONER

5.1 Kravspesifikasjoner

Når det gjelder utformingen av drivlinjen og tilpasningen av konstruksjonen rundt er det en rekke krav spesifikasjoner som gjelder. De fleste kravene kommer fra påvirkning fra andre komponenter som motor, svingarm og ramme. Alle komponentene må konstrueres og tilpasses hverandre. Dette gjør at alle de involverte i prosjektet må kunne se på løsningsalternativene slik at de passer til deres komponenter.

5.1.1 Grunnleggende utformingsprinsipper

De kravene som ikke utredes videre er fastsatt i oppgaveteksten eller fra forprosjektet i faget TIP300 som er grunnlaget for arbeidet i denne oppgaven. [16]

Tabell 16: Kravspesifikasjoner.

Krav	Kravspesifikasjon	Kommentar
Drivlinje type	Drivaksel/Kardang	1
Svingarmtype	Monoarm	2
Konstruksjons materiale	Stål, aluminium eller kompositt	3
Motor	Lynch motor D135RAGS	4
Motorkontroller	Kelly motorkontroller	5

Kommentar til kravspesifikasjonene i tabell 4:

- 1: Drivlinjeprinsippet ble utredet i faget TIP300 av undertegnede høsten 2011. Her ble det gjort en grundig analyse og det ble konkludert med at drivaksel var det beste alternativet for motorsykkelen Roskva. [16]
- 2: Svingarmens utseende, design og innfesting til giraksen bestemmes hovedsakelig av ansvarlig for svingarmen, Hans Ola Krog. Siden valget hadde har falt på drivaksel var det naturlig å velge en ensidet svingarm får og kunne øke designinntrykket på motorsykkelen.
- 3: Konstruksjonsmaterialene som egner seg til produksjon av drivlinjen er utredet mer tidligere i oppgaven. Men hovedkomponentene vil bestå av stål, aluminium og kompositt.
- 4: Motoralternativene ble utredet i TIP300 prosjektet og der falt valget på Lynch Motor Company sin D135RAGS. [16]
- 5: Motorstyringen ble også utredet i TIP300 prosjektet og ble hovedsakelig bestemt på grunn av valg av motor. Motorkontrolleren vil bli bestilt fra "Kelly Motorcontroller" i Kina. [16]

5.1.2 Kvantifiserbare krav

Kvantifiserbare krav er krav som kan tallfestes. Dette kan være begrensninger, størrelser med mer. Dette påvirker utformingen av drivlinjen direkte og indirekte. Vi har en variasjonsbredde innenfor en del av komponentene, disse er oppgitt i tabellen under.

Tabell 17: Kvantifiserbare krav og designverdier for drivlinjen.

Navn	Variasjonsbredde
Total lengde motor	180 mm - 350 mm
Tekniske data motor	84 Nm og 76 Kw
Total lengde på drivlinje	400 mm - 900 mm
Felg og hjulstørrelse (ytre diameter)	400 mm - 600 mm
Totalt utvekslingsforhold	1:2 - 1:5
Utvekslingsforhold - Girkasse 1	1:2 - 1:5
Utvekslingsforhold - Girkasse 2	1:2 - 1:5
Plassering av drivaksel	Innside av svingarm
Sikkerhetsfaktor mot materialflyt	1-2
Sikkerhetsfaktor mot brudd	2-3
Forventet levetid	50 000 km- 200 000 km

Tekniske data motor

Motoren ble utredet ved forprosjektet og der falt valget på en motor fra det britiske selskapet Lynch Motor Company. Motoren har betegnelse D135RAGS og kan levere 36 Kilowatt i topp effekt. Denne motoren har en topp effektivitet på rundt 91 % noe som er meget bra innenfor denne prisklassen. Man kan i dag få elektriske motorer med en topp effektivitet på oppimot 98 %, men disse er meget dyre og kan ikke forsvares for bruk i en slik motorsykkel.

Navn: LEM200 - D135RAGS
Toppeffekt: 36 Kilowatt
Kontinuerlig effekt: 18 Kilowatt
Topp strømtrekk: 400 A
Kontinuerlig strømtrekk: 200 A
Topp moment: 42 Nm
Toppturtall: 4400 rpm
Motorkonstant: 40 rpm/v



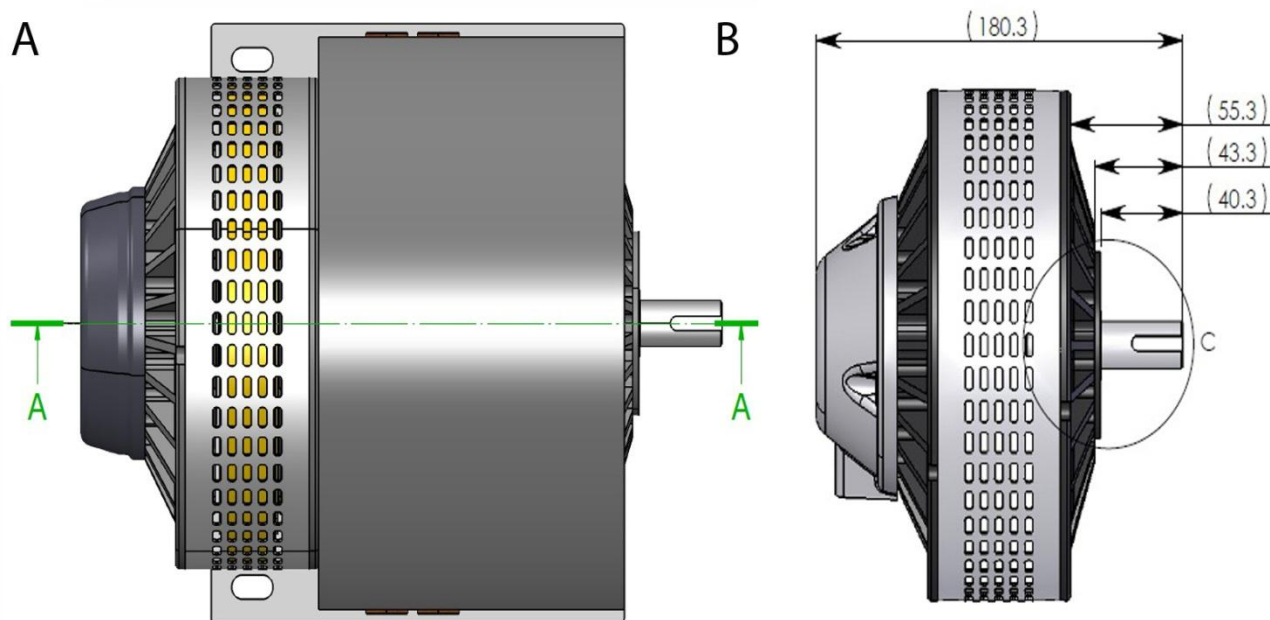
Figur 38: Bilde av motoren D135RAGS. [36]

For mer info og tekniske tegninger av D135RAGS motoren fra Lynch, se vedlegg V03 og V04.

Total lengde motor

På motorsykkelen skal vi totalt ha to D135RAGS som er koblet sammen i serie. Dette gjør at vi får to motorer som jobber på linje og resulterer i en aksel ut til girkassen. Dette gir oss en total lengde på motoren på 316 mm fra bakre del til toppen av akslingen. Vedsiden av dette er vi nødt til å designe et motorhus som passer til motorsykkelenes karosseri med tanke på

innfesting. Lynch Motor Company leverer et ferdig system for sammenkobling av to motorer inn på samme aksel.



Figur 39: a) To D135RAGS fra Lynch Motor Company koblet i serie. B) D135RAGS alene uten motorhus. [25]

Tekniske data batteri

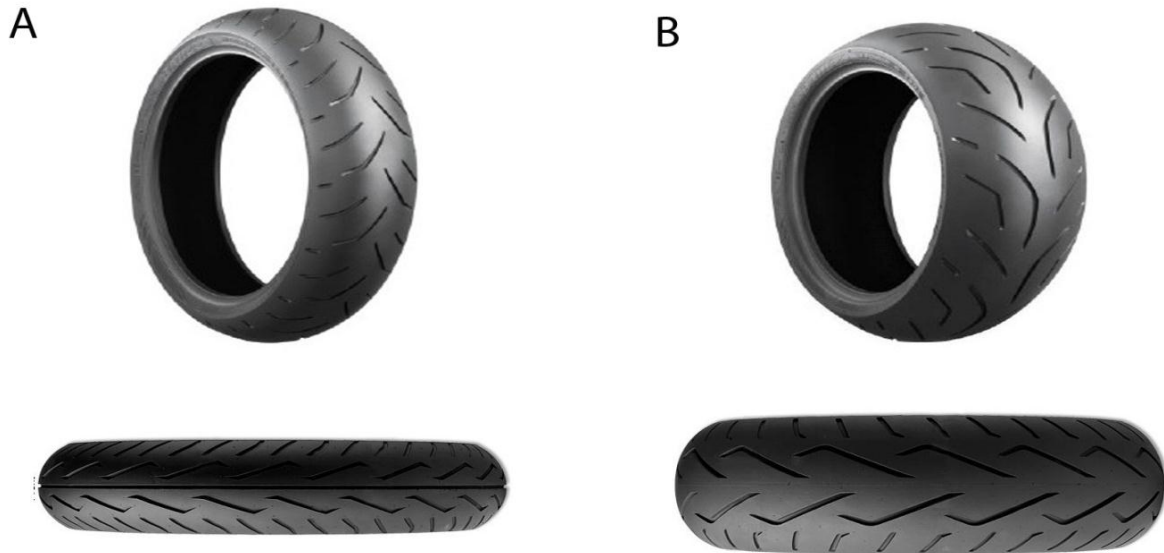
Fra spørreundersøkelsen fra forprosjektene fant vi ut at en rekkevidde på rundt 100 kilometer før sykkelen må lades vil være en fornuftig distanse. Dette vil også gi sykkelen nok rekkevidde til å kunne brukes til pendling. De fleste pendlere har mellom 20-30 kilometer til jobben og da vil en rekkevidde på 100 kilometer være nok til å kunne kjøre frem og tilbake uten trengende tilgang på lademulighet på arbeidsplassen. Vurdering av batteristørrelse gjøres ved å gå ut ifra effekt behovet ved cruisehastigheten på 80 km/t. For å kunne holde denne hastigheten trenger motoren en viss mengde effekt for å kunne overvinne motstanden fra friksjon, bakke og luftmotstand.

Total lengde på drivlinjen

Drivlinjens totale lengde vil strekke seg fra motoren og bakover til vinkeldrevet ved drivhjulet. Denne vil bli rundt 1000 millimeter, men den endelige totale lengden vil bli fastsatt når alle komponentene til motorsykkelen er ferdigstilt. Drivlinjen vil også inneholde batteripakke for lagring av energi og plasseringen av denne vil avgjøres av ansvarlig for designet, Erik Olsvik. Selve girkassene og drivakselen må samkjøres med ansvarlig for svingarmen, Hans Ola Krog slik at disse komponentene passer med hans konstruksjon av svingarmen.

Felg og hjulstørrelse

Gjennom forprosjektene brukte vi en Suzuki R600 som en referansesykkel. Det har vi valgt og fortsette med siden vi ønsker at Roskva skal være en motorsykkel i samme type klasse. Denne sykkelen har en et framhjul i dimensjonen 120/70-ZR-17 og et bakhjul i dimensjonen 180/55-ZR-17. Dette gir oss en diameter på bakhjulet 630 millimeter og en total rulleomkrets på 1977 millimeter.



Figur 40: A) Forhjul med dimensjon 120/70R17 B) Bakhjul med dimensjonen 180/55R17. [34]

Nødvendig totalt utvekslingsforhold

Motoren vi skal bruke fra Lynch har et toppurtall ved 110 volt på 4400 Omdreininger noe som vil en altfor høy hastighet på bakhjulet uten en form for nedgiring. Ved å bruke et bakhjul med dimensjonen 180/55R17 vil vi få en rulleomkrets på 1977 millimeter. Dette er en vanlig dimensjon på et bakhjul hos litt sportslige motorsykler og samme som er brukt på vår referanse motorsykkelen.

Ved direkte tilkobling uten noen form for giring vil dette gi sykkelen en topphastighet på:

$$Kjørehastighet = \frac{rpm \cdot hjulomkrets}{60 \text{ sek}} \quad (3-10)$$

$$Topp hastighet \text{ ved } 1:1 = \frac{4400 \text{ rpm} \cdot 1,977 \text{ m}}{60 \text{ sekunder}} = 145 \frac{\text{m}}{\text{s}} \Rightarrow 522 \text{ km/t}$$

Vi ønsker å kunne legge oss på en topphastighet på ca. 170 km/t da dette vil gi gode kjøreegenskaper og god akselerasjon. Det er også mer en nok for de fleste fartsgrenser.

$$Nødvendig \text{ giring} = \frac{\text{Topp hastighet uten giring}}{\text{Ønsket topp hastighet}} \quad (3-11)$$

$$Nødvendig \text{ giring} = \frac{522 \frac{\text{km}}{\text{t}}}{170 \frac{\text{km}}{\text{t}}} = 3,07 \approx 3$$

For å kunne begrense sykkelen til en topphastighet på 160 km/t trenger vi en giring mellom motor på ca. 3:1. Motoren må altså gå tre ganger fortere en drivhjulet, dette gir oss også et tre ganger kraftigere moment på drivhjulet som vil være med å gi oss en bedre akselerasjon.



Plassering av drivaksel

Drivakselen vil ligge forseglet inne i en kanal i svingarmen og vil derfor ikke være synlig for brukeren av sykkelen. Dette gir oss god beskyttelse mot skader og påvirkninger fra miljøet. Universalleddet som sørger for fri bevegelse er nødt til å ligge i hengslingslinjen til svingarmen slik at drivakselen ikke er til hinder for dempingen til svingarmen. Ellers vil girkasse nummer to bli støpt inn i svingarmen, men for å få tilgang vil man komme til ved å fjerne drivhjulene.

Sikkerhetsfaktor mot materialflyt

Det er ønskelig å ha en sikkerhetsfaktor under dimensjonering av komponentene mot flyt for å ta hensyn til usikkerhets rundt belastningene og eventuelle feil i materialet.

$$\begin{aligned} \text{Partialfaktor for last: } \gamma_f &= 1,4 \\ \text{Partielfaktor for materiale } \gamma_M &= 1,1 \\ \text{Total sikkerhetsfaktor mot material flyt } \gamma &= 1,54 \end{aligned}$$

Når det gjelder tannhjulene vil disse bli utsatt for maks belastning i veldig korte perioder og vi kan dermed anta at vi kan ha en lavere sikkerhetsfaktor siden vi også ikke skal dimensjonere mot uendelig levetid. De vanlige kreftene vil også være langt lavere en maks belastning. Her vil dimensjoneringen hovedsakelig forgår ved å kontrollere bøyepeningen i tannroten og kontaktspenningen mellom tennene.

$$\begin{aligned} \text{Partialfaktor for materialflyt: } \gamma_f &= 1,1 \\ \text{Partielfaktor for kontaktspenning } \gamma_M &= 1,1 \end{aligned}$$

Sikkerhetsfaktoren er generell og kun veiledende for oppgaven. Den kan endres gjennom oppgaven for individuelle tilpasninger hvis det trengs.

Sikkerhetsfaktor mot brudd

I en del tilfeller kan det være aktuelt å dimensjonere mot brudd. Dette gjelder spesielt meget sprø materialer som omtrent ikke flyter før den går til brudd. For eksempel karbonfiber eller gjennomherdede stål legeringer. Det vil også her være nødvendig og vurdere sikkerhetsfaktoren i hvert enkelt tilfelle i forhold til hva slags komponenter det er snakk om.

Generell sikkerhetsfaktor mot brudd settes til:

$$\eta_b = 2$$

Generell sikkerhetsfaktor for tannhjulsberegningene settes til:

$$\eta_b = 1,4$$

Forventet levetid

Forventet levetid for konstruksjonen er satt til 100 000 km. Dette vil gi drivlinjen en forventet levetid på rundt 10 år med en snittkjøring på 10 000 km per år. Dette samsvarer også med ønsket om at motorsykkelen skal ha en service intervall på 100 000 kilometer. Når motorsykkelen har passert denne kjørelengden er det akseptabelt at komponenter i drivlinjen blir erstattet med nye deler på grunn av slitasje. Her kan det var spesielt med tanke på

universalleddet og vinkeldrevet bak som begge blir utsatt for mye krefter. Levetiden vil også selvfølgelig være avhengig av hvordan den brukes.

5.1.3 Øvrige krav og anbefalinger

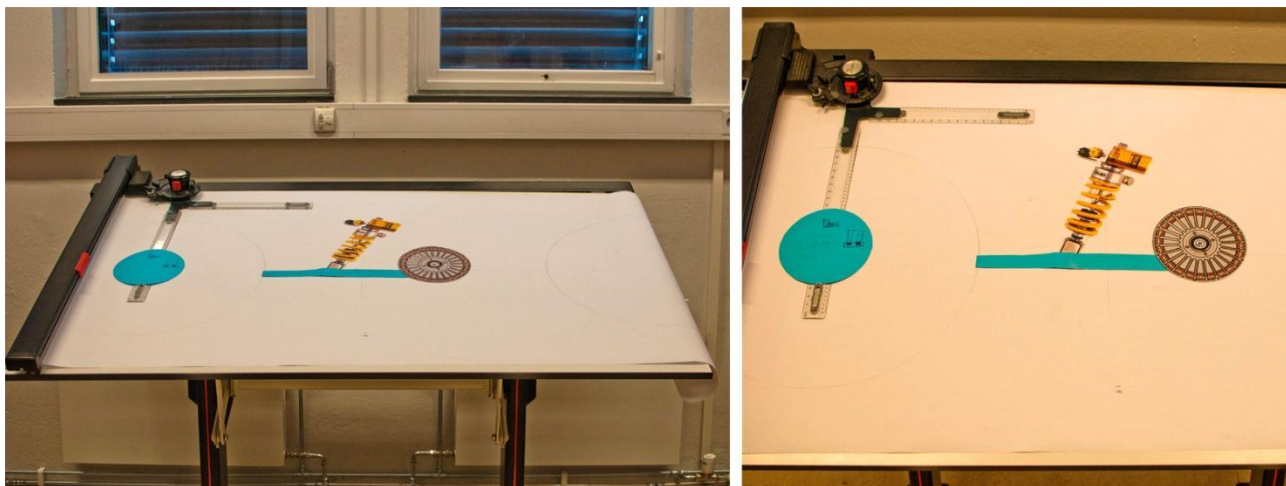
Det er nødvendig å ta hensyn til en del krav og anbefalinger for produksjonen som man burde ta hensyn til.

- Minst mulig tap av rotasjonsenergi gjennom drivlinjen.
- God levetid og lite slitasje.
- Enkelt oppsett med så få komponenter som mulig.
- Tannhjul som befinner seg under konstant oljesmøring.
- Utskiftbare komponenter i drivlinjen. Spesielt med tanke på roterende komponenter og opplagring. Her er det viktig med enkel tilgang og at komponentene er enkle å bytte ut.
- Minst mulig vekt slik at vi får minst mulig uavfjæret masse.
- Det må tas hensyn til korrosjonsbeskyttelse av komponentene til den grad det er mulig. Dette kan gjøres ved å forhindre ansamling av vann og bruke korrosjonsbeskyttelse på spesielt utsatte komponenter.
- Bruk av sveis på komponentene må begrenses til det minimale for å forhindre utløp til brudd, dette gjelder også kilespor på roterende komponenter. I stedet for kilespor kan det for eksempel være aktuelt å bruke splines.

5.2 Konseptskisser

5.2.1 Planlegging

Drivlinjen har som oppgave å overføre drivkraften selve drivhjulet. Med et dobbelt motoroppsett vil motorene levere 84 Nm ved et toppurtall på 4400 omdreininger per minutt. Denne hastigheten må også gires ned til ca. en tredjedel slik at vi får en fornuftig topphastighet og ønsket akselerasjon.



Figur 41: Planlegging av drivlinjens plassering på god gammeldags tegnebord. (Foto: Odd Arne Skjong)

Selve plasseringen av drivlinjen er et samspill mellom de forskjellige områdene på motorsykkelen. For å kunne finne den mest fornuftige plasseringen av komponentene og hvordan man skulle løse de forskjellige plasseringene ble gjort ved hjelp av en meget manuell metode. Vi brukte gammelt tegnebord og lagde en skisse av sykkelen i skala 1:1 fra siden og

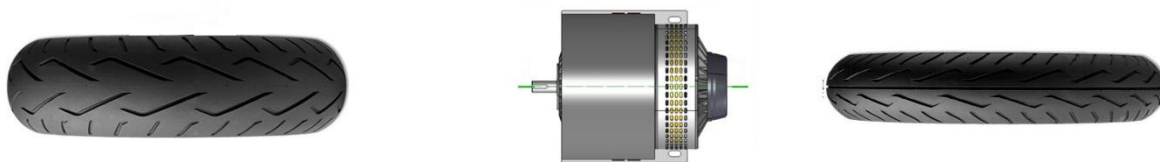
ovenfra. Deretter lagde vi modeller i samme skala av de nødvendige komponentene vi skulle finne plasseringen til. Ved å gjøre dette kunne vi enkelt flytte på de forskjellige komponentene og se de forskjellige løsningene og problemene som de eventuelt medførte.

5.2.2 Drivlinje oppsett

En drivlinje vil kreve et antall girkasser for å kunne flytte kraften dit man ønsker, for eksempel bak ved hjulet er det nødvendig og snu kraftretningen 90 grader for å få rotasjonen ut på drivhjulet. Ved å designe drivlinjen som en drivaksel er det en stor fordel å kunne skjule all mekanikken på innsiden av svingarmen.

Vi kom her frem til at drivlinjen var nødt til å bestå av flere forskjellige områder med mekaniske komponenter for å kunne passe inn i motorsykkelen. Bak ved hjulet var vi nødt til å ha en nedgiring, for eksempel gjennom et vinkeldrev (bevel gear) for å kunne snu drivkraften 90 grader slik at den kommer ut på drivhjulet. Videre fremover i hengslingspunktet var vi nødt til å ha et universalledd. Dette er for at drivakselen skal kunne bevege seg fritt med selve svingarmen under kjøring og ikke være til hinder for bevegelsen.

Siden motorsykkelen er ganske smal er motorene nødt til å sitte i midten av sykkelen. Vi satte dermed sammen det vi kaller for grunnoppsettet med hjulene og de to motorene som et utgangspunkt for de forskjellige plasseringene av drivlinjen.



Figur 42: Grunnoppsett av hjul og motor. Fra venstre: bakhjul, motor og fronthjul. Denne plasseringen er satt ved utformingen av motorsykkelen og kan ikke endres.

Plassering av drivlinje – Alternativ 1

Siden motoren er nødt til å plasseres i midten av sykkelen og har aksel i senter er vi nødt til å flytte kraften ut på siden av bakhjulet. I første forslag så vi på muligheten med å bruke to universalledd for å få flyttet kraften ut på siden. Det ene universalleddet vil også brukes for at drivakselen fritt vil kunne bevege seg med svingarmene slik at den ikke er i veien for bevegelsene til svingarmen under kjøring. Nedgiringen fra motor til bakhjulet vil bli foretatt i vinkeldrevet bak ved hjulet som vil være det eneste stedet der vi trenger en girkasse. Ulempen med denne løsningen er at man har behov for to universalledd og flere opplagringspunkter langs drivakselen. Man vil også begynne å komme i yttergrensene til universalleddene noe som fører til mye slark og hastighetsforandring på selve drivakselen.

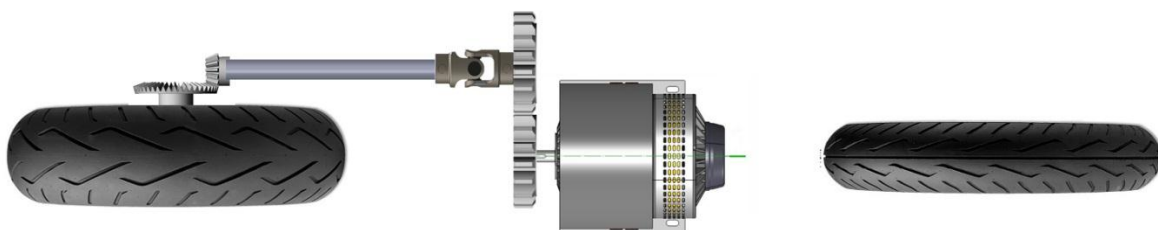


Figur 43: Oppsett med vinkeldrev og to universalledd. Kraften flyttes ut på siden ved å bruke universalledd og deretter bruke et vinkeldrev for å snu kraftretningen ut til drivhjulet.

Plassering av drivlinje – Alternativ 2

En annen mulighet for å flytte kraften ut på siden av svingarmen er å bruke en girkasse med to tannhjul. Her kan det også være en mulighet for å bruke rullekjede mellom to av hjulene etter hva som egner seg best på den nødvendige avstanden. Dette skaper et ekstra tapsledd, men gir oss en bedre linje for kraften.

Det gir oss også en mulighet for og enkelt kunne gire om motoren hvis man skulle ha behov for raskere akselerasjon eller høyere topphastighet. Vinkeldrevet som er bak i svingarmen vil ha mindre muligheter for justering etter produksjon da dette må designes sammen med selve svingarmen. Ulempen med denne konstruksjonen er at man trenger to girkasser, dette medfører større tap i drivlinjen og den vil ha et større behov for vedlikehold.



Figur 44: Oppsett med vinkeldrev bak ved drivhjulet for å snu kraften og en girkasse ved motor for å flytte kraften ut på siden.

Plassering av drivlinje – Alternativ 3

En annen mulighet er et oppsett med bare universalledd. Her er man nødt til å ha mange opplagringspunkter for å kunne holde fast alle de forskjellige akslingene. Man er vedsiden av også nødt til å ha en girkasse enten ved motoren eller ved hjulet for å kunne få ned turtallet til det ønskelige nivået. Denne løsningen blir krevende og kan fort oppta vel mye plass i svingarmen siden man ikke ønsker så liten vinkel på universalleddene som mulig.



Figur 45: Oppsett med flere universalledd for å flytte kraften på siden av drivhjulet og snu den inn mot drivhjulet igjen.

Kommentar for drivlinje alternativene

Det vil være mange kombinasjoner av de forskjellige systemene som må vurderes i forhold til den endelige løsningen. For eksempel hvilken type tannhjul som kan være aktuelt ved girkassen i alternativ nummer to. Dette vil man gå grundigere inn i kapitlet under der man vil foreta en grundig utvelgelse av alternativer for de forskjellige komponenter for de valgte løsningene.

5.3 Konseptutvelgelse

5.3.1 Utvelgelse av drivlinje alternativ

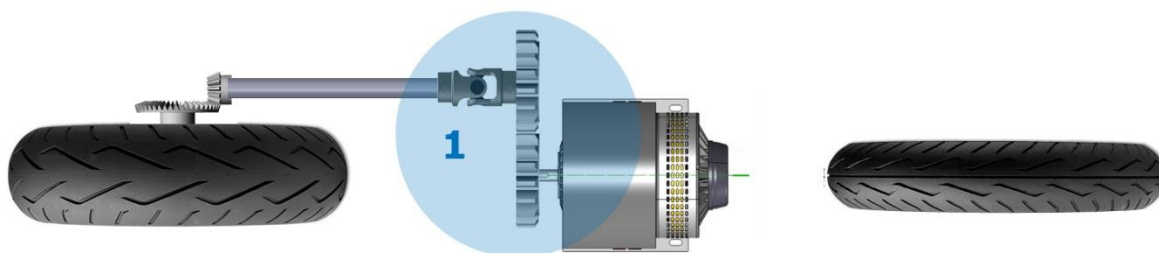
Tabell 18: Rangering av de forskjellige drivlinjealternativene. (laveste=1, høyeste=9)

Egenskap (Vekting)	Alternativ 1	Alternativ 2	Alternativ 3
Vekt (7)	6x7=42	4x7=42	9x7=63
Plasseringsvennlig (8)	4x8=32	9x8=72	1x8=8
Kombinert girkasse (9)	8x9=72	9x9=81	1x9=9
Enkelhet (5)	5x5=25	6x5=35	9x5=45
Driftskostnader (7)	5x7=35	8x7=54	9x7=63
Effektivitet (9)	8x9=72	8x9=72	2x9=18
Pris (5)	6x5=30	5x5=25	5x5=25
Støy (8)	6x8=42	4x8=48	8x8=64
Sum (Maks=522)	350	429	295
Rangering	2	1	3

Ved å rangere de tre hoved alternativene til drivlinjen kommer vi frem til at alternativ nummer to er det beste for motorsykkelen. Dette er et alternativ med god fleksibilitet der vi har en meget plasseringsvennlig løsning. Vi har også to girkasser som gir oss muligheten til å kunne gire om hastighetene på flere steder i sykkelen om det skulle bli behov for det. Mellom disse girkassene vil vi også ha mulighet til å ha en rett aksel gjennom svingarmen og en 90 graders forflytning av kraften ved drivhjulet. Dette gjør anskaffelsen av passende komponenter mye enklere siden de fleste girsystemer som levers for å snu kraften som for eksempel et vinkeldrev har 90 graders løsning som en standard.

5.3.2 Oppsett av girkasse 1

Girkasse nummer sitter ved motoren og har som hovedoppgave å forflytte kraften ut på linje med drivakselen slik at motoren kan ligge lavere og sentrert i motorsykkelens ramme. Denne girkassen vil ha et utvekslingsforhold på 1:1 da vi ønsker å holde momentet så lavt som mulig gjennom drivlinjen.



Figur 46: Forslag på oppsett av girkasse nummer en.

Mulige løsninger for denne girkassen kan være:

- Tannhjul mot tannhjul (med kontinuerlig oljesmøring)
- Kjededrift (med kontinuerlig oljesmøring)
- Tannreim
- Kilereim

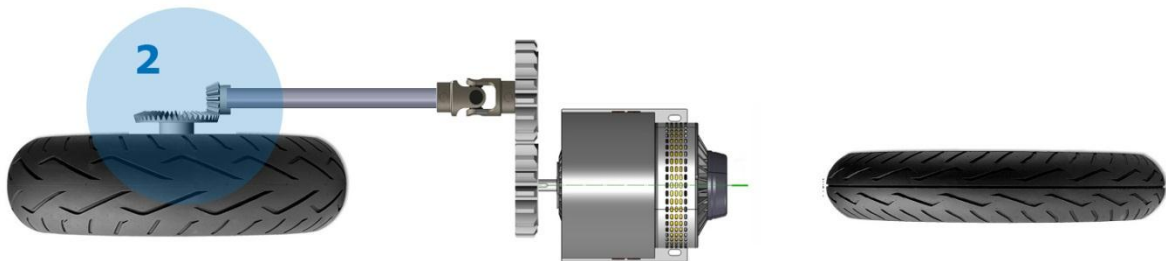
Tabell 19: Rangering av de forskjellige alternativene. (laveste=1, høyeste=9)

Egenskap (Vekting)	Tannhjul	Kjede	Tannreim	Kilereim
Vekt (7)	5x7=35	9x7=63	9x7=63	9x7=63
Plasseringsvennlig (8)	4x7=28	9x8=72	7x8=54	7x8=54
Enkelhet (5)	5x5=25	4x5=20	7x5=35	9x5=45
Driftskostnader (7)	9x7=63	4x7=28	2x7=14	1x7=7
Støy (8)	5x8=40	8x8=64	9x8=72	7x8=54
Effektivitet (9)	9x9=81	8x9=72	8x9=72	7x9=63
Pris (5)	4x5=20	8x5=40	6x5=30	8x5=40
Sum (Maks=441)	292	350	335	323
Rangering	4	1	2	3

Av de mange forskjellige systemene som kan brukes for å flytte kraften er det tatt ut fire alternativer som kan være aktuelle. Disse har blitt vurder på en del områder og fått poeng etter egenskapene. Det systemet som viste seg best var kjededrift. Kjede kan enkelt tilpasses avstanden ved å endre lengden på kjede og med å gå i et lukket rom med smøring vil det ha en god levetid og en god effektivitet.

5.3.3 Oppsett av girkasse 2

Girkasse nummer to sitter bak ved drivhjulet og har som hovedoppgave og snu kraftretningen 90 grader. Denne girkassen vil dermed bestå av et vinkeldrev og er den siste girkassen på drivlinjen. Dermed vil det være fornuftig og ta hele nedgiringen på 1:3 på denne girkassen. Ved å holde turtallet oppe holder vi momentet så lavt som mulig gjennom drivlinjen. Dermed må drevet som overfører den innkommende kraften på denne girkassen være ca. tre ganger mindre enn det store. Dette vil gjøre at vi får en moment økning før drivhjulet og en tilsvarende senkning av turtallet om vi ser bort fra tapet i tannhjulene.



Figur 47: Forslag på oppsett av girkasse nummer 2.

Mulige løsninger for denne girkassen kan være:

- Vinkel gir
- Snekke gir
- Kryssede tannhjul
- Hypoid gir
- Krone gir
- Bur gir

Tabell 20: Rangering av de forskjellige drivlinjealternativene. (laveste=1, høyeste=9)

Egenskap (Vekting)	Vinkel	Snekke	Kryssede	Hypoid	Krone	Bur
Vekt (7)	6x7=42	5x7=35	6x7=42	6x7=42	5x7=35	6x7=42
Plasseringsvennlig (8)	6x8=48	3x8=24	1x8=8	6x8=48	4x8=32	4x8=32
Enkelhet (5)	7x5=35	2x5=10	3x5=15	7x5=35	1x5=5	1x5=5
Driftskostnader (7)	9x7=63	3x7=21	7x7=49	9x7=63	4x7=28	3x7=21
Støy (8)	9x8=72	5x8=40	5x8=40	9x8=72	1x8=8	1x8=8
Effektivitet (9)	9x9=81	6x9=54	6x9=54	9x9=81	3x9=27	2x9=18
Pris (5)	8x5=40	5x5=25	6x5=30	8x5=40	4x5=20	3x5=15
Sum (Maks=441)	381	209	238	381	155	141
Rangering	1	3	2	1	4	5

Av de mange forskjellige alternativene som kan brukes for å forskyve kraften 90 grader og gi en nedgiring er det tatt ut seks alternativer som kan være aktuelle. Disse har blitt vurderer på



en del områder og fått poeng etter egenskapene. Det systemet som viste seg best var vinkelgir og hypoid gir. Disse er identiske foruten akselen hvor den inngående kraften kommer inn på hoveddrevet. På vanlig vinkelgir kommer pinion drevet inn i senter, mens på hypoid kommer pinion drevet inn under eller over senterlinjen. Begge gir systemene har god levetid, effektivitet og kan brukes som en nedgiring av turtallet. Dette er også det mest brukte systemet på motorsykler i dag som bruker drivaksel.

5.3.4 Utvelgelse av batteri

For å kunne komme frem til beste alternativet for motorsykkelen har vi vektet de fire forskjellige alternativene ut ifra deres egenskaper. Her kommer Headway 38120p ut som den battericellen som egner seg best for motorsykkelen, dette kommer hovedsakelig på grunn av en egenskap, nemlig prisen. Dette gjør at Headway utpeker seg positivt i forhold til A123systems.

A123systems er gode batterier men de er dyre med en cellepris som er fire ganger høyere enn for Headway. Grunnen til at Headway 40152s ikke er den som kommer best ut er hovedsakelig på grunn av den dårlige "c-ratingen" på cellen som gjør at den ikke vil klare å levere nok strøm til motorene.

Tabell 21: Rangering av de forskjellige batterialternativene. (laveste=1, høyeste=9)

Egenskap (Vekting)	A123 ANR26650	A123 AHR32113	Headway 38120p	Headway 40152s
Vekt (6)	6x6=36	8x6=48	7x6=42	8x6=42
Plasseringsvennlig (5)	8x5=40	7x5=35	6x5=30	5x5=25
Enkelhet (9)	1x9=9	3x9=27	8x9=72	9x9=81
Strøm styrke (9)	9x9=81	8x9=72	7x9=63	2x9=18
Pris (9)	1x9=9	1x9=9	9x9=81	9x9=81
Sum (Maks=342)	175	191	288	247
Rangering	4	3	1	2

5.3.5 Batterilader

Batteriladeren blir hovedsakelig bestemt ut ifra hvilke batterierceller batteripakken består av og hvor mange celler som er montert i serie, altså hvor mange volt batteriladeren må kunne levere. En siste ting vil være ønske rundt selve ladetiden som bestemmes av kraftigheten til laderen. Denne laderen vil bli bestilt av samme butikk som leverer batteriene til motorsykkelen, den leveres med et ferdig oppsett tilpasset vår batteripakke.



Figur 48: Laderen til motorsykkelen blir levert fra Evassembly og har kapasitet på 1500 watt. [33]

Tekniske spesifikasjoner:

Effekt: 1500 Watt

Ladespenning: ca. 130 Volt DC

Maks ladestrøm: 9 Amper

Innspenning: 220 Volt AC

Batterikontakt: 175 dobbelpolet Anderson kontakt

Med denne laderen vil prototypebatteriet kunne lades fra vanlig stikkontakt uten at man har en spesielt kraftig strømkurs. Det vil være anbefalt å bruke en strømkurs på 220 Volt AC og 16 Ampers sikring med jording. Dette er en type som er vanlig i hus i Norge og da særlig i boder og garasjer. Med denne laderen vil ladetiden bli på omtrent 2 timer per batteripakke og en total ladetid på ca. 4 timer. Grunnen til at laderen bruker oppimot to timer er at ladestrømmen avtar når batteripakken nærmer seg full.

5.4 Designverdier

Gjennom dette kapitlet er det blitt foretatt en del korte utredninger, innhenting av spesifikasjoner og designverdier for drivlinjen. Dette er verdier som blir grunnleggende når det kommer til konstruering og design av et løsningsforslag. Disse verdiene er oppsummert i tabellen under.

Tabell 22: Designverdier for oppgaven.

Navn	Designverdi
Total lengde motor	317 mm
Tekniske data motor	84 Nm og 76 Kw
Total lengde på drivlinje	600 mm.
Felg og hjulstørrelse (ytre diameter)	17" (621 mm)
Totalt utvekslingsforhold	1:3
Uttekslingsforhold - Girkasse 1	1:1
Uttekslingsforhold - Girkasse 2	1:3
Plassering av drivaksel	Innvendig i svingarm
Sikkerhetsfaktor mot materialflyt	1,54
Sikkerhetsfaktor mot brudd	2
Sikkerhetsfaktor mot brudd i tannhjul	1,4
Forventet levetid	100 000 km



6. GRUNNLAGSBEREGNINGER

6.1 Metodikk

Gjennom oppgaven er det nødt til å foretas en del nødvendige beregninger av kritiske komponenter i drivlinjen. Det vil være flere komponenter som vil trenge å kontrolleres med tilhørende formelverk.

Metodikken for disse oppgavene vil være:

1. Kartlegge og undersøke hvilke komponenter som bør kontrolleres.
2. Anskaffe passende formelverk og standarder for å kunne gjennomføre beregningene.
3. Gjøre statisk beregning av komponentene.
4. Kontrollere statiske beregningene mot materialdata.
5. Gjøre dynamisk beregning av komponentene.
6. Kontrollere dynamisk analyse mot ønsket levetid og fare for varige skader.
7. Kontrollere beregningene ved hjelp av FEM analyse.

En av komponentene som fremhever seg er tannhjulene i girkassene. Disse vil analyseres etter Norsk Standard NS 5011 som er standard for beregning av bæreevne til tannhjulrekker med rette eller skrå tenner. Denne standarden er utviklet ut ifra den Amerikanske AGMA standarden, disse analysene/beregningen vil foregå statisk. Her vil tannhjulenes kontaktflatespenning og bøyepeningen i tannroten beregnes. Videre vil disse beregningene kontrolleres med en analyse i SolidWorks Simulation for å se om beregningene stemmer. Til slutt vil det bli gjennomført en levetidsberegning.

6.2 Forutsetninger

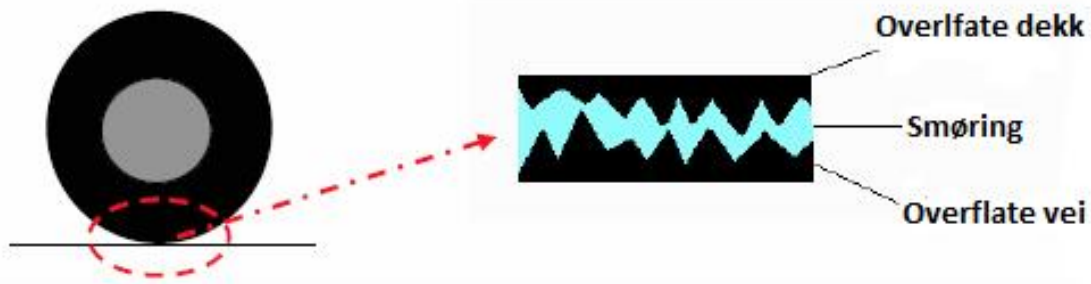
For å kunne gjøre de nødvendige beregningene av komponentene i drivlinjen er man nødt til å gjøre noen forenklinger og skaffe nødvendige forutsetninger. Disse forutsetningene er basert på konseptskissene og data fra leverandører for de forskjellige komponentene. Dette gjør at ved videre arbeid med motorsykkelen er man nødt til å oppdatere disse ettersom mer av komponentene blir fastsatt og man har utført nødvendige tester.

6.2.1 Dekkfriksjon

Motorsykkelen Roskva skal bruke samme type dekk som referanse motorsykkelen Suzuki GSXR600. Dette er pneumatisk gummihjul som fylles med et oppgitt dekktrykk og har gode egenskaper når det kommer til kontakt mot asfalt. Dekkene er også designet slik at dekket har mønster som tar unna for vannplaning så lenge vannmengden ikke blir for stor. Friksjonen som skapes mellom dekket og underlaget er proporsjonal med normalkraften som presser dekket ned mot underlaget, friksjonsfaktoren er uttrykt ved μ .

Denne er hovedsakelig avhengig av fire forskjellige elementer:

- Overflate til dekket
- Overflate til veien
- Smøring mellom dekket og veien (for eksempel vann)
- Temperatur



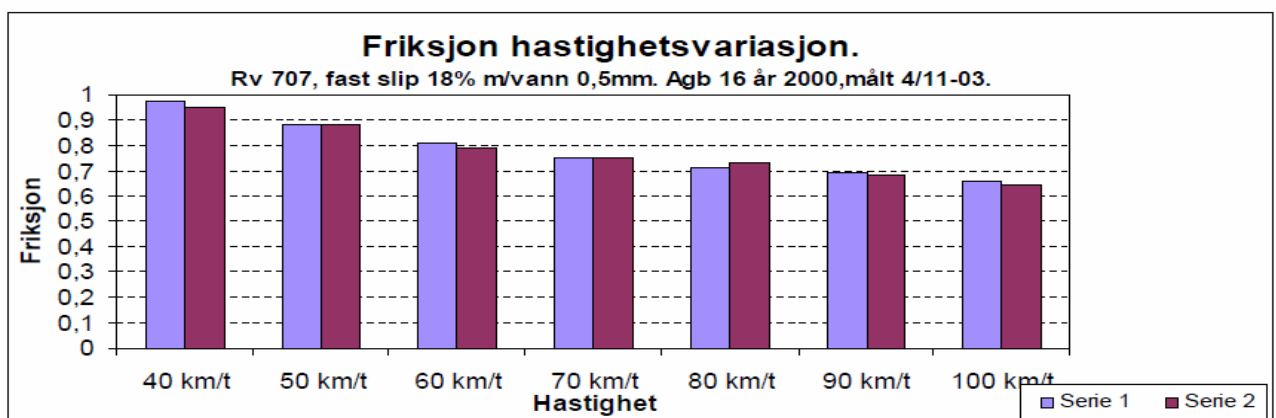
Figur 49: Beskrivelse av tre av elementene som friksjonskoeffisienten er avhengig av. [15]

Når disse faktorene inntreffer får vi forskjellige friksjon. Dette er for eksempel merkbart på vått føre og om vinteren da man har lengre bremselengde og veggrepet er mindre enn en varm sommerdag.

Tabell 23: Friksjonskoeffisienter ved forskjellige kjøreforhold. [15]

Føreforhold	Friksjonskoeffisient
Våt is	0,05-0,15
Tørr is	0,15-0,30
Fastsand (vannbefuktet is)	0,30-0,50
Tørr sand på is	0,25-0,30
Våt, bar asfalt	0,40-0,90
Tørr, bar asfalt	0,90-1,00

Tabellen viser forskjellige friksjonskoeffisienter med pneumatisk gummidekk mot forskjellige underlag. De fleste av disse faktorene kan vi se bort ifra siden motorsykkel er et sesongkjøretøy og brukes kun i sommerhalvåret. Her vil selvfølgelig temperatur spille negativt inn, spesielt på sene kvelder på vår og høst da temperaturen kan synke til nærmere null grader. Men det vil være hovedsakelig friksjonskoeffisient for våt og tørr asfalt som er aktuelt for motorsykkelen. Her ser vi at ved blant annet vått føre er veigrepet over halvert enn ved en tørr og fin sommerdag. Det er også viktig å merke seg at disse tabellverdiene er en statisk faktor som minker drastisk med økt hastighet. Dette kan tydelig ses fra tabellen fra Statens Vegvesen som viser tester av friksjonen i forskjellige hastigheter. Her kan vi se at friksjonskoeffisienten ligger omtrent på 1,0 ved en hastighet på 40 km/t mens ved 100 km/t har den sunket til rundt 0,65.



