

---

# OPTIMERING AF DRIVLINJE

---

Analyse og optimering af drivlinje på Zenith33 til deltagelse i Shell Eco Marathon  
2014



18. DECEMBER 2013

AARHUS UNIVERSITET INGENIØRHØJSKOLEN  
Dan Vangsgaard Thomsen & Kenneth Holm Nissen

## **Titelblad**

Titel: Optimering af drivlinje  
Projektgruppe: M7BAC-9  
Projektperiode: 26. august 2013 – 18. december 2013  
Sidetal - Rapport: 86  
Sidetal - Bilag: 123  
Elektroniske appendiks: CD vedhæftet og elektronisk på CampusNet  
Vejledere: Anders Lindegaard Hvilsted, Lektor, Aarhus Universitet Ingeniørhøjskolen  
Simon Zdrenka, Civilingeniørstuderende, Aarhus Universitet Ingeniørhøjskolen

---

Dan Vangsgaard Thomsen, 10767

---

Kenneth Holm Nissen, 10497





*Til minde om vores gode ven Christian Sejersen*

## Abstract

This paper deals with drivetrain optimization off the energy efficient electric vehicle, Zenith33 in preparation for racing in Shell Eco Marathon 2014, Rotterdam. First, the report describes the selection process between different drivetrain concepts, where extensive simulations has been performed to test the energy efficiency off the concepts. The simulations is comparing a single motor system with a power split strategy, consisting off an acceleration motor and a cruise motor. The simulations concludes that a single DC motor is the most energy efficient solution. Subsequently a comparison between two transmission types are made. The final drivetrain consist off an 200W DC motor which drives a ring gear that is mounted on a sprag freewheel connected to a through-going wheel shaft. The drivetrain components are mounted on a compact carrier, which is connected to the steering mechanism off the vehicle. All components are designed to maximize the overall efficiency off the drivetrain, while keeping weight at a minimum. The final drivetrain has an overall weight that is 41 percent lower than the existing drivetrain.

## Indholdsfortegnelse

1	Indledning.....	2
1.1	Organisationen - Team AU.....	3
2	Projektbeskrivelse .....	4
2.1	Kravspecifikation .....	4
2.1.1	Shell Eco-Marathon reglement.....	4
2.1.2	Interne krav .....	5
2.2	Projektafgrænsning .....	5
3	Indledning – Del II.....	8
4	Referencekoordinatsystem .....	9
5	Analyse af Zenith33 .....	10
5.1	Eksisterende drivlinje .....	10
5.2	Shell Eco Marathon 2013.....	11
6	Vindtunneltest.....	13
6.1	Testbeskrivelse .....	13
6.2	Resultater .....	14
6.3	Delkonklusion .....	15
7	Bevægelsesligning for køretøj .....	16
7.1	Roterende masse.....	18
8	Dimensioneringsgrundlag for motorer.....	19
8.1	SEM2014.....	19
8.2	Forventede data for Zentih33 .....	19
9	Motorydelse .....	20
9.1	Kraftpåvirkningerne under acceleration .....	20
10	Motorkarakteristik.....	22
11	Udveksling .....	24
11.1	Overspænding .....	26
12	Overordnet koncept for drivlinje.....	28
12.1	2-motor system .....	28
12.2	Udkobling af motor.....	28
13	Implementering af virkningsgrader for motor .....	30
14	Motorsystem .....	32
14.1	Energiforbrug under cruise.....	32