Figur 50: Graf fra Statens Vegvesen som viser tester av friksjon ved forskjellige hastigheter. [15]

For drivlinjen vil de fleste beregningene for drivlinjen bli foretatt når motorsykkelen står stille og skal begynne på akselerasjonen.

I dette tilfellet vil vi kunne bruke en friksjonskoeffisient på:

$$\mu_{\text{dekk}} = 1$$

Dette vil gi oss et konservativt syn på kreftene som blir overført til dekket gjennom drivlinjen. Friksjonskoeffisienten vil i de fleste tilfeller være noe lavere på grunn av lav temperatur, slitte dekk og ujevnt underlag. [15]

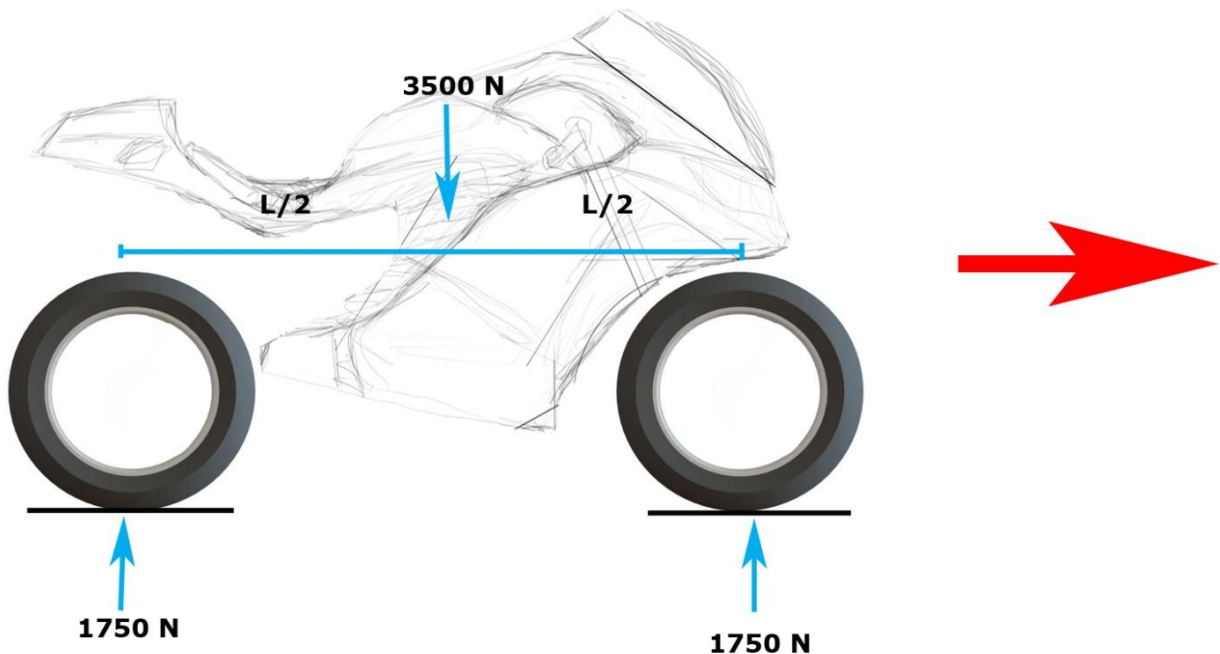
6.2.2 Statisk krefter på motorsykkelen

Når sykkelen står stille er det en del krefter som virker på drivhjulet. For beregningene har vi bestemt oss for en totalvekt på 350 kg for motorsykkelen, fører med sikkerhetsutstyr og bagasje. Denne vekten antar vi at angriper på midten av motorsykkelen og hvert hjul derfor en normalkraft som er halvparten av totalvekten.

Finder normalkraft på hvert hjul:

$$F = m \cdot a \quad (3-2)$$

$$F = \frac{350 \cdot 10}{2} = 1750 \text{ N}$$



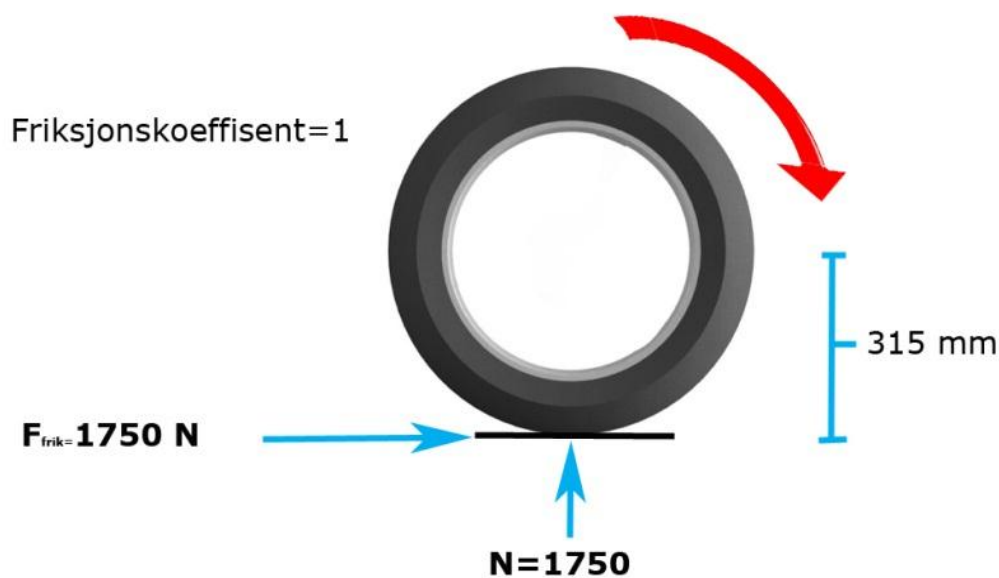
Figur 51: Skisse med påført vertikale statiske krefter. Bevegelsesretning er angitt med rød pil. [18]

6.2.3 Krefter på bakhjul/drivhjul

Drivhjulet på motorsykkel skal sørge for grep mellom motorsykkelen og veibanen. Hovedoppgaven for dette hjulet vil være å overføre rotasjonskreftene fra motoren til veien for å skape fremdrift. Vi har tidligere kommet frem til å bruke en friksjonskoeffisient $\mu=1$ for beregningene, dette gir oss en friksjonskraft på:

$$F_{frik} = \mu \cdot N \quad (3-1)$$

$$F_{frik} = 1 \cdot 1750 = 1750 \text{ N}$$



Figur 52: Drivhjulets krefter ved en friksjonskoeffisient.

For å kunne begynne å spinne på drivhjulet er man derfor nødt til å overskride friksjonsfrakten på 1750 N eller endre underlaget til drivhjulet slik at friksjonskoeffisienten minker. Det momentet som må leveres til drivhjulet for å kunne fremskape hjulspinn ved en friksjonskoeffisient på $\mu = 1$ vil måtte være:

$$M = F \cdot x \quad (3-3)$$

$$M_{drivhjul} = 1750 \text{ N} \cdot 0,315 \text{ m} = 551,25 \text{ Nm}$$

6.2.4 Krefter gjennom drivlinjen

De største kreftene i drivlinjen vil oppstå ved maks akselerasjon, der motoren leverer maks moment frem til drivhjulet. Siden motoren ikke er sterk nok til å få drivhjulet til å spinne vil dette være den største dimensjonerende kraften i drivlinjen.



6.2.5 Komponenter som må beregnes

Drivlinjen består av mange mekaniske komponenter og en del av disse vil være kritiske i forhold til de kreftene som de blir utsatt for ved bruk av motorsykkelen. For å kunne konstruere en drivlinje som tåler den påførte belastningen som oppstår under bruk vil vi se på de kritiske komponentene i drivlinjen for å beregne og kontrollere disse etter gitte materialdata.

Under beregningene vil vi se bort i fra tapene i de forskjellige leddene når vi bruker beregningskreftene. Tapene er såpass små at de spiller liten rolle og man vil ved å bruke maks påførte krefter få en mer konservativ løsning jo lengre bak i drivlinjen man kommer.

Tannhjul i girkasse 1

Girkassen som ligger ved motoren og har som hovedoppgave å forflytte kraften ut slik at kommer ut på siden av svingarmen. Denne girkassen vil bestå av to tannhjul med kjede for å forflytte kraften mellom de to tannhjulene. Dette er hovedsakelig for å spare vekt samt kunne enkelt tilpasse avstanden når prototypen skal bygges.

Det må gjøres noen enkle beregninger på disse tannhjulene og selve kjedet for å kontrollere om det tåler de kreftene som oppstår i drivlinjen slik at vi kan forhindre brudd. Dette vil uansett være noen av de rimeligste komponentene i drivlinjen og enkleste å skifte ved feil. Det kan derfor være en ide og legge inn en "failsafe" på disse komponentene. Målet vil da være at denne delen i drivlinjen vil ryke før de andre ved en eventuell feil.. Dette kan forhindre og ødelegge den mer kompliserte girkassen som sitter bak ved drivhjulet. Disse komponentene vil hovedsakelig bli valgt ut fra katalog og anbefaling fra leverandør i henhold til dimensjonering faktorene.

De dimensjonerende faktorene på denne komponenten vil da bli:

- Turtall fra motor
- Moment fra motor
- Støt og arbeidsfaktorer på motor

Universalledd

Universalleddet vil velges ut ifra katalog og man vil da følge anvisningene til leverandøren om størrelse i forhold til styrke. I dette tilfellet vil denne komponenten bli levert av Mekanex AB og det vil derfor følge en anbefaling fra dem om størrelse og type.

De dimensjonerende faktorene på denne komponenten vil da bli:

- Turtall ut fra girkasse nummer en
- Moment ut fra girkasse nummer en
- Bevegelses vinkel som oppstår ved bevegelse av svingarm under kjøring

Drivaksel

Drivakselen vil være en kritisk del spesielt med tanke på at man ønsker å få den så lett som mulig for å spare mest mulig vekt på motorsykkelen. Denne vil og vårt tilfelle bli produsert i karbonfiber som har meget høy styrke i forhold til vekt. Karbonfiber har dessverre også en stor

ulempe med den høye styrken og det er at materialet er meget sprøtt. Det vil si at materialet har en meget lite område med flyt før den går til brudd. Materialet vil også ha svakheter fra produksjonen som vil kunne spille stor rolle i styrken på akselen. Drivakselen må dimensjoneres i en ønsket veggtykkelse i forhold til de andre komponentene i drivlinjen.

De dimensjonerende faktorene på denne komponenten vil da bli:

- Turtall ut fra girkasse nummer en
- Moment ut fra girkasse nummer en
- Lengde på drivakselen
- Ytre og indre diameter på drivakselen

Tannhjul i girkasse 2

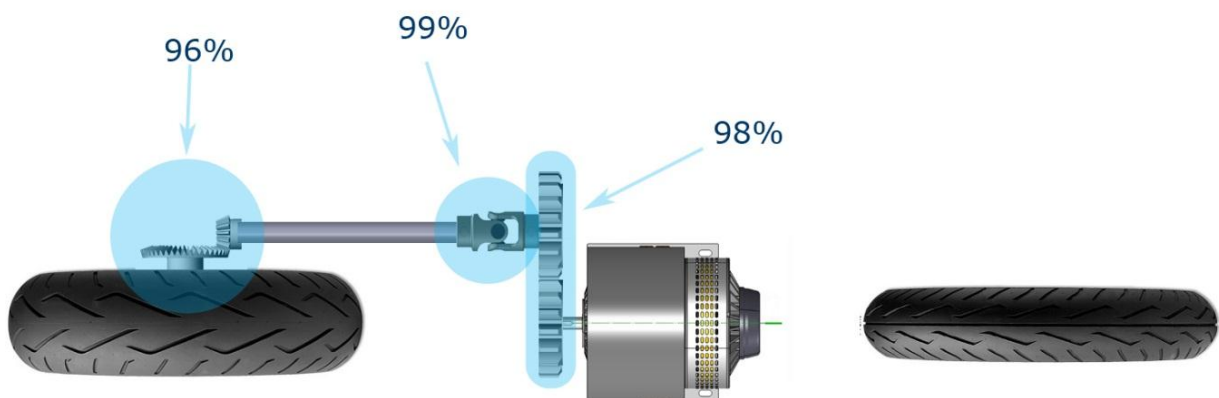
Tannhjulene i girkasse nummer to består av en utveksling på 1:3 i et vinkeldrev for å snu kraften ut på drivhjulet. Disse tannhjulene er nødt til å kontrolleres i forhold til NS 5011 som er Norsk Standard for beregning av bæreevne for tannhjul. Tannhjulene vil bli levert av Mekanex AB som er samme leverandør som for universalleddet og tennene vil være rettkuttede.

De dimensjonerende faktorene på denne komponenten vil da bli:

- Turtall ut fra girkasse nummer en
- Moment ut fra girkasse nummer en
- Modul på tannhjulene
- Antall tenner på tannhjulene

6.2.6 Tapsledd i drivlinjen

Hvert eneste ledd i drivlinjen vil ha et tap, disse tapene vil være forskjellig og avhenge av kompleksiteten til girkassen og hvor nøyaktig komponentene er fremstilt. I selve girkasse delen av drivlinjen vil vi hovedsakelig ha tre steder som det vil være tap i form av friksjon og varme. Dette vil være i girkasse nummer 1, universalleddet og girkasse nummer to. Det er antatt noen virkningsgrader ut ifra informasjon om komponentene fra leverandør og belastningen de er utsatt for. Dette må eventuelt bekreftes ved testing for å få skaffe de dataene på komponentene.



Figur 53: Antatte tap i drivlinjen på de tre forskjellige ledd som kraften må igjennom.



For å få opp virkningsgradene på komponentene er det valgt komponentene som er nøyaktig fremstilt ved CNC maskinering slik at det er en god overfalte og minst mulig avvik fra de ønskede målene. Den totale virkningsgraden for girkassen mellom motor og drivhjul vil da bli summen av alle de forskjellige virkningsgradene.

$$\eta_{tot} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n \quad (3-9)$$

$$\eta_{girkasse} = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 0,931 \approx \mathbf{93,1\%}$$

$$\eta_{totalt} = 0,91 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 0,847 \approx \mathbf{84,7\%}$$

Denne virkningsgraden vil være meget god til sammenligning med dagens motorsykler som har enda flere tapsledd pluss at ved for eksempel bruk kjede som ikke er kapslet inn med oljesmøring vil virkningsgraden være meget avhengig av tilstanden på dette kjedet. Et perfekt smurt kjede kan komme opp i en virkningsgrad på nesten 98 %, men dette vil sjelden være en realitet for en motorsykkel der kjedet ligger i friluft og blir utsatt for møkk og smuss. Men med aktivt vedlikehold og smøring før hver tur vil man kunne oppnå en virkningsgrad på rundt 95 %. Dette vil som nevnt kreve mye vedlikehold og rengjøring av kjedet. Med drivlinjen som er planlagt for Roskva med drivaksel og innkapslede tannhjul vil vedlikeholdet være minimalt og man kan se for seg et serviceintervall på opp i mot 100 000 kilometer før man trenger tilsyn og skifte av giroljer med mer.

6.3 Belastningssituasjoner

6.3.1 Maksimal akselerasjon

Motorene som skal brukes i motorsykkelen vil arbeide sammen og levere en total effekt på 76 000 watt og 84 Nm i dreiemoment på topp. Ved å bruke disse verdiene vil vi kunne få et konservativt svar siden dette er maks verdier for motorsystemet. Det vil også være noe tap gjennom drivlinjen. Siden friksjonskraften er på hele 1750 N vil vi trenge et moment på 551 Nm for å kunne få hjulet til å spinne mot underlaget. Siden vi kun har en nedgiring på 3:1 vil dette gi oss ca. tre ganger høyere moment minus tapene i de forskjellige leddene. Siden dette momentet ikke vil bli nok til å få hjulet til å spinne kan vi gjøre beregningene med maks motormoment etter nedgiring.

Ved maksimal akselerasjon:

$$\text{Moment} = 84 \text{ Nm}$$

$$\text{Maks turtall} = 4400 \text{ rpm}$$

6.3.2 Maksimal retardasjon

Sykkelen vil oppleve maksimal retardasjon ved full oppbremsing. For drivlinjen vil ikke det være en avgjørende faktor da største parten av kreftene under en nedbremsing vil bli gjort med frambremsen siden denne har over 80 % av bremsekraften på sykkelen. Den bakre bremsen vil hovedsakelig bli brukt til hastighets justering og mindre oppbremsing. Dermed vil ikke kreften ved maksimal retardasjon overstige kreftene ved maksimal akselerasjon. Vi kan dermed konkludere med at det vil kun være behov for å beregne drivlinjen for maks akselerasjon som vil gi oss en konservativ løsning. Dette er selvfølgelig så lenge at drivlinjen fungerer identisk begge veier.



6.3.3 Beregninger av effektbehov i cruisehastighet

Ved hjelp av håndboken «Bosch Vehicle Dynamics» har vi kunne gjort en analyse og beregnet hvor mye motstand motorsykkelen har under drift ved 80 km/t i en liten helning. Denne motstanden blir bestemt ut ifra de tre faktorene rullemotstand, aerodynamisk motstand og bakkemotstand. Først må vi regne ut rullemotstanden som kommer av friksjonen til dekkene mot underlaget. Deretter må man finne den aerodynamiske motstanden og til slutt motstanden ved liten stigning. Summen av disse gir oss den totale rullemotstanden for motorsykkelen ved en fast hastighet på 80 km/t eller 22,22 m/s. [2]

Antatte data:

Frontareal på 1 m²

Vekt på motorsykkel med fører 350 kg

Drag koeffisient er antatt til å være 0,3

Rullemotstand på dekkene mot fin asfalt er 0,015

Rullemotstand:

$$F_{ro} = f \cdot G = f \cdot g \cdot m \quad (3-48)$$

$$f = 0,015$$

$$m = 350 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{ro} = 0,015 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 350 \text{ kg} = \mathbf{51,50 \text{ N}}$$

Aerodynamisk drag:

$$F_l = 0,5 \cdot \rho \cdot C_w \cdot A \cdot (v + v_0)^2 \quad (3-49)$$

$$\rho = \text{Lufttetthet ved 200moh} = 1,202 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_w = \text{Drag koeffisient} = 0,3$$

$$A = \text{frontareal} = 1 \text{ m}^2$$

$$v = \text{kjørehastighet} = 80 \frac{\text{km}}{\text{t}} = 22,22 \text{ m/s}$$

$$F_l = 0,5 \cdot 1,202 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,3 \cdot 1 \text{ m}^2 \cdot \left(22,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = \mathbf{89,01 \text{ N}}$$



Bakkemotstand:

$$F_{st} = G \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3-50)$$

$$\alpha = 2^\circ$$

$$m = 350 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{st} = 350 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin 2^\circ = \mathbf{119,82 \text{ N}}$$

Total kjøremotstand:

$$F_w = F_{ro} + F_{lt} + F_{st} \quad (3-51)$$

$$F_w = 51,5 \text{ N} + 89,01 \text{ N} + 119,82 \text{ N} = \mathbf{179,28 \text{ N}}$$

Effektbehov ved 80 km/t:

$$P_w = F_w \cdot v \quad (3-52)$$

$$P_w = F_w \cdot v = 179,28 \text{ N} \cdot 22,22 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \mathbf{3983,6 \text{ W}}$$

For å kunne holde motorsykkelen i en cruisehastighet på 80 km/t trenger vi en effekt på 3983,6 Watt. Med en virkningsgrad på 84,7 % på motor og drivlinjen må batteriet levere:

$$\text{Effekt batteri} = \frac{\text{Effekt hjul}}{\text{Totalt virkningsgrad}} = \frac{2631,73 \text{ W}}{0,847} = \mathbf{4703,18 \text{ W}}$$

Batteriet må altså levere ca. 4700 watt for at sykkelen skal klare å holde cruisehastighet.

6.3.4 Motoreffekt i cruisehastighet

Spenningsene som opptrer oftest i komponentene i drivlinjen vil foregå i det vi kaller cruisehastighet. Dette er satt til 80 km/t for motorsykkel Roskva, noe som er en normal hastighet når man beregner cruisehastighet, drivstofforbruk og rekkevidde.

Effektbehov i cruisehastighet:

$$P_{cruise} = 3983,6 \text{ W}$$

Turtall på motor i cruisehastighet:

$$N = 2200 \text{ rpm}$$

Nødvendig moment ved cruisehastighet:

$$P_{mek} = \omega \cdot \tau \quad (3-52)$$

$$\tau = \frac{P_{mek}}{\omega} = \frac{3983,6 \text{ watt}}{\frac{2200}{60} \cdot 2\pi} = \mathbf{17,29 \text{ Nm}}$$

Motorsykkelen trenger altså en effekt på 3983,6 watt og et moment på 17,3 Nm for å holde motorsykkelen i cruisehastighet med en slak helning på to grader.



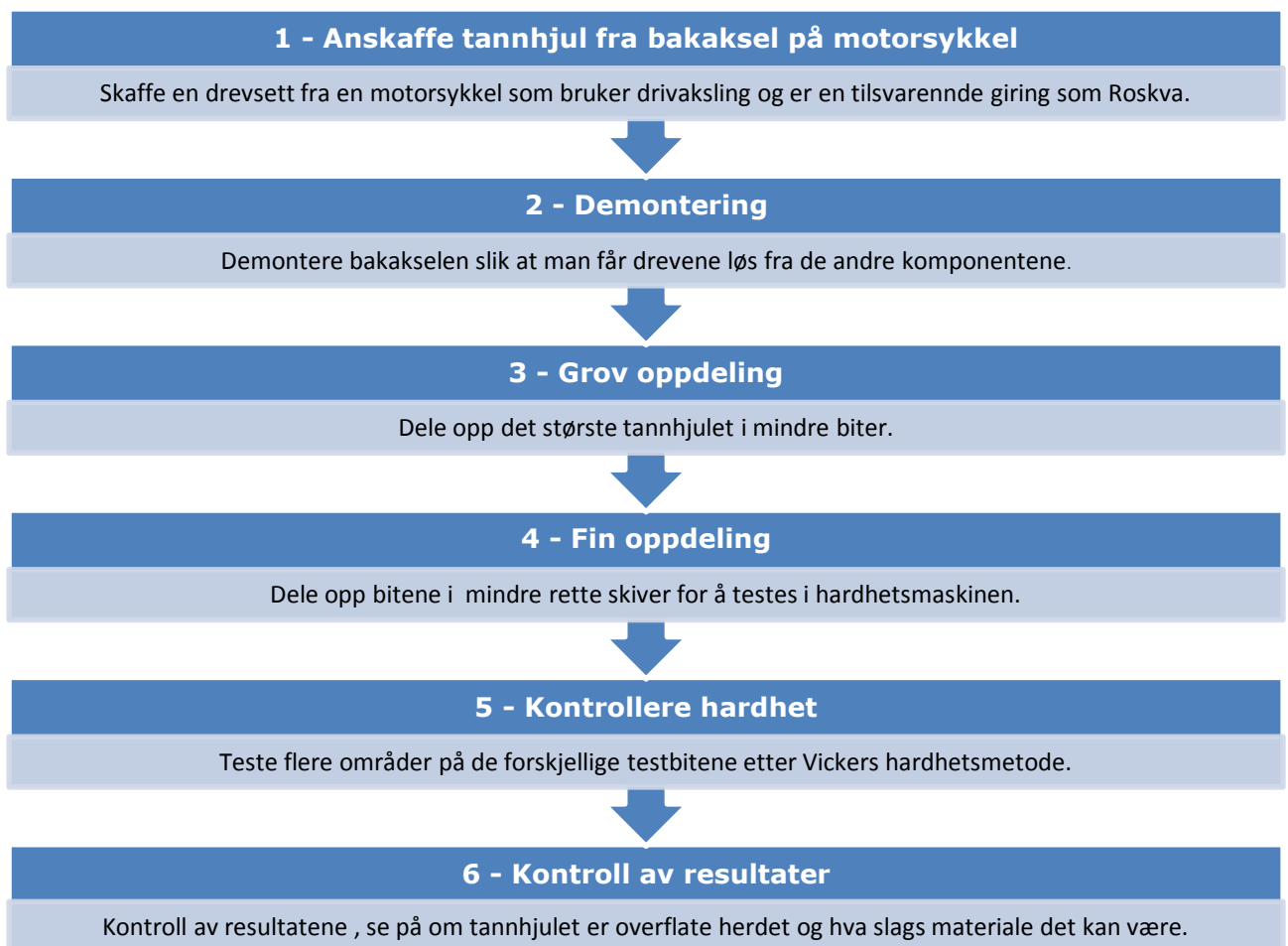
6.4 Materialtest av tannhjul

Når man velger ferdigproduserte tannhjul fra kataloger som fra Mekanex oppgir man størst påført moment, ønsket utveksling og turtall. Mekanex gir da en tilbakemelding på hvilken modul man må velge. Ulempen med å følge disse anvisningene er at de er meget konservative og utviklet for å gi evig levetid på komponentene for den gitte bruken og med høye sikkerhetsfaktorer. Dette gir oss tannhjul som er meget store og tunge, og i et motorisert kjøretøy er vekten kritisk og man ønsker så små komponenter som mulig.

Tannhjul som blir brukt i dagens motorsykler og andre kjøretøy er beregnet for bruk på store momenter og er relativt små i størrelsen. For eksempel har tannhjulene i vinkeldrevet i en Yamaha Virago 1100 en evne til å overføre 6-7 ganger høyere moment på samme tannhjul størrelse enn hva Mekanex sine tannhjul klarer.

For å kunne finne ut hva slags materiale og hvor kraftig herding som er brukt vil vi foreta hardhetstester av et vinkelgir fra en Yamaha Virago 1100 motorsykkel. Dette giret er en del av en svingarm som ble kjøpt brukt av motorsykkel butikken Spinning Wheel i Mysen. Ved å gjennomføre hardhetstester på forskjellige steder på tannhjulet kan vi bruke overgangstabell fra for eksempel Rockwell hardhet til strekkfasthet som kan gi oss et bilde av egenskapene til tannhjulet på de forskjellige områdene og sammenligne disse med dataene fra Mekanex.

6.4.1 Metodikk for hardhetstesting



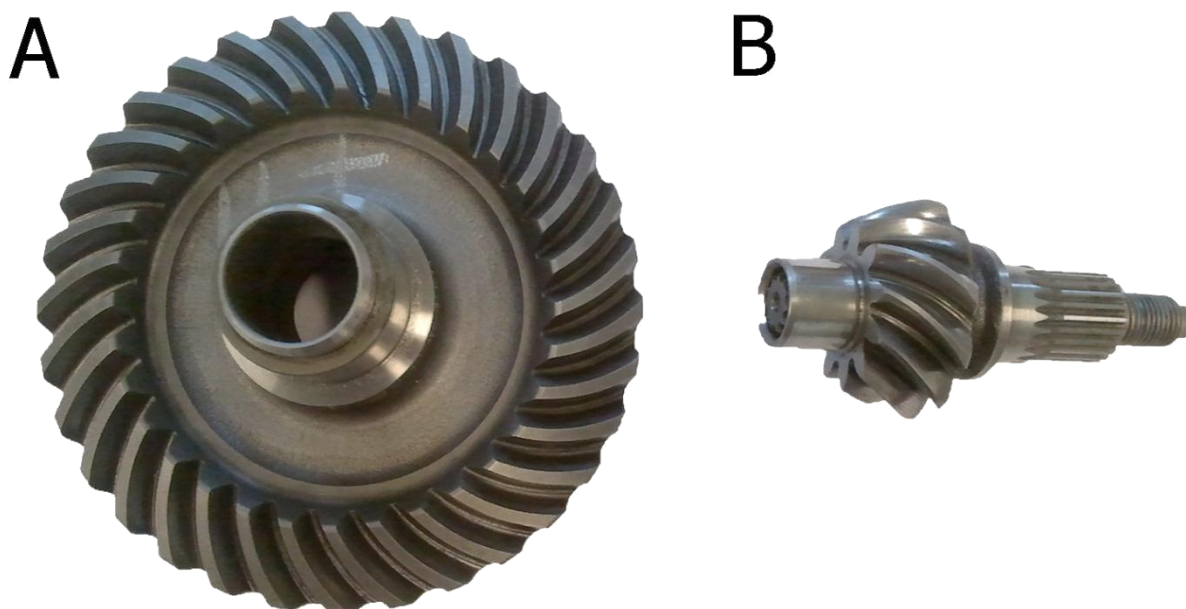
Figur 54: Oversikt over fremgangsmåte for materialtestingen.

6.4.2 Test emne

Tannhjulene som skal testes er en del av en komplett svingarm fra en Virago 1100 og må demonteres før vi kan gjennomføre hardhetstesting. Svingarmen skal stripes ned til de enkelte komponentene slik at man får kun løse tannhjul. Materialtesten vil hovedsakelig foretas på det største av de to drevene da dette er enklere å demontere og kutte opp i mindre biter samtidig som man kjøler det ned. Kjøling er nemlig viktig så man ikke ødelegger herdingen og materialegenskapene i det området man skal gjennomføre materialtestene.

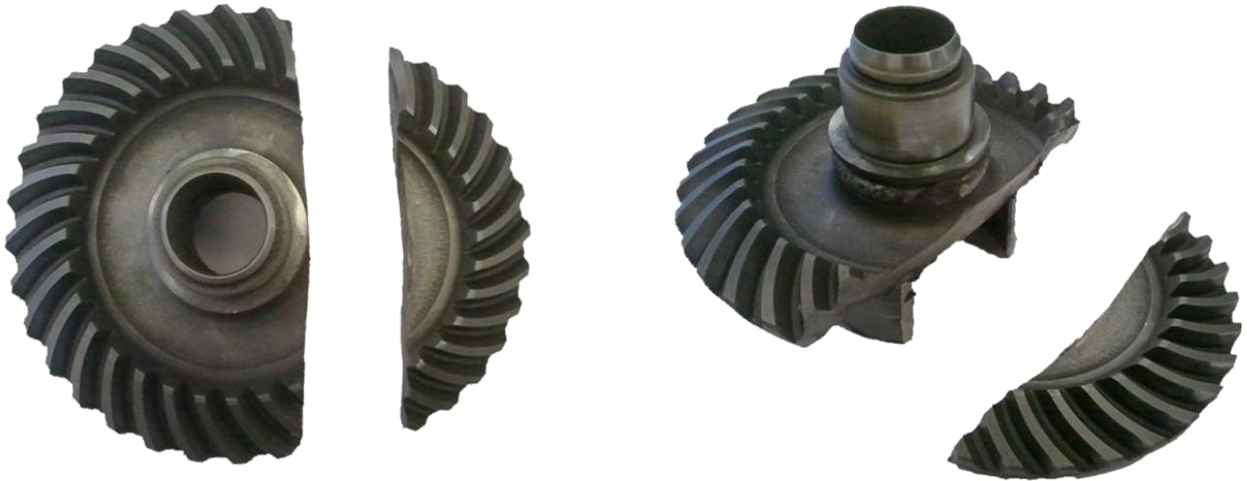


Figur 55: Bakre del av svingarmen på en Yamaha Virago 1100. Denne skal stripes ned til løse komponenter for å kunne gjennomføre hardhets testing av tannhjulene. (Foto: Lars J. Norberg)



Figur 56: Tannhjulene fra vinkeldrevet i en Virago 1100. A) Hovedtannhjulet. B) Piniontannhjulet. (Foto: Lars J. Norberg)

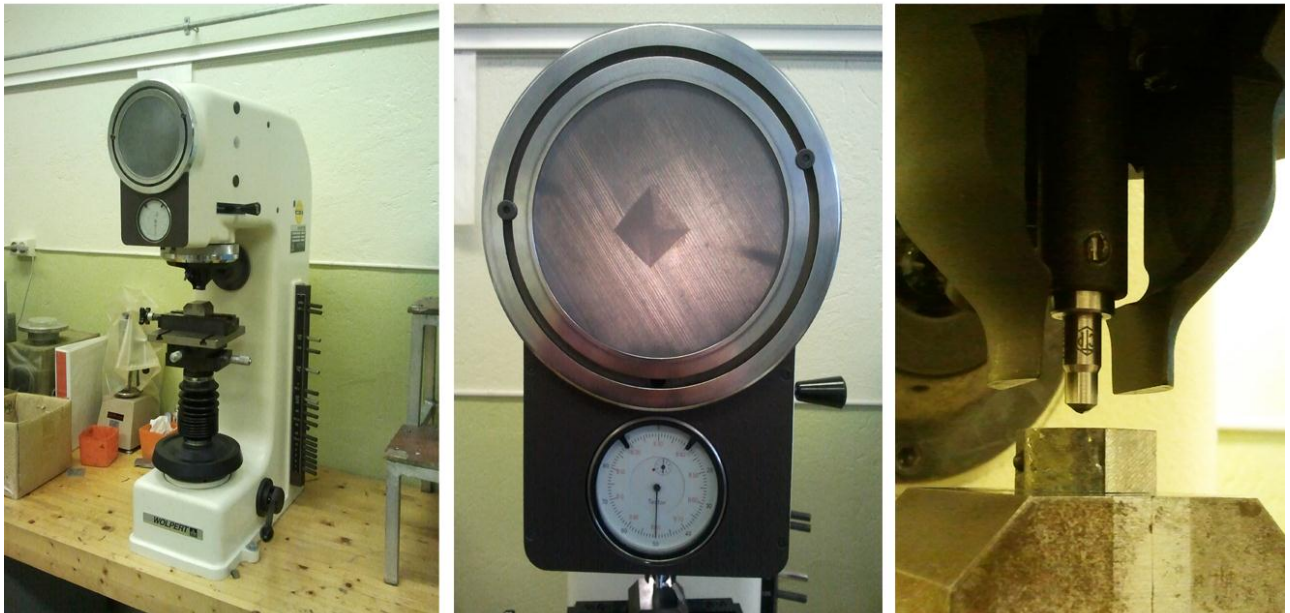
Det store tannhjulet ble valgt ut til emne for materialtesting siden det var enklere å kutte for å komme til tennene på en god måte. Verkstedet ved IMT ordnet tannhjulet slik at det fikk såret av et «kakestykke» slik at det ble enklere å dele opp inne på materiallabben og få et pent og rent kutt for testing.



Figur 57: Hoved tannhjulet fra Yamaha Virago ferdig levert fra Verkstedet på IMT. Det var et krevende metall å kutte på grunn av hardhet og behovet for lite varmgang. Tannhjulet måtte ha god kjøling gjennom hele kutteprosessen. (Foto: Lars J. Norberg)

6.4.3 Test metode

For å danne oss et bilde over hva slags materiale og herding tannhjulet har skal vi bruke en hardhetstester på materiallaboratoriet på IMT. For testen bruker vi Vickers hardhetsmetode med en diamantpyramide som egner seg godt på harde materialer.



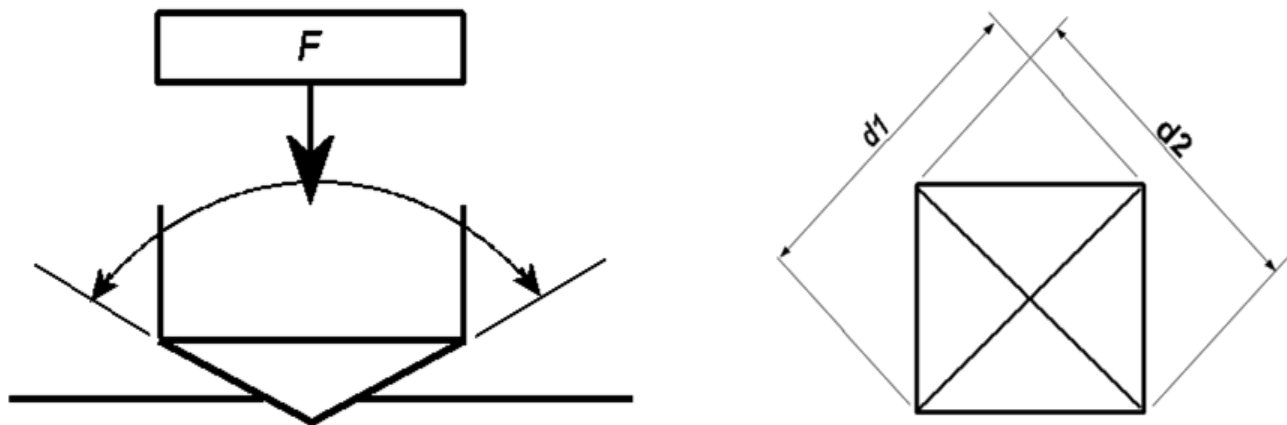
Figur 58: Venstre: Hardhetstestmaskinen som befinner seg på materiallaben på IMT. Denne kan brukes til både Vickers, Brinell og Rockwell hardhetstesting. Midten: Bilde av mikroskopbilde av innpresset, her måler man diameteren med en spesial linjal. Høyre: Bildet viser selve Vickers verktøyet med diamantpyramiden. (Foto: Lars J. Norberg)

Vickers hardhet

Vickers hardhet testing består av å presse en pyramideformet diamant med vinkel på 136 grader inn i et emne som man ønsker å kontrollere. Deretter måler man lengden på de to diagonalene. Gjennomsnittet av de to diagonalene gir oss en lengde som kan brukes i en

spesialutviklet tabell for å finne en Vickershardhet (HV). Denne tabellen er avhengig av hvilken kraft man har lagt på diamanten.

Alle inntrykk blir geometrisk likedannet slik at hardhetstallene er uavhengig av den lasten som benyttes. Lasten som blir benyttet ved Vickers er normalt mellom 1-100 kilopond som avpasses etter hvor stort inntrykk man tillater. Standard belastning for stål er 30 kilopond. Vickers har blitt den dominerende testmetoden for harde materialer da den har bedre egenskaper enn for eksempel Brinell som bruker en kule til å presse ned i materialet som testes. [1, 22]



Figur 59: Skisse over diamantens utforming og hvilke mål som avleses ved testing. [1]

Fremgangsmåte for testing:

1. Kutt til et ønsket prøvestykke og kontroller om overflaten er god nok.
2. Juster høyden på holderen og skarpheten i avleseren.
3. Juster den påførte kraften i forhold til materialet.
4. Påfør kraften og la den være påført i 10 sekunder før den tas av.
5. Mål diagonalen med en spesiell linjal som er forstørret 140 ganger.
6. Regn ut hardheten (HV) ved å bruke en egen tabell.

6.4.4 Testresultater

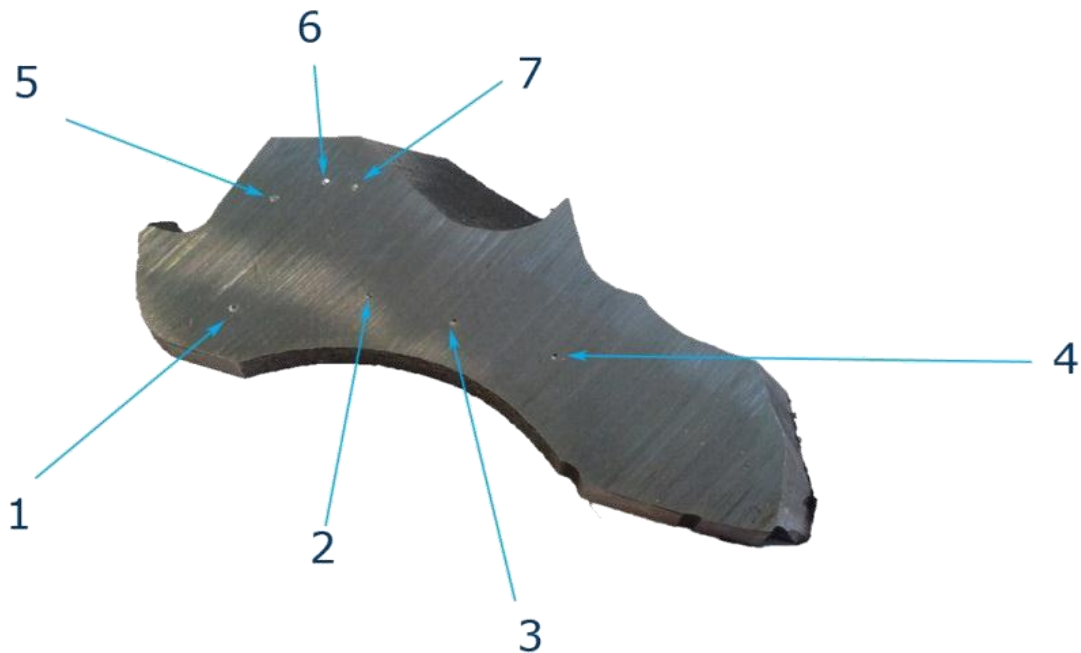
Det ble gjennomført seks tester hvorav fem av testene testet hardheten i grunnmaterialet og hardheten i ytterkant av tannen. Den siste hardhetstesten som ble foretatt i ytterkant er for å gi oss et bilde av endring i hardhet i forhold til roten. Den sjette testen testet overflatehardheten på tannen for å gi oss et godt inntrykk av hvor herdet selve overflaten er. Totalt vill dette kunne gi oss et bilde av hvordan tannhjulene er herdet og hvilke strekkfastheter de forskjellige delene i tannen har.

Test 1 – Hardhetstest i tannrot

Den første testen blir foretatt i selve roten på tannen for å måle selve grunnmaterialet som befinner seg i midten av tannhjulet og er det materialet som er blitt minst utsatt for herding om tannhjulet har blitt overflate herdet ved for eksempel nitrifisering.

Tabell 24: Testresultater fra hardhetstest nummer 1.

Punkt	Diameter 1	Diameter 2	Midlere diameter	Vickers hardhet
1	0,41	0,41	0,41	HV 331
2	0,425	0,425	0,425	HV 308
3	0,43	0,44	0,435	HV 294
4	0,43	0,44	0,435	HV 294
5	0,40	0,40	0,40	HV 348
6	0,41	0,41	0,41	HV 331
7	0,41	0,40	0,405	HV 339



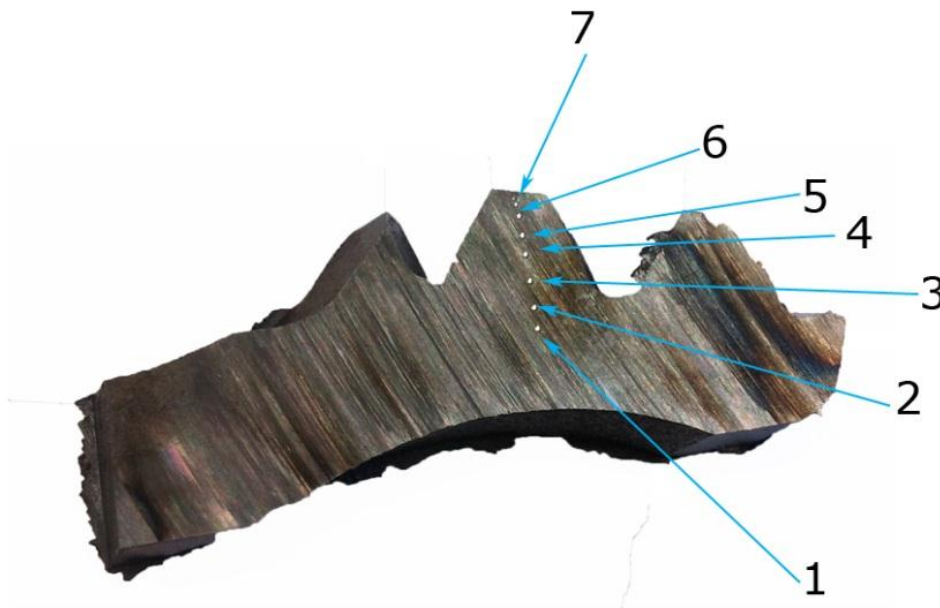
Figur 60: Prøvebit nummer en med nummererte testpunkter. (Foto: Lars J. Norberg)

Test 2 – Hardhetstest fra tannrot til ytterkant

Test nummer to ble foretatt på tvers igjennom tannen med hovedvekt på grunnmaterialet i tannhjulet. På denne testen startet vi ytterst på undersiden av tannhjulet og beveget oss nærmere selve overflaten på tannhjulet.

Tabell 25: Testresultater fra hardhetstest nummer 2.

Punkt	Diameter 1	Diameter 2	Midlere diameter	Vickers hardhet
1	0,42	0,41	0,415	HV 323
2	0,42	0,42	0,42	HV 315
3	0,43	0,43	0,43	HV 301
4	0,42	0,41	0,415	HV 323
5	0,41	0,40	0,405	HV 339
6	0,35	0,34	0,345	HV 467
7	0,29	0,29	0,29	HV 661



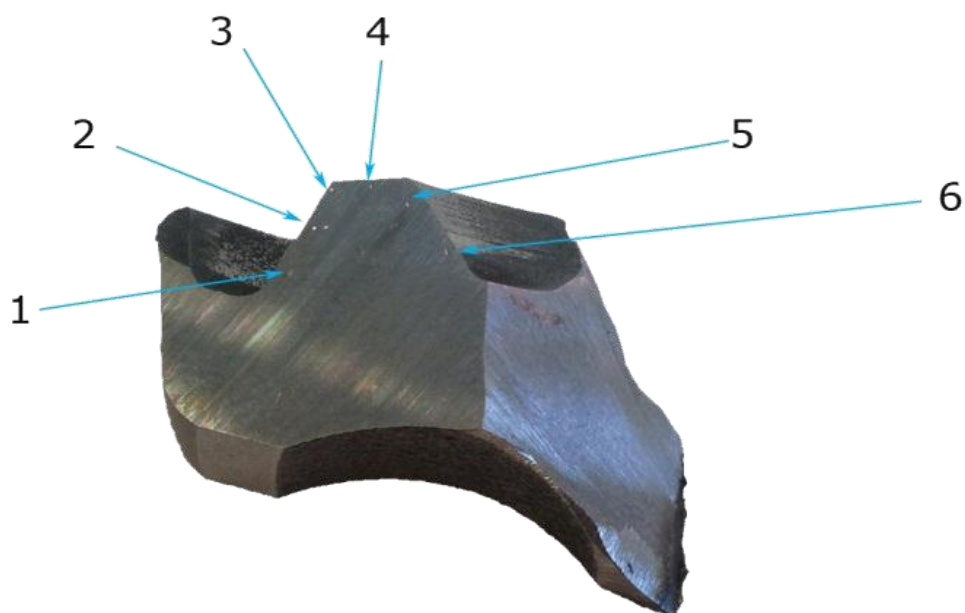
Figur 61: Prøvebit nummer to med syv nummererte testpunkter. (Foto: Lars J. Norberg)

Test 3 - Hardhetstest i ytterkant

Test nummer tre ble gjennomført langs ytterkanten til tannen for å se på hvordan hardheten forandrer seg utover mot overflaten. Vis hardheten øker jo nærmere man kommer overflaten kan gi oss en tydelig indikasjon på om tannhjulet er overfateherdet eller ikke.

Tabell 26: Testresultater fra hardhetstest nummer 3.

Punkt	Diameter 1	Diameter 2	Midlere diameter	Vickers hardhet
1	0,29	0,29	0,29	HV 661
2	0,28	0,27	0,275	HV 736
3	0,29	0,30	0,295	HV 639
4	0,28	0,28	0,28	HV 710
5	0,28	0,28	0,28	HV 710



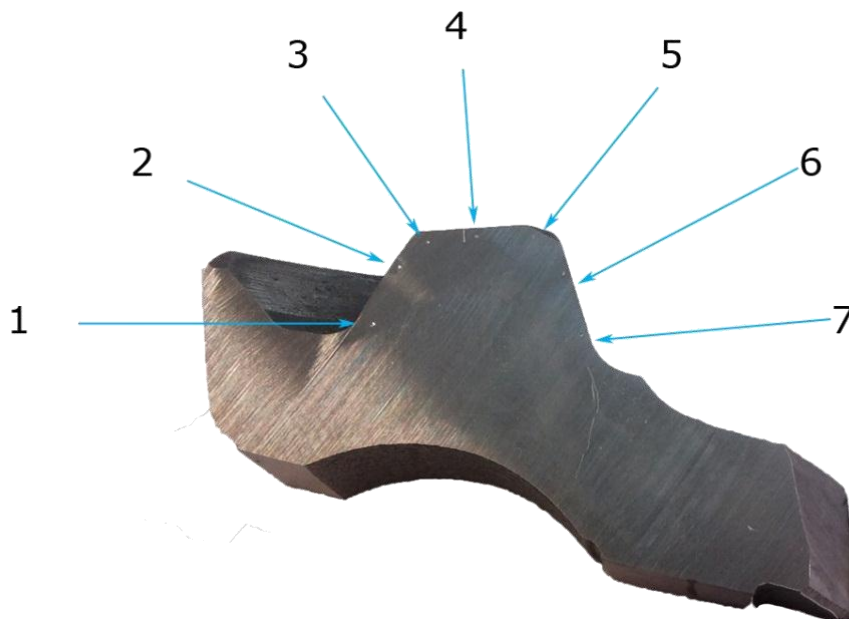
Figur 62: Prøvebit nummer tre med seks nummererte testpunkter. (Foto: Lars J. Norberg)

Test 4 - Hardhetstest i ytterkant

På test nummer fire ble også foretatt på ytterkanten av tannen. Det vil si ca. 1/2 mm innenfor kanten. Ved en eventuell overflate herding er det her vi vi få en økt hardhet i forhold til kjernen.

Tabell 27: Testresultater fra hardhetstest nummer 4.

Punkt	Diameter 1	Diameter 2	Midlere diameter	Vickers hardhet
1	0,29	0,29	0,29	HV 661
2	0,30	0,30	0,30	HV 618
3	0,26	0,26	0,26	HV 823
4	0,27	0,26	0,265	HV 792
5	0,25	0,26	0,255	HV 856
6	0,26	0,26	0,26	HV 823
7	0,27	0,27	0,27	HV 763



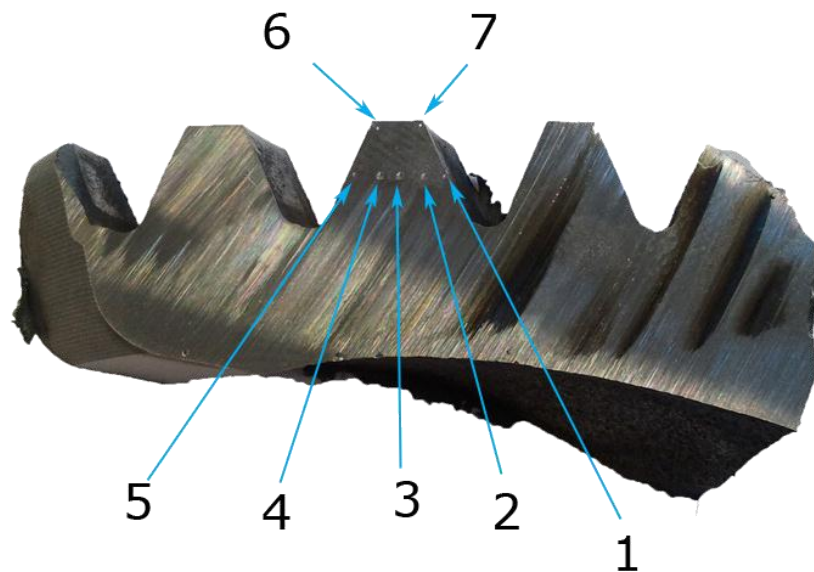
Figur 63: Prøvebit nummer fire med syv nummererte testpunkter. (Foto: Lars J. Norberg)

Test 5 - Hardhetstest fra ytterkant til ytterkant

Test nummer fem ble foretatt fra ytterkant til ytterkant av tannen. En slik måling vil kunne gi oss et godt syn på hardheten gjennom tannen og hvordan herdingen har påvirket materialet.

Tabell 28: Testresultater fra hardhetstest nummer 5.

Punkt	Diameter 1	Diameter 2	Midlere diameter	Vickers hardhet
1	0,28	0,28	0,28	HV 710
2	0,37	0,37	0,37	HV 406
3	0,42	0,41	0,415	HV 323
4	0,40	0,40	0,40	HV 348
5	0,27	0,27	0,27	HV 763
6	0,31	0,31	0,31	HV 579
7	0,29	0,28	0,285	HV 685



Figur 64: Prøvebit nummer fem med syv nummererte testpunkter. (Foto: Lars J. Norberg)

Test 6 - Hardhetstest i overflate

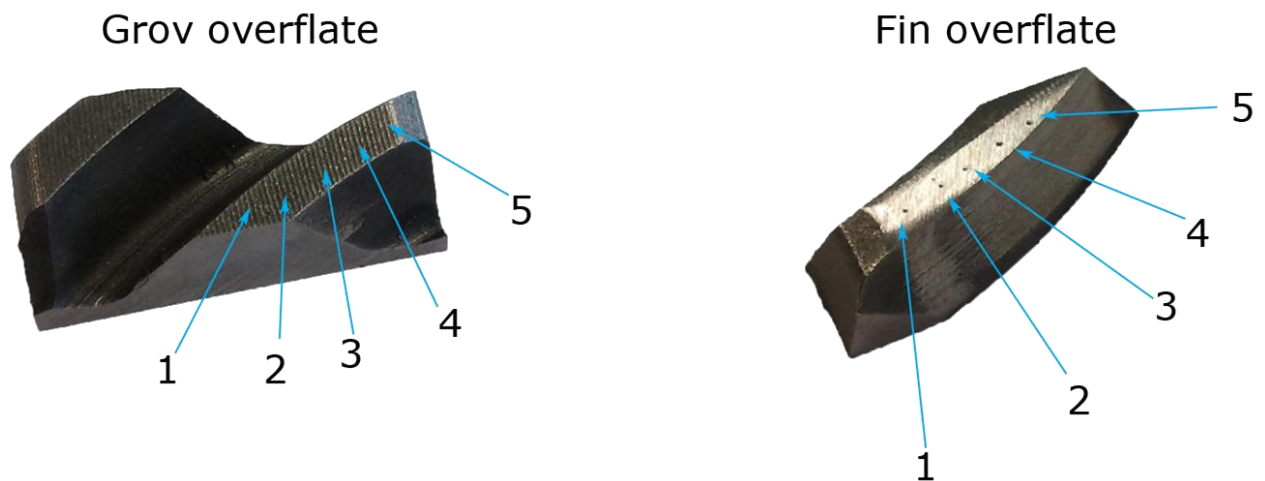
Test nummer 6 ble foretatt på overflaten av tannen for å se hvor hard kontaktflate tannhjulene har. Om den er herdet er det her vi forventer en hardest overflate. Siden tannhjulene er maskinerte er det tydelige striper fra maskineringen i overflaten på tannen og det ble derfor gjort to tester med forskjellige prøvestykker. På den ene stykket ble hardhetstesten gjennomført på ubehandlet overflate og på den andre testen ble overflaten slipt forsiktig for og eventuelt fjerne maskineringsspor og dermed få et mer nøyaktig resultat.

Tabell 29: Testresultater fra hardhetstest nummer 6-1 av overfalte på tann med grov overflate.

Punkt	Diameter 1	Diameter 2	Midlere diameter	Vickers hardhet
1	0,26	0,25	0,255	HV 856
2	0,26	0,27	0,265	HV 792
3	0,26	0,25	0,255	HV 856
4	0,26	0,26	0,26	HV 823
5	0,27	0,27	0,27	HV 763

Tabell 30: Testresultater fra hardhetstest nummer 6-2 av overfalte på tann med fin overflate.

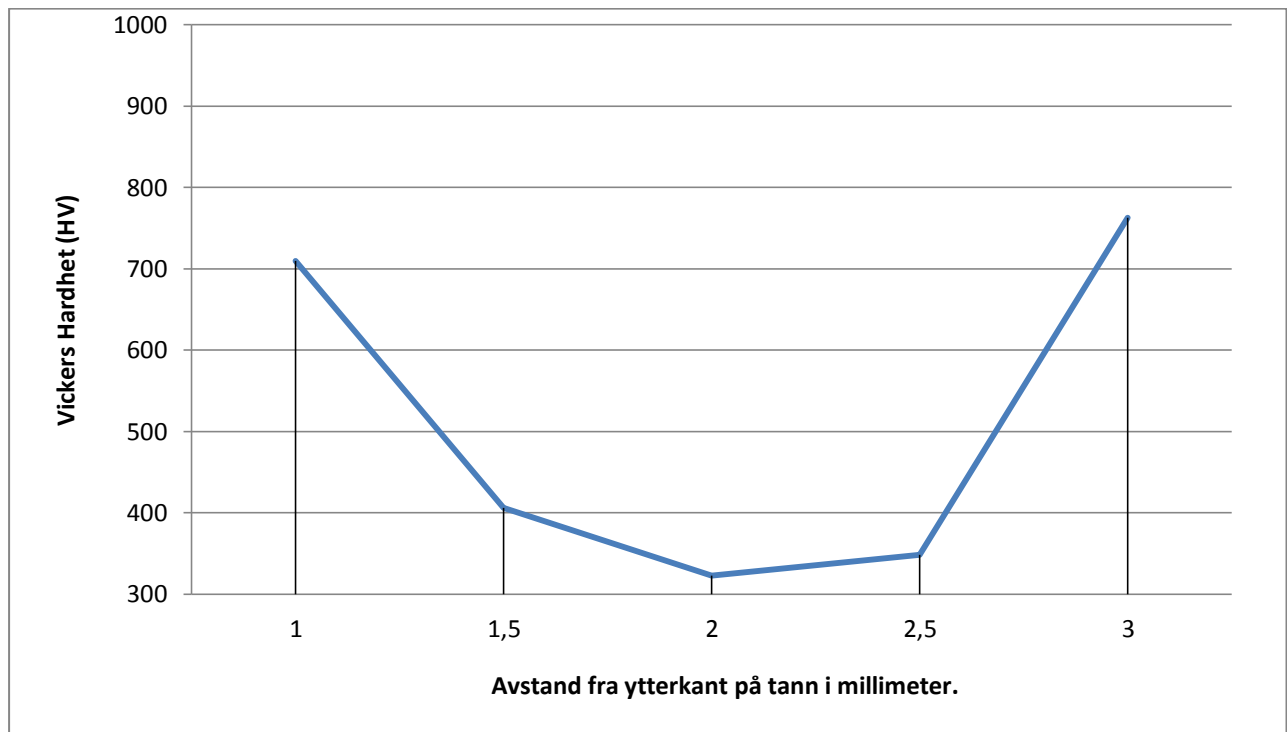
Punkt	Diameter 1	Diameter 2	Midlere diameter	Vickers hardhet
1	0,25	0,26	0,255	HV 856
2	0,25	0,25	0,25	HV 890
3	0,25	0,25	0,25	HV 890
4	0,26	0,26	0,26	HV 823
5	0,25	0,26	0,255	HV 856



Figur 65: Prøvebit nummer 6-1 og 6-2 med fem nummererte testpunkter. (Foto: Lars J. Norberg)

6.4.5 Konklusjon

Fra de forskjellige hardhetstestene som har blitt gjennomført kan vi tydelig se at det er en klar forskjell på hardheten gjennom tannen. Dette ser vi spesielt godt på test nummer fem der vi går fra ytterkant til ytterkant på tannen. Her ser vi hvordan hardheten er størst nærmest ytterkanten og hvordan den minker til den kommer til senter av tannen hvor hardheten er lavest, når vi nærmer oss den andre ytterkanten ser vi at hardheten øker omtrent identisk til hvordan den minket på andre siden.



Figur 66: Grafisk plott over hardheten gjennom en tann fra ytterkant til ytterkant.

Denne endringen i hardhet forteller oss det vi forventet. Tannhjulet er herdet med en herdemetode som har økt overflatehardheten til omtrent det tredobbele i forhold til kjernen på tannen. Denne herdingen gjør det mulig for dette tannhjulet å overføre de kreftene som er i systemet, da spesielt med tanke på kontaktspenningen som oppstår når to tenner går i inngrep med hverandre.

Ut fra testresultatene kan vi også se at dette tannhjulet består av omtrent samme materialet som tannhjulet som Mekanex leverer. Mekanex sitt tannhjul er produsert i en stållegering med navn 34Cr4 som har en strekkfasthet på 950 MPa. Ved hjelp av overgangstabellen finner vi hatt grunnmaterialet i tannhjulet vi testet har en Vickers hardhet på rundt 300 som ville gitt oss en strekkfasthet på ca. 950 MPa. Tannhjulet fra Mekanex kan overfalte herdes til å få en Rockwell hardhet på 55 HRC som vil gi oss en strekkfasthet på ca. 2000 MPa. Testresultatene fra tannhjulet har en overflatehardhet på rundt 850 HV som gir oss en strekkfasthet på godt over 2200 Mpa i henhold til tabell (vedlegg V02).

Det vi tydelig kan se er at ved riktig materialvalg og herdemetoder kan man fremstille tannhjul med stor nøyaktighet som kan overføre store krefter. Det er fortsatt viktig å merke seg at materialdata for beregning av levetid etter de forskjellige standardene er de empiriske data for beregning av tannhjul for evig levetid. Evig levetid er sjelden interessant i et kjøretøy og man kan derfor tillate høyere laster på mindre tannhjul.

6.5 Test av batteri

Det finnes mange batteriprodusenter på markedet fra forskjellige steder i verden. Noen av leverandørene er kjent for sin kvalitet og man kan stole på de battericellene som blir levert fra denne produsenten. Men det er også mange batteriprodusenter som ofte skryter på seg kapasitet i cellene. Dette gjelder som regel billig battericeller fra Kina. For å kunne bekrefte de oppgitte dataene er det blitt gjennomført en batteritest der battericellene har blitt ladet opp og ut i en del sykluser for å se på hvilken kapasitet battericellene virkelig har. Til slutt har det blitt gjennomført en kortslutningstest av to celler i serie for å se på hva som skjer ved en eventuell kortslutning.

6.5.1 Test av batterikapasitet

To battericeller av typen Headway 38120p er påmontert kontakter og koblet til en digital lader for å gjennomføre en test av kapasiteten på hver celle. Målet med testen er å verifisere den oppgitte kapasiteten til battericellene på 8000 mAh og få en følelse om de oppgitte spenningskurvene ved utladning stemmer med hva fabrikanten har oppgitt.

Tekniske spesifikasjoner Headway 38120p

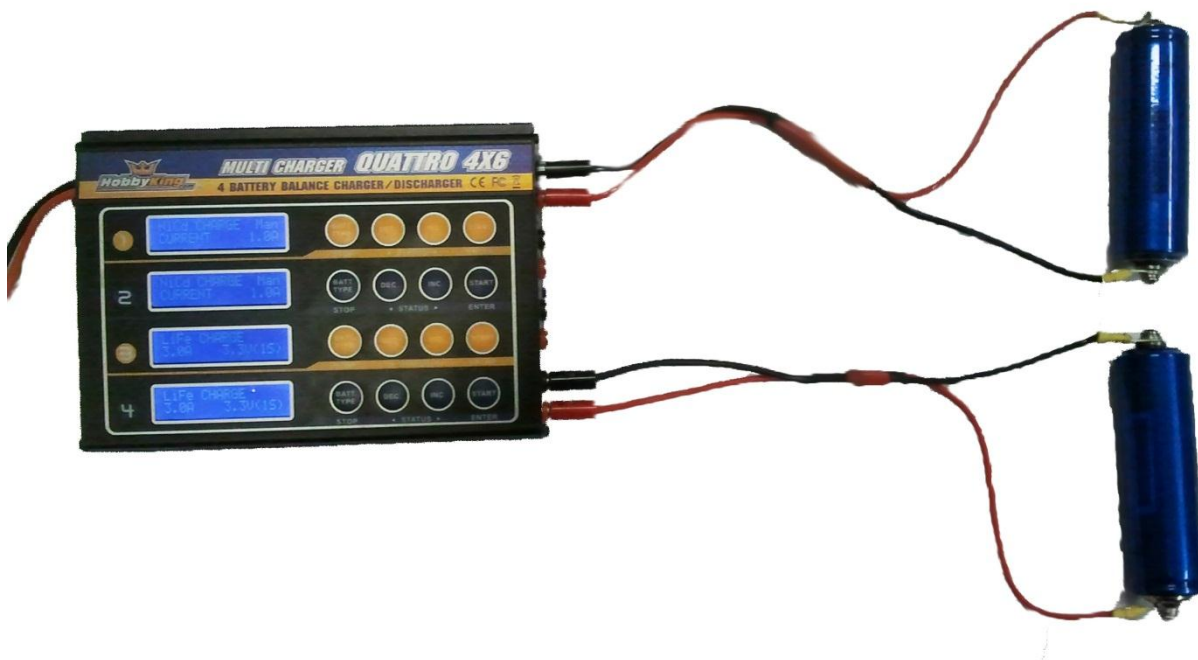
Batteritype: Lifepo4

Normalspenning: 3,20 Volt

Ladespenning: 3,65 Volt

Cut-off ladespenning: 2,00 Volt

C-rating: 20C



Figur 67: Batteritesten ble foretatt med en digitallader som kan lade opptil fire batterier samtidig. Denne kan programmeres til de riktige innstillingene og batteritype. Man kan enkelt se resultatene på displayet etter endt lading. (Foto: Lars J. Norberg)

På den digitale laderen kan vi justere de forskjellige parameterne som trengs for å kunne gjennomføre en slik sykluslading. Det brukes et eget program som er beregnet på Lifepo4 batterier der laderen er innstilt på en del grunnverdier for denne batteritypen slik at laderen ikke overskrider disse og ødelegger battericellen. Battericellene har blitt ladet ut med 1 Amper

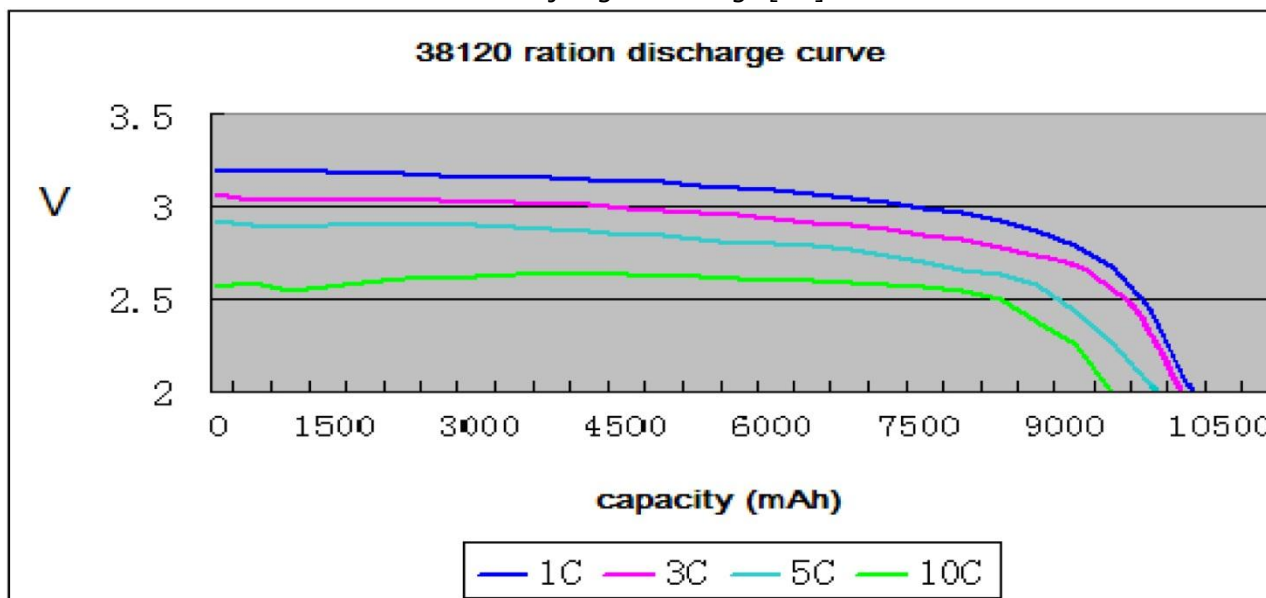


til de når Cut-off ladespenning på 2 volt, dette er maksimalt hva denne laderen kan utlade med. Resultatene fra de forskjellige ladesyklusene kan ses i tabellen under. Første lading viste at batteriene ble levert fulladet siden det kun gikk inn rundt 60 mAh i battericellene.

Tabell 31: Oversikt over inn- og utladinger av de to battericellene som ble testet.

Lading	Celle 1	Celle 2
1. Inn	70 mAh	60 mAh
2. Ut	8894 mAh	8200 mAh
3. Inn	8602 mAh	8305 mAh
4. Ut	8571 mAh	8825 mAh
5. Inn	8601 mAh	8519 mAh

Resultatene fra de forskjellige ladesyklusene viser oss at battericellene sin oppgitte kapasitet stemmer. Testen viste også at battericellene holder meget godt på spenningen helt til de nærmere ferdig utladet. Noe som stemmer meget bra med de oppgitte kurvene som er vist på figuren 68. Overingeniør Tom Ringstad gjennomførte en identisk test på en celle og fikk et lignende resultat der battericellen ble målt til å ha en kapasitet på 8600 mAh. Disse testene er foretatt med en lav utladningstrøm, med økende utladningstrøm vil batteriene kunne levere mindre kapasitet ut før den når Cut-off spenningen. Dette kan man tydelig se fra figuren under som viser fabrikanten sine data for forskjellig utladning. [26]

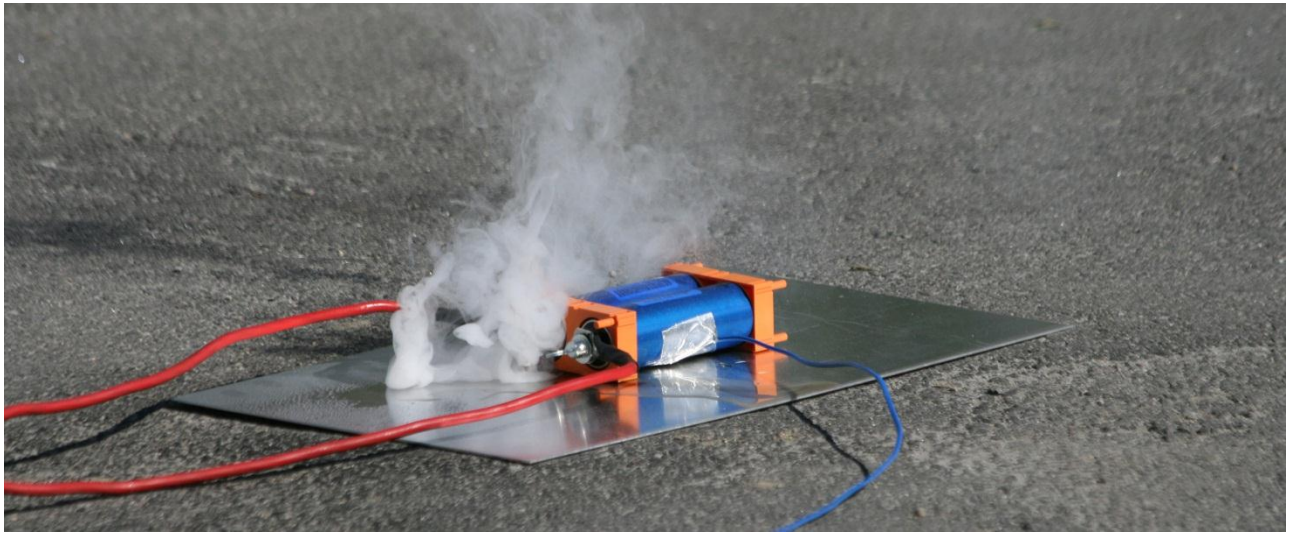


Figur 68: Spenningskurve ved utladning fra produsenten av battericellen. [33]

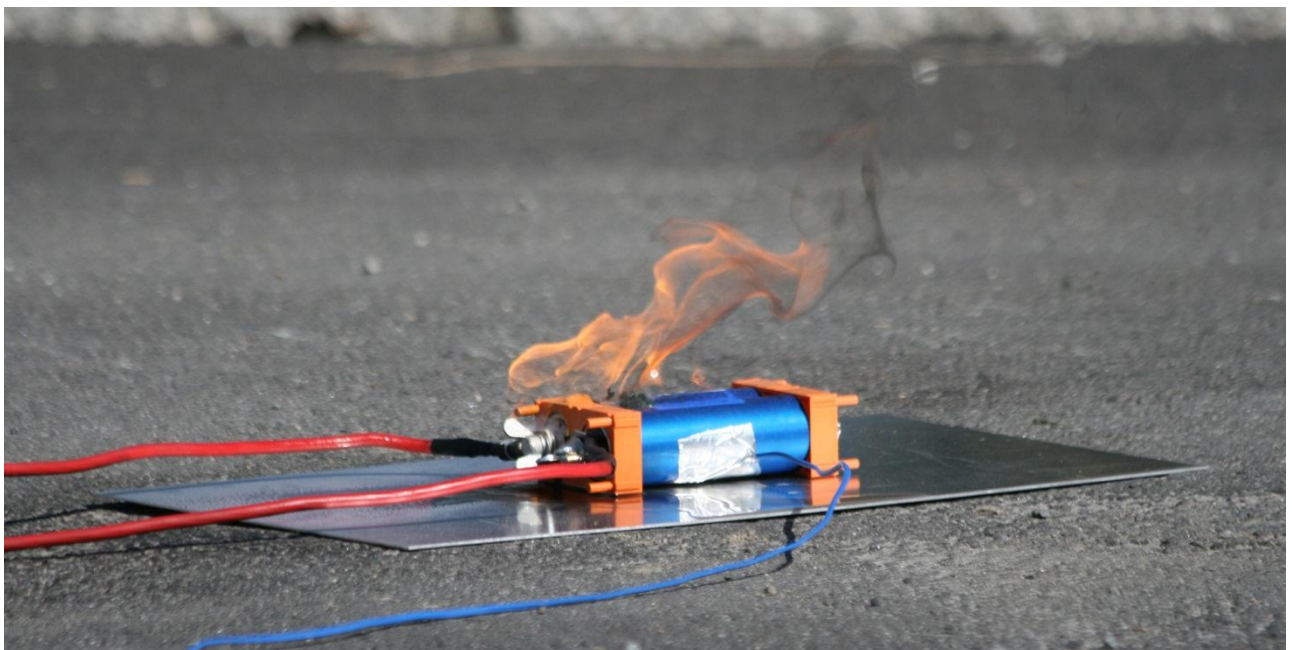
6.5.2 Kortslutningstest

Battericellene er av typen Lifepo4 og skal kunne tåle røff behandling, de skal også være noen av de sikreste battericellene på markedet når det kommer til fysisk skade og overbelastning. De fleste av oss har lest i avisen om personer som har opplevd at den bærbare datamaskinen har tatt fyr på grunn av kortslutning ved batteriet. Slike komponenter bruker batteritype som heter Li-Po og Li-Ion som er meget lette og kan levere bra med strøm. Ulempen er at de krevet meget kritiske til inn- og utladning og ved kortslutning kan de eksplodere og brenne intenst. Dette er ikke like kritisk for Lifepo4 batteriene og derfor er det ønskelig å danne oss et inntrykk av hva som faktisk skjer ved kortslutning. Derfor er det blitt gjennomført en test der vi har fulladet to battericeller som videre koblet sammen i serie. Deretter har vi kortslettet de

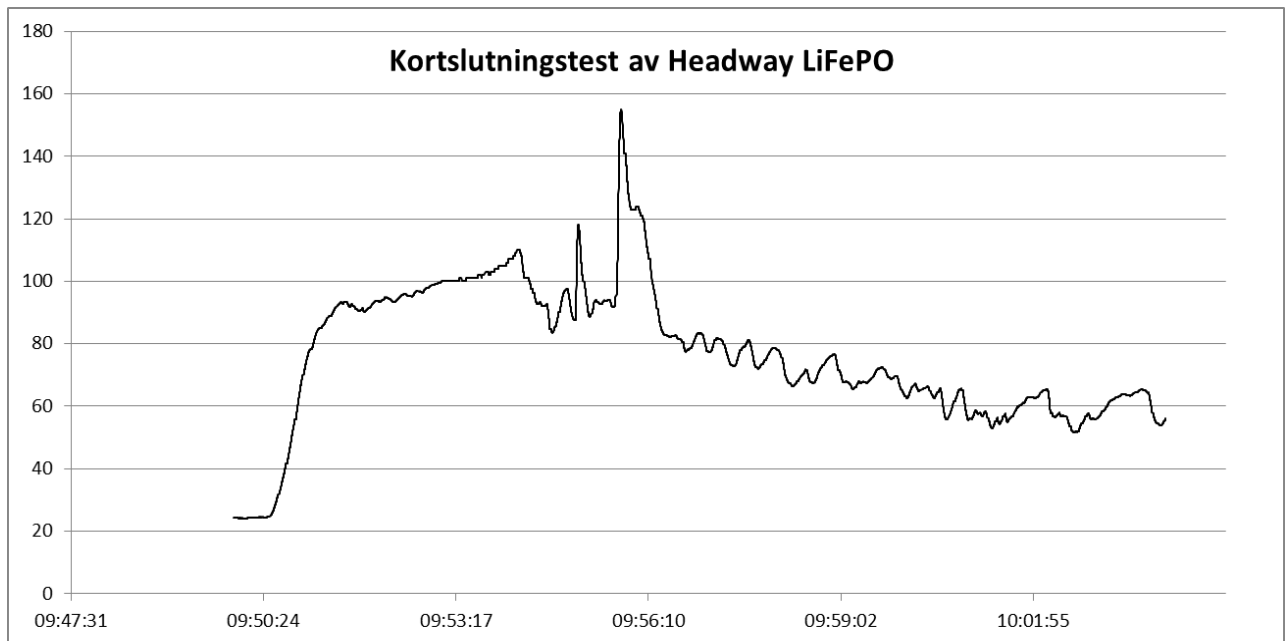
to cellene for å danne en full kortslutning. Under testen har det blitt koblet til en temperatursensor som måler temperaturen gjennom hele testen. Disse målingene er blitt plottet og vist i grafen på figur 71.



Figur 69: Etter rundt et minutt var første synlige tegn til kortslutning en tykk hvit røyk. (Foto: Lars J. Norberg)



Figur 70: Etter noen minutter smeltet plasten på sammenkoblingsenheten og tok fyr. Battericellene fortsatte å brenne i resten av teste. (Foto: Lars J. Norberg)



Figur 71: Grafen viser utviklingen av temperaturen ved kortslutning av de to battericellene. X-aksen viser tiden for testen og y-aksen viser temperaturen i grader celsius.

Etter at battericellene ble kortsluttet tok det litt tid før det ble noen synlige resultater, men vi kan tydelig se at temperaturen økte kraftig rett etter at kortslutningen ble startet. Deretter begynte battericellene å avgis hvit røyk i noen minutter inntil at trykket ble såpass stort at selve innkapslingen til battericellen ikke klarte å holde på trykket lenger og sprakk på den ene enden. Dette resulterte i en utblåsning av gasser, den høye temperaturen gjorde også at platen som sammenkoblingseneheten var laget i smeltet og tok fyr. Dette forårsaket at den ene enden på battericellen stod i brann store deler av testen. Etter rundt ti minutter sank temperaturen og battericellene var ferdig utbrent og stoppet å avgis røyk.



Figur 72: Battericellen etter ca. ti minutter. Battericellene er fullstendig utbrent og ødelagt. Høyeste temperatur i løpet av testen ble logget til ca. 160 grader celsius. (Foto: Lars J. Norberg)



6.5.3 Konklusjon

Batteriene klarer å levere den kapasiteten de er oppgitt med og holder spenningen etter anvist kurve. Det har dessverre ikke blitt gjennomført en full belastningstest med maksimalt strømtrekk på grunn av manglende utstyr for dette. Dette må derfor testes i prototypen for å kunne bekrefte disse oppgitte verdiene. Dette gjelder også en eventuell levetid for battericellene og generell oppførsel under bruk.

Kortslutningstesten viste oss hva som eventuelt kan skje med battericellene ved en full kortslutning. Dette er en hendelse som sjelden vil være realistisk i virkeligheten så lenge man ikke forårsaker dette ved for eksempel å miste verktøy eller noe lignende elektrisk ledende komponenter mot batteripolene. Batteriene inneholder mye energi og består av en kjemisk oppbygning. Ved kortslutning vil batteriene øke i temperatur før de får en trykkutvikling inne i cellen. Testen viste oss at denne trykkøkningen til slutt vil gjøre at cellen sin ende vil sprekke for så å slippe ut trykket med god kraft. Dette skjer ved en temperatur på rundt 155 grader. Batteriene begynte også å brenne noen minutter etter iverksatt kortslutning, dette skjedde hovedsakelig på grunn av den store varme utviklingen som gjorde at plasten som sammenkoblingseneheten er laget av smeltet og tok fyr. Denne testen har vist oss en potensiell fare ved å bruke batterier i et kjøretøy.

Det er derfor viktig at ved videre utvikling av denne motorsykkelen burde man se på sikkerhetssystemer rundt batteriene. Som for eksempel bruk av en BMS for å overvåke tilstanden på battericellene ved lading og bruk som kan forhindre skader på cellene. Man burde også se på muligheten for å bygge brannsikre batterikasser for å forhindre spredning og automatiske brannsløkkesystemer om bord rundt batteripakken hvis en brann eventuelt skulle oppstå.

6.6 Dimensjonering

Alle beregninger av tannhjulene er gjort etter Norsk Standard NS-5011 – Tannhjulsveksler med sylindriske tannhjul, Rette eller skrå tenner, Beregning av bæreevne. [17]

I første omgang er tannhjulene valgt ut etter passende fysisk størrelse etter hva som kan egne seg i drivlinjen. Videre beregninger vil vise om tannhjulene klarer å overføre de ønskede kreftene i drivlinjen.

Tannhjulet som er valgt ut som vinkeldrev til girkassen ved drivhjulet er levert fra Mekanex AB som er et firma som leverer mekaniske komponenter. Vi ser på pinion-tannhjulet da dette er det som overfører kraften inn på vinkelgiret og beregner spenningene i henhold til NS-5011 for å finne flatetrykk og bøyespenningen. Videre blir det beregnet skjærspenning og jevnførendespenning i tannroten for kontroll mot FEM-analysen. Denne spenningen blir videre brukt i levetidsberegninger i henhold til Veritas Standard DNV-RPC203. [5]

Utvæxling 1:3 (=F)

Material

S = Stål SS EN 10083-1-34Cr4, kuggkvalitet 8f24



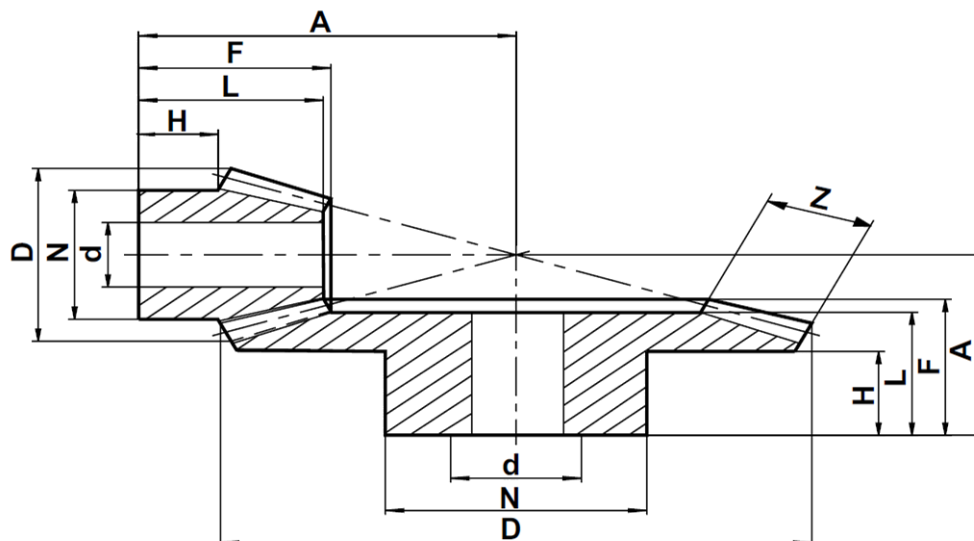
Modul	Kugg	Artikkelnr	Material	D	N	H	L	F	Z	A	d	Överförbar effekt (kW)			
												H7	100	500	1500
1,0	15	F1015S45	S	17,7	13,3	9,2	-	16,6	7,10	32,0	4	4	0,01	0,03	0,08
	45	45,3		25,3	10,0	15,0	17,1	7,10	22,0	8					
1,5	15	F1515S45	S	25,3	19,0	11,7	21,6	22,3	10,30	46,0	10	10	0,09	0,14	0,28
	45	68,4		30,0	15,0	20,8	23,0	10,30	30,0	15					
2,0	15	F2015S45	S	33,8	24,0	13,0	26,5	27,4	13,80	59,0	12	12	0,14	0,22	0,73
	45	91,3		34,0	20,0	26,9	29,7	13,80	39,0	17					
2,5	15	F2515S45	S	42,2	32,0	14,8	31,4	32,6	17,20	72,0	16	16	0,18	0,44	1,36
	45	114,1		48,0	26,0	34,8	38,3	17,20	50,0	24					
3,0	15	F3015S45	S	50,7	38,0	17,3	37,3	38,7	20,60	86,0	19	19	0,22	1,03	2,40
	45	136,9		56,0	30,0	40,7	45,0	20,60	59,0	28					
3,5	15	F3515S45	S	59,1	44,0	18,9	42,3	43,9	24,10	99,0	22	22	0,36	1,62	3,68
	45	159,7		65,0	35,0	47,8	52,7	24,10	69,0	32					
4,0	15	F4015S45	S	67,6	50,0	20,3	47,3	49,0	27,50	112,0	25	25	0,58	2,40	5,44
	45	182,5		72,0	39,0	52,9	58,4	27,50	77,0	36					
4,5	15	F4515S45	S	76,0	56,0	20,9	51,0	53,1	31,00	124,0	28	28	0,88	4,34	9,99
	45	205,3		80,0	43,0	58,7	65,0	31,00	86,0	40					
5,0	15	F5015S45	S	88,4	60,3	30,0	-	65,3	33,00	145,0	25	25	0,73	3,60	11,00
	45	226,9		90,3	40,0	59,0	66,7	33,00	92,0	30					

Figur 73: Tannhjulene som skal brukes i vinkeldrevet er tatt fra katalogen til Mekanex AB som er en stor leverandør av transmisjonskomponenter. Tannhjulsettet som er markert ut med blått er det som er brukt til beregninger i oppgaven. [14]

Tannhjulene som kan passe til girkassen er utført i en utveksling på 1:3 og med en modul på 3. Disse tannhjulene må kontrolleres etter NS 5011 for å sjekke om tannhjulene tåler de kreftene de blir utsatt for.

Vinkel gir 1:3 – Modul 3

Stålkvalitet: 34Cr4



Figur 74: Oversikt over målene på tannhullet. [14]

Tekniske spesifikasjoner:

Navn: F30115S45

$Z_1=15t$

$Z_2=45t$

$B=20,6\text{mm}$

$u=3$

$m=3$

6.6.1 Belastningssituasjon 1

I belastningssituasjon nummer en vil tannhjulene bli utsatt for maksimal belastning. Dette vil hovedsakelig foregå ved maks akselerasjon og tannhjulene vil derfor bli utsatt for maks moment. Tannhjulene vil da måtte overføre et moment på 84 Nm som er hva motorene kan levere maksimalt. Dette momentet vil avta brått ettersom sykkelen begynner å bevege seg, og deretter bevege seg mot det momentet som kreves for å holde motorsykkelen i cruisehastighet. Ved bevegelse over cruisehastighet og oppimot topphastigheten vil motorsykkelen trenge mer moment for å overstige luftmotstanden som øker betraktelig.

Beregninger i henhold til NS 5011

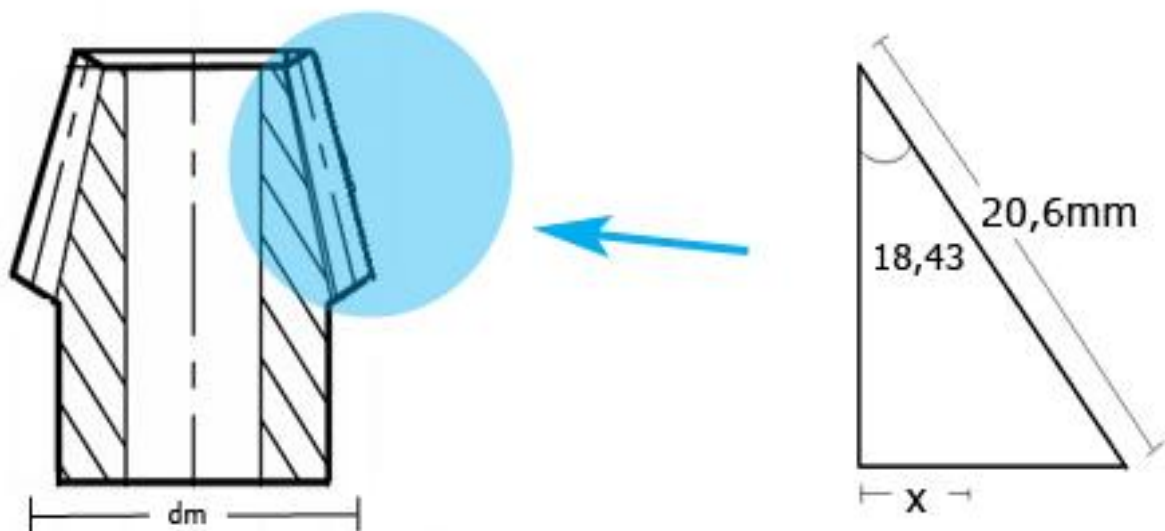
Beregningene som følger er gjennomført i henhold til Norsk Standard for beregning av bæreevne for tannhjul og for informasjon rundt konstanter og faktorer henvises det til denne for mer informasjon. Det er satt en sikkerhetsfaktor mot brudd ved beregninger av tannhjul til 1,4 gjennom denne oppgaven.