14.1.1	Simuleringscyklus .....	32
14.1.2	Energiforbrug.....	33
14.2	Simuleringsresultater .....	35
14.3	Delkonklusion .....	36
15	Transmissionssystem.....	37
15.1	Koblingsfunktion.....	37
15.2	Friløbsleje .....	37
15.3	Simuleringsresultater .....	39
15.4	Delkonklusion .....	40
16	Accelerationsprincipper.....	42
16.1	Princip.....	42
16.2	Simuleringscyklus .....	43
16.2.1	Fase 1 – Acceleration og coasting.....	44
16.2.2	Fase 2 – Cruise .....	45
16.3	Momentramper .....	46
16.4	Resultater .....	47
16.5	Delkonklusion .....	49
17	Indledning – Del III.....	52
18	Tilgængeligt plads i køretøjet .....	53
18.1	Modificering af motor .....	53
18.2	Baghjulets placering .....	54
18.3	Verificering af endelig design .....	54
19	Udformning af udveksling .....	56
19.1	Indvendig eller udvendig fortanding .....	56
19.2	Dimensionering .....	57
19.3	Underskæring .....	58
19.4	Styrkeberegnung.....	58
19.5	Materialer.....	59
19.6	Erfaringer .....	59
20	Tandkransbeslag.....	61
20.1	Dimensioner og geometri.....	61
20.2	FEA.....	62
20.3	Belastning .....	63
20.4	Materiale .....	63

20.5	FEA metode .....	63
20.6	Brute Force .....	63
20.7	Modificering af design .....	64
20.8	Optimering vha. objektfunktion .....	65
20.9	Resultater .....	66
20.10	Endelig design af beslag.....	68
21	Udkast til akseldesign .....	69
21.1	Fordimensionering af aksel .....	70
22	Udformning af aksel .....	71
22.1	Montering af hjul.....	71
22.2	Montering af friløbsleje.....	72
22.3	Montering af lejer.....	73
22.4	Montering af bremseskive.....	74
22.5	Styrkeundersøgelse .....	74
23	Konstruktion af ophæng.....	75
23.1	Tandindgreb.....	75
23.2	Montering på lejer.....	76
23.3	Reaktionsarm.....	77
23.4	Montering af bremsekaliber.....	78
23.5	Montering af hastighedssensor .....	79
23.6	Vægtreduktion af ophæng .....	80
23.7	Afskærmning af tandkrans .....	81
24	Samlet konstruktion .....	84
25	Konklusion .....	85
26	Referenceliste.....	86

## Forord

Nærværende rapport er udarbejdet i forbindelse med bachelorprojektet på 7. semester ved Aarhus Universitet Ingeniørhøjskolen i perioden fra d. 26. august 2013 – 18. december 2013. Rapporten omhandler analysering og optimering af drivlinjen på Aarhus Universitets køretøj, Zenith33, der skal deltagte i Shell Eco Marathon 2014. Rapporten henvender sig primært til vejledere og studerende på Aarhus Universitet som er involveret i det overordnede projekt omkring udviklingen køretøjet.

Referencehenvisning i rapporten er indskrevet i firkantede parenteser, med indledningsvis angivelse af referencenummer efterfulgt af det pågældende sidetal, eks. [2, s.20]. I rapportens referenceliste ses en oversigt over de anvendte referencer, samt de tilhørende referencenumre.

Figurer, tabeller osv. er først nummeret med kapitelnummer og dernæst et figurnummer. Desuden indeholder de en figurtekst, som kort beskriver indholdet af det pågældende element. Referering til disse foregår vha. type og nummer, eks. "Se Figur 1.1"

Rapporten er opdelt i en hovedrapport, bilagsrapport og appendiks. I hovedrapporten og bilagsrapporten er sidetal og afsnitsnumre fortløbende. Reference til afsnit i rapporten foretages med angivelse af afsnitsnummer " se afsnit 20". Ved referering til bilag anvendes følgende beskrivelse "se bilag, afsnit 30".

Samtlige appendiks er samlet på den vedlagte CD, og afleveres ligeledes elektronisk i en komprimeret zip-fil på CampusNet. Ved henvisning til et appendiks anvendes afsnitsnummer efterfulgt at et appendiksnummer. Appendiksnummeret starter forfra ved overgangen til et nyt afsnit. En reference til appendiks nr. 1 i afsnitsnummer 5 vil således være "05-01".

Undervejs i projektet har gruppen fået vejledning af en række personer i forbindelse med tekniske uklarheder osv. I den forbindelse ønsker vi at rette en stor tak til følgende personer, som har bidraget til udarbejdelsen af projektet.