Finner delediameteren:

$$d_1 = z_1 \cdot m \quad (3-29)$$

$$d_1 = 15 \cdot 3 = 45 \text{ mm}$$

Finner den midlere diameteren til drivhjulet:



Figur 75: Pinion drevet med beskrivelse av målene.



Først finner vi halve toppvinkelen på drivhjulet:

$$\tan\delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{1}{3} = 18,43^\circ \quad (3-31)$$

Finner deretter avstanden x:

$$\sin\delta_1 = \frac{x}{0,5 \cdot b} \Rightarrow x = 0,5 \cdot b \cdot \sin\delta_1 \quad (3-32)$$

$$x = 0,5 \cdot 20,6 \cdot \sin 18,43 = 3,25 \text{ mm}$$

$$d_m = d - 2 \cdot x = 45 - (2 \cdot 3,25) = 38,5 \text{ mm}$$

Finner beregningslasten:

$$F_{ber} = \frac{2T_1}{d_m} \cdot K_1 \cdot K_v \quad (3-17)$$

$$T_1 = \text{påført moment} = 84 \text{ Nm}$$

$$d_m = 38,5 \text{ mm}$$

$$K_1 = \text{Lastfaktor} = 1 \text{ fra tabell i NS 5011}$$

$$K_v = \text{Belastningsfaktor} = 1 \text{ fra tabell}$$

$$F_{ber} = \frac{2 \cdot 84 \cdot 10^3}{38,5} \cdot 1 \cdot 1 = 4363,6 \approx 4364 \text{ N}$$

Beregning av bæreevne med hensyn til flatetrykk:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_m \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{ber} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot (u-1)}{b \cdot d \cdot u}} \quad (3-18)$$

Finner formfaktor for flatetrykk:

$$Z_H = 1,72 \text{ fra tabell}$$

Finner materialfaktor:

$$Z_m = \sqrt{0,35 \cdot E} \quad (3-23)$$

$$Z_m = \sqrt{0,35 \cdot 206000} = 268,5$$

Finner inngrepsfaktor:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,5}{3}} = 0,91$$

ϵ_α er hentet fra tabell i henhold til NS 5011



Finner transversal lastfordelingsfaktor:

$$K_{H\alpha} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner lastutbredelsefaktor:

$$K_{H\beta} = 1,3$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Regner ut flatetrykket på tannhjulet:

$$\sigma_H = 1,72 \cdot 268,5 \cdot 0,91 \cdot \sqrt{\frac{4364 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot (3 - 1)}{20,6 \cdot 38,5 \cdot 3}} = \mathbf{917,72 \text{ Mpa}}$$

Formel for tillatt flatetrykk:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HX} \cdot K_{HN} \cdot K_{HK}}{S_H} \quad (3-26)$$

Finner strekkfasthet i overflaten:

$$\sigma_{Hlim} = 2000 \text{ Mpa}$$

Funnet ved overgangstabell fra Rockwell hardhet på 55 HRC

Finner smøremiddelfaktor:

$$K_L = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner overflatefinhetsfaktor:

$$Z_R = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner hydrodynamisk smøremiddelfaktor:

$$Z_V = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner sikkerhetsfaktor for flatetrykk:

$$S_H = \sqrt{S_F} \quad (3-36)$$

$$S_H = \sqrt{1,4} = 1,18$$

Finner dimensjonsfaktor for flatetrykk:

$$K_{HX} = 0,9$$

Denne faktoren kan settet til 0,9 i henhold til NS 5011.

Finner levetidsfaktor for flatetrykk:

$$K_{HN} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner hardhetskombinasjonsfaktor:

$$K_{HK} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Regner ut tillatt flatetrykk:

$$\sigma_{HPI} = \frac{2000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1}{1,18} = 1525,4 \text{ Mpa}$$

Konklusjon:

$$\sigma_H < \sigma_{HPI}$$

Siden kontaktspenningen er lavere en den tillatte er det ingen problemer med for eksempel sammensveising av tenner. På grunn av herdingen takler tennene en kontaktspenning på opptil 2000 MPa. Det er viktig å merke seg at dette kun gjelder kontaktspenning i overflaten av materialet og ved for eksempel kontroll av bøyesspenningen gjelder helt andre materialdata.

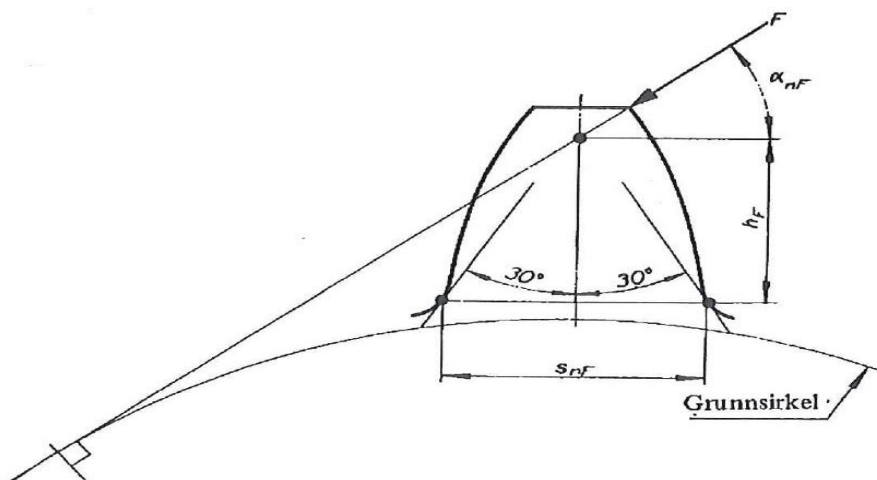
Beregning av bæreevne med hensyn til bøyesspenning:

Formel for bøyesspenning:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_B \cdot Y_\epsilon \cdot \frac{F_{ber} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{b \cdot m_n} \quad (3-27)$$

Finner formfaktor for bøying:

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m_n} \cdot \cos\alpha_{nF}}{\left(\frac{S_{nF}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_n} \quad (3-28)$$



Figur 76: Skisse som viser målene på tannhullet. [17]

Regner ut formfaktor for bøying:

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{4}{3} \cdot \cos 20}{\left(\frac{3,93}{3}\right)^2 \cdot \cos 30} = 5,07 \approx 5,1$$



Finner skråvinkelfaktor:

$$Y_B = 0,75$$

Denne faktoren kan settet til 0,75 i henhold til NS 5011

Finner Inngrepstallsfaktor:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,4} = 0,714 \quad (3-34)$$

Finner profiloverdekkningen:

$$\epsilon_\alpha = 1,4$$

ϵ_α kan settes til 1,4 i henhold til NS 5011

Finner transversal lastfordelingsfaktor:

$$K_{F\alpha} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner breddefordelingsfaktor:

$$K_{F\beta} = 2,5$$

Denne faktoren kan settet til 2,5 i henhold til NS 5011

Regner ut bøyesspenningen i tannhjulsroten:

$$\sigma_F = 5,1 \cdot 0,75 \cdot 0,714 \cdot \frac{4364 \cdot 1 \cdot 2,5}{20,6 \cdot 3} = \mathbf{482,1 \text{ Mpa}}$$

Formel for tillatte bøyesspenningen:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_S \cdot K_{FX} \cdot K_{FN}}{S_F} \quad (3-29)$$

Finner σ_{FP} :

$$\sigma_{Flim} = 950 \text{ Mpa}$$

Finner hulkilfaktor:

$$Y_S = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner sikkerhetsfaktor mot bøyning:

$$S_F = 1,4$$

Finner dimensjon faktor for bøyning:

$$K_{FX} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner levetidsfaktor for bøyning:

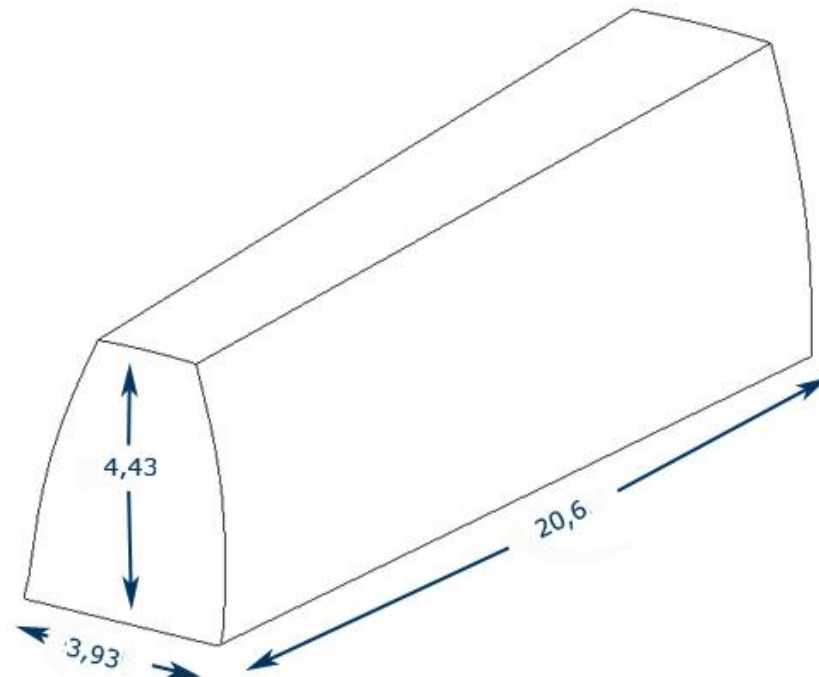
$$K_{FN} = 1$$

Denne faktoren kan settes til 1 i henhold til NS 5011

Regner ut tillatt bøyespenning:

$$\sigma_{FP} = \frac{950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} = 678,57 \text{ Mpa}$$

Skjærspenning i rotsnittet



Figur 77: Skisse av tannen med de forskjellige målene som blir brukt i utregningene. Alle mål er i millimeter. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

Formel for skjærspenning:

$$\tau = \frac{V \cdot S}{I_y \cdot b} \quad (3-4)$$

$$V = \text{Kraft i N.}$$

$$S = \text{Statisk flatemoment om tyngepunktet}$$

$$I_y = \text{Treghetsmoment}$$

$$b = \text{Bredde}$$

Regner ut statisk flatemoment:

$$S = b \cdot l \cdot t_p$$

$$S = 3,93 \cdot 20,6 \cdot 2 = 161,91 \text{ mm}^3$$



Regner ut arealtrehetsmomentet:

$$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_y = \frac{20,6 \cdot 3,93^3}{12} = \mathbf{104,19 \text{ mm}^4}$$

Regner ut skjærspenningen:

$$\tau = \frac{4364 \text{ N} \cdot 161,19 \text{ mm}^3}{104,19 \text{ mm}^4 \cdot 20,6 \text{ mm}} = \mathbf{329,2 \text{ Mpa}}$$

Regner ut den jevnførende spenningen (Von-Mises):

$$\sigma_{JF} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Z^2 - \sigma_X \cdot \sigma_Z + 3\tau^2} \quad (3-8)$$

$$\sigma_{JF} = \sqrt{482,1 + (3 \cdot 329,2^2)}$$

$$\sigma_{JF} = \mathbf{570,61 \text{ Mpa}}$$

Konklusjon:

$$\sigma_F < \sigma_{FP}$$

$$\sigma_F < \sigma_{JF}$$

Norsk standard bruker kun bøyespenningen og kontaktspenningen som dimensjonerende faktorer for beregning av bæreevne på tannhjul. Begge disse spenningene er lavere enn flytegrensen og strekkfastheten til materialet (34cr4) som tannhjulene er produsert i. Dette gjør at det ikke er noen fare for brudd på grunn av overbelastning av tennene i denne lastsituasjonen. Det er også viktig å merke seg at det ikke er tatt hensyn til tapene gjennom de forskjellige leddene i drivlinjen da disse antas å være såpass små at de vil ha liten innvirkning på resultatene. De vil hovedsakelig være med på å gi oss en mer konservativ løsning på beregningen. Utfordringen er at for å beregne tannhjulene mot utmatting bruker standarden en del faktorer og materialverdier som er utarbeidet via testing og erfaring. Ved å kontrollere spenningene mot disse empiriske verdiene kan man beregne tannhjulene mot evig levetid. I vårt tilfelle vil ikke tannhjulene kunne dimensjoneres mot disse spenningsverdiene da vi ikke er interessert i evig levetid og dette ville gitt oss meget tøre og tunge tannhjul. Det er derfor nødvendig å forta en dynamisk analyse for å beregne en levetid for tannhjulene.



6.6.2 Belastningssituasjon 2

I belastningssituasjon nummer to vil tannhjulene bli utsatt for en liten belastning siden motoren kun trenger å levere den effekten som kreves for å holde motorsykkelen i 80 km/t. Tannhjulene vil da måtte overføre et moment på 17,3 Nm som motorene kan levere kontinuerlig uten problemer med overoppheting osv. Dette momentet vil virke som en jevn kraft så lenge motorsykkelen kjører på samme underlag, helling og hastighet.

Finner beregningslasten:

$$F_{ber} = \frac{2T_1}{d_m} \cdot K_1 \cdot K_v \quad (3-17)$$

$$T_1 = \text{påført moment} = 17,3 \text{ Nm}$$

$$d_m = 38,5 \text{ mm}$$

$$K_1 = \text{Lastfaktor} = 1 \text{ fra tabell i NS 5011}$$

$$K_v = \text{Belastningsfaktor} = 1 \text{ fra tabell}$$

$$F_{ber} = \frac{2 \cdot 17,3 \cdot 10^3}{38,5} \cdot 1 \cdot 1 = \mathbf{898,7 \text{ N}}$$

Beregning av bæreevne med hensyn til flatetrykk:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_m \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{ber} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot (u - 1)}{b \cdot d \cdot u}} \quad (3-18)$$

Finner formfaktor for flatetrykk i sentralpunktet:

$$Z_H = 1,72 \text{ fra tabell}$$

Finner materialfaktor:

$$Z_m = \sqrt{0,35 \cdot E} = \sqrt{0,35 \cdot 206000} = 268,5 \quad (3-23)$$

Finner inngrepsfaktor:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,5}{3}} = 0,91 \quad (3-35)$$

ϵ_α er hentet fra tabell i henhold til NS 5011

Finner transversal lastfordelingsfaktor:

$$K_{H\alpha} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner lastutbredelsefaktor:

$$K_{H\beta} = 1,3$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011



Regner ut flatetrykket på tannhjulet:

$$\sigma_H = 1,72 \cdot 268,5 \cdot 0,91 \cdot \sqrt{\frac{898,7 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot (3 - 1)}{20,6 \cdot 38,5 \cdot 3}} = 416,46 \text{ Mpa}$$

Formel for tillatt flatetrykk:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HX} \cdot K_{HN} \cdot K_{HK}}{S_H} \quad (3-26)$$

Finner strekkfasthet i overflaten:

$$\sigma_{Hlim} = 2000 \text{ Mpa}$$

Funnet ved overgangstabell fra Rockwell hardhet på 55 HRC. (Vedlegg V02)

Finner smøremiddelfaktor:

$$K_L = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner overflatefinhetsfaktor:

$$Z_R = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner hydrodynamisk smøremiddelfaktor:

$$Z_V = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner sikkerhetsfaktor for bøyespennning:

$$S_H = \sqrt{S_F} = \sqrt{1,4} = 1,18$$

Finner dimensjonsfaktor for flatetrykk:

$$K_{HX} = 0,9$$

Denne faktoren kan settet til 0,9 i henhold til NS 5011.

Finner levetidsfaktor for flatetrykk:

$$K_{HN} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner hardhetskombinasjonsfaktor:

$$K_{HK} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Regner ut tillatt flatetrykk:

$$\sigma_{HPI} = \frac{2000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1}{1,18} = 1525,4 \text{ Mpa}$$



Konklusjon:

$$\sigma_H < \sigma_{HPI}$$

Siden kontaktspenningen er langt lavere enn den tillatte er det ingen problemer med tannhjulet. På grunn av herdingen takler tennene en kontaktspenning på opptil 2000 MPa. Det er viktig å merke seg at dette kun gjelder kontaktspenning i overflaten av materialet og ved for eksempel kontroll av bøyespenningen gjelder helt andre materialdata.

Beregning av bæreevne med hensyn til bøyespenning:

Finner formfaktor for bøyning:

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{4}{3} \cdot \cos 20}{\left(\frac{3,93}{3}\right)^2 \cdot \cos 30} = 5,07 \approx \mathbf{5,1}$$

Finner skråvinkelfaktor:

$$Y_B = 0,75$$

Denne faktoren kan settes til 0,75 i henhold til NS 5011

Finner Inngrepstallsfaktor:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,4} = \mathbf{0,714}$$

ϵ_α kan settes til 1,4 i henhold til NS 5011

Finner transversal lastfordelingsfaktor:

$$K_{F\alpha} = 1$$

Denne faktoren kan settes til 1 i henhold til NS 5011

Finner breddefordelingsfaktor:

$$K_{F\beta} = 2,5$$

Denne faktoren kan settes til 2,5 i henhold til NS 5011

Regner ut bøyespenningen i tannhjulsroten:

$$\sigma_F = 5,1 \cdot 0,75 \cdot 0,714 \cdot \frac{898,7 \cdot 1 \cdot 2,5}{20,6 \cdot 3} = \mathbf{99,28 \text{ Mpa}}$$

Finner σ_{FP} :

$$\sigma_{Flim} = 950 \text{ Mpa}$$

Finner hulkilfaktor:

$$Y_S = 1$$

Denne faktoren kan settes til 1 i henhold til NS 5011



Finner sikkerhetsfaktor mot bøyning:

$$S_F = 1,4$$

Finner dimensjon faktor for bøyning:

$$K_{FX} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Finner levetidsfaktor for bøyning:

$$K_{FN} = 1$$

Denne faktoren kan settet til 1 i henhold til NS 5011

Regner ut tillatt bøyespenning:

$$\sigma_{FP} = \frac{950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} = \mathbf{678,57 \text{ Mpa}}$$

Skjærspenning i rotsnittet

Regner ut statisk moment:

$$S = 3,93 \cdot 20,6 \cdot 2 = \mathbf{161,91 \text{ mm}^3}$$

Regner ut arealtrehetsmomentet:

$$I_y = \frac{20,6 \cdot 3,93^3}{12} = \mathbf{104,19 \text{ mm}^4}$$

Regner ut skjærspenningen:

$$\tau = \frac{1059,7N \cdot 161,19 \text{ mm}^3}{104,19 \text{ mm}^4 \cdot 20,6 \text{ mm}} = \mathbf{79,58 \text{ Mpa}}$$

Regner ut den jevnførende spenningen (Von-Mises):

$$\sigma_{JF} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Z^2 - \sigma_X \cdot \sigma_Z + 3\tau^2} \quad (3-8)$$

$$\sigma_{JF} = \sqrt{117,07 + (3 \cdot 79,58^2)}$$

$$\sigma_{JF} = \mathbf{138,26 \text{ Mpa}}$$

Konklusjon

Tannhjulene blir utsatt for en jevnførende spenning på 138,26 MPa under cruisehastigheten på 80 km/t. Dette er den spenningen som opptrer flest ganger for girkassen i den levetid og vil være hovdelene av lastsyklusene ved en beregning av levetiden.

6.6.3 Beregninger av drivaksel

Siden drivakselen blir limt fast i universalledet og et endestykke bestående av innvendig splines. Diameteren på drivakselen bestemmes hovedsakelig av den ytre diameteren til universalledet som må bestilles. Disse beregningene er utført i av Espen Kultorp som har funnet frem til formelverk og gjort tilhørende materialtester for å kunne bekrefte fiberretninger

og antall lag. Disse utregningene er lagt med i denne oppgaven som et komplement til resterende beregninger. For mer utdypning av beregning i kompositter og mer informasjon rundt beregninger og testene som er blitt utført henvises det til Espen Kultorp sin mastergradsoppgave om Kompositter fra 2012. [10]

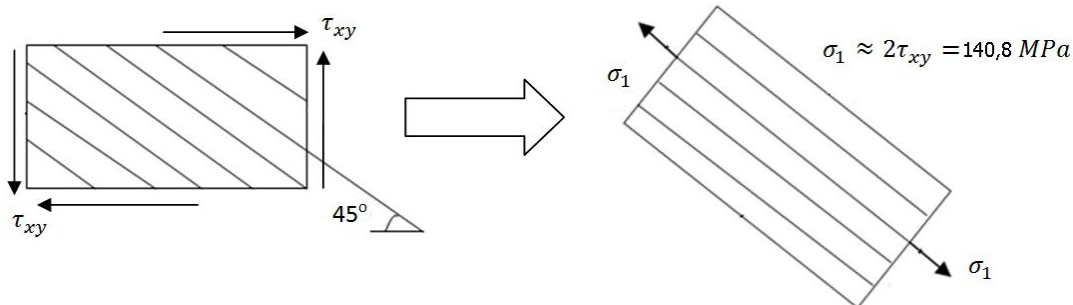
Spenninger i aksel

Tsai-Wu kriteriet kan ikke benyttes på 3D strukturer, hvilket medfører at spenningene må utregnes og man er nødt til å kontrollere resultatet ut ifra dette. Fra mekanikken vet vi at ren skjærspenning vil påføre brudd 45° på lastretning, siden hovedspenningen er størst i denne retningen.

Tabell 32: Spenninger i drivaksel. [10]

Vinkel	45°	-45°
τ_{xy}	70,4 MPa	70,4 MPa

Spenningsene som blir tatt opp normalt på fibre, σ_2 er neglisjerbar siden E - modulen er lav. All spenning vil derfor bli tatt opp parallelt med fiberretningen, hvilket medfører at hovedspenningen σ_1 blir det dobbelte av skjærspenningen. Det vil altså være ca. 140,8 MPa i strekk/trykk langs fiberretningen.



Figur 78: Skjærspenning transformert til hovedspenning som virker parallelt med fiberretningen. Spenningen er tilnærmet null på grunn av den lave E - modulen. Spenningen funnet her må ikke forveksles med de transformerte spenningene, da spenning parallelt/normalt på fiberretning ikke er det samme som hovedspenning. [10]

Diameteren på universalledet der drivakselen skal limes fast er:

$$D_{yttre} = 32 \text{ mm}$$

Spesifikasjoner på drivakselen:

$$D_{indre} = 32 \text{ mm}$$

$$L = 500 \text{ mm}$$

A = beregnet av Espen Kultorp fra matrise

D = beregnet av Espen Kultorp fra matrise

C = beregnet av Espen Kultorp fra matrise

$$r = 19 \text{ mm}$$



Beregning av kritisk moment:

$$T_{cr} = 24,4CD_{22}^{\frac{5}{8}}A_{11}^{\frac{3}{8}}r^{\frac{5}{4}}L^{-\frac{1}{2}} \quad (3-38)$$

$$T_{cr} = 24,4 \cdot 1,03 \cdot 1 \text{ Nm} \cdot \left(6,92 \cdot \frac{10^7 \text{ N}}{\text{m}}\right)^{\frac{5}{8}} \cdot (0,019 \text{ mm})^{\frac{5}{4}} \cdot (0,5 \text{ m})^{-\frac{1}{2}}$$

$$T_{cr} = 220 \text{ Nm}$$

Beregning av akselens egenfrekvens:

$$f_{cr} = \frac{\pi}{2} \frac{r}{L^2} \sqrt{\left(\frac{E_{xx}}{2\rho}\right)} = 265 \text{ Hz} \quad (3-39)$$

$$f_{cr} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{0,018}{0,5^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{17,1 \text{ GPa}}{2 \cdot 1600 \text{ kg/m}^3}\right)}$$

$$f_{cr} = 15 \text{ 900 rpm}$$

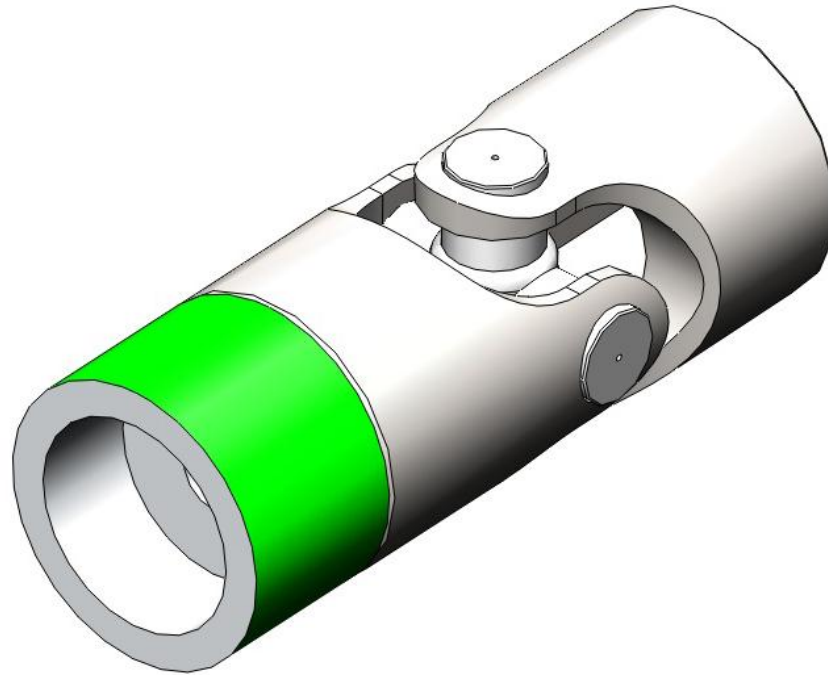
Akslingen maksimale turtall vil være 4400 rpm, og det trengs dermed ikke ekstra lag i for og eventuelt øke egenfrekvensen.

Konklusjon:

Det vil ikke være noen fare for utknekking eller brudd i aksling innenfor de gitte kriteriene. Akslingen vil klare fint å overføre de kreftene den blir utsatt for med en god sikkerhetsmargin. Dette er noe som vil føre til at vi sparer mye vekt på svingarmen som blir udempet masse samt roterende masse. Det er viktig å være nøyaktig under selve støping av akslingen slik at det ikke oppstår noen svakheter i støpet og god rengjøring av limflatene.

Tester viser at områder som skal limes fort blir påvirket av fett og smuss i limflaten som kan svekke limets egenskaper betraktelig. Limet har stor styrke i skjær, men ved rivning er egenskapene dårlig.

6.6.4 Beregning av limflater til komponentene



Figur 79: Det grønne området er der drivakselen i karbonfiber skal limes fast til universalledet med en type epoksyrim beregnet for å lime kompositt mot metaller. (Bilde fra SolidWorks)

Spesifikasjoner på limet:

Type: To-komponent epoksy

Skjærstyrke, brudd: 40 MPa

Finner omkretsen på universalledet:

$$Omkrets = 2\pi r = 2 \cdot \pi \cdot 16 = \mathbf{100,53 \text{ mm}} \quad (3-12)$$

Finner kraften ved som virker ved linfugen:

$$F = \frac{84 \text{ Nm}}{0,016} = \mathbf{5250 \text{ N}}$$

Finner nødvendig areal:

$$\sigma_{Lmaks} = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{5250}{40} = \mathbf{131,25 \text{ mm}^2}$$

Regner ut minimum nødvendig lengde på limflaten:

$$L_{lim} = \frac{A}{Omkrets} \quad (3-13)$$

$$L_{lim} = \frac{131,25}{100,53} = \mathbf{1,31 \text{ mm}}$$



Regner ut sikkerhetsfaktor for limfuge:

$$S_{lim} = \frac{\text{omkrets} \cdot \text{limlengde}}{\text{nødvendig limareal}}$$

$$S_{lim} = \frac{100,53 \cdot 25}{131,25} = \mathbf{19,14}$$

Konklusjon:

For å kunne overføre momentet på 84 Nm fra motoren trenger vi en limflate på 131 mm². Når vi har et universalledd som har en ytre diameter på 32 mm vil vi behøve å lime drivakselen minimum 1,3 mm inn på universalleddet.

Det man må merke seg er at dette er ved en ideell situasjon der alle limflater er perfekt og limet er blandet perfekt. Dette vil sjelden være en realitet, og derfor er man nødt til å ta hensyn til dette med å bruke en større limflate. I en limflate vil det alltid være luftbobler, fett og andre påvirkninger som vil svekke limingen. Derfor vil limflaten på denne overføringen bli satt til ca. 25 mm, denne avstanden er satt etter erfaring og testing. Den vil også gi oss en god sikkerhetsfaktor på 19.

6.6.5 Beregning av batteripakke

Motorsykkelen trenger en batteripakke som kan gi oss en akseptabel kjørelengde og levere den strømmen som motoren har behov for. Siden battericellene som skal anskaffes vil være for prototypen vil det ikke være midler til å gå til innkjøp av en batteripakke med full kapasitet og BMS. Derfor vil batteripakken designes etter et minimumskrav i forhold til spenning og strøm for å kunne brukes til testing på prototypen.

Batterispesifikasjoner:

Battericelle: Headway 38120p

Kapasitet: 8000 mAh

Spenning: 3,2 volt

Maks kontinuerlig utladning: 160 Amper

Maks topp utladning (5 sek): 200 Amper

Maks oppladning: 80 Amper

Finner nødvendig batterispenning

Batteripakkens spenning vil bli bestemt av motorens maksimale tillatte spenning. Kelly KDH kontrolleren som er innkjøpt har kun mulighet til å begrense strømmen og ikke spenningen så derfor er vi nødt til å designe batteripakken etter motorens begrensning som er på 110 volt.

Antall celler i serie:

$$\text{Celler i serie} = \frac{\text{Nødvendig spenning}}{\text{cellespenning}} \quad (3-43)$$

$$\text{Celler i serie} = \frac{110 \text{ volt}}{3,2 \text{ volt}} = 34,375 \approx \mathbf{34 \text{ celler}}$$



For å unngå å overstige den maksimale spenningen vil batteripakken bestå av 34 celler i serie som vil gi oss en normal spenning 108,8 volt. I toppladet tilstand vil cellene ha en noe høyere spenning på oppimot 3,65 volt som vil kunne gi en maksimal spenning på 124,1 volt. Dette er blitt avklart med leverandøren av motoren og det vil ikke være noe problem.

Beregning av kapasitet

Batteripakken er en stor utgift på en prototype og vi er nødt til å holde utgiftene på prosjektet nede og vi vil derfor nøye oss med en mindre batteripakke for testing. Den ønskede kapasiteten var 6000 wattimer. Dette vil bli en meget kostbar del på sykkelen og det kan være greit å begrense denne så mye som mulig. Men batteripakken må kunne levere nok strøm til motorene og vedsiden av gi oss en kjørelengde slik at vi får testet motorsykkelen for eksempel på en testbane osv.

Batteripakken om bord i sykkelen vil bestå av 2 separate, men identiske batteripakker som er koblet til hver sin motor. Dette er for å kunne forenkle oppbyggingen av kretsene i motorsykkelen og enkelt kunne løfte ut batteripakkene ved behov.

Siden hver celle kan levere 160 Amper kontinuerlig er dette i minste laget for motoren D135RAGS som kan trekke 200 Amper kontinuerlig og med et motoroppsett på to motorer vil batteripakken måtte kunne levere 400 amper kontinuerlig. For å møte strømtrekket til motoren er vi derfor nødt til å øke antall celler i parallell noe som vil gi oss en økt kapasitet men beholde spenningen.

Nødvendig antall celler i parallell:

$$\text{Antall celler i parallell} = \frac{\text{Strømtrekk}}{\text{strømlevering per celle}} \quad (3-45)$$

$$\text{Antall celler i parallell} = \frac{200 \text{ Amper}}{160 \text{ Amper}} = 1,25 \approx 2$$

Batteripakken vil da bestå av 34 celler i serie og 2 i parallell og vil være en såkalt 34s2p batteripakke. Denne konfigurasjonen vil kunne levere hele 320 Amper kontinuerlig og 400 i korte perioder. Dette vil være dekkende for hver av motorene om bord på motorsykkelen.

Total batterikapasitet:

$$I_{tot} = \text{Kapasitet per celle} \cdot \text{antall celler i parallell} \quad (3-46)$$

$$I_{tot} = 8Ah \cdot 4 = 32 \text{ Ah}$$

$$Pt = 8Ah \cdot 4 \cdot 108,8\text{volt} = 3481,6 \text{ wattimer}$$

Ønsket batterikapasitet: 6000 wattimer

Forbruk per kilometer: 60 wattimer



Beregnet kjørelengde:

$$Kjørelengde = \frac{\text{Batterikapasitet}}{\text{forbruk per km}} \quad (3-47)$$

$$Kjørelengde: \frac{3481,6 \text{ wattimer}}{60} = \mathbf{58 \text{ Kilometer}}$$

Etter beregningene som ble gjort i TIP300 prosjektet [16] vil dette være noe mindre en den ønskelige batterikapasiteten på 6000 wattimer for å kunne oppnå kjørelengde på 100 kilometer. Men for en prototype med et minimalt budsjett vil dette kunne være en akseptabel batteristørrelse som både vil levere nok strøm for å kunne utnytte egenskapene i motoren samtidig som vi vil få en kjørelengde som vil være mer en nok for å kunne utføre tester på motorsykkelen ved for eksempel banekjøring.

6.7 Utmattingsvurdering

Tannhjul er utsatt for en meget høy utmattingsbelastning. Og dette gjør det litt mer utfordrende å dimensjonere tannhjul i forhold til utmatting og levetid. Et tannhjul under drift blir utsatt for ekstremt mange lastsykluser og man er dermed ofte nødt til å dimensjonere tannhjulene slik at maks spennings amplitude er langt lavere en grenseamplituden for materialet tannhjulene er produsert i. Ved å dimensjonere tannhjulene slik at maks amplitude er lavere en grenseamplituden vil dimensjoneringen gå mot en skalt «Cut Off» som betyr at det vil ikke være fare for utmattingsbrudd eller sprekkdannelse på grunn av utmatting. Det kan selvfølgelig oppstå sprekker i materialet på grunn av materialfeil eller andre skader som kan oppstå, for eksempel ved overbelastning, mangel på smøring osv.

Tannhjul har to områder som er kritiske for utmatting:

- Gropdannelse ved kontaktutmatting i tannflaten.
- Bøyeutmatting i overgangen mellom tannfot og delesirkel.

Kontaktflaten antas å være jevnt fordelt last som virker fordelt på en jevn linje langs tannen. Kraften varierer mellom 0 og den maksimale påførte kraften. Siden antall tenner i inngrep varierer, kommer også den maksimale verdien til å variere med de forskjellige tannprofilene. For å forenkle beregningene antar vi at den totale kraften overføres mellom et tannpar, ved for eksempel bruk av skråkuttete tenner og spiralkuttete tenner vil det alltid være flere tannpar som deler på kraftoverføringen og disse kan derfor tåle større last.

For å kunne gi et bilde av antall sykluser et tannhjul blir utsatt for er det tatt med et eksempel fra boken «Dimensjonering av maskindeler av Gunnar Härkegård». Dette eksempelet gir oss et godt bilde av hvor stort antall det er snakk om. [6]

Eksempel på antall sykluser for tannhjul i kraftverk:

En gassturbin i et gasskraftverk går med en hastighet på 6000 rpm og denne skal gires ned for å tilpasse frekvensen til det elektriske strømmettet. For å gjøre dette skal det brukes en tannhjulveksel. Hver tann i denne girkassen blir utsatt for 6000 belastningssykluser hvert eneste minutt, og denne girkassen skal ha en driftstid på 100 000 timer. Dette betyr at tannhjulet må dimensjoneres for 36 milliarder sykluser. [6]



6.7.1 Utmattingsgrense

For at dette skal være mulig er man nødt til og vesentlig under tannmaterialet utmattingsgrense. En generell formel for utmattingsgrense for metaller med en strekkfasthet på under 1000 MPa er:

$$\sigma_w = 0,45R_m \text{ for } R_m \leq 1000 \text{ Mpa} \quad (3-14)$$

Tannhjuls materialet 34Cr4 har en strekkfasthet på ca. 950 MPa og er innenfor området for denne formelen og vi kan derfor kontrollere om det er noen fare for utmattingsbrudd i tannfoten på grunn av bøyepening.

Konklusjon:

Siden $\sigma_w < \sigma_{jf}$ vil det være fare for utmatting og man er nødt til å foreta eventuelle beregninger for å kontrollere om tannhjulet holder den ønskede levetiden. Det ville vært ønskelig å velge et tannhjul som hadde en lavere maksimal spenning slik at spenningen lå under utmattingenes, men da er man nødt til å øke dimensjonen på tannhjulene. Dette er ikke ønskelig da man vil ha så lav vekt som mulig.

6.7.2 Antall sykluser

Kjørehastighet: 81,57 km/t

Turtall motor: 2200 rpm

Giring ratio: 1:3

Levetid: 100 000 kilometer

Regner ut antall sykluser per kilometer:

$$\text{Antall sykluser} = \frac{2200 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ min}}{81,57 \text{ km/t}} = \mathbf{1517 \text{ sykluser}}$$

Regner ut antall sykluser per 100 000 kilometer:

$$\text{Antall sykluser} = 1517 \cdot 100\,000 = \mathbf{151\,701\,177 \text{ sykluser}}$$

Konklusjon

Tannhjulene vil bli utsatt for 151,7 millioner sykluser i den forventede levetiden. Her blir det som i eksempelet med gassturbinen mange sykluser, og man er derfor nødt til å gjøre beregninger på levetiden på tannhjulene. Det kan også være aktuelt å gjennomføre levetidstester og se på materialets sine egenskaper for å se om tannhjulene faktisk klarer denne belastningen om man ikke ønsker å øke dimensjonen.



6.7.3 Levetidsberegninger

Tannhjulene blir utsatt for meget mange lastsykluser i løpet av den beregnede levetiden. Disse vil foregå i belastningssituasjon en og i belastningssituasjon to, der aller flest av disse vil foregå i belastningssituasjon en under en såkalt "cruise hastighet" der motorsykkelen ligger i en jevn hastighet og kjører fra punkt A til punkt B. Ved spenninger høyere enn σ_w vil det være fare for utmattingskader og levetiden burde derfor kontrolleres.

Fra Gunnar Härkegård sin bok Dimensjonerings av maskindeler får vi:

Utmattingsgrense for grunnmateriale:

$$\sigma_w = 0,45R_m = 0,45 \cdot 950 = \mathbf{427,5 \text{ Mpa}}$$

Utmattingsgrense for overflatemateriale:

$$\sigma_w = 0,45R_m = 0,45 \cdot 2000 = \mathbf{900 \text{ Mpa}}$$

Vi kaller σ_w for grenseamplituden eller utmattingsgrense. Spenninger under denne verdien vil ikke forårsake et skalt utmattingstilfelle. Spenninger over dette vil begrense levetiden til komponenten. Tannhjulene våres vil ligge i oljebad og være i et beskyttet miljø. Derfor er det rimelig å anta at forholdene vil være enda bedre for tannhjulene enn ved bruk i åpen luft. Ved å bruke verdiene vi finner for σ_w vil vi derfor få et konservativt svar. [5, 6, 29]

Belastningssituasjon 1

Her er tannhjulene utsatt for maksimal kraft og disse kreftene virker i en kort periode før de raskt avtar for å nærme seg kreftene i belastningssituasjon nummer en. Disse kreftene er langt over hva som blir kalt grenseamplituden ved en slik belastnings vil det derfor være fare for utmattingskader.

Flatetrykk

Spenningsintervall: 0-917,72 MPa

$\Delta\sigma$: 917,72 MPa

Bøyespennning

Spenningsintervall: 0-570,6 MPa

$\Delta\sigma$: 570,6 MPa

Belastningssituasjon 2

Tannhjulene blir belastet med en liten last i belastningssituasjon nummer to. Her vil spenningene ligge godt under σ_w og det vil derfor ikke være noen fare for utmattings i denne lastsituasjonen.

Flatetrykk

Spenningsintervall: 0-452,23 MPa

$\Delta\sigma$: 452,23 MPa

Bøyespennning

Spenningsintervall: 0-138,26 MPa

$\Delta\sigma$: 138,26 MPa



Beregning av levetid

For å kunne beregne levetiden på motorsykkelen er vi nødt til å anta en distanse og hvordan de forskjellige lastsituasjonene opptrer i løpet av denne perioden. Vi antar en kjørelengde på 50 kilometer som er en fornuftig avstand for en motorsykkeltur, eller eventuelt distanse som pendling til jobb osv. Videre er vi nødt til å anta hvor mange ganger de forskjellige belastningssituasjonene oppstår i løpet av disse 50 kilometerne. Vi antar at i løpet av 50 kilometer vil motorsykkelen måtte starte 10 ganger fra stillestående med maks moment påført tannhjulene, denne kraften antar vi varer i en distanse på 100 meter.

Finner totalt antall sykluser:

$$\text{Sykluser pr 50km} = 1517 \frac{\text{sykluser}}{\text{km}} \cdot 50 \text{ km} = \mathbf{75\ 850 \text{ sykluser}}$$

Antatt sykluser i maks akselerasjon:

$$\text{Sykluser maks akselerasjon} = 1517 \cdot 0,1 \cdot 10 = \mathbf{1517 \text{ Sykluser}}$$

Antatt sykluser i cruisehastighet:

$$\text{Sykluser i cruise} = 75850 - 1517 = \mathbf{74\ 333 \text{ sykluser}}$$

Bruker Veritas Standard DNV-RPC203 for å beregne levetiden ved bruk av kuve B2 for helt gods uten sveis i fri luft. Dette vil gi oss et konservativt svar siden tannhjulene ligger i beskyttet atmosfære siden tannhjulene ligger i et forseglet rom og i et oljebad. [5]

Beregning av levetid – Flatetrykk

Siden spenningene i flatetrykket ligger rett over utmattingsgrensen vil det være akseptabelt å anta at med god oljesmøring vil trykkflaten bli større og man får en redusert spenning. Men oljefilm mellom tennene vil tannhjulene aldri være i kontakt med metall mot metall. Derfor kan vi anta at tannhjulet er evig levetid mot flatetrykk så lenge smøringen er i orden og oljen er ren og uten partikler som kan forårsake skade på tennene.

Beregning av levetid – Jevnførende spenning i tannroten

Lasttilfelle 1:

$$N_1 = 15000$$

Fra tabell i Veritas DNV – RCP203

Lasttilfelle 2:

$$N_2 = 6\ 000\ 000$$

Fra tabell i Veritas DNV – RCP203

Bruker deretter Milner-Palmgren kriteriet for å estimere levetiden før sprekkdannelse i tannroten:

$$x \left(\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \right) = 1 \quad (3-15)$$



$$x \left(\frac{1517}{15000} + \frac{74333}{6000000} \right) = 1$$

$$x = 8,8$$

$$\text{Levetid i km} = 8,8 \cdot 50 = \mathbf{440 \text{ kilometer}}$$

Siden tannhjulene er overfalte herdet og dermed har en stor hardhet/strekkfasthet kan dette ses på som en overflate behandling i liket med «Hammer peening» som er nevnt i DNV-RP C203. Siden materialet har en strekkfasthet høyere en 350 MPa kan vi anta at vi kan øke levetiden med 4 ganger siden overflaten er herdet. Dermed blir total levetid:

$$\text{Levetid i km} = 440 \text{ km} \cdot 4 = \mathbf{1760 \text{ kilometer}}$$

Konklusjon

Ifølge beregningene vil tannhjulene holde en distanse på 1760 kilometer med de belastningene som er antatt. Dette er meget lite for en motorsykkel, spesielt når vi ønsker en levetid på 100 000 kilometer.

Gjennom diskusjon sammen med førsteamanuensis Geir T. Terjesen har dette området blitt diskutert nøye og det har videre blitt tatt kontakt med Professor Christian Thaulow og Professor Terje Rølvåg ved NTNU for å diskutere resultatene rundt beregningen. De var enige med at tannhjul til denne type bruk ofte ble dimensjonert etter erfaring rundt materialer, legeringer og forbedringsmetoder. Professor Terje Rølvåg anbefalte videre å ta kontakt med Martin Schanche som han mente var den i Norge som har mest erfaring når det kommer til bruk av små tannhjul.

Det ble avlagt et besøk på verkstedet til Martin Schanche februar 2012 der det ble gitt mange gode råd og deling av erfaringer rundt materialer og bruk av tannhjul i girkasser. Man er derfor nødt til å gjøre en rekonstruksjon av tannhjulene for å få ned spenningen eller gjøre tester av girkassen for å se om beregningene stemmer, eventuelt finne frem til empiriske verdier som kan brukes for å beregne levetiden til tannhjulene i henhold til NS5011. Det vil også være et alternativ å bytte ut tannhjulene med vinkelgir med spiralkuttede tenner. Disse produserer mindre støy og kan tåle større krefter siden det alltid er flere tenner i inngrep av gangen og derfor en jevnere overføring av lasten mellom tennene.

Tannhjul i girkasser er en yrkeshemmelighet og disse dimensjoneres etter erfaring og empiriske verdier som er funnet ved testing og erfaring. Skal man dimensjonere et tannhjul for evig levetid må man legge seg trygt under utmattingsgrensen til materialet. Da blir ofte tannhjulene store og tunge og derfor kommer dimensjonering på erfaring inn så lenge man ikke risikerer stor skade på personell eller materiell ved en eventuell defekt. På en motorsykkel vil motorsykkelen mest sannsynligvis bare miste kraften på drivhjulet ved et eventuelt brudd i girkassen så lenge ikke girkassen er så liten av de løse komponentene kan kile seg fast og låse hele konstruksjonen. [4-6, 22, 27-29]

7. FEM-ANALYSE OG OPTIMERING

Gjennom å kontrollere de forskjellige komponentene med FEM-analyse verktøy har vi en mulighet til kontrollere de beregningene som er blitt gjennomført. Man kan også gå nøyere inn på forskjellige komponenter for å se om det er mulighet for å utforme disse på en bedre måte når det kommer til materialforbruk.

Det er derfor ønskelig og analysere komponentene med FEM-verktøyet SolidWorks Simulation for å kunne kontrollere mer reelle spenninger og deformasjoner i komponentene. Gjennom en slik analyse vil vi kunne se på utnyttelsen av materialer og kunne se på forbedringspotensialet for å produsere komponentene med mindre egenvekt og redusere materialkostnadene. Konstruksjonen må også vurderes i forhold til aktuelle produksjonsmetoder og fremstillingsprosedyren.

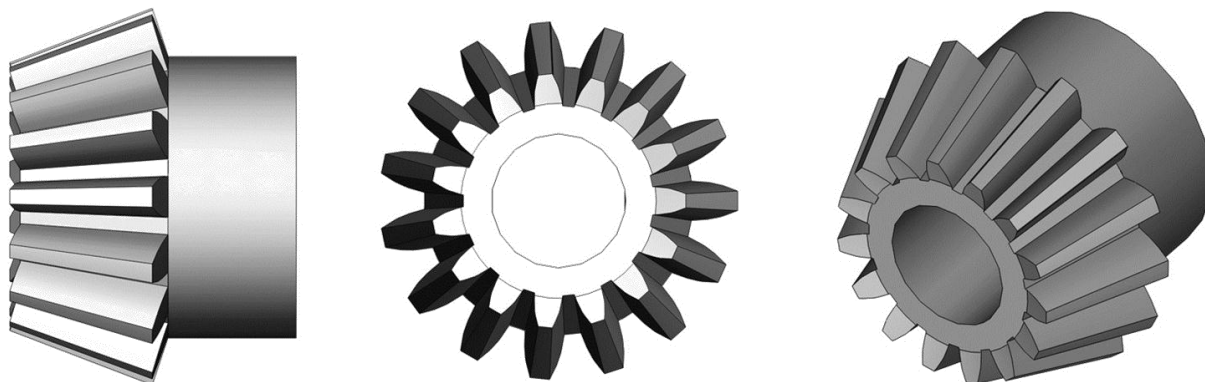
Analysen som blir foretatt er statisk og blir gjort på de komponentene som er det kritiske området på delene. Disse komponentene blir belastet med den maksimale kraften som oppstår på motorsykkelen, et såkalt «worst case» tilfelle.

De områdene/komponentene som må kontrolleres med FEM verktøy:

- Tannhjulene i vinkelgirot i girkasse nummer to og sammenligne resultatene i grunnlagsberegningene.
- Girkassehuset til girkasse nummer to, spesielt overgangen mellom baklokket og girkassehuset. Her vil bakhjulslageret være plassert og komponenten må ta all vekten som ligger på bakhjulet.
- Drivakselen blir analysert av Espen Kultorp som er ansvarlig for komponenter i kompositt materialer på motorsykkelen. Derfor er det bare nødvendig og samordne konstruksjonen med han. [10]

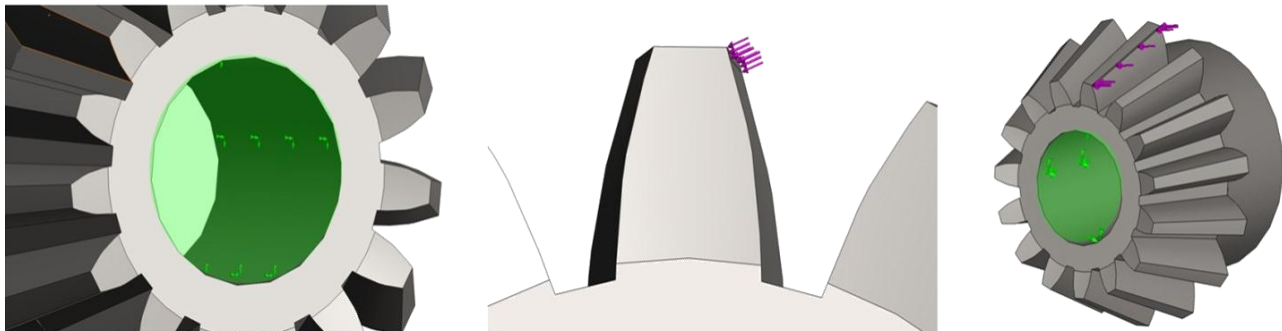
7.1 Strukturanalyse tannhjul

For å kunne kontrollere beregningene av pinion tannhjulet har jeg simulert tannhjulet med de dimensjonerende kreftene i SolidWorks Simulation. Dette er et FEM program som er en underdel i konstruksjonsprogrammet SolidWorks. Tannhjulene kommer ferdig tegnet fra levererandøren, Mekanex AB, og de kan lastes ned fra deres hjemmeside ferdig tilpasset de fleste konstruksjonsprogrammer.



Figur 80: Et pinion tannhjulet fra Mekanex med 15 Rettkuttete tenner. (Bilde fra SolidWorks)

I simuleringen har vi brukt de samme kreftene og betingelsene som under de tidligere beregningene av tannhjulet. Kraften er påført på tuppen av tannen med en vinkel på 20 grader slik som i grunnlagsberegningene. Denne kraften er markert med rosa piler på figuren under.



Figur 81: De rosa pilene viser hvor på tannhjulet kreftene ble påført og de grønne områdene er der selve innfestningene ble satt til. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

Tannhjulet ble påført fastinnspenning i akselhullet som går igjennom hele tannhjulet, dette området er markert med grønn farge på bildet over. Dette for å kunne enkelt gjøre en statisk simulering og dermed kunne brukes som en sammenligning mot de manuelle beregningene som er gjort tidligere.

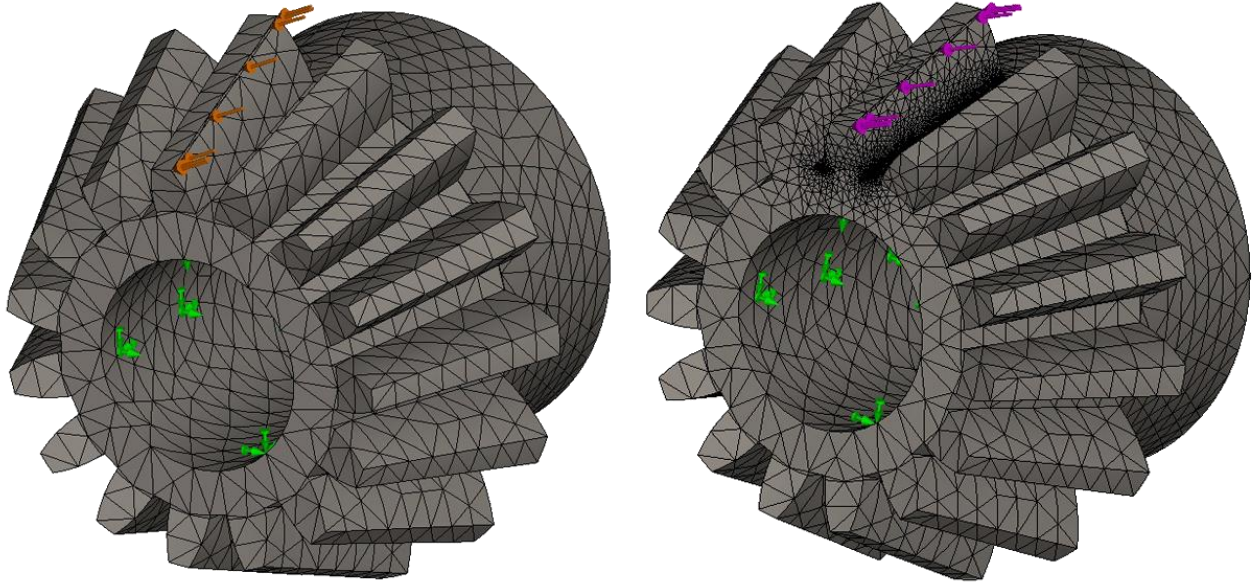
Spesifikasjoner:

- Statisk analyse
- Fast innspenning
- Påført kraft på tuppen av tannen er 4364 N med en vinkel på 20 grader

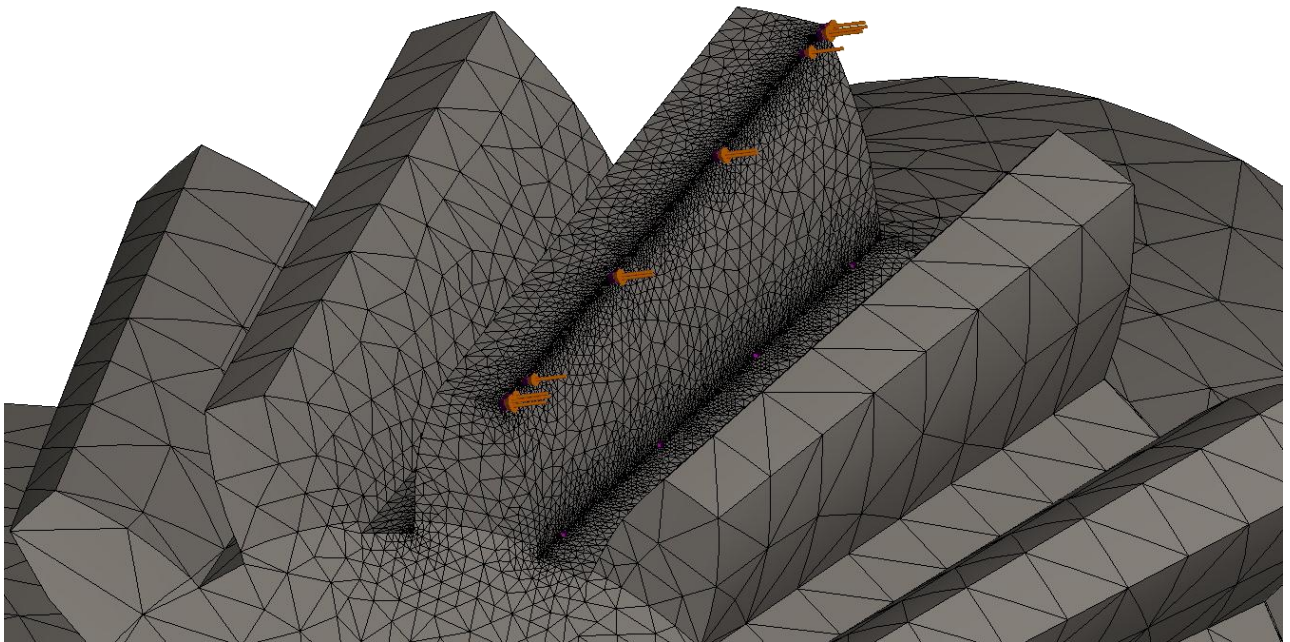
7.1.1 Mesh

For å kunne simulere tannhjulene er programmet nødt til å dele komponenten opp i mindre elementer for å kunne gjøre beregningene, dette kalles meshing. Man starter med en grunnleggende mesh med anbefalte innstilling fra FEM programmet. Dette gir oss som regel en rask analyse med få elementer, ofte vil finere mesh, altså å dele opp komponenten i mindre elementer gi et mer nøyaktig resultat. Men dette vil også medføre større kompleksitet for FEM programmet sin utregning og kan medføre bruk av meget lang tid og mulighet for feilmeldinger.

Løsningen på denne utfordringen er å bruke det finere «meshing» rundt de områdene vi forventer spenningskonsentrasjoner, dette blir området der lasten blir påført og nederst i tannroten. Dette gjør vi ved å bruke «mesh control» i SolidWorks Simulation og spesifisere mye finere elementer i de ønskede områdene. Vi forfiner «meshingen» helt til resultatene begynner å jevne seg ut. Når resultatene ikke endrer seg noe særlig har vi funnet en passe innstillingen på oppdelingen av de forskjellige elementene.



Figur 82: Figur til venstre viser grunninndelingen og anbefalingen fra FEM programmet. Figuren til høyre har fått aktivert "mesh control" der vi har delt inn komponenten i mindre elementer der vi forventer spennings konsentrasjoner. (Bilde fra SolidWorks Simulation)



Figur 83: Figuren viser tydelig hvor det er påført "mesh control" for å få mer nøyaktig beregning i de kritiske områdene. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

På tannhullet er det valgt å bruke finere oppdeling av elementene i meshingen på begge sider av den belastede tannroten. I disse områdene vil det bli spenningskonsentrasjoner og det er den maksimale bøyepeningen vi er på jakt etter. Det er også denne vi beregnet tidligere og som vi ønsker å kontrollere mot de resultatene vi får ved FEM analysen.

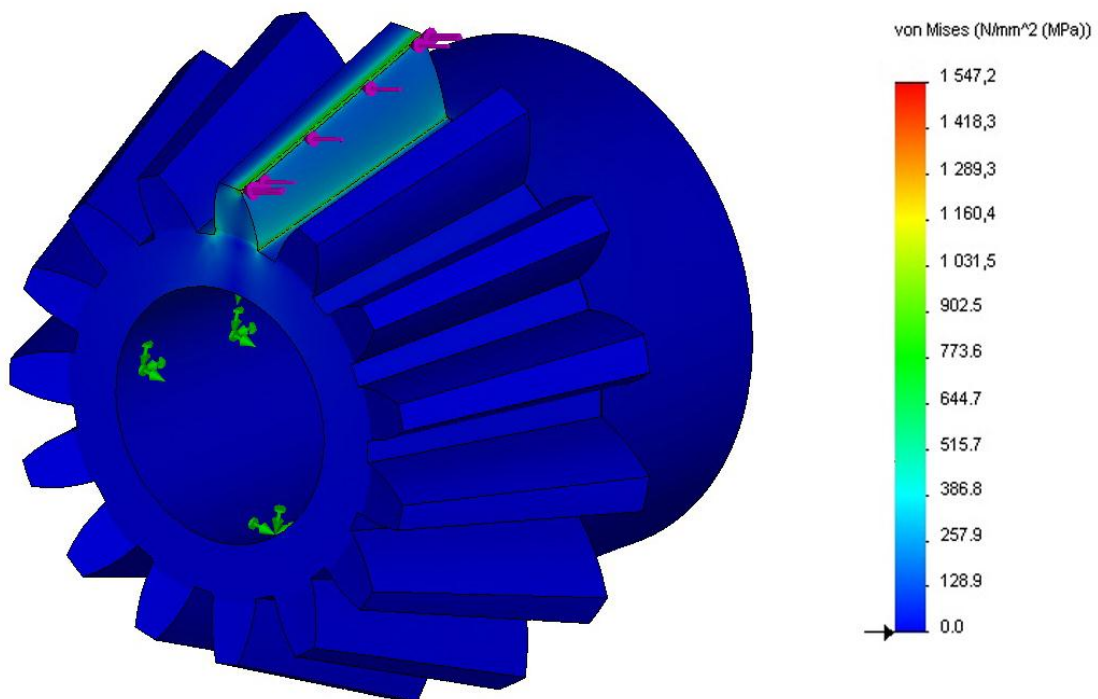
Under vises figuren som inneholder detaljene på meshingen der vi kan se elementstørrelsen, antall noder og elementer fra den ferdige meshingen.

Study name	Study 1 (-F3015S45_Mekanex-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Curvature based mesh
Jacobian points	4 points
Mesh Control	Defined
Max Element Size	3.20461 mm
Min Element Size	3.20461 mm
Mesh quality	High
Total nodes	156795
Total elements	107722
Maximum Aspect Ratio	736.47

Figur 84: Oversikt over detaljene i den valgte meshingen. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

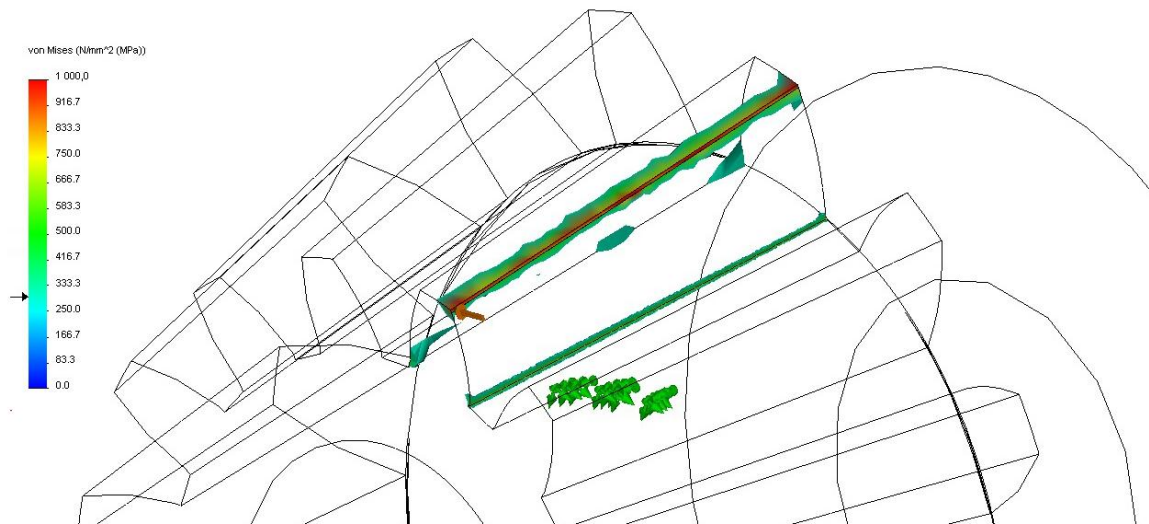
7.1.2 Spenningsanalyse

Etter at vi har oppnådd en innstilling på meshingen som vi kan si oss fornøyd med kan vi iverksette selve analysen av komponenten. Med denne analysen er målet å se etter områder som kan være kritiske for tannhjulet og kan føre til skade på komponenten. Vi ønsker også å sammenligne dataene vi fikk fra de tidligere beregningene for og kunne bekrefte de resultatene vi har fått tidligere.

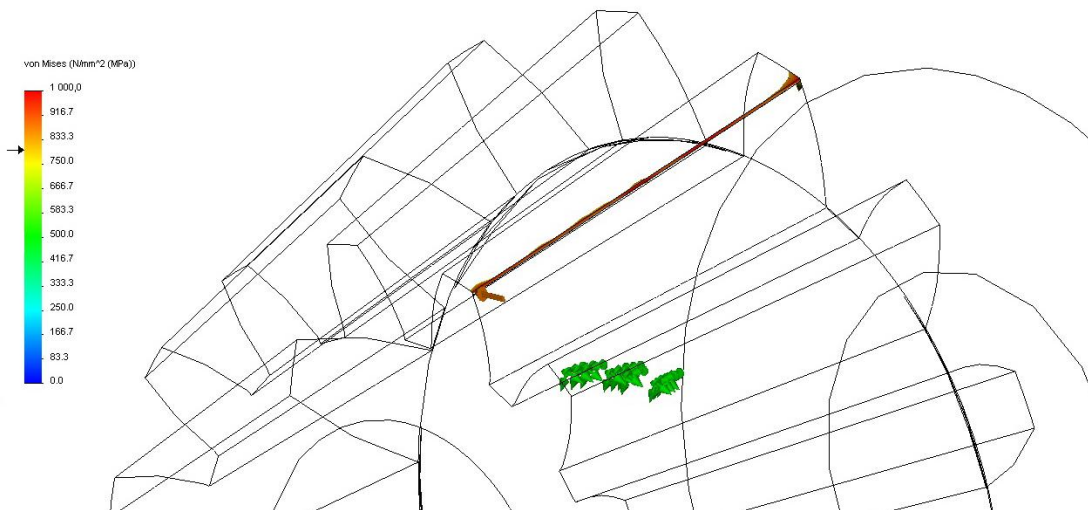


Figur 85: Von Mises spenningsplott fra SolidWorks Simulation. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

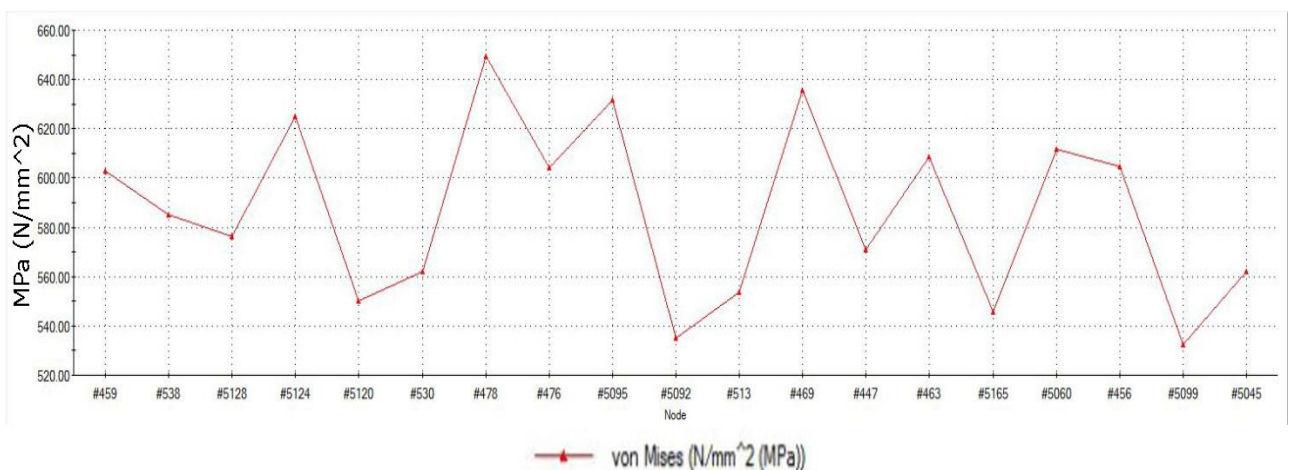
Vi kan fra spenningsplottet se at vi har en høy kontaktspenning og spenningskonsentrasjoner rundt tannroten. Dette stemmer bra med de beregningene vi har gjort tidligere der vi kontrollerte kontaktspenningen og bøyepeningen i tannroten som de kritiske faktorene i tannhjulet. For og enkelt kunne hvor spenningsområdene ligger kan vi bruke en funksjon i SolidWorks som heter «Iso clipping» der vi kan stille inn en verdi på spenningen vi ønsker å vise. For eksempel kan vi velge spenningen 400 MPa og se hvilke steder spenningen er over 300 MPa ved grafisk fremstilling.



Figur 86: "Iso clipping" ved 400 MPa. Her kan man tydelig se at spenningene ligger over 300 MPa ved tannroten og kontaktfalten på toppen av tanna. (Bilde fra SolidWorks Simulation)



Figur 87: "Iso clipping" ved 800 MPa. Her kan man tydelig se at spenningene ligger over 1000 MPa ved kontaktflaten på toppen av tannen. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

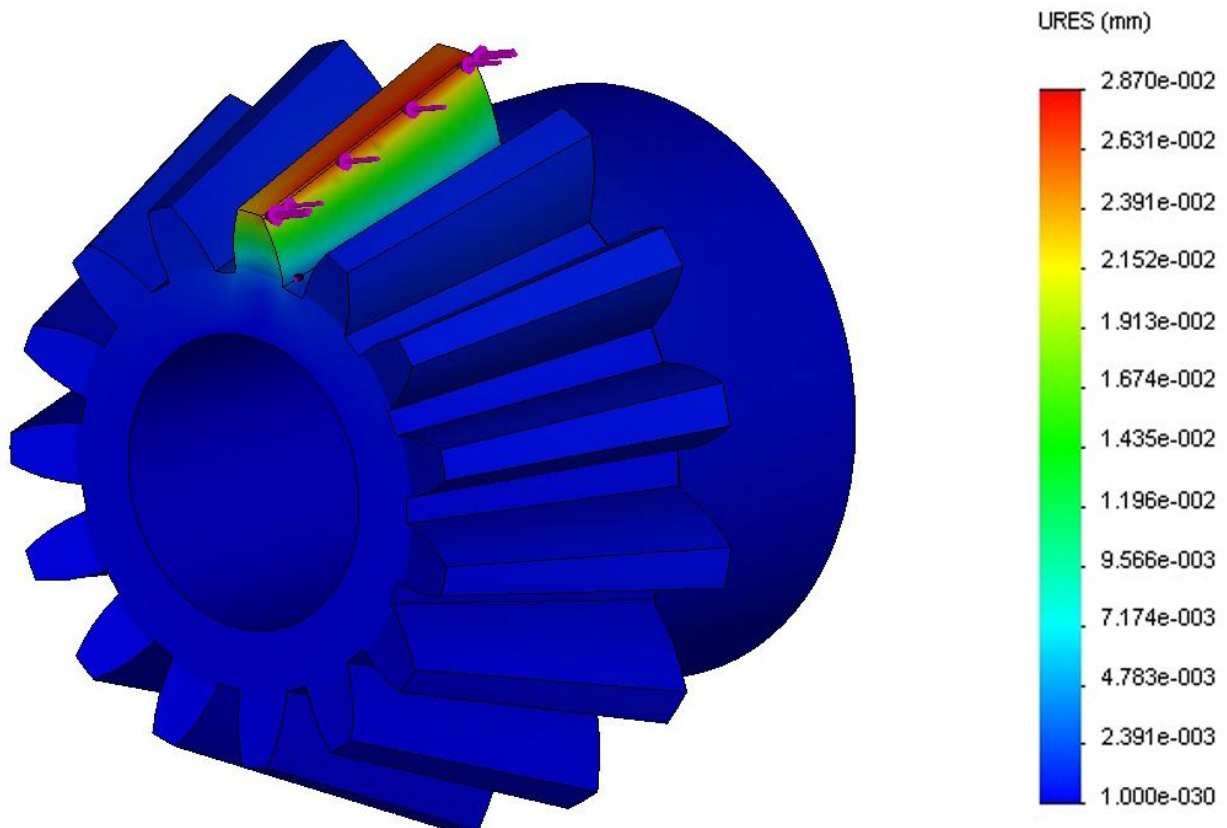


Figur 88: Plott over spenninger langs tannroten, snittet av disse spenningspunktene gir oss en spenning på 586 MPa. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

7.1.3 Nedbøyning

Vi kontrollerer nedbøyningen i SolidWorks Simulation for å kontrollere om det er noen nedbøyning på tannen som man eventuelt burde se nærmere på. I vårt tilfelle er ikke nedbøyning det kritiske, men det kan gi oss en pekepinn på om simuleringen er korrekt.

I følge simuleringen har vi en nedbøyning eller forflytning av tannen ved den statiske lasten på $2,87 * 10^{-2} mm$ noe som er helt akseptabel og kan ses på som ingen nedbøyning.



Figur 89: Nedbøynings plott fra SolidWorks, maks nedbøyning er $2,87 * 10^{-2} mm$. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

7.1.4 Konklusjon

Tannhjulene ligger innenfor de gitte kravene i forhold til materialet og vil dermed takle kreftene den blir utsatt for. Resultatene fra FEM analysen er så å si identiske med grunnlagsberegningene som ble gjort i tidligere kapittel og dette gir oss et godt bilde over at beregningene stemmer.

Det vil være nødvendig å gjøre en enkel beregning i forhold til levetid da spenningene ikke ligger innenfor ønskede spenninger i forhold til evig levetid. På en motorsykkel er det ikke nødvendig å beregne komponenter for evig levetid men man må ha en akseptabel levetid som kunden vil være fornøyd med.

7.2 Strukturanalyse Girkassehus

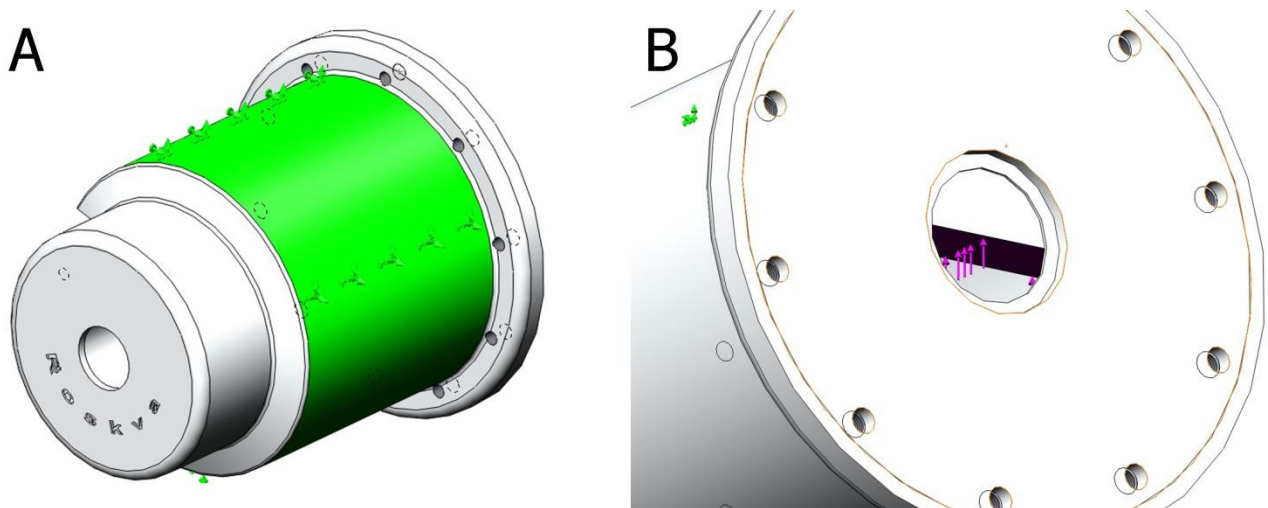
Girkassehuset fungerer som en sammenkoblingsenhet for girkassekomponentene. Her vil tannhjul, braketter og hjullagre bli montert. Den største kraften som girkassehuset blir utsatt for er den vertikale kraften fra drivhjulet på 7800 N. Dette er maks statisk last ved støt, for eksempel når motorsykkelen kjører på en fortauskant eller lignende. Denne blir videre overført i svingarmen som omfavner girkassehuset. De kritiske områdene er overgangen mellom baklokket og girkassehuset. Det er her kreftene fra drivhjulet må overføres før den går videre inn i svingarmen fra overflaten til girkassehuset. Lasten på 7800 N er beregnet av Hans Ola Krog for sine beregninger av svingarmen. Denne er funnet ved testing ved kraftig støt, for eksempel når motorsykkelen kjører på en fortauskant eller lignende. [9]

Tekniske data

Materiale: Aluminium 6082-T6

Påført last: 7800 N.

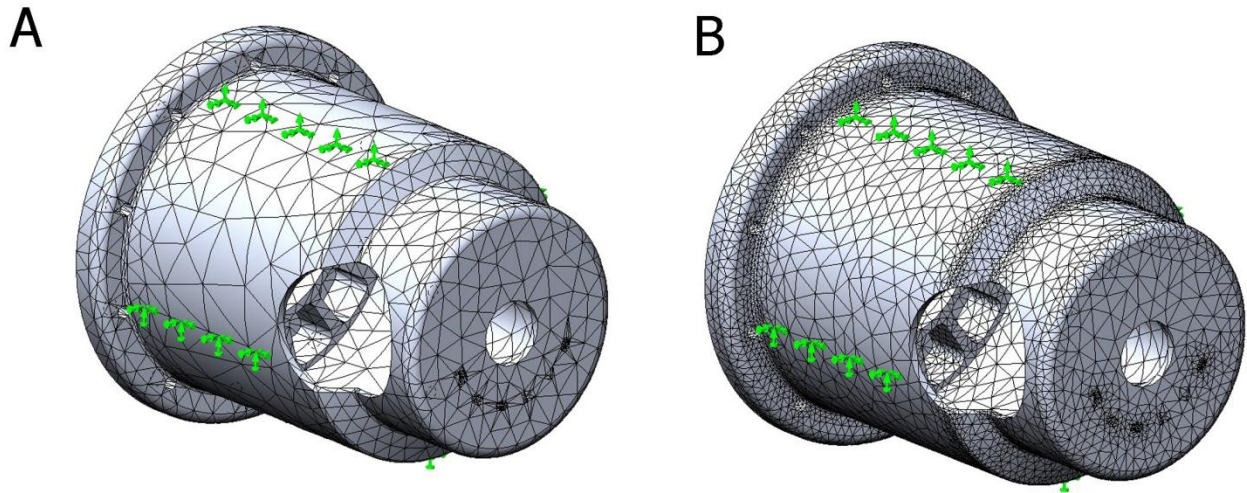
Vekt: 2107 gram



Figur 90: A) Girkassehuset er spent fast rundt hoveddelen der karbonfiberet fra svingarmen vil bli limt fast, dette området er markert med grønt. B) Påført vertikal kraft fra hjulet er lagt på der hjullageret vil sitte og er markert med rosa piler. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

7.2.1 Mesh

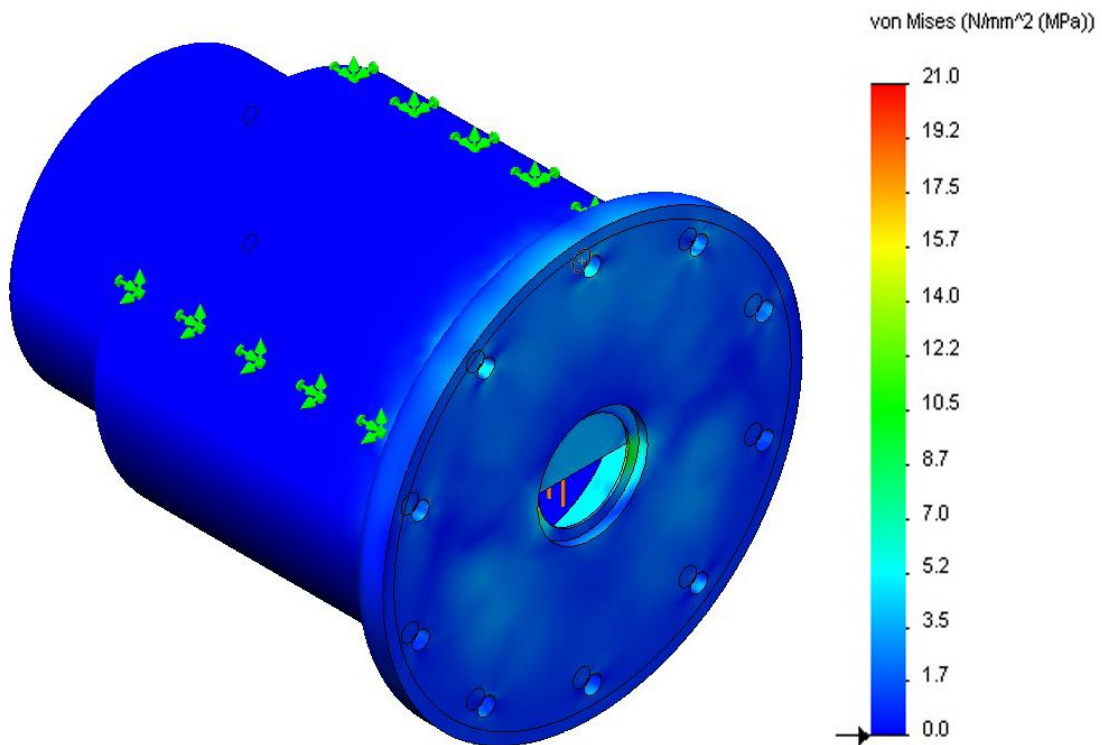
For å kunne gjennomføre simuleringen på best mulig måte er det valgt og kun ta ut selve girkassehuset og baklokket til simuleringen. Det er disse komponentene som må overføre mest krefter og er de kritiske i forhold til hjullagering og oppheng. Meshingen ble testet med forskjellige innstillinger for å finne en passende størrelse på elementene for simulering. Dette gjøres ved å øke meshingen generelt og i kritiske områder der det er skarpe kanter med mye krefter. Når resultatene jevner seg ut er meshingen passe, denne mesh innstillingen er vist på bilde B i figur 91.



Figur 91: A) Girkassehuset med standard mesh innstilling. B) Girkassehuset med finere og endelig mesh innstilling før simulering. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

7.2.2 Spenningsanalyse

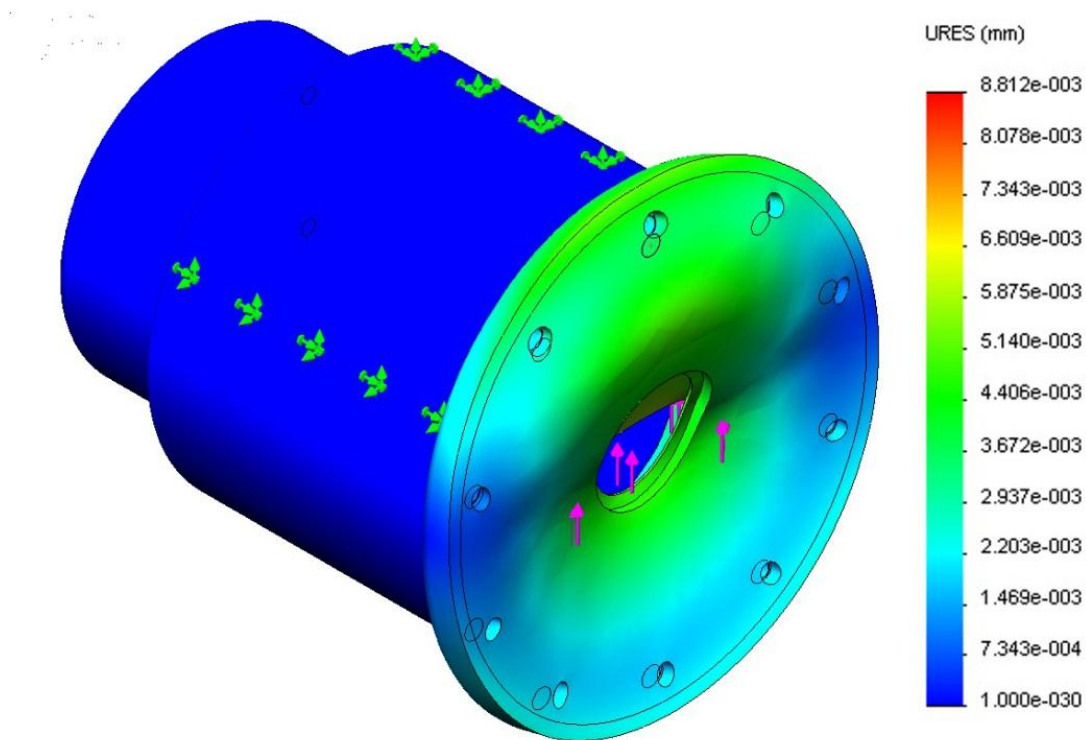
Etter fullført meshingen kan man gjennomføre selve simuleringen av girkassehuset. Lasten som er blitt påført er på hele 7800 N og er den maksimale støvbelastningen som vil opptre fra hjulet. I realiteten vil denne kraften kunne være en del mindre siden dekket demper en del av disse kreftene. Men selv med en slik last er det ikke noe fare for skader på girkassehuset med en maksimal opptreden spenning på 21 MPa. Noe som er langt under aluminiums sin bruddstyrke.



Figur 92: Spenningsplott fra simuleringen med en påført kraft i hjullageret på 7800 N. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

7.2.3 Nedbøyning

Vi har en minimal nedbøyning eller forskyvning av komponenten på maksimalt $8,8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$. Dette er såpass lite at det ikke vil ha noen betydning i forhold til funksjonen på komponenten.



Figur 93: Nedbøyningsplott over girkassehuset, selve deformasjonen er kraftig forstørret for illustrasjon. Som vi kan se av grafen på siden er nedbøyningen minimal med en maksimal nedbøyning på $8,8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

7.2.4 Konklusjon

Det vil ikke være noe problem med styrken i selve girkassehuste under de påførte kreftene som er gjennomført i denne simuleringen. Med en godstykkelse på 4 mm er girkassehuset kraftig overdimensjonert. Det vil derfor være mulig å kunne gå ned på godstykkelsen for å kunne spare vekt i svingarmen.

7.3 Strukturrevidering

Som utgangspunkt i spenningsanalysen vil det være behov for å fjerne unødvendig materiale i girkassehuset. Dette vil fjerne mye unødvendig vekt som ikke er avfjæret på motorsykkelen noe som vi øke kjøreegenskapene og minke den totale vekten. Selve utformingen av girkassehuset er satt på grunn av utformingen av svingarmen og de innvendige komponentene. Men det som hovedsakelig kan endres er godstykkelsen i girkassehuset og baklokket. Dette må gjøres i samsvar med verkstedet som skal produseres komponentene.

7.3.1 Tannhjul

Tannhjulene er mer en sterke nok til å kunne overføre de statiske kreftene uten at det er fare for brudd i materialelet eller sammensveising på grunn av flatetrykket mellom tennene. Men når det kommer til den dynamiske belastningen er levetiden dessverre altfor kort. En av løsningene vil eventuelt være å velge et av tannhjulene med en høyere modul fra Mekanex,

men dette vil forårsake en mye tyngre løsning en ønskelig. Tannhjulene blir også vesentlig større. Derfor er vi her nødt til å se på og gjennomføre dynamiske tester for å kunne bekrefte levetiden eller finne materialdata som kan brukes i beregning. Man burde også se på muligheten for å endre fra rettkuttete tenner til spiralkuttete tenner siden disse tåler større krefter på samme størrelse.

7.3.2 Girkassehus

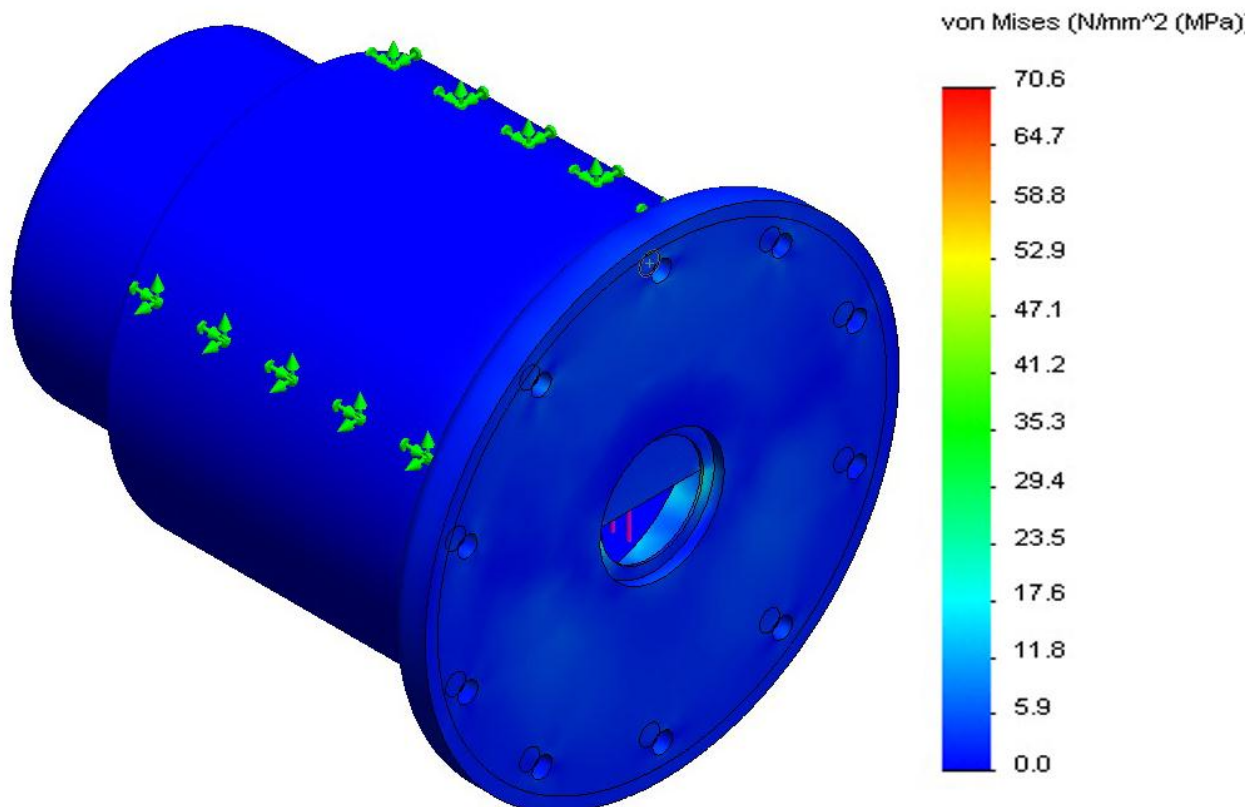
Aluminiumslegeringen 6082-T6 har en strekkfasthet på 290 MPa når godstykkelsen er mindre en 5 mm. Siden maks spenning ifølge foregående analyse er bare 21 MPa har vi en god sikkerhetsmargin og vi kan derfor gjennomføre en optimering på girkassehuset og baklokket for minke vekten. For å kunne optimere innenfor de gitte kravene til sikkerhetsfaktor er man nødt til å finne tillatt spenning i materialet til girkassehuset.