Anders Lindegaard Hvilsted, Vejleder, Lektor, IHA

Simon Zdrenka, Bivejleder, Civilingeniørstuderende, IHA

Thor Lund, Lektor, IHA

# Del I - Indledning

## 1 Indledning

Shell Eco Marathon, herefter SEM, er et verdensomspændende event, der årligt foregår i hhv. USA, Europa og Asien, hvor studerende fra alverdens universiteter udfordres til at udvikle, dimensionere og fremstille det mest energieffektive køretøj. Hovedmålet med konkurrencen er at fremstille det køretøj som kan køre flest kilometer per energimængde, ækvivalent til energimængden i en liter benzin. Den officielle beskrivelse fra Shell's hjemmeside er [8]:

*"Shell Eco-marathon challenges student teams from around the world to design, build and test ultra-energy-efficient vehicles. With annual events first in the Americas, then Europe and Asia, the winners are the teams that go the furthest using the least amount of energy. The events spark debate about the future of mobility and inspire young engineers to push the boundaries of fuel efficiency."*

Konkurrencen er opdelt i to overordnede klasser, *UrbanConcept* og *Prototype*. I *UrbanConcept* er fokus i højere grad rettet mod komfort og mulig praktisk anvendelse, samtidig med energieffektiviteten. Køretøjerne minder derfor mere om reelle køretøjer, der kan anvendes uden for konkurrencen. I *Prototype*-klassen derimod, er det altoverskyggende fokus lagt på maksimering af køretøjernes energieffektivitet, og kørerens komfort er dermed sekundær. Ud over de overordnede klasser er køretøjerne inddelt i syv forskellige klasser efter den brændstoftype, der anvendes i køretøjet, herunder fossile brændstoffer som benzin, diesel, biobrændstoffer og brændstof fremstillet af naturgas. De elektriske køretøjer opdeles i køretøjer med hhv. hydrogen-brændselceller og batteridrevne køretøjer med supplement fra solceller.

Teamet fra Aarhus Universitet deltog i den europæiske udgave af Shell Eco Marathon 2013 i Rotterdam. Køretøjet, Zenith33, deltog i prototype-klassen under klassen for batteridrevne elektriske køretøjer med energisupplement fra solceller. Nedenfor ses Zenith33 under en gennemkørsel på banen i Rotterdam:

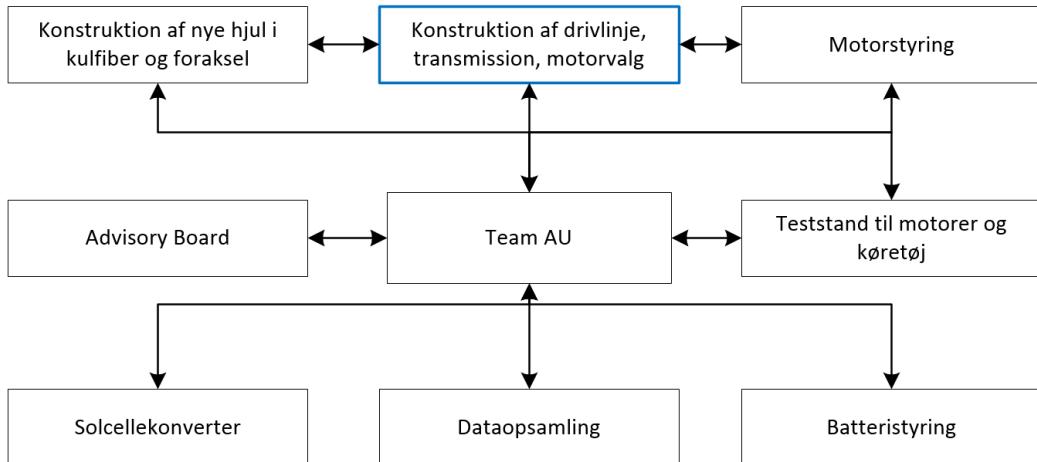


Figur 1-1 – Zenith33 ved Shell Eco Marathon 2013

Ved konkurrencen i 2013 opnåede Team AU en 5. plads i denne kategori med et energiforbrug svarende til 661,8 [km/kWh]. Til sammenligningen havde vinderbilen, SCS PASQUET, et energiforbrug på 1224,1 [km/kWh], se appendiks 01-01. Køretøjet i dens nuværende udformning skal derfor optimeres på en lang række områder for at kunne gøre sig gældende i toppen af klassen, og denne proces er et sammenspil mellem en række projektgrupper fra forskellige afdelinger af Aarhus Universitet, som vil blive beskrevet i næste afsnit.

## 1.1 Organisationen - Team AU

Det overordnede projekt er et samarbejde mellem en række afdelinger af Aarhus Universitet i hhv. Herning og Aarhus. Team AU er sammensat af studerende fra afdelinger inden for Elektronik, Software, Business Development og Mekanik. På nuværende semester er der en række projektgrupper som arbejder på det fælles projekt omkring optimering af køretøjet frem mod deltagelsen i SEM2014. Organisationen af projektgrupperne er skitseret i nedenstående figur, hvor nærværende projekt er fremhævet:



Figur 1-2 - Organisationsdiagram for projektgrupper

Undervejs i projektet er det blevet afholdt fælles stormøder, hvor koordinering af de forskellige projekter ift. hinanden samt grænseflader er blevet fastlagt. Derudover er der en løbende dialog mellem de enkelte projektgrupper, hvor samspillet mellem komponenterne er vigtigt. Den indbyrdes afhængighed mellem projekterne er yderst vigtig og har derfor været et gennemgående fokuspunkt i hele projektet.

I nærværende projekt har det indbyrdes samarbejdet mellem projektgrupperne primært været med projektgruppen som fremstiller nye pladehjul. Samspillet mellem baghjulets opbygning og drivlinjen er essentiel for konstruktionens funktion, og der har således været en løbende dialog omkring udformningen af komponenterne. Derudover har der været et samarbejde med projektgruppen som fremstiller motorstyringen mht. udvælgelsen af motorer til køretøjet.

Målet med det overordnede projekt er, at Zenith33 skal optimeres frem mod deltagelsen i SEM2014, og dermed forhåbentligt opnå en forbedret placering, end i 2013.

Målet er en podieplacering, og drømmen er podiets øverste trin.

## 2 Projektbeskrivelse

Projektet tager udgangspunkt i det eksisterende køretøj, Zenith33, der blev anvendt af Aarhus Universitet Ingeniørhøjskolen ved deltagelsen i Shell Eco-Marathon 2013. Ud fra erfaringerne ved deltagelse i løbet, er der en række områder på køretøjet som ønskes optimeret. Nærværende projekt omhandler udvikling og dimensionering af en ny drivlinje til køretøjets baghjul. Projektet vil behandle følgende problemstillinger:

- Analyse og udvælgelse af overordnet motorprincip og kørselsstrategi
- Udvælgelse af specifikke motor(er)
- Udvælgelse og dimensionering af transmissionssystem
- Design og dimensionering af motorophæng

### 2.1 Kravspecifikation

Udarbejdelsen af projektet skal være i overensstemmelse med henholdsvis, de gældende krav fra SEM, samt en række interne opstillede krav og ønsker til køretøjets udformning og funktion.

#### 2.1.1 Shell Eco-Marathon reglement

Køretøjet skal overholde de opstille krav fra arrangørens side. Det samlede reglement kan ses i appendiks 02-01, mens der nedenfor er listet de regler som har størst indflydelse på udviklingen af drivlinjen:

##### *Article 34: Clutch and transmission*

- f) The installation of effective transmission chain or belt guard(s) is mandatory.