Finner tillatt spenning i Aluminium 6082-T6:

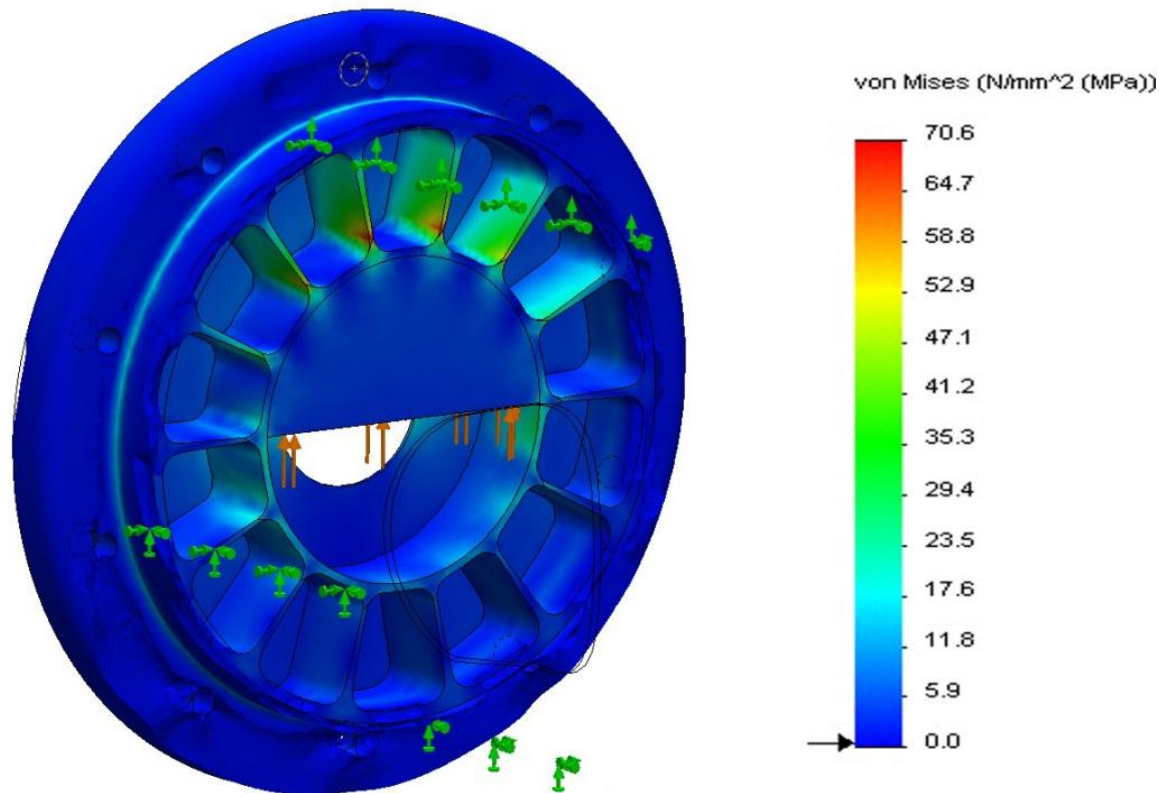
$$\sigma_{tillatt} = \frac{R_m}{\eta_b} \quad (3-16)$$

$$\sigma_{tillatt} = \frac{290 \text{ Mpa}}{2} = 145 \text{ Mpa}$$

For å være innenfor de gitte kravene kan vi ikke ha en høyere spenning i girkassehuset en 145 MPa. Vi kan med dette endre på godstykkelsen i girkassehuset og baklokket for minke vekten.



Figur 94: Spenningsplott over girkassehuset med baklokk etter endret godstykkelse. Maks spenning ligger i baklokket med ca. 71 MPa. (Bilde fra SolidWorks Simulation)



Figur 95: Spenningsplott overgirkassehusets baklokk med aktivert "iso-clipping" som gjør at spenninger over 10 MPa vises. Den halvsirkelen i midten er kun for å kunne påføre kreftene der lageret vil sitte. (Bilde fra SolidWorks Simulation)

Vekt for optimering: 2107 gram.

Vekt etter optimering: 1378 gram.

Vekt spart: 729 gram

Vi har halvert godstykkelsen i girkassehuset til 2 mm i stedet for 4 mm og økt størrelsen på utskjæringer i baklokket for å minke vekten. Å gå under 2 mm i godstykkelse på huset vil komplisere innfestninger for lager og generelt være problematisk i produksjon. Komponenten begynner å bli skjør ved fastspenning og behandling. Vi ser at hoveddelen av spenningene ligger i baklokket rett over bakhjulslageret. Her begynner veggene å bli for tynne ved endringene at det ikke vil være fornuftig å gjøre den enda tynnere med tanke på fresing og fremstilling.

Men med enkel grep har vi kunnet redusere vekten i baklokket med 729 gram. Det vil også være mulig å korte ned girkassehuset en del om man får tak i en bakhjulsfelg med invertert innpress. Men for girkassen i prototypen av motorsykkel vil godstykkelsen bli 4 mm på grunn av ønsket fra verkstedet om å ha litt sikkerhet ved en prototypeproduksjon og minke komplikasjonene ved fresing og dreining.

8. ELEMENT OG LØSNINGSVALG

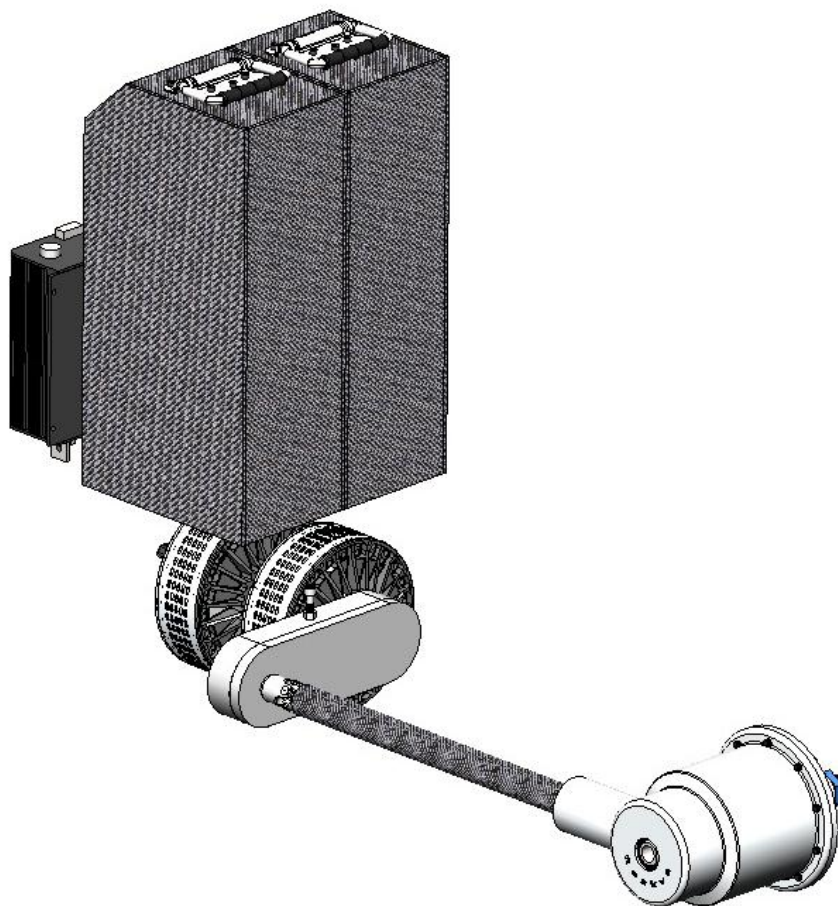
Drivlinjen består av mange forskjellige komponenter som arbeider sammen og disse er delt inn i seks hovedkategorier:

- Lader
- Batteri
- Motorkontroller
- Motor
- Girkasse 1
- Girkasse 2

Under disse kategoriene er det en del komponenter som skal kjøpes ferdig og en del som må produseres eksternt eller internt på IMT.

8.1 Hovedelementer

Det er designet/konstruert et løsningsforslag i SolidWorks for drivlinjen på motorsykkelen Roskva. Komponentene er designet etter de konseptene som er utredet og etter innspill fra de andre på prosjektet der deres områder kan påvirke utformingen.



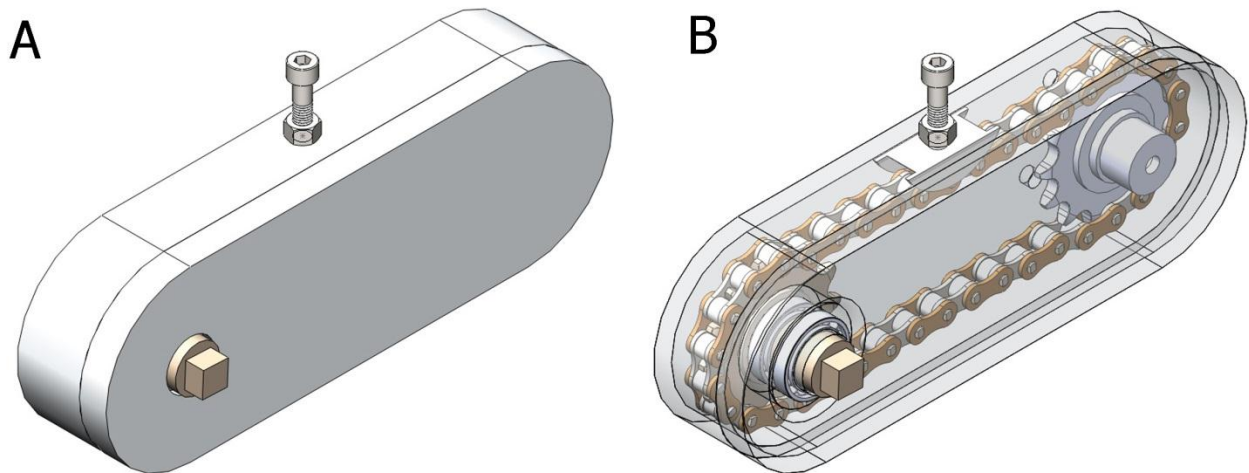
Figur 96: Drivlinjen med alle komponentene utenom selve laderen for batteriene. Laderen vil ikke være en del av motorsykkelen, men være plassert der sykkelen lades. (Bilde fra SolidWorks)

Løsningsforslaget består av to batteripakker, to motorkontrollere, to motorer og to girkasser. Modellen avviker noe fra de opprinnelige skissene, da spesielt med tanke på girkasse nummer to som er betraktelig større en ønskelig. Grunnen til dette er at vi ønsker å bruke forstilling og felger fra en eksisterende motorsykkel og derfor er man nødt til å tilpasse girkassen til denne felgen.

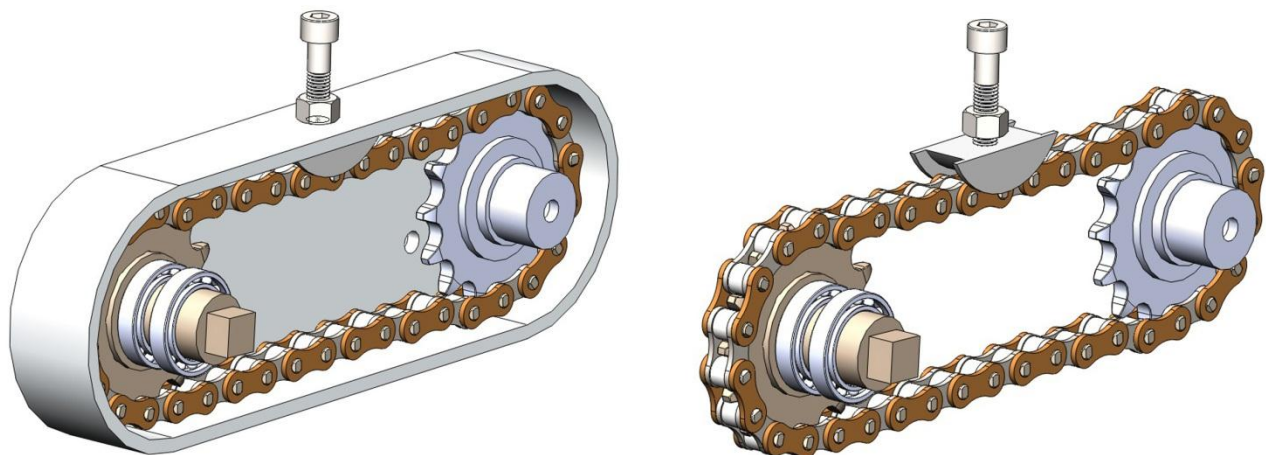
Ved en eventuell serieproduksjon vil man designe felgene slik at man får en minimal størrelse med et reversert innpress enn hva felgen som vi har i dag har. Dette vil også gi oss betraktelig mindre vekt i svingarmen.

8.2 Girkasse nummer 1

Girkassen er designet hovedsakelig for bruk i en prototype og dermed har de ferdig innkjøpte komponentene litt andre mål en det vi helst kunne ønsket oss. Kjede har ikke akkurat den eksakte lengde og må tilpasses med en kjedestrammer. Ved en eventuell serieproduksjon vil drevene og kjede bli tilpasset og produsert i en eksakt lengde og vil da kunne brukes uten strammer. Slikt er vanlig på biler som blant annet bruker kjede til å drive registeret som styrer kamakslene.



Figur 97: A) Girkasse nummer en består av en 1:1 utveksling med to drev og en rullekjede. B) Bilde med gjennomsiktig girkassehus der man tydelig kan se de interne komponentene. (Bilde fra SolidWorks)



Figur 98: Rullekjede med tannhjul og en enkel kjedestrammer. Ved eventuell serieproduksjon vil kjede og drevene produseres etter mål og det vil ikke være nødvendig med kjedestrammer. (Bilde fra SolidWorks)

8.2.1 Ferdige komponenter

Girkassen består av en del komponenter som bestilles fra leverandører og produsenter.

De komponentene som skal kjøpes inn er:

- 14-tanns tannhjul for kjede
- Rullekjede
- Kulelager

8.2.2 Egenproduserte komponenter

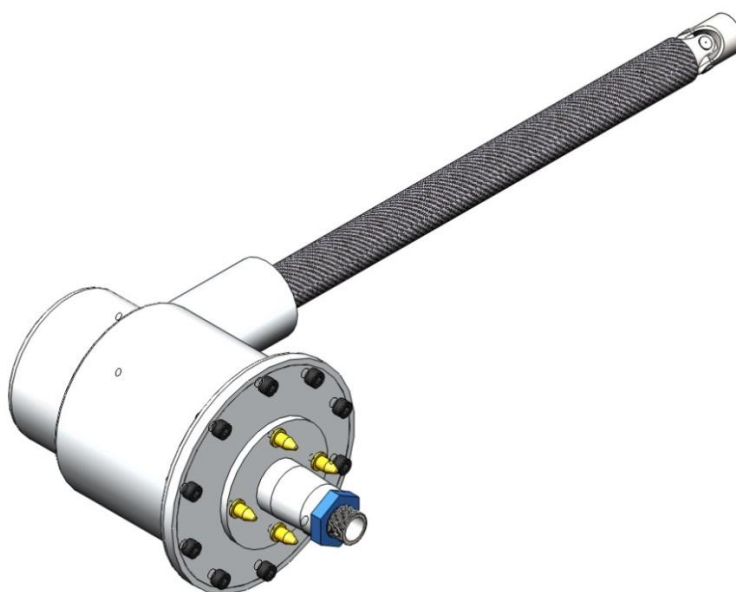
Siden girkassen designes etter en del spesifikasjoner må det en del spesialproduserte komponenter til for å kunne sette girkassen sammen. Disse komponentene er deler som kun brukes i denne girkassen og det må derfor lages kun for de motorsyklene som eventuelt skal bygges.

Disse komponentene er:

- Girkassehus
- Baklokk til girkassehus
- Adapter fra tannhjul til universalledd
- Adapter fra tannhjul til motor
- Enhet for kjedestramming (kun prototype)

8.3 Girkasse nummer 2

Girkasse nummer to er den girkassen som skal ligge inne i svingarmen og skal overføre kreftene til drivhjulet fra motoren og snu kraften 90 grader inn mot drivhjulet. Vedsiden av dette er den også nødt til å ha et fleksibelt ledd eller et såkalt universalledd slik at drivlinjen ikke er til hinder for bevegelsene til svingarmen.

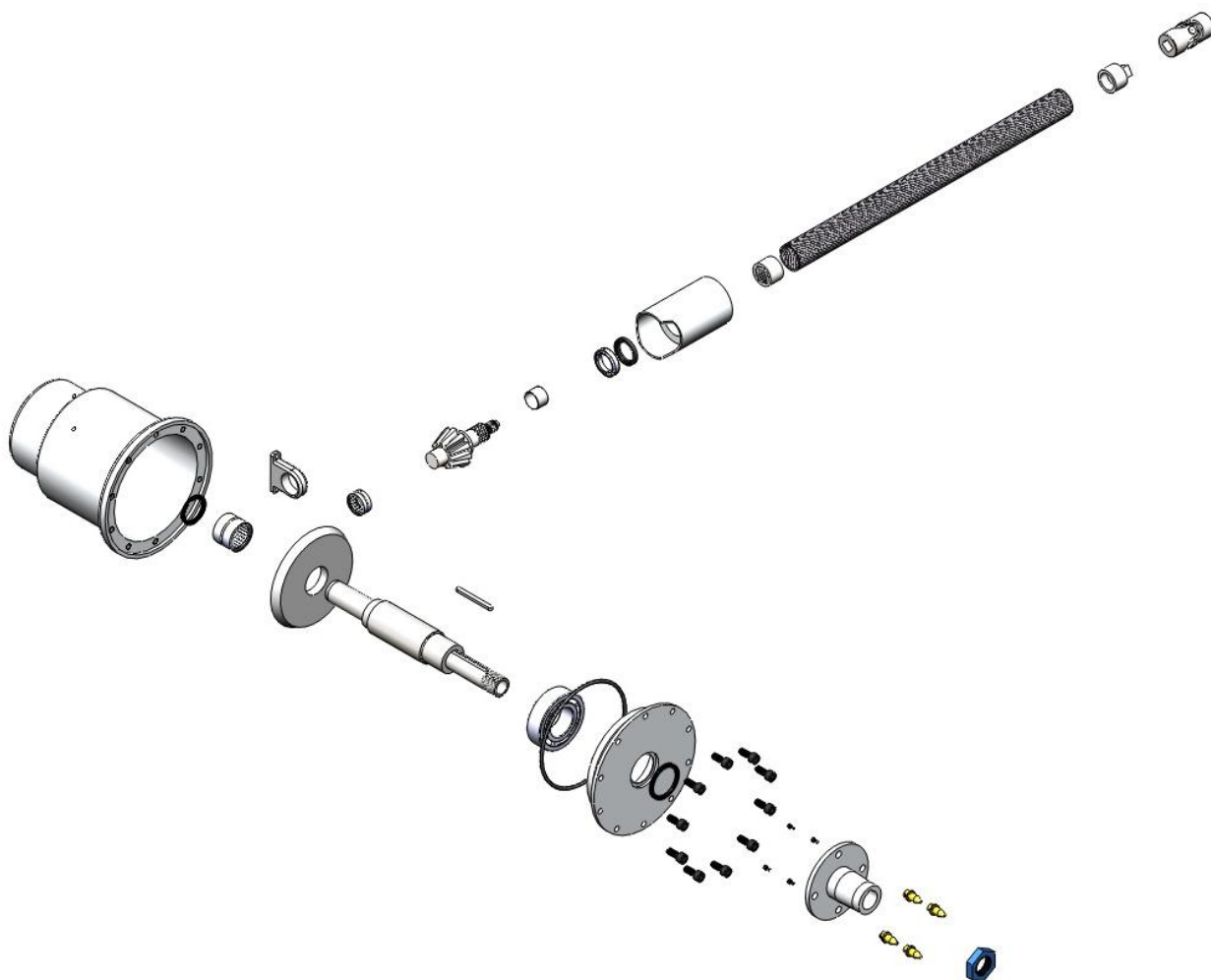


Figur 99: Designutkastet til girkasse nummer to. Denne girkassen inneholder vinkeldrev og hjullageret til drivhjulet. (Bilde fra SolidWorks)

Designutkastet til girkasse nummer to er hovedsakelig designet med utgangspunkt i felgene og tannhjulene som ble kjøpt inn. Målet var å lage en enkel konstruksjon med minst mulig tap gjennom girkassen. For å kunne oppnå så liten vekt som mulig skal delene produseres i 6082-T6 Aluminium som maskineres i et CNC-fresesenter for å kunne oppnå høy presisjon og utnytte egenskapene til materialet. På denne måten vil vi kunne få alt nøyaktig og minst mulig unødvendig materiale i komponentene. Vi kan også ved hjelp av presisjonen i CNC-maskin kan vi også lage presspassninger og gjenger direkte.

På en vanlig motorsykkel med drivaksel er det vanlig å kunne komme til komponentene fra begge siden av at svingarmen kan demonteres/deles opp i flere deler for enkel tilgang. Siden vi har en ensidet svingarm og ønsker maksimal styrke vil det derfor kun være mulig gå komme til girkasse komponentene fra hjulsiden av svingarmen.

Girkassen er designet for å ligge innvendig i svingarmen, den vil altså bli støpt inn som en del av svingarmen. Derfor er den konstruert slik at alle de roterende komponentene og slidedelene er tilgjengelig fra kun en side og kan enkelt demonteres.



Figur 100: Girkasse nummer to er den mest avanserte girkassen i motorsykkelen. Den inneholder totalt 40 komponenter. Den har som hovedoppgave å snu kraftretningen og sørge for overføring av rotasjonskraften over til drivhjulet. (Bilde fra SolidWorks)



8.3.1 Ferdige komponenter

Girkassen består av en del komponenter som bestilles fra leverandører og produsenter.

De komponentene som skal kjøpes inn er:

- Umbrako skruer M6x16 og M8x20
- Universalledd KRE16N-F
- O-ring 148x4mm
- 15-tanns tannhjul
- 45-tanns tannhjul
- Ducati hjul plugg

8.3.2 Egenproduserte komponenter

Siden girkassen designes etter en del spesifikasjoner må det en del spesialproduserte komponenter til for å kunne sette sammen girkassen. Disse komponentene er deler som kun brukes i denne girkassen og det må derfor lages kun for de motorsyklene som eventuelt skal bygges.

Disse komponentene er:

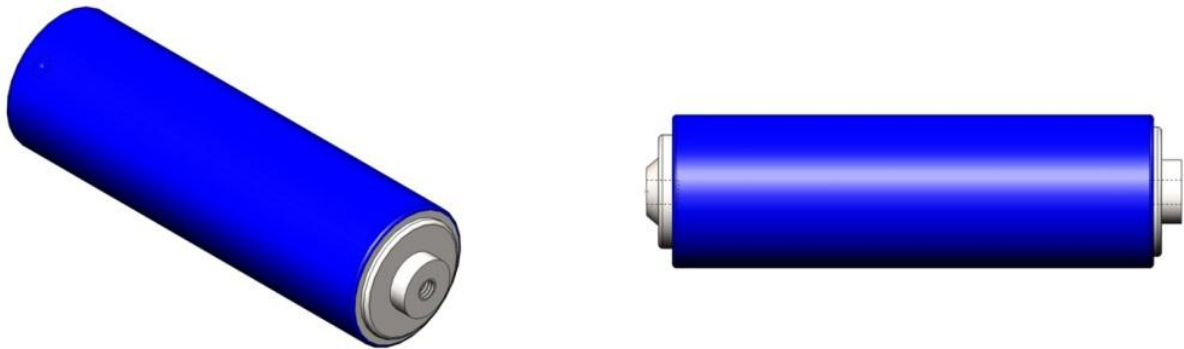
- Splines adapter
- Areal adapter for liming
- Baklokk
- Drivaksel
- Ducati rear spindle enhet
- Girkasse hus
- Hjulmutter
- Kile
- Lager bane
- Lagerholder
- Aksling

8.4 Energilagring

Batteripakken om bord består av to identiske batteripakker på hver 34 battericeller i serie og 2 battericeller i parallell. Disse blir koblet til hver sin motorkontroller som igjen er koblet til hver sin motor. Dette gjør oppkoblingen og systemene i motorsykkelen enklere når man har separate systemer selv om motorene jobber på samme aksel. Battericellene med sammenkobling systemene blir innkjøpt fra nettbutikk i Hongkong og er et ferdig system. Batterikassen som skal beskytte cellene og gjør det mulig og enkelt fjerne de fra motorsykkelen ved behov.

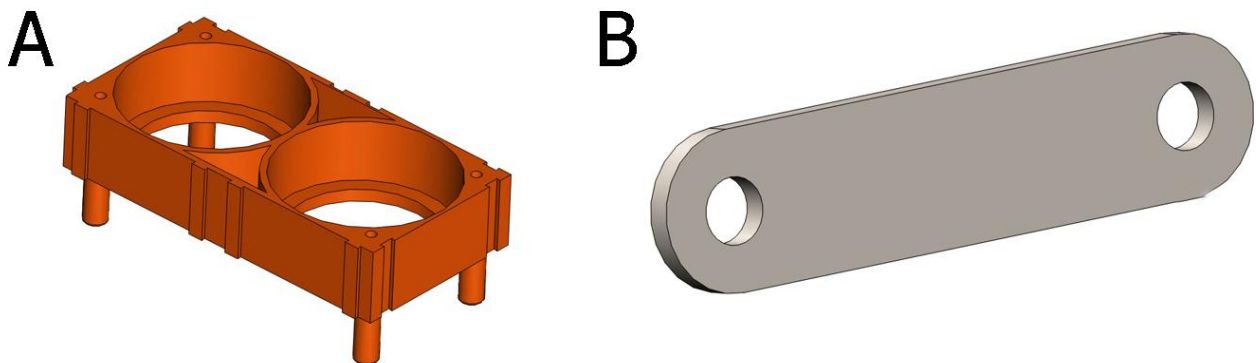
8.4.1 Ferdige komponenter

Battericellen leveres fra nettbutikk i Kina og er produsert av batterifabrikanten Headway. Disse batteriene kommer som en standardvare og leveres med skrukoblingen og sammenkoblingsenhet med plass til to battericeller.



Figur 101: Batteri cellen som skal brukes i batteripakken kommer fra den Kinesiske leverandøren Headwind og er heter Headwind 38120p og er på 3,2 volt og 8000 mAh. (Bilde fra SolidWorks)

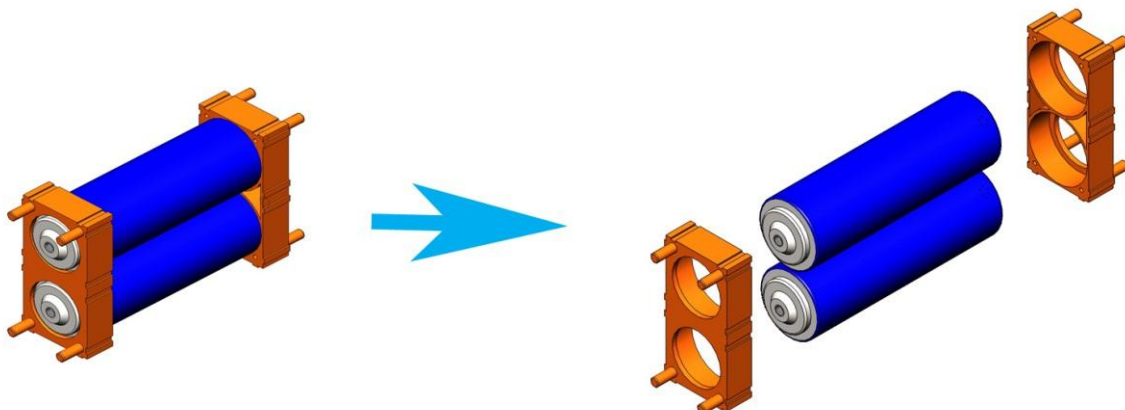
Når man kjøper en battericelle får man automatisk med en sammenkoblings pakke som består av en batteriholder for 2 battericeller og en koblingsplate. Batteriholderen er laget i en myk plast og har plass til to battericeller, for å sette sammen to battericeller trenger man to slike batteriholdere. Disse er kvadratisk utformede med kilespor slik at man kan sette sammen flere slike batteripakker med to battericeller til en større batteripakke etter eget ønske. Sammenkolingsplaten er produsert for celletypen slik at man enkelt kan skru sammen battericellene enten i parallell eller serie. Man slipper derfor å ha eget verktøy for å sveise batteriene sammen, de skrues enkelt sammen med dette blekket og to 5 mm maskinskruer.



Figur 102: A) Batteriholderen til Headwind 38120p cellene med plass til to batterier. B) Koblingsplate for å koble sammen to og to battericeller enten i parallell eller serie. (Bilde fra SolidWorks)

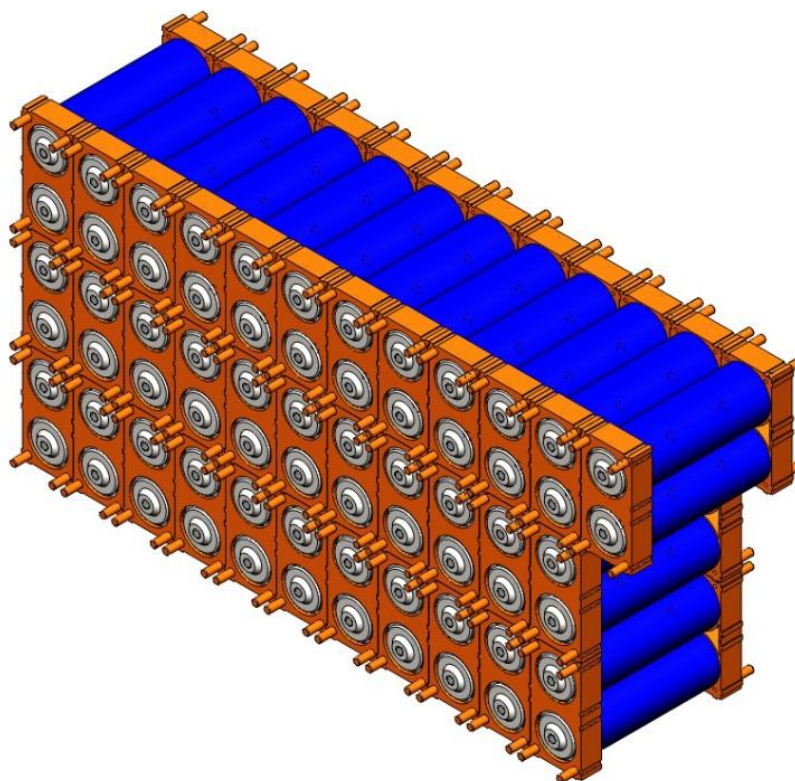
8.4.2 Batterisammensetning

Hver batteripakke består av et antall battericeller. Batteriene har som oppgave å lagre energien som motoren trenger for å kunne drive sykkelen fremover. Batteripakken blir satt sammen etter beregninger etter ønsket spenning og kapasitet.



Figur 103: To battericeller settes sammen i batteriholderen for å danne et en battericelle som videre kobles i serie for å gi den ønskede spenningen. (Bilde fra SolidWorks)

Totalt 34 slike enheter med to batteri skal settes sammen til en av de to batteripakkene som skal være om bord i motorsykkelen. Sammensetningen og utformingen av disse cellene ble bestemt i samsvar med Erik Olsvik som har ansvar for design og utforming av sykkelen. Målet var å få plass til to identiske batteripakker som enkelt kunne fjernes ved for eksempel lading eller reparasjon. Sammenstillingen av disse 68 battericellene som blir en av de to batteripakkene er vist på figuren under.

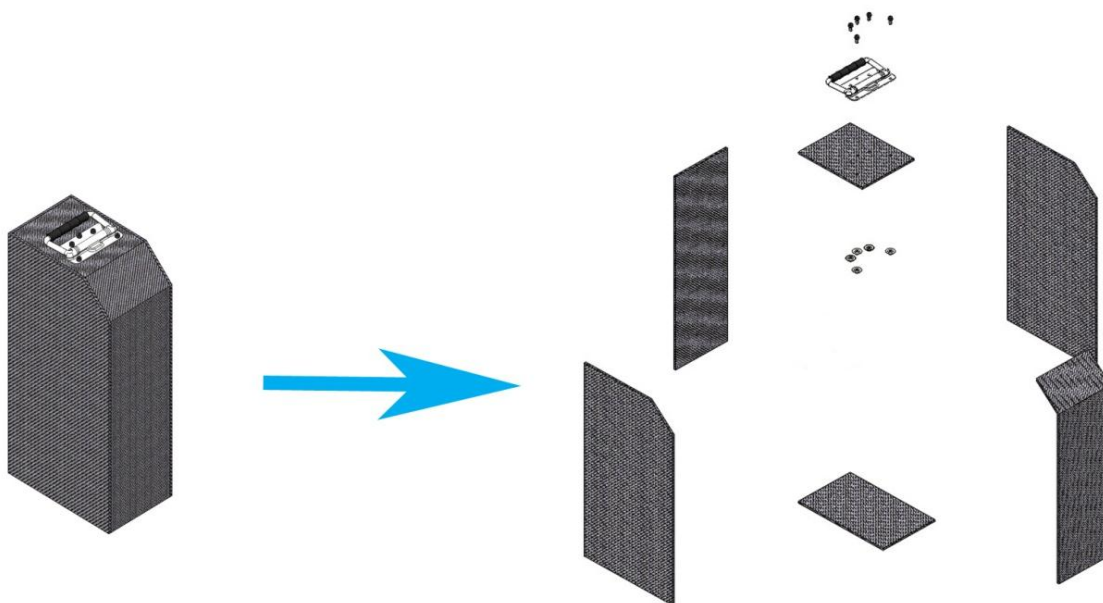


Figur 104: En av de to batteripakkene som skal være ombord på motorsykkelen. (Bilde fra SolidWorks)

8.4.3 Egenproduserte komponenter

Batterikassen skal inneholde totalt 68 battericeller og må kunne tåle vekten av dem slik at de enkelt kan løftes ut av sykkelen ved behov. De må også være plass til to identiske batterikasser slik at de kan brukes om hverandre og gjøres enkelt i produksjonen. Designet rundt disse battericellene er blitt gjort ved hjelp av rette plater som produseres i med en tykkelse på 4 mm.

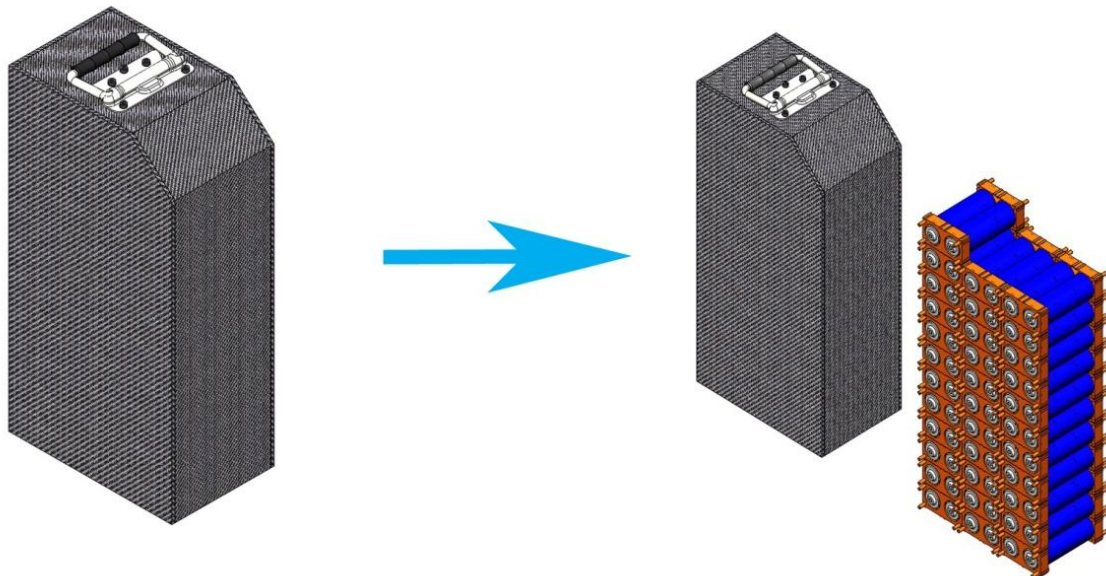
Platene består av karbonfiber med en kjerne av Divinycell som er et skumlignende materiale med høy styrke. Divinycell blir også brukt inni svingarmen og andre steder på motorsykkelen for å oppnå høystyrke og lav vekt. Platene produseres ved bruk av vakuüm for å oppnå god styrke og kompakthet, samt utelate luftbobler som kan svekke konstruksjonen. Platene blir produsert etter ønskede mål og kuttet opp etter de spesifiserte målene. Dette gjør at man kan utnytte materialene meget godt og unngår unødvendig svinn.



Figur 105: Batterikassen og de delene den står av. Kassen er hovedsakelig bygget sammen av 4 mm karbonplater med en kjerne av Divinycell. (Bilde fra SolidWorks)

8.4.4 Sammenstilling

Den ferdige sammenstillingen består av en batterikasse med tilhørende batteripakke, frontdelen av batteripakken kan enkelt fjernes med noen få skruer og deretter plassere battericellene inni batterikassen. Her er det viktig å kontrollere og sørge for at alle batteripolene er beskyttet slik at de ikke kan komme i kontakt med selve batterikassen. Det er nemlig viktig å merke seg at karbonfiber er en meget god elektrisk leder og kan fort føre til kortslutning av batteripakken om batteripolene kommer i kontakt med karbonplatene. Battericellene på derfor isoleres med et materiale som ikke er strømlerende før de plasseres i batterikassen.



Figur 106: Sammenstilling av batterikassen. Det vil være totalt to slike batterier i motorsykkelen og ved hjelp av det påmonterte håndtaket kan de enkelt løftes ut ved service og lading. (Bilde fra SolidWorks)

8.5 Motorkontroller

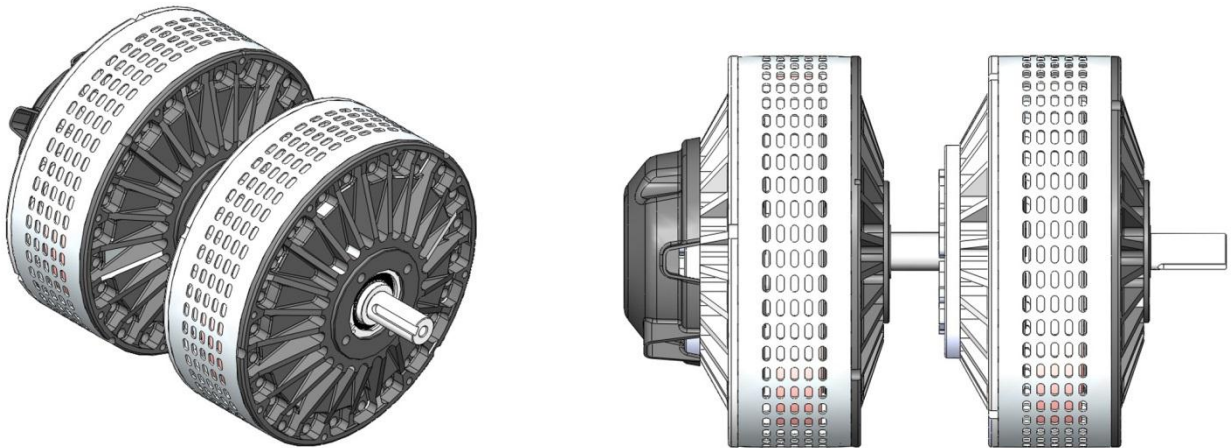
Motorkontrolleren blir ferdig innkjøpt fra Kelly Motorcontroller i Kina. Disse leverer kraftige og enkle motorkontrollere med høy effektivitet til en billig penge. De er også beregnet for akkurat en slik motor som vi har gått til innkjøp av. Vedsiden av er det også beregnet for bruk i kjøretøy med ferdig systemer for gashåndtak og regenerativ drift ved bremsing.



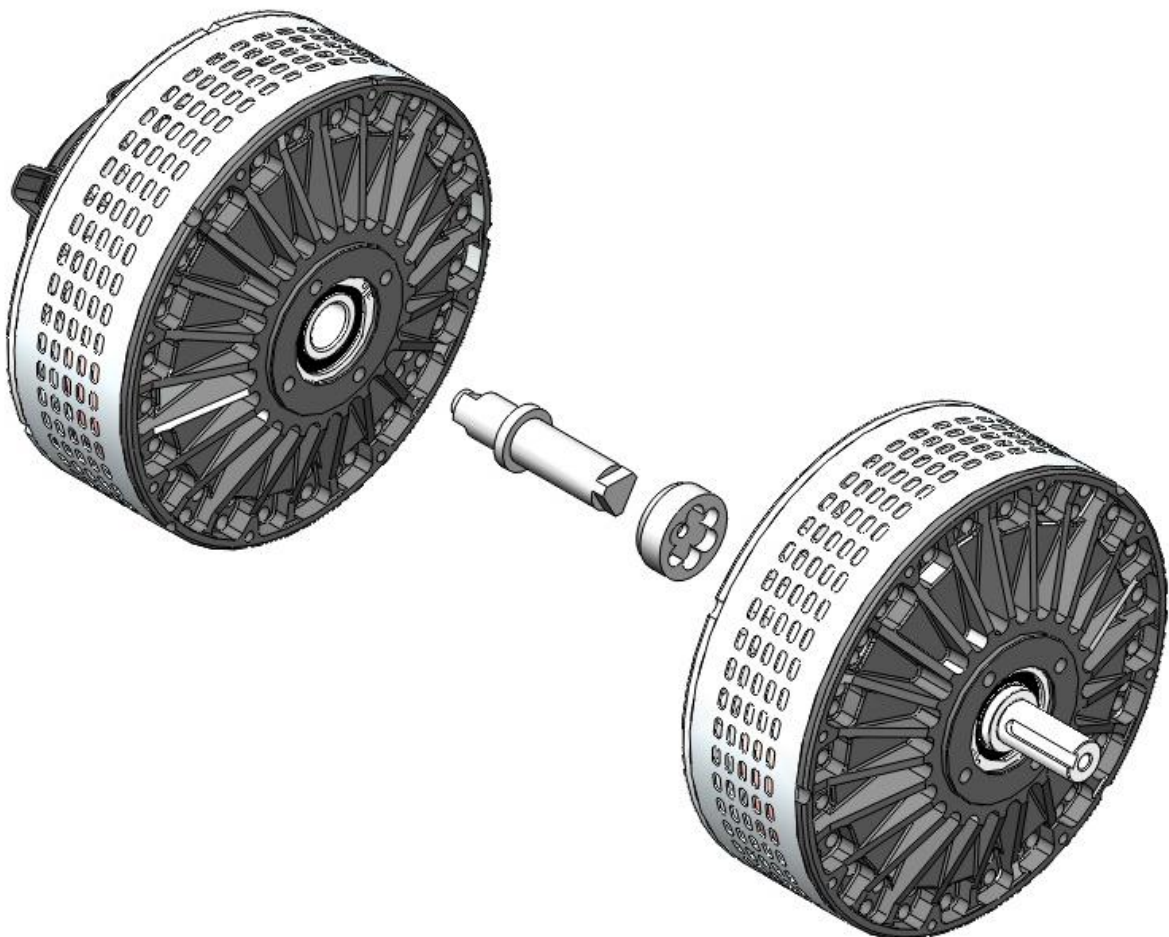
Figur 107: Kelly Motorcontroller KDH serie for likestrømsmotorer. (Bilde fra SolidWorks ved Erik Olsvik) [18]

8.6 Motor

Motoren kommer ferdig fra Lynch Motor Company i England og leveres komplett med adaptere for å koble de to motorene sammen på en aksel. CAD tegningene er levert av motorprodusenten.