##### *Article 41: Turning radius and steering*

- a) Front wheel or rear wheel steering is permitted. If rear wheel steering is used then it should be easy for the driver to locate the straight ahead position. If the Organisers are not satisfied with the effectiveness and/or control of a vehicles steering system, this vehicle will be removed from the competition.
- b) The turning radius must be sufficient to enable safe overtaking as well as negotiating the turns of the track. If the Organisers suspect that the turning radius of a vehicle is insufficient for the track, the vehicle will be required to negotiate a slalom course.
- c) The slalom course in Europe will require a turning radius of 10 m. This is to verify driver skills and steering precision, i.e. that it has no excessive play or undue delay. The turning radius is the distance between the centre of circle and the external wheel of the vehicle. The external wheel of the vehicle must be able to follow a half circle of 8 m / 10 m radius in both directions

### 2.1.2 Interne krav

Ud fra erfaringerne ved den seneste deltagelse i SEM er der udarbejdet en række interne krav til udviklingen af en ny drivlinje:

- Som udgangspunkt bibringes den eksisterende opbygning af styretøj
- Konceptet og komponenter i drivlinjen skal designes og dimensioneres med hovedfokus på maksimering af den samlede effektivitet for drivlinjen, og med sekundær fokus på minimering af vægten og maksimering af stivheden.
- Komponenter skal være udskiftelige, men dette vægtes og prioriteres lavere end optimering af drivlinjens effektivitet

### 2.2 Projektafgrænsning

Projektet udføres i tæt samarbejde med AU-ASE HI hvor en projektgruppe bl.a. har ansvaret for motorstyring, og projektet afgrænses derfor til ikke at omfatte udvælgelse og konstruktion af software og hardware til motorstyring. Det overordnede elektriske system til styring af drivlinjens elektriske komponenter varetages ligeledes af andre projektgrupper under Team AU.

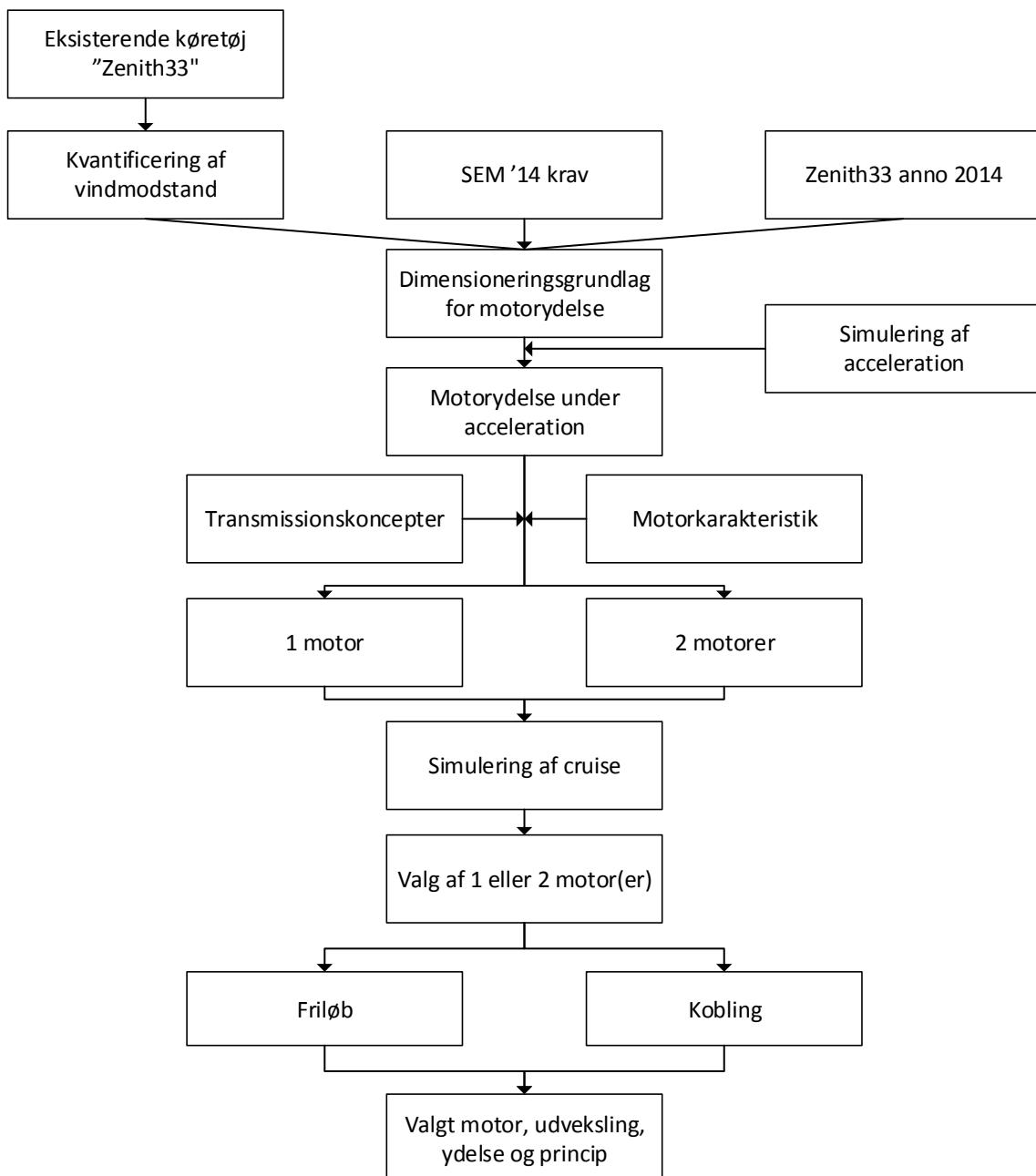
Ved færdiggørelsen af projektet skal alle komponenter der indgår i drivlinjen være designet, dimensioneret og udvalgt. Der skal således foreligge en komplet beskrivelse af systemet med arbejdstegninger, så komponenterne er klar til produktion på det efterfølgende semester. Komponenterne vil blive produceret i løbet af foråret 2014 med henblik på testkørsler af køretøjet inden SEM2014. Den fysiske fremstilling er dermed ikke en del af dette projekt.