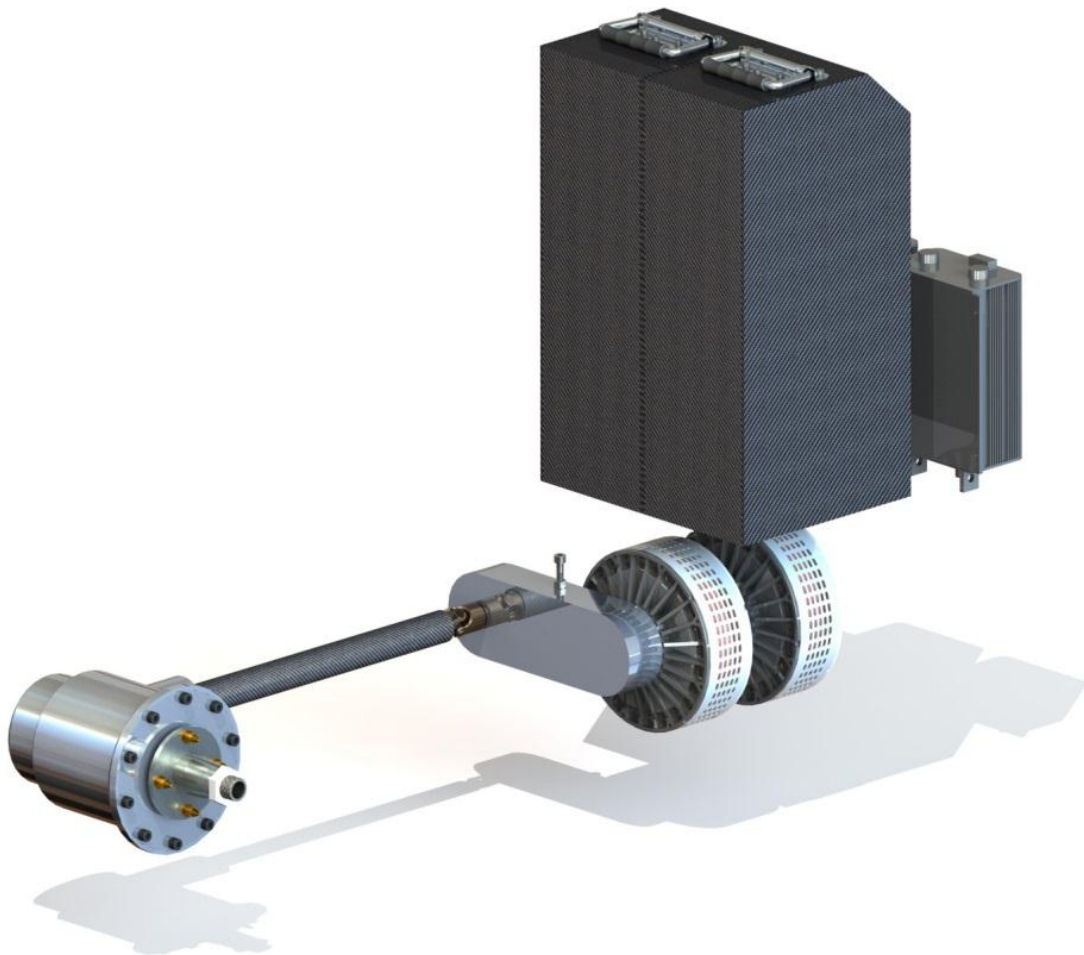
Figur 108: Motoroppsettet med to D135RAGS i serie. Dette oppsettet vil bli innkapslet i et motorhus som er designet av Erik Olsvik og en del av den bærende kåpen på motorsykkelen. (Bilde fra SolidWorks)



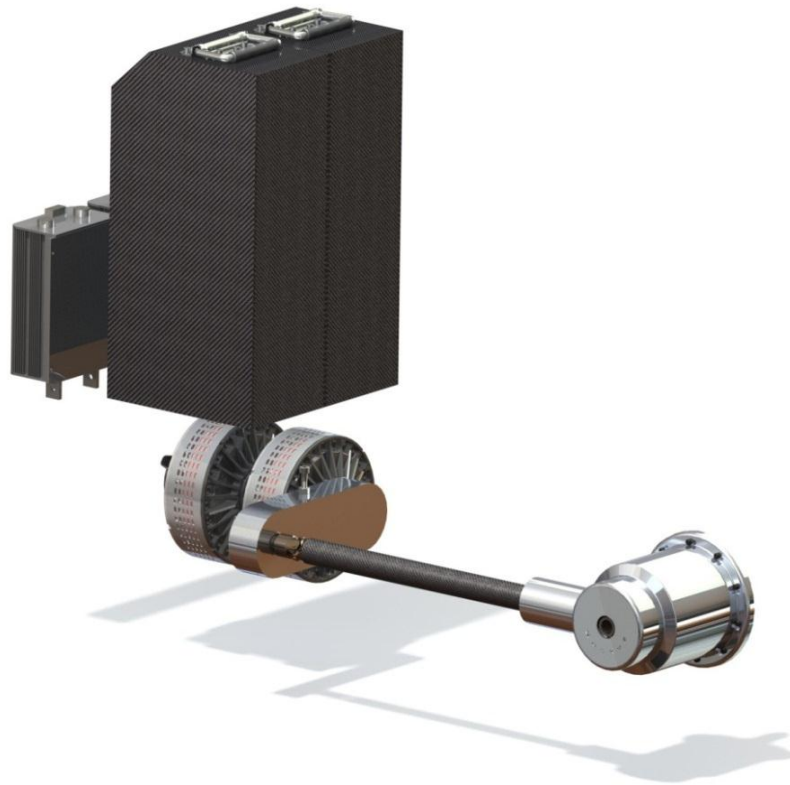
Figur 109: Motoroppsettet eksplodert med alle fire hovedkomponentene. De to midterste delene sørger for overføring av kreftene fra den ene motoren til den andre. (Bilde fra SolidWorks)

8.7 Løsningspresentasjon

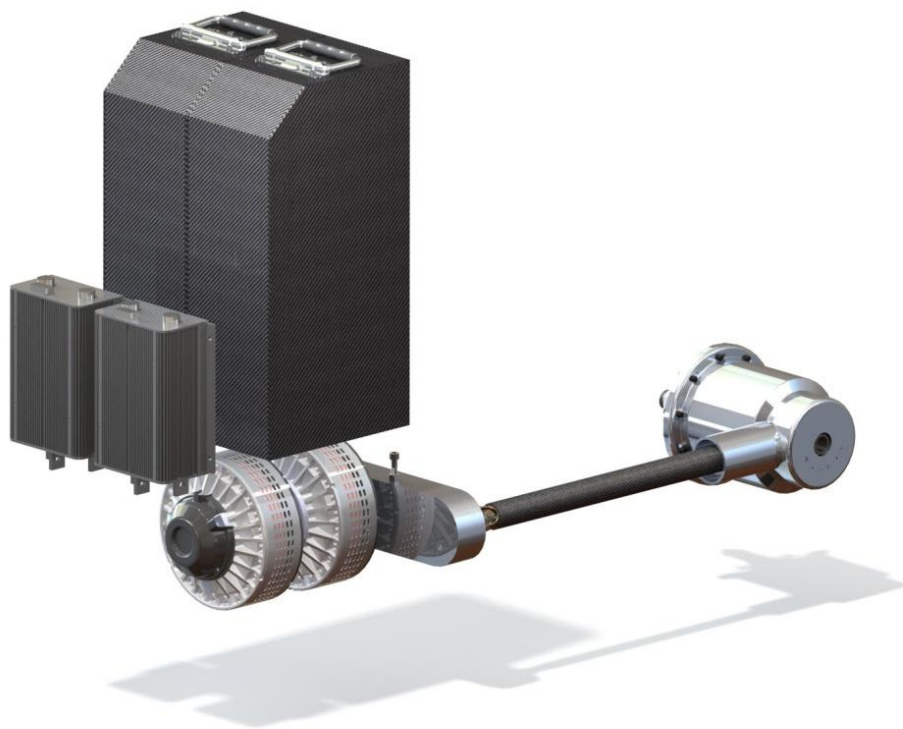
Her presenteres det endelige løsningsforslaget for en drivlinje til prototypen av motorsykkelen Roskva. Løsningsforslaget er konstruert i henhold til grunnlagsberegningene, FEM- analyse og samtaler med verksted for å muliggjøre byggingen av komponentene. Løsningsforslaget er også et resultat av samarbeid mellom Erik Olsvik som er design ansvarlig for motorsykkelen. Han sørger også for den endelige plasseringen av batterikassene og motorkontrollere i forhold til resten av designet. Alle komponentene må passe sammen med resten av designet. Dette har derfor krevd nøye planlegging og godt samarbeid. 3D modellen er tegnet i programmet SolidWorks og renderingene er gjort i SolidWorks Photoview.



Figur 110: Drivlinjen sett fra drivhjulsiden av motorsykkelen. (Bilde fra SolidWorks Photoview)



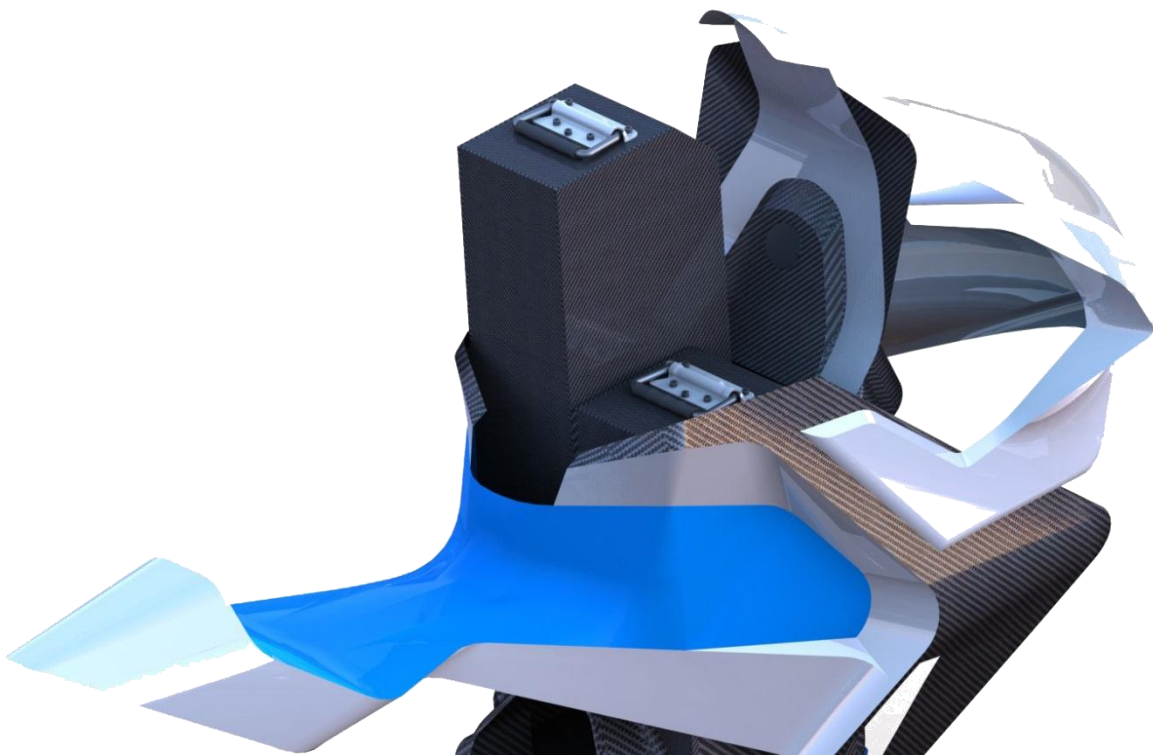
Figur 111: Drivlinjen for motorsykkelen Roskva med alle komponentene koblet sammen. (Bilde fra SolidWorks Photoview)



Figur 112: Drivlinjen sett skrått forfra. Her kan man tydelig se motorkontrollerene og fronten på batteriene. (Bilde fra SolidWorks Photoview)



Figur 113: Plasseringen av girkasse nummer to inne i svingarmen. Denne girkassen vil bli støpt inn i svingarmen og kun baklokket og universalledet vil være synlig. [9] (Foto: Hans Ola Krog)



Figur 114: Løsningsforslaget til designet på motorsykkelen Roskva av Erik Olsvik. Her kan man tydelig se tanken bak plasseringen av batteriene. [18] (Foto: Erik Olsvik)

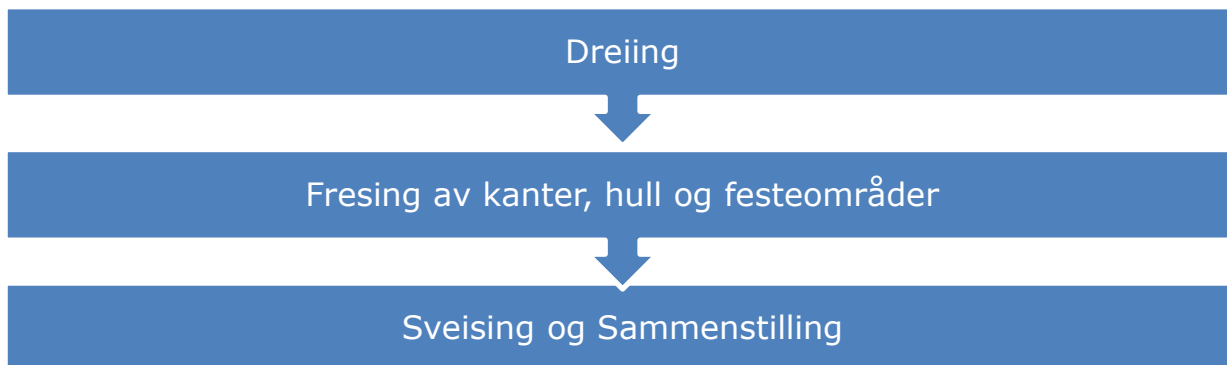
9. PRODUKSJONSANVISNINGER OG ØKONOMI

9.1 Produksjonsanvisninger

En del av komponentene i drivlinjen er nødt til å bli spesialprodusert for akkurat denne motorsykkel og er derfor ikke å få kjøpt på det åpne markedet. Disse komponentene må derfor designes og lages på eget verksted. Det finnes mange produksjonsmetoder for de forskjellige komponentene, og fremgangsmetoden man velger må samkjøres med verkstedet som skal utføre jobben. Dette avhenger nemlig av hva slags maskiner og tilhørende verktøy det aktuelle verkstedet har.

Alle komponentene er tegnet i 3D med konstruksjonsprogrammet SolidWorks og ved produksjon vil verkstedet få oversendt en ønsket filtype med komponenten slik at denne kan legges inn på den aktuelle maskinen for produksjon. Verkstedtegningene er derfor kun for visualisering og kan derfor være mangelfull når det kommer til målsetningen. Det er lagt frem noen eksempler på produksjonsmetoder for de forskjellige delene i teksten som følger. Disse fremgangsmåtene er valgt ut med tanke på produksjon på IMT sitt eget verksted.

Girkassen er den delen som inneholder flest komponenter som må produseres spesielt. De fleste av komponentene må enten freses eller dreies. Men på grunn av begrensninger på verktøy og oppspenningsmuligheter i fresesenteret, vil man være nødt til å kombinere både dreining og fresing. Denne fremgangsmåten er beskrevet i figuren 115.



Figur 115: Beskrivelse av arbeidsmetodene for produksjon av deler som må bruke flere bearbeidingsmetoder.

Batterikassen vil bli produsert i 4 mm karbonplater med en kjerne av Divinycell. Divinycell er et hardt skum som brukes for å oppnå en sandwich-effekt og dermed få høy stivhet i platene samt lav vekt. Disse platene produseres etter ønskede mål hos High Performance Composites i Fredrikstad. Platene blir deretter kuttet opp med sag i de eksakte størrelsene for så å bli limt sammen med en to-komponent epoxy lim. For å sikre platene litt ekstra for eventuelle skader og påvirkninger i linfugen vil det også bli lagt på en tynn karbonfiber-matte på innsiden i skjøtene.

Battericellene blir montert sammen i ferdig innkjøpte sammenkoblingsenheter etter tegning. Det er ekstremt viktig at dette gjøres med respekt for den høye spenningen, derfor må dette gjøres av kvalifiserte teknikere.



Figur 116: Karbonplaten leverer fra HPC i Fredrikstad. Denne platen er 4 mm i tykkelse og er stor nok til en av de to batterikassene som skal lages. (Foto: Lars J. Norberg)

9.2 Kostnadsestimat

Det er gjort en enkel kostnadsestimering som vises i tabell 33. Dette er en grov kostnadskalkyle basert på de løsningsforslagene som er blitt lagt frem, prisene for sammenstilling er funnet frem ved verkstedet på IMT og priser på komponenter er hentet fra de forskjellige leverandørene ved bestilling av minste kvanta. Det er viktig å merke seg at dette er et meget grovt og usikkert estimat som kun tar hensyn til løsningsforslaget og arbeidet som er lagt under denne konseptutredningen.

Ved produksjon av en 0-serie eller videre produksjon vil man gå til anskaffelse av andre komponenter som er mer lønnsomme når det kommer til produksjon og innkjøp. Den totale summen for prototype drivlinjen som lagt frem i løsningsforslaget vil være 636 405 kroner eks mva. Her ligger største parten av utgiftene i konseptutviklingsdelen og materialer og komponenter. Spesielt med tanke på serieproduksjon vil prisen per enhet synke mye, det gjelder også produksjonskostnadene og sammenstillingen.



Tabell 33: Kostnadsestimering av utvikling og produksjon av en prototype. Alle prisene er i Norske kroner ekskludert merverdiavgift.

	Antall	Enhet	Enhetspris	Kostnad
Konseptutvikling				
Utredningsarbeid	450	Timer	600,00	270 000,00
Konstruksjon og Design	250	Timer	600,00	150 000,00
Styrkeberegning og Analyse	60	Timer	600,00	36 000,00
Konstruksjonstegninger	40	Timer	600,00	24 000,00
Rapport og presentasjon	100	Timer	600,00	60 000,00
Sum, Konseptutvikling	900	Timer	---	540 000
Prototyping				
Materialer og komponenter				
Karbonfiberplater	1	m ²	2000,00	2 000,00
Aluminium	10	Kg.	45,00	450,00
Vinkelgir	1	Stk.	2855,00	2 855,00
Kjede og drev	1	Stk.	250,00	250,00
Karbonfiber	2	m ²	80,00	160,00
Lim	6	Stk.	75,00	450,00
Motor	2	Stk.	10 000,00	20 000,00
Motorkontroller	2	Stk.	7 500,00	15 000,00
Lader	1	Stk.	5 000,00	5 000,00
Kulelagre	7	Stk.	500,00	3 500,00
Diverse smådeler	1	---	5000,00	5 000,00
Batterier	136	stk.	90,00	12 240,00
Sum, Materialer og komponenter	---	---	---	66 905
Produksjon				
Maskinering	40	Timer	450,00	18 000,00
Bearbeiding	20	Timer	250,00	5 000,00
Diverse tilvirkning	20	Timer	250,00	5 000,00
Sammenstilling	10	Timer	250,00	2 500,00
Sum, Produksjon	90	Timer	---	30 500
Totalsum				637 405



10. PROSESSDISKUSJON

Det er lagt frem et løsningsforslag for drivlinjen til motorsykkelen Roskva. Dette løsningsforslaget er utviklet ut ifra en rekke tidligere konseptutredninger og undersøkelser. Det har vært en krevende jobb som dekker et meget stort område. Og på grunn begrenset tid har det vært nødvendig å foreta en del antagelser og avgjørelser for å kunne komme i mål. Det å fordype seg i alle komponentene og løsningene har det dessverre ikke vært tid til i denne oppgaven. Det har derfor blitt fokusert på muligheten til å konstruere og utvikle en mest mulig effektiv drivlinje for en elektrisk motorsykkel. Dette skal også gjøres i samsvar med de fire andre masteroppgavene slik at de forskjellige løsningene passer godt sammen.

Konseptutredning

Det er i denne rapporten utredet en rekke forskjellige alternativer, og sammen med forprosjektet som ble gjennomført i faget TIP300 av undertegnende vil dette være en full utviklingsrapport på drivlinjen. Det har vært gjennomført en rekke forskjellige utredninger for de forskjellige områdene på motorsykkelen for å finne de løsningene som passer best. Av disse alternativene har målet om å kunne gjennomføre byggingen av en prototype vært et av hovedgrunnlagene for en del av de mange valgene som er blitt tatt. Dermed har blant annet bestillingsvolum, pris og leveringstid av de forskjellige komponentene mye å si.

Et godt eksempel her er batteriene som er valgt ut til bruk i prototypen. Disse kommer fra den kinesiske batterifabrikanten Headway og egner seg meget godt til motorsykkelen, særlig med tanke på prototyping. Disse battericellene kan også bestilles i et lite antall og leveres raskt, mens noen av de større battericellene fra A123systems må bestilles i hele produksjonslinjer. Dette gjør at det ikke alltid vil være de beste komponentene som velges under konseptutredningen. Det vil være forskjellige faktorer som vil være avgjørende eller diskvalifiserende for eventuelle valg. Derfor er man nødt til å revurdere de forskjellige valgene ved eventuelle endringer i designet.

Det er også en kontinuerlig utvikling av forskjellige løsninger på markedet og det kan dermed komme nye og bedre løsninger. Dermed er man nødt til å holde en kontinuerlig blick på utviklingen og markedet. Batteriene får stadig bedre ytelse og kapasitet til en laver kostnad noe som kan øke rekkevidden og ytelsen på motorsykkelen. Rekkevidden er blant annet noe som lenge har vært et hinder for elektriske kjøretøy.

Anskaffelse av komponenter

Drivlinjen for motorsykkelen Roskva er en sammensetning av mange forskjellige komponenter som alle skal spille på lag. Tannhjulene og universalledet blir levert av Mekanex AB som er en av Nordens ledende leverandører innen mekaniske overføringer, batteriene blir innkjøpt fra en leverandør i Kina og kulelagrene blir levert av SKF i Norge. Dette gjør at det kreves god logistikk siden komponentene ikke alltid er hylleware hos leverandør. Leveringstiden kan variere med alt fra dager til måneder. Dette gjør at man er nødt til å planlegge nøye for at alle komponentene faktisk kan leveres i tide slik at man får gjennomført bygging av prototypen. En del av avgjørelsene er derfor nødt til å bli tatt på et tidligst tidspunkt slik at man får de tidsnok. Ved videre arbeid vil det også derfor kunne være andre alternativer som kan vise seg å være bedre alternativ hvis det er tid til å vente på levering.



Men hvis man får til en storstilt produksjon vil kanskje A123systems sine største battericeller AHR32113. Disse har god kapasitet, kraftige og lette, disse leveres kun i hele produksjonslinjer og dermed kun aktuelt ved masseproduksjon. Det vil også være nødvendig å konstruere en batteripakke som vil gi den opprinnelige rekkevidden på 100 kilometer. På prototypen er denne blitt en del mindre for å holde batterikostandene nede.

Men det er også mange av komponentene og fremstillingsmetodene som vil forbli de samme selv ved en masseproduksjon. Muligheten for å kunne oppnå en langt lavere pris vil da kunne bli sett på som en selvfølge. Dette gjør at ved serieproduksjon vil motorsykkelen få en langt lavere kostnad per enhet enn for en prototype.

Motoren kommer fra Lynch Motor Company i England og er en likestrøms motor med permanente magneter. Dette motorvalget ble tatt ut ifra effekt og mulighet for levering. Mange motorprodusenter som leverer kraftige motorer selger kun hele produksjonslinjer og dette vanskeliggjør muligheten for å skaffe en motor for kun prototypen. Det ville vært mer egnet å finne en motor som leveres samme effekt som de to motorene gjør tilsammen. Altså å bytte ut de to seriekoblede motorene i en større motor. En generell utfordring med motorene er å få kjølt dem ned under hardt bruk. Her vil det mest sannsynlig være best løsning å se på en motor som er klargjort for vannkjøling slik at man får mer effektiv kjøling og bedre styring over motortemperaturen og kan unngå overoppheting.

Hvis man velger å beholde systemet med to motorer som arbeider sammen kan det være en mulighet å kunne montere en kløtsj mellom de to motorene. Dette kan gjøre at man kan koble inn og ut den ene av motorene. For eksempel ved cruisehastighet til det kunne være behov for å bruke kun den ene motoren og dermed spare unødvendig tap ved å bruke flere komponenter.

Design og Konstruksjon

Drivlinjens komponenter er designet i SolidWorks og konstruksjonens utforming er hovedsakelig bestemt fra drivlinjeoppsettet som ble valgt med tilhørende løsninger. Siden ikke alle komponentene skal spesialproduseres for denne motorsykkelen og dermed må kjøpes inn vil det være en del begrensninger på friheten rundt konstruksjonen. Ved videre arbeid vil det være fornuftig å se på de innkjøpte komponentene som eventuelt legger for mange føringer på designet og om det finnes andre alternativer som er bedre.

Konstruksjonen av drivlinjen er hovedsakelig blitt fokusert på den bakre girkassen som er blitt kalt girkasse nummer to. Denne girkassen er den delen i drivlinjen som inneholder flest komponenter og er mest kritisk siden den skal støpes inn i svingarmen. Dette gjør den vanskelig å reparere og endre på i ettertid. Derfor er det på denne girkassen det er brukt mest tid for å kunne gjøre den så teknisk god som mulig. Girkassen er derfor optimalisert med tanke på vedlikehold. Det er blant annet tenkt på muligheten for og enkelt kunne vedlikeholde girkassen, noe som har vært en utfordring når store deler er innstøpt i svingarmen. Normalt på motorsyklar kan man skru svingarmen fra hverandre, men i vårt tilfelle er svingarmen i støpt karbonfiber. Planen er at girkassehuset til blir limt inn i svingarmen før den deretter blir en del av svingarmstøpet. Ulempen med denne løsningen er at tilgangen til girkassen kun kan skje via bakklokke som man får tilgang til når man fjerner drivhjulet. Dette gjør at det blir en del ekstra komponenter som må kunne demonteres for å komme til de som ligger lengre inn. Denne løsningen vil kunne trenge behov for tilpasning ettersom man skaffer seg erfaringer og ser utfordringene som kan komme med en slik løsning.



Girkasse nummer en som er den fremre girkassen brukes bare til å flytte kraften ut på siden av svingarmen og kommer klar av drivhjulet. Denne girkassen vil egentlig være et unødvendig tapsledd og man burde se på mulighet for andre løsninger som gjør at man kan slippe denne ekstra girkassen og dermed minke det totale tapet i drivlinjen.

Batterikassene er produsert i karbonfiberplater, dette egner seg godt for bruk i en prototype da de enkelt kan formes etter ønske, produseres i et lite antall og har en høy styrke. Ulempen med karbonfiber er at disse platene vil kunne være en god elektrisk leder og hvis battericellene ikke er godt nok beskyttet vil dette kunne være en kilde som kan forårsake kortslutning. Karbonfiber er også et meget dyrt materiale og ved en serieproduksjon vil det også kunne være mer lønnsomt å se på kasser som er formstøpte i termoplast. Dettet vil være et rimelig alternativ som også vil fungere godt når det kommer til isolering av battericellen.

Tester

Det er gjennomført to forskjellige typer tester igjennom denne oppgaven, den ene er en ren hardhetstest av materialet i tannhjulene fra en Virago motorsykkel og den andre er en batteritest der det er sett på kapasitet og hendelsesforløp ved kortslutning.

Materialtesten ble foretatt for å kunne samle sammen mer informasjon rundt kvaliteten og materialene i tannhjulene fra en eksisterende motorsykkel. Disse tannhjulene er ofte mye mindre enn hva de hadde blitt ved en normal beregning. Og ved videre undersøkelser ble det konstatert at tannhjul i slike sammenhenger beregnes etter erfaring og egne verdier som er anskaffet ved tester over mange år. For å kunne designe en girkasse med små tannhjul vil det derfor kreve en del forskning og tester for å finne egnet materiale og herdemetoder som gir tilfredsstillende resultater. Ved å følge dagens standarder vil tannhjulene ofte bli store og tunge og det er derfor viktig å se mer på dette temaet. Det er også nødt til å arbeides mer med hvordan de forskjellige spenningene opptrer i henhold til levetidsberegninger.

Batteritesten ble gjennomført hovedsakelig for å bekrefte de oppgitte verdiene til produsenten. De oppgitte verdiene på kapasiteten viste seg å stemme og ved videre arbeid burde man se mer på styrken til batteriene ved kraftig utlading. Det ble også gjennomført en test der to battericeller i serie ble kortsluttet for å se på hendelsesforløpet. Testen viste at battericellen etter stund tok fyr og fikk en gassutblåsning etter noen minutter. Dette er et viktig område å jobbe videre med siden vi har en meget kraftig batteripakke ombord i motorsykkelen og det vil medføre stor risiko for føreren om noe skulle skje under bruk. Det vil derfor være lurt å se mer på brannbeskyttelse og overvåkningssystemer av batteriene som en sikkerhet mot dette.

Beregninger og FEM-analyse

Komponentene som har blitt grundig beregnet er vinkeldrevene i girkasse nummer to, disse er fremstilt med rettkuttete tenner for å holde kompleksiteten nede. Siden rettkuttete tenner fremstiller mer tannhjulsstøy en spiralkuttete eller skråkuttete tenner vil dette være noe å se videre på om støyen viser seg å være ubehagelig for føreren eller oppleves som en ulyd for opplevelsen av motorsykkelen. Det er viktig å merke seg at støy også er sett på en forurensning, men det kan også hende at lyden vil gi sykkelen et særpreg som kan fungere som en sikkerhetsfunksjon for fotgjenger eller lignende. Skråkuttete tannhjul vil også ha fordeler når det kommer til belastningssituasjonen til drevene og levetidberegningene. Disse har en jevnere overføring av kreftene og alltid er fordelt på flere tenner samtidig. Ulempen er at beregningene er en del mer kompliserte og tannhjulene koster omtrent to til tre ganger så



mye som rettkuttede tenner. De har også dessverre en lavere effektivitetsgrad som er en av grunnene til at vi ønsker å bruke rettkuttede i prototypen.

Siden tannhjulene er beregnet etter Norsk Standard eller ved å følge anvisningene fra produsenten, blir de ofte store og tunge. Spesielt ved beregninger av levetiden, dette ville ikke vært noe problem om det skal brukes i en fastmontert girkasse der vekten ikke er et problem. Men når det gjelder kjøretøy er det ønskelig å ha så lav vekt som mulig for å spare energi og skape gode kjøreegenskaper. For å kunne gjøre nye beregninger i henhold til ønsket levetid er man derfor nødt til å gjennomføre tester for å finne data og verdier som kan brukes til beregning av levetid på komponentene. I dag er dette dessverre bedriftshemmeligheter og vanskelig å få tak i. Girkasser dimensjoneres etter lang erfaring og verdier som har kommet fra adskillig med testing gjennom mange år og lang erfaring fra produksjon. I rapporten ble den estimerte levetiden i satt til rundt 1800 kilometer, noe som er langt lavere en hva men tenker seg. Og det er ikke minst mye mindre av hva konkurrerende løsninger opererer med på sine motorsykler.

I motorsykler er drevene ofte enda mindre og utsettes for enda større krefter en de vi har beregnet med. Samtidig at tannhjulene har en levetid på flere hundretusen kilometer. Dette kan de gjøre på grunn av god erfaring og ikke minst mange tester som har blitt gjennomført. Dette har gitt empiriske verdier som de kan bruke for å beregne sine girkasser. Disse verdiene er det dessverre vanskelig å få tilgang til og man er derfor eventuelt nødt til å gjennomføre sine egne tester for å fremskaffe samme data. Dette er en lang og kostnadsfull prosess som ikke vil være lønnsomt med en prototype. En for eventuelle serieproduksjon av en motorsykkel med en slik drivlinje vil nok dette være nødvendig om man ikke klarer å skaffe seg denne informasjonen via andre steder.

Når det kommer til utformingen av det ferdige løsningsforslaget er dette en del større i volum og tyngre en det man ønsker seg. En del av det å konstruere ev effektivt drivlinje er også å spare materialer og holde vekten på kjøretøyet nede. Siden vi ikke produseres felgene våre selv er disse fra en Ducati motorsykkel. Dette gjør at de har en innpress på 22 mm i feil retning av det vi ønsker oss for denne drivlinjen. Dette forårsaker at girkassehuset er en del større enn det som er nødvendig noe som forårsaker unødvendig vekt i svingarmen. Det ville også være ønskelig å minke selve godstykkelsen i girkassehusene å spare vekt, men for å kunne frese girkassehuset ved verkstedet på IMT ønsket verkstedet å ha en godstykkelse på minimum 4 mm. Ved videre arbeid er dette en faktor som er viktig å se mer på for å kunne spare vekt og dermed energi.

Rapporten

Denne oppgaven gir et helhetlig bilde av en utviklingsprosess og konseptutredning for drivlinjen på et elektrisk motorsykkelkonsept. Drivlinjen inneholder mange komponenter som blir utsatt for store belastninger ved bruk, det er derfor kun tatt høyde for å gå dypere inn på noen av de mekaniske komponentene i drivlinjen. De resterende er plukket ut ved å følge anvisningene fra leverandør og fagfolk. Komponentene er plukket ut med høyde for å kunne brukes i en prototype og det burde gjennomføres testing på prototypen for å se om komponenten holder mål. Det finnes et uendelig stort marked om det vil sikkert være flere produkter om ville egnet seg bedre en de som er plukket ut, det vil også være at det kommer nye produkter på markedet i løpet av utviklingsprosessen som vil egne seg bedre. Teknologien utvikler seg stadig og man må derfor holde et nøye øye med de forskjellige produktene for og eventuelt kunne finne en bedre erstatning, dette gjelder spesielt med tanke på batteriene.



11. KONKLUSJON

Løsningsforslaget beskriver en komplett drivlinje for et elektrisk motorsykkelkonsept med navnet Roskva. Roskva er et studentprosjekt som ble startet opp våren 2010. Målet var å gjøre noe mer med masteroppgavene, og prosjektet ble inndelt i totalt fem forskjellige masteroppgaver der hver person hadde sine områder som skulle utredes og konstrueres. Denne oppgaven har tatt for seg en mer eller mindre komplett drivlinje for motorsykkelen Roskva med et utgangspunkt i konseptutredningen som ble gjennomført i faget TIP300 av undertegnede høsten 2011.

11.1 Resultater og anbefaling

Konsept

Motorsykkelen Roskva er designet som et utgangspunkt for og kunne bli registrert som en tung motorsykkel. Dette kommer hovedsakelig på grunn av motoreffekten som gjør at motorsykkelen havner i denne kategorien i henhold til det norske regelverket. Oppgaven har tatt for seg drivlinjen og utredet løsninger for produksjon av en prototype.

Konseptet som er utviklet gjennom denne rapporten innebærer mange forskjellige løsninger. Disse løsningene er et resultat av grundig evaluering og utredning av en rekke konsepter. Dette gjør at vi mener at vi har kommet frem til de komponentene som egner seg godt til Roskva etter de fastsatte kravene. Resultatene er satt sammen til en komplett drivlinje.

Oppsett

Drivlinjen består av en sammensetning av en rekke hovedkomponenter som består av mange mindre komponenter. Disse hovedkomponentene er batterilader, batteri, motorkontroller, motor og girkasse. Disse komponentene er designet slik at de vil kreve et minimalt vedlikehold og enkel tilgang ved eventuell behov for reparasjon.

Batteri

Det er gjort en grundig undersøkelse rundt forskjellige typer batterier som kan brukes i denne motorsykkelen. Alternativet som har blitt valgt er en battericelle med navn Headway 38120p som er av typen LiFepo4. Hver av disse battericellene har en normalspenning på 3,2 volt og en kapasitet på 8000 mAh. Ved utvelgelsen av disse battericellene har det blitt lagt vekt på pris, leveringstid og sikkerhet. Disse battericellene har blitt satt sammen til en batteripakke ved å bruke 34 celler i serie og 2 i parallell, dette gir oss en total kapasitet på ca. 3500 wattimer fordelt på to batteripakker som vil gi prototypen en rekkevidde på ca. 60 kilometer.

Motoroppsett

Motoroppsettet består av to D135RAGS som er koblet sammen og arbeider på samme aksel. Hver av disse motorene leverer et dreiemoment på 42 Nm og en topp effekt på 36 kilowatt. Dette vil gi motorsykkelen en total topp effekt på rundt 96 hestekrefter med et dreiemoment på 84 Nm. Motoren blir levert komplett fra produsenten og er klargjort for denne typen sammenkobling.



Motorkontroller

Motorkontrolleren er anskaffet etter anbefaling fra Trevor Lees hos Lynch Motor Company og blir levert av den kinesiske produsenten Kelly Motor Controller. Motorkontrolleren er av betegnelsen KDH12601E, denne kan takle en spenning på opptil 136 volt og en strømtrekk på 300 amper kontinuerlig. Dette gir oss en god sikkerhetsmargin siden regulatoren aldri vil komme i nærheten av sine begrensninger. Motorkontrolleren har også innebygget funksjoner som gjør motoren kan sikres mot og overstige maksimalt tillatt strømtrekk. Vedsiden av dette er det også mulighet for og enkelt sette opp gasshåndtak og pedal for styring av den regenerative driften ved bremsing.

Girkasse

Drivlinjens girkassesystem består av to girkasser, disse har fått navnet girkasse nummer og girkasse nummer to. Girkasse nummer en ligger mellom motorene og drivakselen, denne girkassen har som hovedoppgave å flytte kraften ut på siden slik at man kommer klar av drivhjulet og dempersystemet i svingarmen. Girkasse nummer to inneholder drivakslene, vinkeldrev og innfestning av drivhjulet. Det er denne girkassen som denne rapporten har fokusert mest på grunn av den kompleksiteten den har. Girkassens indre komponenter vil ligge i et konstant oljebad for å kunne tilføre god smøring og kjøling av de roterende komponentene. Det har blitt gjennomført beregninger av utvalgte komponenter i girkassene for å kontrollere styrke og levetid.

Øvrige komponenter

Drivlinjen består av mange komponenter og disse leveres fra Mekanex og SKF som leverer det meste innen for mekaniske overføringer, lagre og tetninger. De fleste av disse komponentene er valgt ut ifra anbefalinger og anvisninger fra leverandørene. Det vil også være noen komponenter som vil bli tatt fra eksisterende motorsykler for bruk i prototypen.

Produksjon

Produksjonen av egenkonstruerte komponenter vil foregå ved CNC fresesenter og CNC dreiebenk. Dette gjør at vi kan holde stor nøyaktighet og produsere mange identiske komponenter uten feil. Girkassehuset til girkasse en består av to komponenter som sveises sammen etter at de er produsert. Disse komponentene vil bli produsert på verkstedet til IMT.

Kostnader

Det er gjennomført en kostnadskalkyle for utviklingen av en prototype med konseptutredning, design bygging og rapportskrivning. Det totale kostanden er estimert til 636 405 kroner eksklusiv merverdiavgift.

Arbeidsprosess

Det er i denne oppgaven arbeidet mye med det å utvikle en komplett drivlinje for prototype av motorsykkelen Roskva. Hovedarbeidet er som nevnt tidligere lagt i den bakre girkassen på grunn av dens kompleksitet og lite muligheter til å endre i ettertids i forhold til de andre komponentene der man står litt friere. Det har blitt gjort grundige beregninger av tannhjulene som er den komponenten som blir utsatt for store krefter og ekstremt mange lastsykluser. Rapporten fungerer som en god veiledning for eventuelt videre arbeid med prosjektet Roskva.



11.2 Videre arbeid

Det er gjort et grundig arbeid med drivlinjen gjennom flere oppgaver og mange studiepoeng. Men det å utvikle en komplett drivlinje for et kjøretøy er en stor oppgave og på grunn av begrenset tid er man nødt til å foreta en del begrensninger. Det er derfor nødvendig å arbeide videre med en del komponentene for å kunne gjøre nødvendige forbedringer på motorsykkelen.

- Se på utbedringsmuligheter for tannhjulene i girkassene. Kan produsere mindre tannhjul som tåler de samme kreftene for å spare vekt. Vil det være aktuelt å se på utformingen av tenne for å øke effektiviteten og minke tannhjulsstøyen. Det er nødvendig å se på mulighetene til å forbedre levetiden, eventuelt gjennomføre tester og anskaffe data når det kommer til levetidsberegninger av tannhjul.
- Kartlegge flere aktuelle battericelleleverandører og ta direkte kontakt med produsenter for å få de beste cellene til best mulig pris. Batteriteknologien utvikler seg stadig og batteriene leverer stadig mer effekt til en lavere pris. Er sikkerheten rundt batteriene bra nok eller finnes det battericeller som er enda sikrere med tanke på brann og eksplosjon ved kortslutning og feil belastning.
- Arbeide med utvikling av BMS for batteripakkene og andre sikkerhetssystemer som kan forhindre kortslutning og brann.
- Arbeide med å tilpasse motorsykkelen for hurtiglading ved montering av standard ladekontakt som brukes på ladestasjoner. Man burde også se på avkjøling av batteri ved lading, spesielt ved hurtig lading.
- Se på løsningene rundt felger og dekk for å kunne minke størrelsene og dermed vekt på komponentene i girkassene. For eksempel invertert innpress på felgen vil korte ned lengden på girkassen og dermed spare mye vekt i girkassehuset.
- Se på kjølingsmuligheter for motor for å kunne utnytte effekten bedre uten at det blir for stor varmegang. Kan for eksempel vannkjøling være et alternativ som avkjøling.
- Beregne varmeutviklingen i batteripakkene under bruk. Undersøke eventuelt muligheten for avkjølingen av battericellen om det viser seg å være nødvendig.
- Arbeide med en bedre og mer effektiv løsning for girkasse nummer en, finnes det bedre måter å få kraften ut på siden? Se på muligheten for å anskaffe kjede med riktig mål for å kunne slippe kjedestrammer.
- Mulighet for å kunne koble inn og ut den ene motoren ved behov. For eksempel ved bruk av en elektromagnetisk kløtsj mellom motorene.



REFERANSER

Skriftlige kilder

1. Almar-Næss, A. (2003). *Metalliske materialer: struktur og egenskaper*. Trondheim: Tapir. 451 s.
2. Bauer, H. (2000). *Bosch Automotive handbook*. Warrendale, Pa.: Distribution: Society of Automotive Engineers. 962 s.
3. Corolla, D. A. (2009). *Automotive Engineering - Powertrain, Chassis system and Vehicle body*. United States of America: ELSEVIER. 835 s.
4. Dahlvig, G., Christensen, S. & Strømsnes, G. (1991). *Konstruksjonselementer*. [Ås]: Yrkesopplæring. 486 s.
5. DNV. (2010). *DNV-RP-C203 Fatigue design of offshore structures*. Høvik: DNV.
6. Härkegård, G. (2004). *Dimensjonering av maskindeler*. Trondheim: Tapir Akademisk forlag. 197 s.
7. Krog, H. O. (2010). *Roskva*. Ås: Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi. 28 s.
8. Krog, H. O. (2011). *Prosjekt Roskva - Dempersystemer*: Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi. 59 s.
9. Krog, H. O. (2012). *Utvikling av svingarm og dempesystem for elektrisk motorsykkel konsept*. Master. Ås: Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi. 104 s.
10. Kultorp, E. (2012). *Komposittmaterialer - Verifisering av material- og styrkeegenskaper til bruk i motorsykkelchassis*. Master. Ås: UMB, IMT. 119 s.
11. Kultorp, E. & Skjong, O. A. (2011). *Roskva - An Aerodynamisk Anlysis*. Ås: Universitetet for Miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag. 10 s.
12. Kultorp, E. & Skjong, O. A. (2011). *Roskva - Et forprosjekt*. Frie Studiepoeng Ås: Universitetet for Miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag. 47 s.
13. Kultorp, E. & Skjong, O. A. (2011). *Roskva - Finally, It's Fun to be Green*. Ås: Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for økonomi og resursforvaltning. 15 s.
14. Mekanex. (2011). *Koniska Kugghjul*. Sverige: Mekanex.
15. Nonstad, B. (2003). Friksjon og friksjonsmålinger. *Veg- og trafikkfaglig senter*: 31.
16. Norberg, L. (2011). *Prosjekt Roskva - Konseptutredning Motor, energilagring og drivlinje*. Master. Ås: Universitet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi. 93 s.
17. NS-5011. (1977). *Tannhjulsveksler, Sylindriske tannhjul, Rette eller skrå tenner, Beregning av bæreevne*: Standard Norge. 29 s.
18. Olsvik, E. (2012). *Totaldesign - CFD-optimering av elektrisk motorsykkel konsept*. Master. Ås: Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi. 160 s.
19. Skjong, O. A. (2011). *Prosjekt Roskva - Ramme*. 9/12-2011: Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi. 48 s.
20. Skjong, O. A. (2012). *Utvikling av fremre del av motorsykkelchassis*. Master. Ås: Universitetet for miljø- og biovitenskap, Institutt for matematiske realfag og teknologi. 88 s.
21. Van Aart, F. (2011). Energy efficiency in power plants. *Kema Power Generation & Sustainables*: 27.
22. Waløen, Å. Ø. (1989). *Maskindeler*. Trondheim: Tapir. 271 s.



Personlige meddelelser

23. Fediuk, P. (2012). *High Performance Composites*.
24. GyllingTeknikk. (2012). *A123systems* (26/3).
25. Lees, T. (2012). *Lynch Motor Company*. England.
26. Ringstad, T. (2012). *Overingeniør*. Ås: Universitetet for miljø- og biovitenskap.
27. Rølvåg, T. (2012). *Professor*. Trondheim: Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet.
28. Scanche, M. (2012). *Martin Schanche Racing*. Drøbak.
29. Terjesen, G. (2012). *Førsteamanuensis*. Ås: Universitetet for miljø- og biovitenskap.

Nettkilder

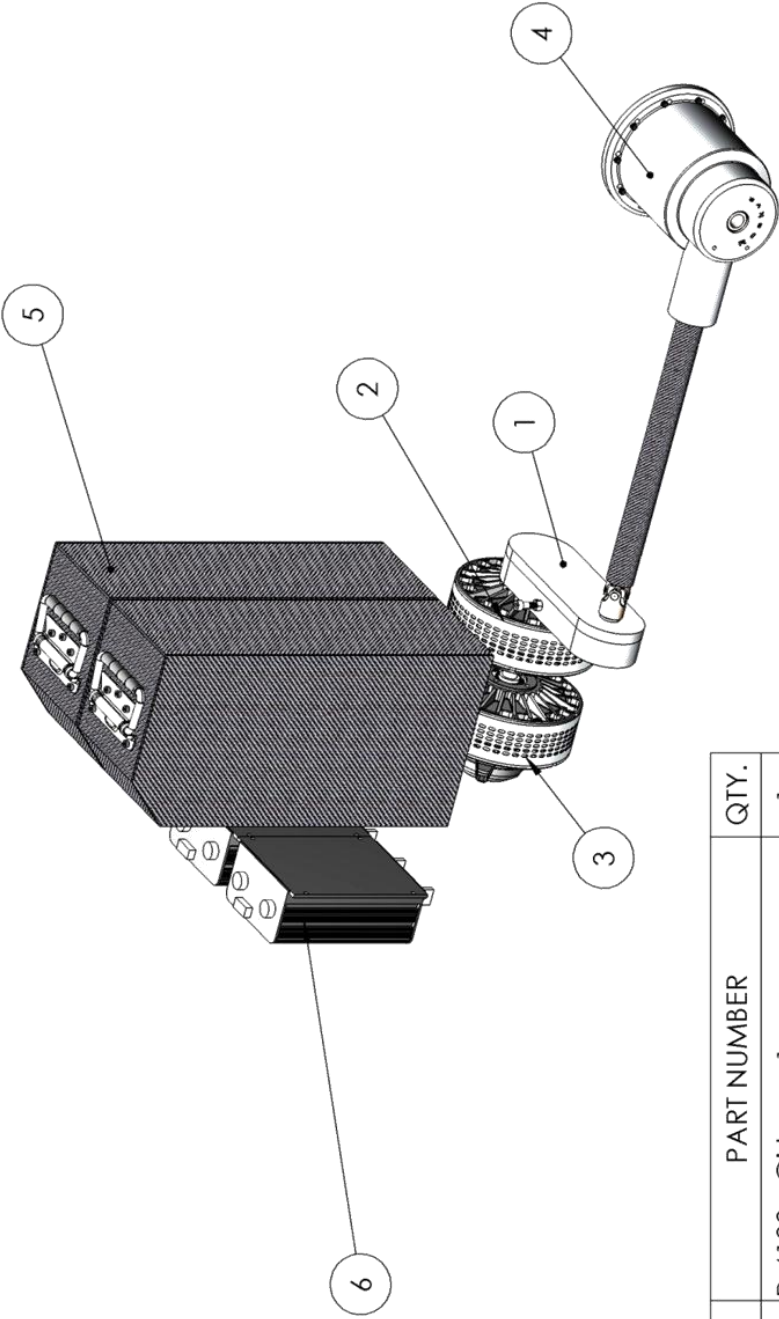
30. A123systems. (2011). *A123 Systems*. USA: A123. Tilgjengelig fra: <http://a123systems.com/> (lest 29/3).
31. DirectIndustri. (2010). *Rack and pinion*. Tilgjengelig fra: <http://www.directindustry.com/> (lest 25/2).
32. Engineerlive. (2011). *Magnets offer advantages as an alternative to mechanical gears*. Tilgjengelig fra: <http://www.engineerlive.com> (lest 2/3-2012).
33. Evassembly. (2012). *Evassembly nettbutikk*: Evassemble. Tilgjengelig fra: <http://www.evassemble.com/index.php> (lest 30/3).
34. Goodyear. (2012). *Goodyear Dekk*. Tilgjengelig fra: http://www.goodyear.eu/no_no/homepage.jsp (lest 27/2).
35. HanzhenTech. (2010). *Harmonic Drive (XB1)*. Tilgjengelig fra: <http://www.made-in-china.com/showroom/hanzhentech/product-detailZMKxkQIJVTpf/China-Harmonic-Drive-XB1-.html> (lest 25/2).
36. Lees, T. (2012). *Lynch Motor Company* England. Tilgjengelig fra: <http://www.lemcoltd.com/> (lest 7/3).
37. Nice, K. (2012). *Hostuffworks*. Tilgjengelig fra: <http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/gear3.htm> (lest 3/3-2012).
38. Revathigears. (2011). *Power Transmission*. Tilgjengelig fra: http://www.revathigears.com/revathi_bevel_gears.html (lest 3/4).
39. Sande, E. (2012). *Suzuki importør*. Tilgjengelig fra: <http://erling-sande.no/wsp/erlingsande/frontend.cgi?func=frontend.show&template=home> (lest 27/2).
40. Serena. (2012). *Serenas Bug Blog*. Tilgjengelig fra: http://www.ilikebugs.com/SNT/SNT_clockwork_mechanism.html (lest 3/3).
41. TridentSub. (2011). *Trident Sub*. Tilgjengelig fra: <http://www.tridentsub.com/images/carbon%20tube.jpg> (lest 28/3).
42. Wikipedia. (2012). *Wikipedia - Tannhjul*. Tilgjengelig fra: <http://en.wikipedia.org/wiki/Gear#Worm> (lest 8/3).
43. Wordsun. (2011). *Marketing communications for engineering and technology companies*. Tilgjengelig fra: <http://www.wordsun.com/release.php?id=433> (lest 2/3).



VEDLEGG

- T-001 Teknisk tegning drivlinje
 - T-002 Teknisk tegning drivlinje – Eksplodert
 - T-003 Teknisk tegning drivlinje – Hovedmål
 - T-004 Teknisk tegning girkasse nr.2
 - T-005 Teknisk tegning motoroppsett
 - T-006 Teknisk tegning motor nr. 1
 - T-007 Teknisk tegning motor nr. 2
 - T-008 Teknisk tegning girkasse nr. 1
 - T-009 Teknisk tegning batterikasse
 - T-010 Teknisk tegning motorkontroller
-
- V01 - Arbeidsplan
 - V02 - Hardhetstabell
 - V03 - Tegning fra produsent 2x motor oppsett for D135RAGS
 - V04 – Tegning fra produsent D15RAGS
 - V05 – Tegning over Yamaha Virago bakaksel
 - V06 – Materialdata Aluminium 6082-T6
 - V07 – Materialdata High Grade Steel 34Cr4

T-001 Teknisk tegning drivlinje



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	R-4100 - Girkasse 1	1
2	R-4200 - D135RAGS - Motor Nr1	1
3	R-4200 -D135RAGS - Motor 2	1
4	R-4000 - Bak_aksel	1
5	R-4520 - Batterikasse med batteri	2
6	R-4400 - Motorkontroller	2

FINISH: DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DATE 22.4		TITLE: Drivlinje Roskva	DWG NO. R-4600	SHEET 1 OF 1
NAME LN	SIGNATURE LN	MATERIAL:				
SCALE: 1:8				A4		

T-002 Teknisk tegning drivlinje - Eksplodert

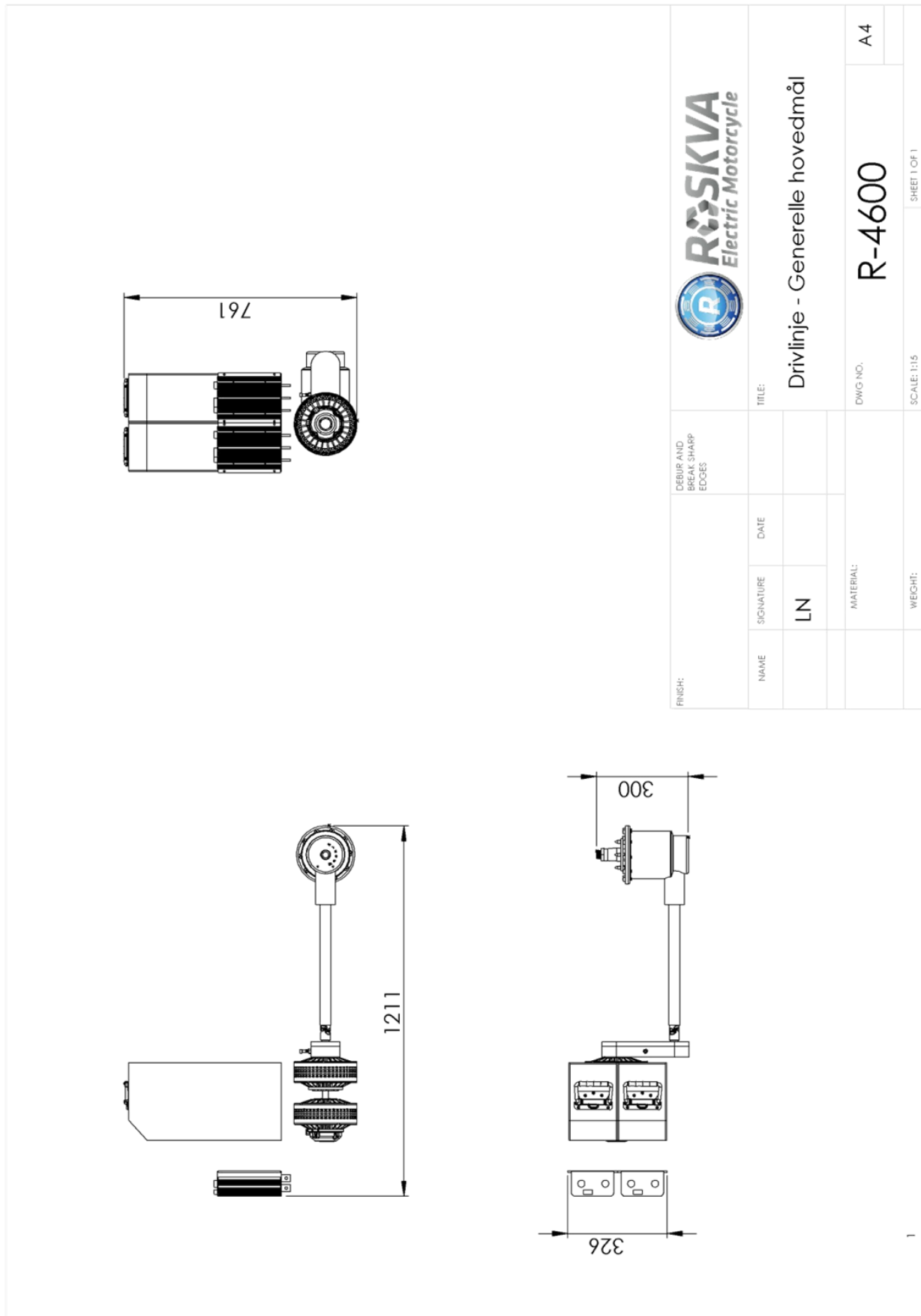
The diagram shows an exploded view of the drivetrain components. Callout 1 points to a small rectangular component, callout 2 to a circular gear, callout 3 to another circular gear, callout 4 to a motor assembly with a drive shaft, callout 5 to a large rectangular battery pack, and callout 6 to a smaller rectangular component.

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	R-4100 - Girkasse 1	1
2	R-4200 - D135RAGS - Motor Nr1	1
3	R-4200 - D135RAGS - Motor 2	1
4	R-4000 - Bak_aksel	1
5	R-4520 - Batterikasse med batteri	2
6	R-4400 - Motorkontroller	2

FINISH: DRESS AND BREAK SHARP EDGES	SIGNATURE	DATE	TITLE: Drivlinje eksplodert
	LN		
	MATERIAL:	DWG NO. R-4600	A4
	WEIGHT:	SCALE:1:50	SHEET 1 OF 1



T-003 Teknisk tegning drivlinje - Hovedmål

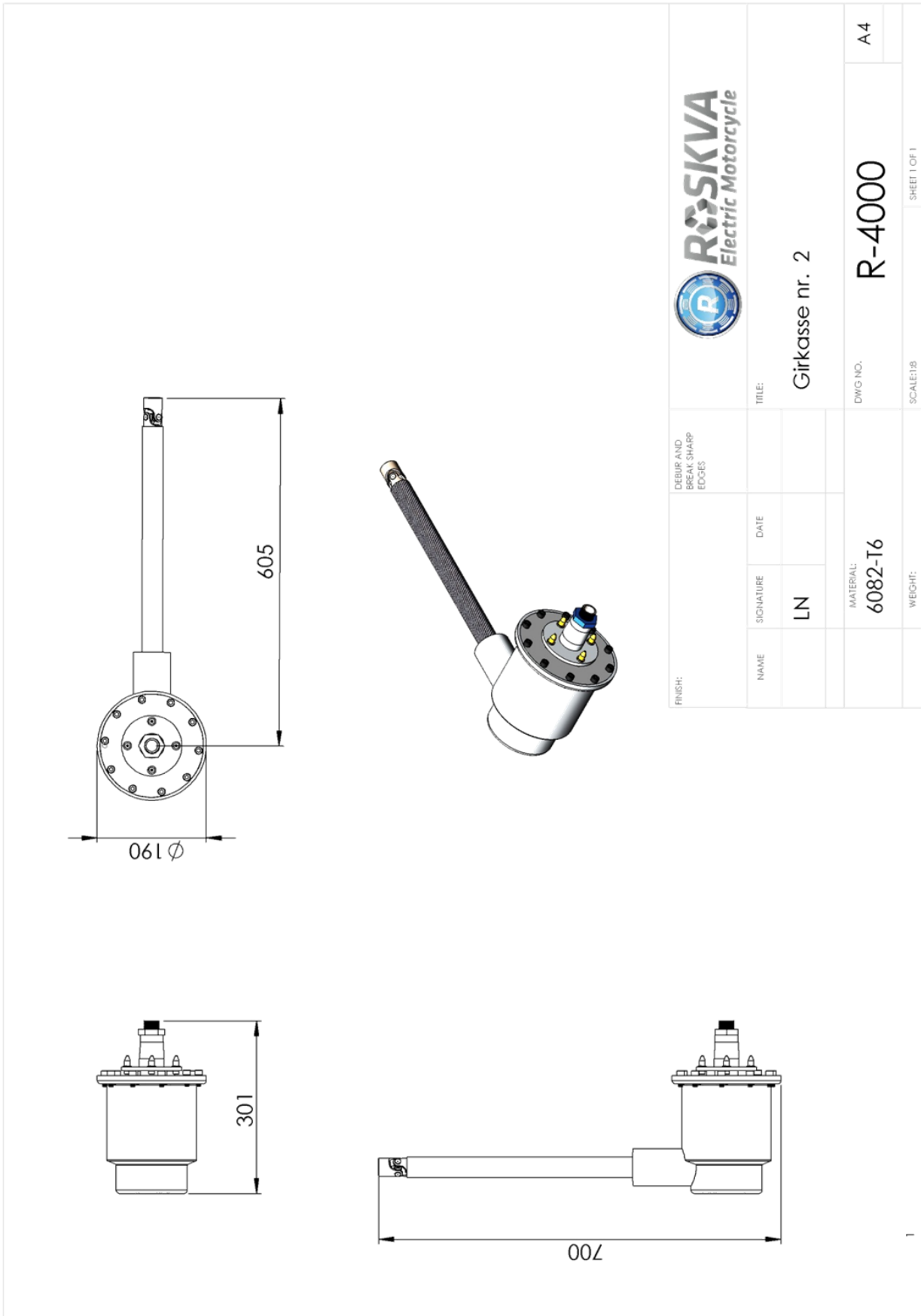


FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		TITLE:	
NAME	SIGNATURE	DATE		Drivlinje - Generelle hovedmål	
	LN			DWG NO.	R-4600
				MATERIAL:	
				SCALE: 1:1.5	SHEET 1 OF 1
					A4





T-004 Teknisk tegning girkasse nr.2





T-005 Teknisk tegning motoroppsett

		TITLE: 2xD135RAGS		DWG NO.: R-4601	A4
		FINISH:			
DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	SIGNATURE: LN	DATE:	MATERIAL:		
NAME:		WEIGHT:			



T-006 Teknisk tegning motor nr. 1

Modifisert børsteholder

Aksel med kilespor

		FINISH: DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	
NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
	LN		Motor nr 1 - D135RAGS
MATERIAL:		DWG. NO.	A4
WEIGHT:		SCALE:1:5	R-4200
		SHEET 1 OF 1	



T-007 Teknisk tegning motor nr. 2

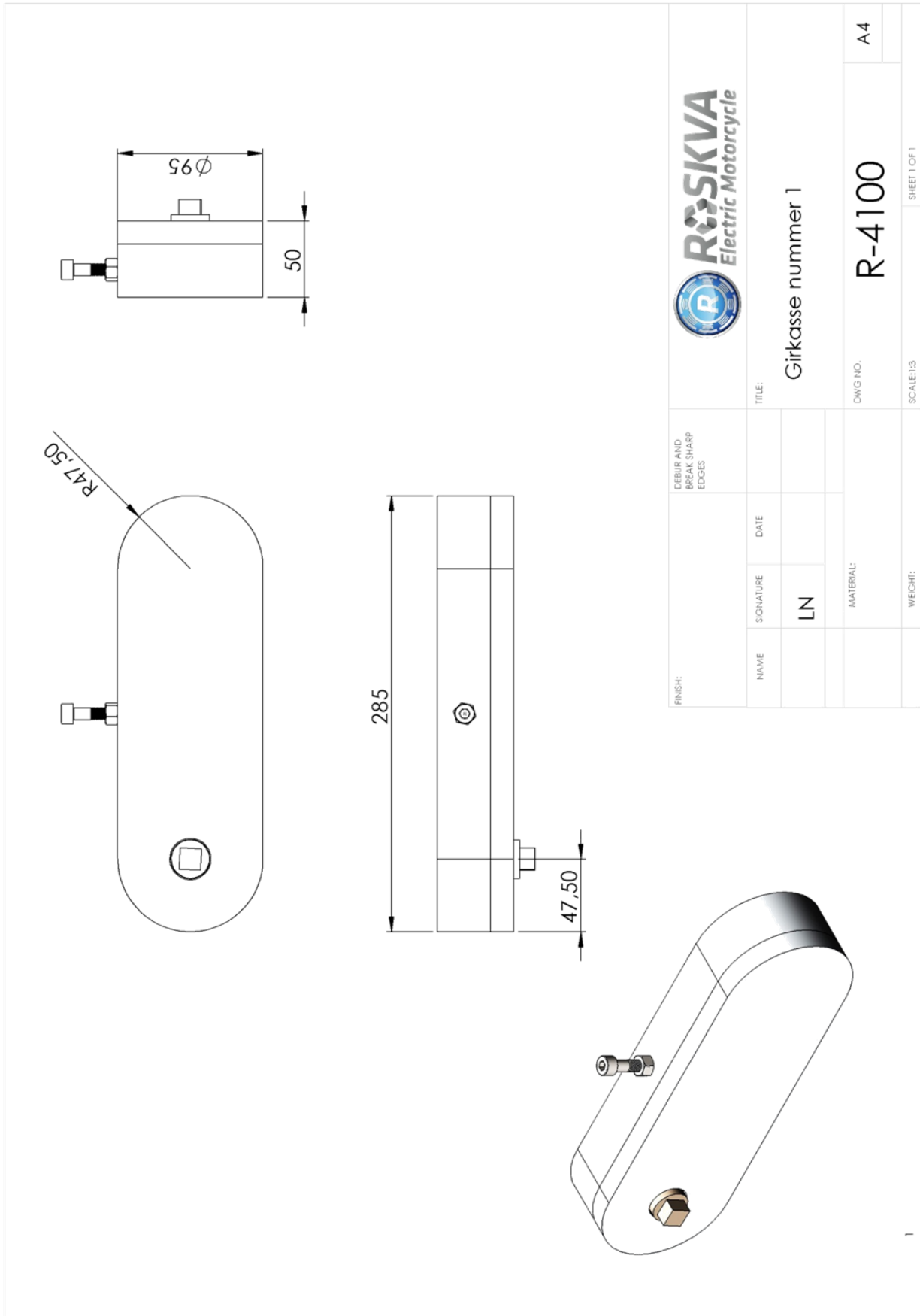
Beskyttelselokk for børster

Sammenkoblingsenhet

FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		TITLE:	Motor nr 2 -D135RAGS	
	NAME	SIGNATURE			
		LN		DWG NO.:	R-4200
				SCALE:1:5	A4
				WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

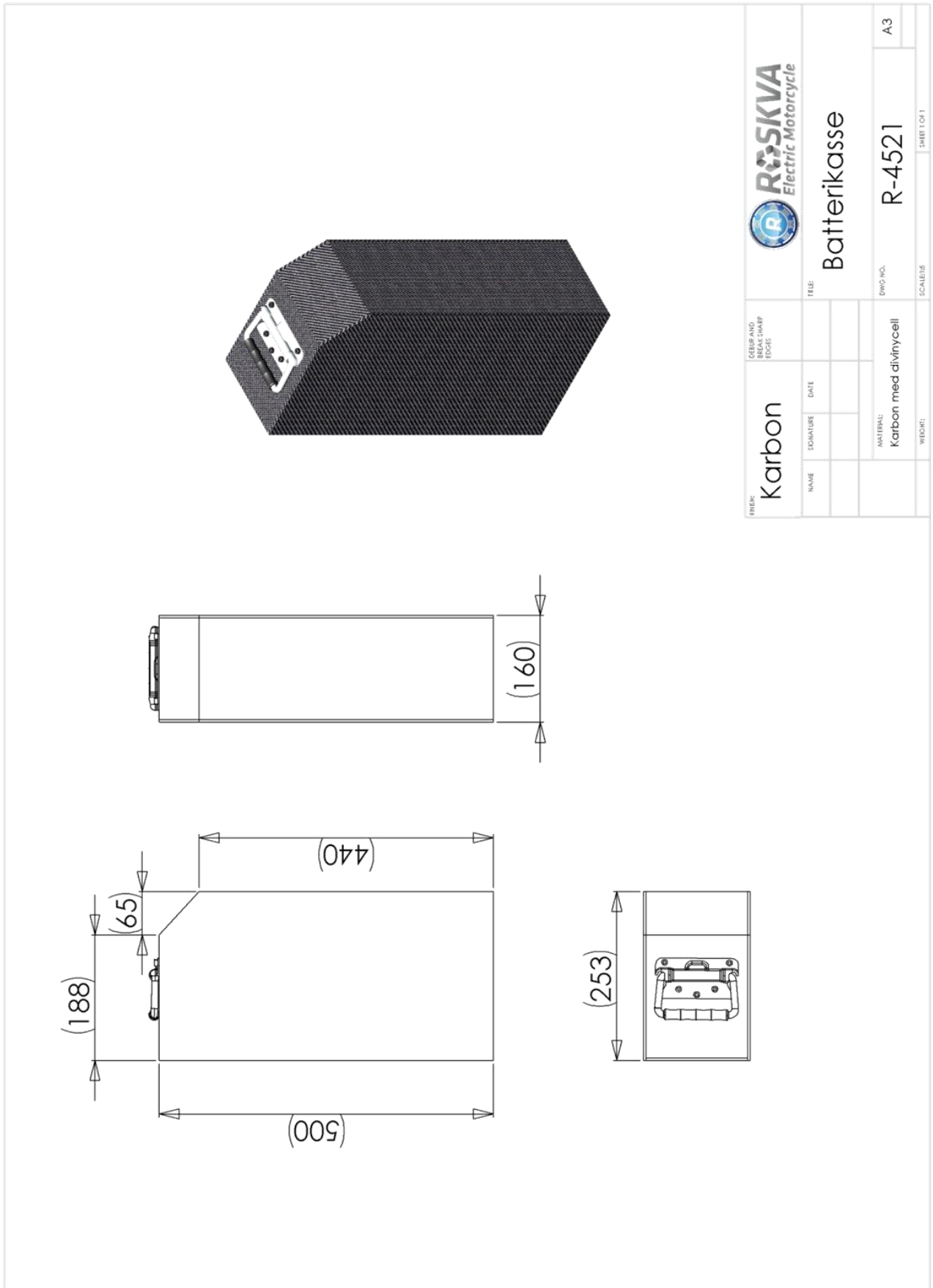


T-008 Teknisk tegning girkasse nr. 1






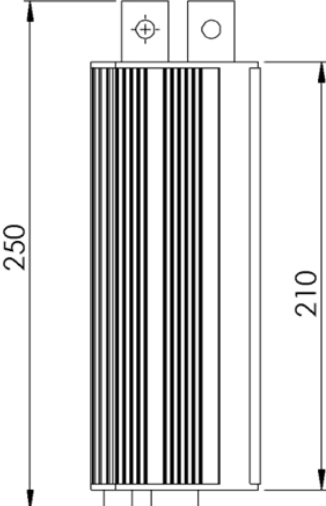
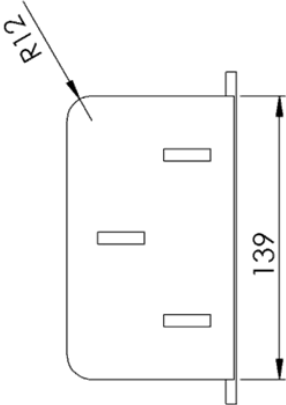
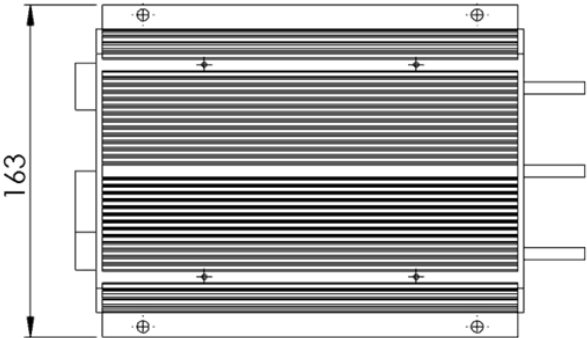
T-009 Teknisk tegning batterikasse



PREP: Karbon NAME: _____ SIGNATURE: _____ DATE: _____	DESIGN AND DRAWING CHECKED: _____ DATE: _____	 ROSKVA Electric Motorcycle	TITLE: Batterikasse	DWG NO.: R-4521	SHEET 1 OF 1
	MATERIAL: Karbon med divivycell WEIGHT: _____	SCALE: _____	A3		



T-010 Teknisk tegning motorkontroller

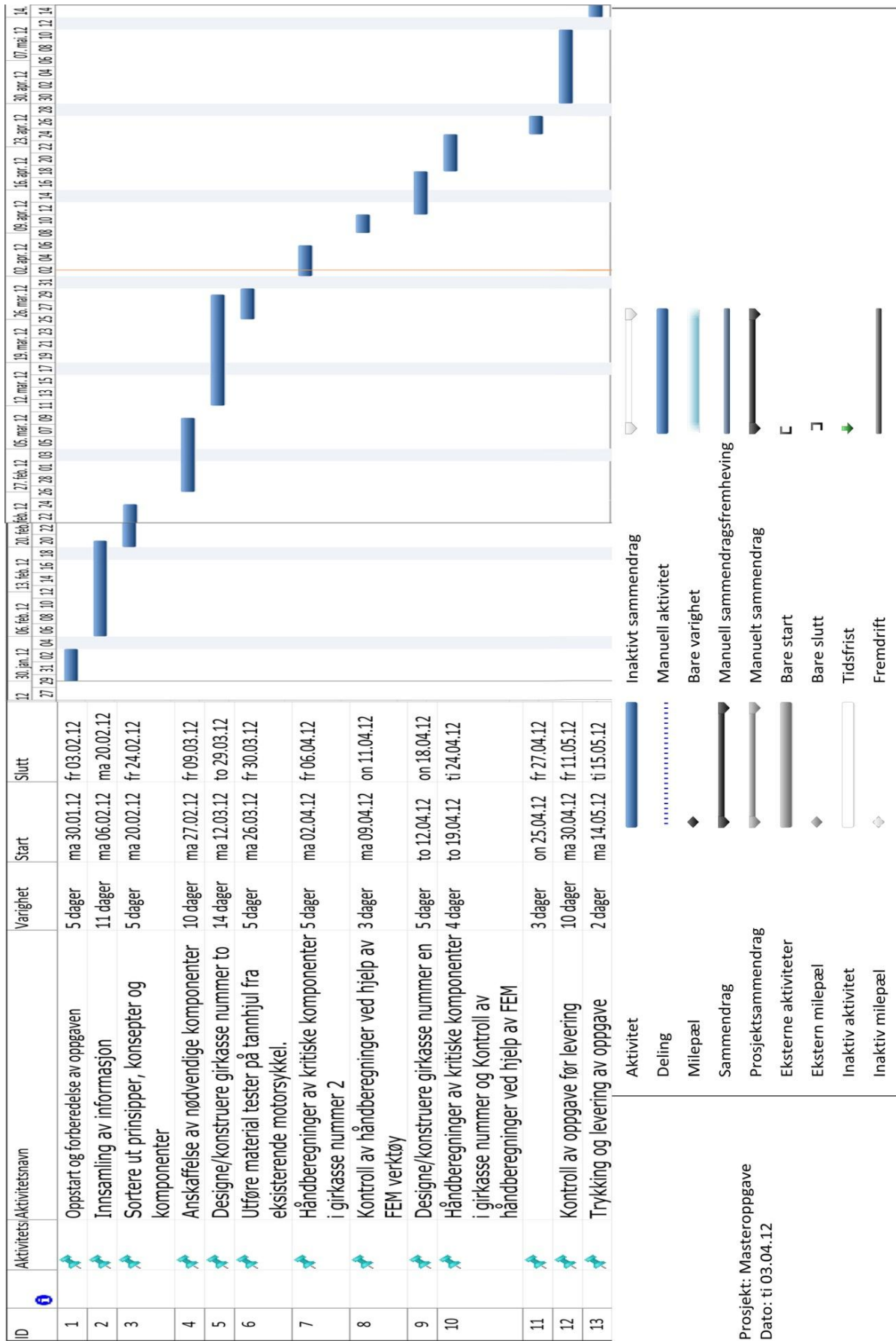





FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		TITLE:		R-4400		A4	
NAME	SIGNATURE	DATE				DWG NO.			
	LN								
				MATERIAL:					
				WEIGHT:					SHEET 1 OF 1

1



V01 - Arbeidsplan





V02 – Hardhet overgangstabell

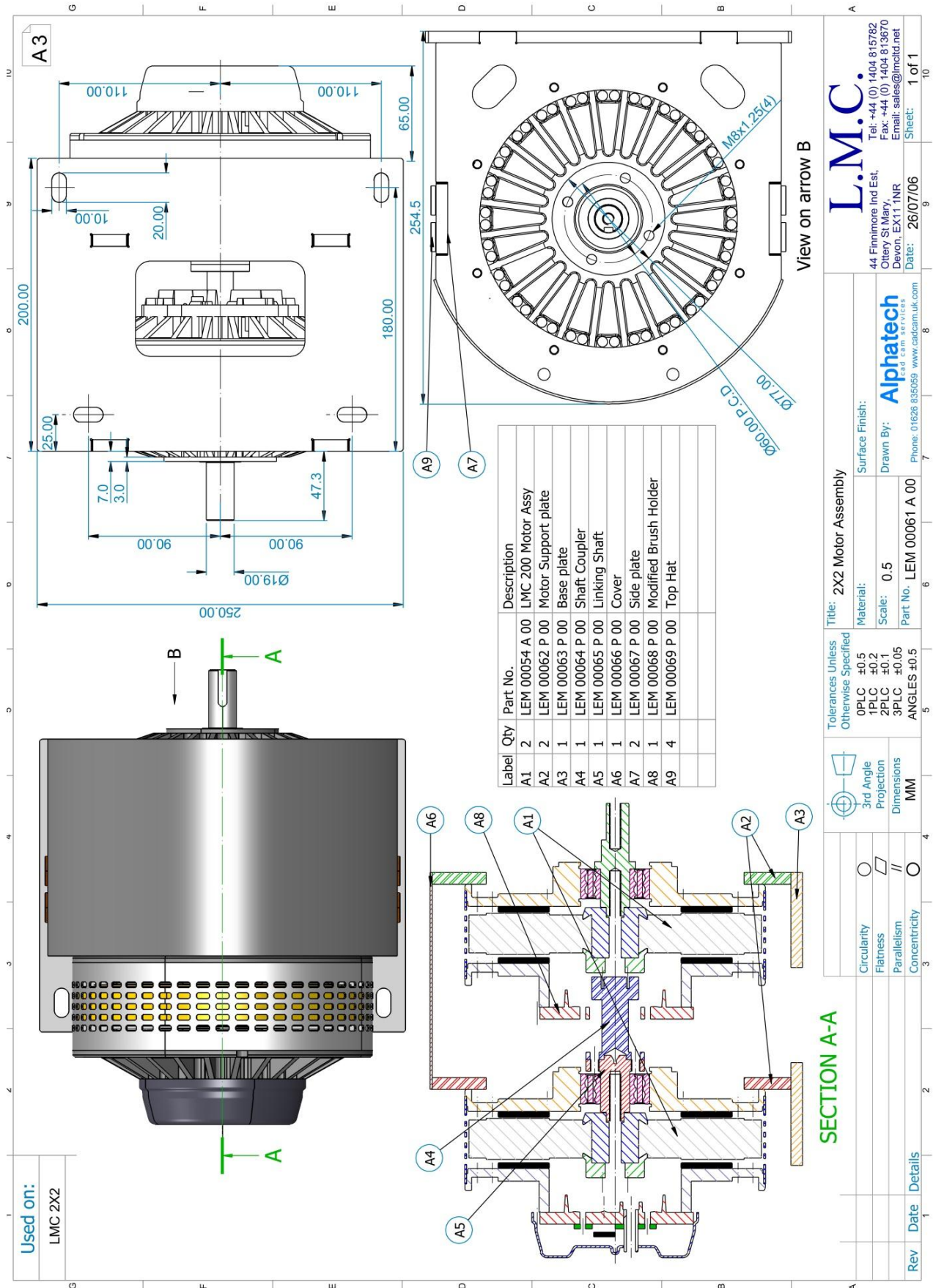
Hardness Conversion Table				
Tensile Strength (N/mm²)	Brinell Hardness (BHN)	Vickers Hardness (HV)	Rockwell Hardness (HRB)	Rockwell Hardness (HRC)
285	86	90		
320	95	100	56.2	
350	105	110	62.3	
385	114	120	66.7	
415	124	130	71.2	
450	133	140	75.0	
480	143	150	78.7	
510	152	160	81.7	
545	162	170	85.0	
575	171	180	87.1	
610	181	190	89.5	
640	190	200	91.5	
675	199	210	93.5	
705	209	220	95.0	
740	219	230	96.7	
770	228	240	98.1	
800	238	250	99.5	
820	242	255		23.1
850	252	265		24.8
880	261	275		26.4
900	266	280		27.1
930	276	290		28.5
950	280	295		29.2
995	295	310		31.0
1030	304	320		32.2
1060	314	330		33.3
1095	323	340		34.4
1125	333	350		35.5
1155	342	360		36.6
1190	352	370		37.7
1220	361	380		38.8
1255	371	390		39.8
1290	380	400		40.8
1320	390	410		41.8
1350	399	420		42.7



Hardness Conversion Table				
Tensile Strength (N/mm²)	Brinell Hardness (BHN)	Vickers Hardness (HV)	Rockwell Hardness (HRB)	Rockwell Hardness (HRC)
1385	409	430		43.6
1420	418	440		44.5
1455	428	450		45.3
1485	437	460		46.1
1520	447	470		46.9
1555	456	480		47.7
1595	466	490		48.4
1630	475	500		49.1
1665	485	510		49.8
1700	494	520		50.5
1740	504	530		51.1
1775	513	540		51.7
1810	523	550		52.3
1845	532	560		53.0
1880	542	570		53.6
1920	551	580		54.1
1955	561	590		54.7
1995	570	600		55.2
2030	580	610		55.7
2070	589	620		56.3
2105	599	630		56.8
2145	608	640		57.3
2180	618	650		57.8

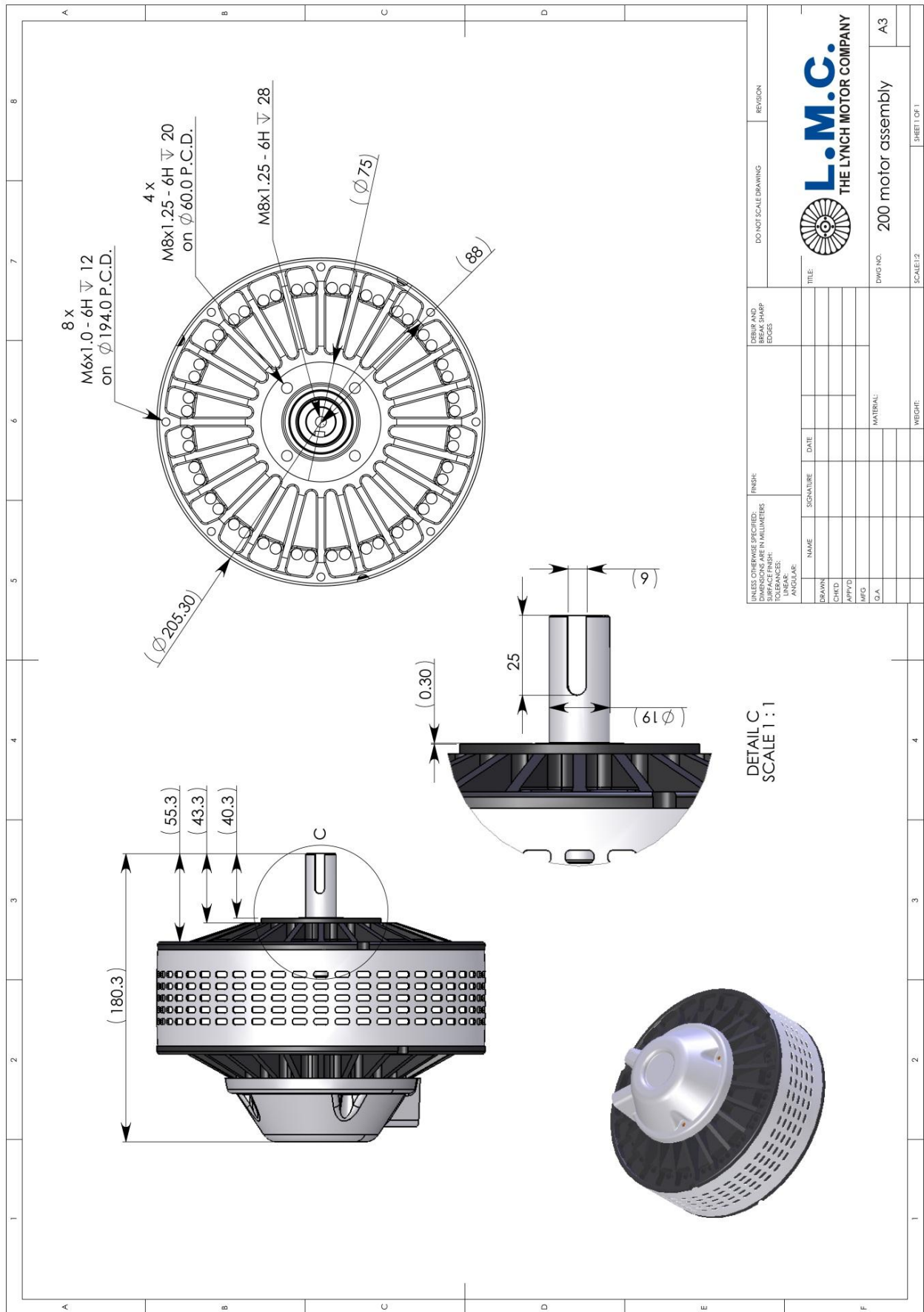


V03 – 2X motoroppsett D135RAGS

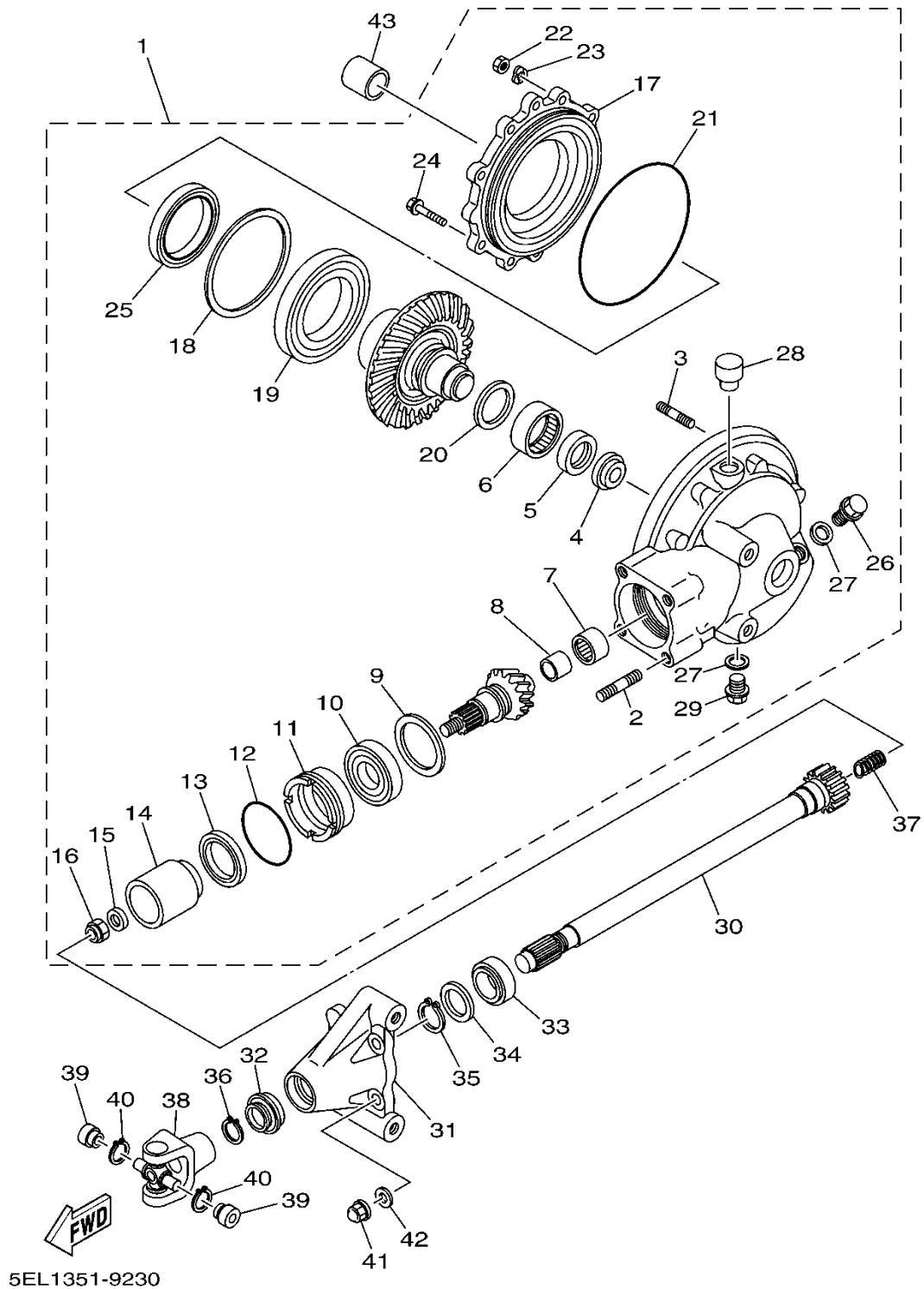




V04 – Teknisk tegning motor D135RAGS



V05 – Girkasse Yamaha Virago 1100





V06 – Aluminium 6082-T6

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	70 0000	MPa
Tensile strength	290	MPa
Elongation	10,0	%
Vickers Hardness	95	HRV
Yield strength	250	MPa

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Melting temperature		°C
Density	2700	kg/m ³
Electrochemical potential		V

Component Elements Properties

Quantity	Value
Aluminium, Al	95,2 – 98,3 %
Chromium, Cr	0,25 %
Copper, Cu	0,10 %
Iron, Fe	0,50 %
Magnesium, Mg	0,60 – 1,20 %
Manganese, Mn	0,40 – 1,0 %
Other, each	0,050 %
Other, total	0,15 %
Silicon, Si	0,70 – 1,30 %
Titanium, Ti	0,10 %
Zinc, Zn	0,20 %



V07 – High Grade Steel 34Cr4

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	205000	MPa
Tensile strength	900 - 1100	MPa
Elongation	12 - 12	%
Impact strength	0,6 - 0,6	J/cm
Yield strength	695 - 695	MPa

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Melting temperature	1500 - 1500	°C
Density	7850 - 7850	kg/m ³
Electrochemical potential	-0,45 - -0,45	V

Environmental Data

Quantity	Value	Unit
Eco indicator 95	4,404	mPt
EPS	1340	mELU
Ex (in) / Ex (out)	3.61581920903955	MJ/MJ
GER	23,7	MJ
Raw materials input	3.17210022596064	kg
Solid	0,0122498	kg
Eco indicator 99	0,0883	Pt
Environmental remarks	Environmental data for the production of 1 kg crude steel from SPIN. Transport is added. The coal comes for 65 % from Canada, 23 % Australia, 12 % from the EEC. Iron ore comes for 37 % from Brazil, 21 % Australia, 31 % Europe and the remaining 11 % from elsewhere. Lime is imported from Belgium. Metallic alloy elements are assumed to be added in the required percentages. For details on the winning and refining of the elements see [Metallic Elements]. The production and emission data are for 1989.	
Author:	Idemat 2003, Design for Sustainability, Delft University of Technology	
Remarks		
	Ferro (Fe) rest, Carbon (C) 0,30-0,37, Chromium (Cr) 0,90-1,20, Silicon (Si) < 0,90, Manganese (Mn) <0,40, Sulphur (S) <0,035, Phosphorous (P) <0,035 (wt %)	