## Del II - Analyse

### 3 Indledning – Del II

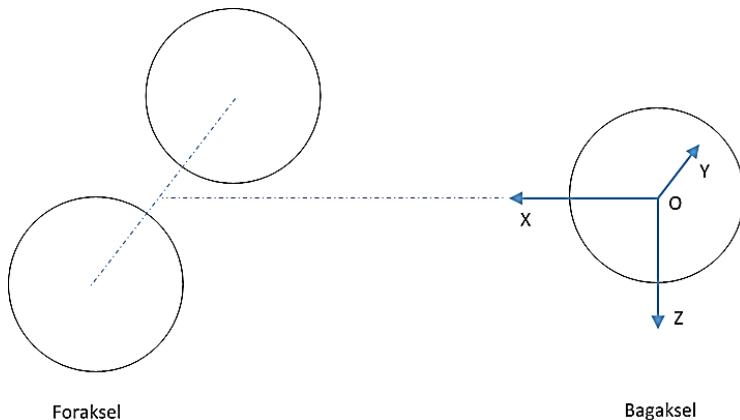
I denne del af rapporten er der udarbejdet en analyse af det eksisterende køretøj, herunder specificering af relevante data, erfaringer fra deltagelsen i 2013 samt undersøgelse af aerodynamiske egenskaber vha. vindtunnelforsøg. Derudover beskrives de mulige koncepter til udformning af drivlinjen, herunder motorvalg, motorantal og transmissionstype. Dernæst foretages simuleringer af disse, for at klarlægge, hvilket koncept der er mest hensigtsmæssigt at anvende til det optimerede køretøj. Sluttligt indbefatter denne del en opsummering af de fortagende valg, og munder ud i et dimensioneringsgrundlag for den endelige konstruktions opbygning. I nedenstående rutediagram er fremgangsmåden for udarbejdelsen af analysedelen illustreret:



Figur 3-1 – Rutediagram for analyse

## 4 Referencekoordinatsystem

I rapporten vil der blive anvendt et overordnet referencekoordinatsystem for at simplificere og strukturere notationen. Der benyttes et orthonormalt koordinatsystem, VFCS (Vehicle Fixed Coordinate System), som er et standardkoordinatsystem for køretøjer med to forhjul og et baghjul [1, s.72]. Koordinatsystemets centrum placeres i skæringspunktet mellem baghjulsakslen og symetriplanen i køretøjets længderetning. Nedenfor ses en illustrationen af koordinatsystemet:



Figur 4-1 – Vehicle Fixed Coordinate System

Ved beskrivelse af køretøjetts bevægelser vil følgende betegnelser blive anvendt:

- Horisontal hastighed: Lineær translation i x-retning.
- Sidevejs hastighed: Lineær translation i y-retning.
- Vertikal hastighed: Lineær translation i z-retning.

## 5 Analyse af Zenith33

I det følgende afsnit beskrives specifikationerne på den nuværende udgave af Zenith33 som deltog i Shell Eco Marathon 2013. I nedenstående tabel listes nøgledata for køretøjet, datablad for dækene ses i appendiks 05-01:

Data	Værdi
Energiforbrug	661,81 [km/kWh]
Køretøjets vægt u. fører	43,7 [kg]
Frontareal	0,271 [ $m^2$ ]
Teoretisk dragkoefficient	0,0808 [-]
Dæktype – Michelin	45/75 R16
Teoretisk - Rullemodstandskoefficient	0,002 [-]

Tabel 5-1 - Data for Zenith 33 anno 2013

Som tidligere beskrevet er det hensigten, at køretøjets vægt skal reduceres gennem en række forbedringer på køretøjet, herunder design af letvægtshjul, slibning af monocoquen og udviklingen af ny drivlinje. Nedenfor ses det samlede køretøj ved overtagelsen:



Figur 5-1 – Zenith33 ved overtagelsen

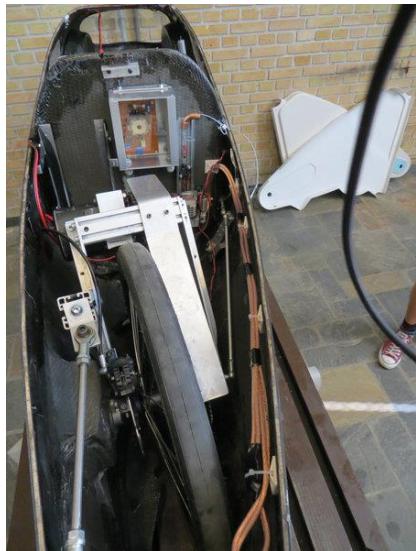
### 5.1 Eksisterende drivlinje

Drivlinjen på køretøjet, i dens nuværende udformning, består af én DC motor med indbygget planetgear, som driver baghjulet ved hjælp et kædetræk mellem to massive tandhjul. Nedenfor ses et billede af drivlinjens opbygning:



Figur 5-2 – Drivlinjen set fra højre side af køretøj

Som det fremgår af ovenstående billede består drivlinjen af et ophæng udført i aluminiumsprofiler, hvorpå hhv. motor og bremsekaliber monteret. Køretøjets baghjul er opbygget af et BMX nav med friløb, hvorpå tandhjulet er monteret. Den gennemgående hjulaksel har i højre side, set bagfra, forbindelse til styretøjet via et kugleled, og understøttes vha. en stangforbindelse til bunden af køretøjet. Nedenfor er drivlinjen set bagfra:



Figur 5-3 – Drivlinjen set bagfra

På drivlinjens venstre side er bremsekaliberen og bremseskiven monteret. Derudover er der monteret en reaktionsarm, som fastholder motorophængets position. Hjulakslen er monteret med et Y/UC leje med sfærisk yderring, som er fastgjort til en indstøbt aluminiumsblok, hvormed drejning af hjulet er muligt. Den samlede vægt af drivlinjen inkl. baghjul er på nuværende tidspunkt 7187 [g]. Vægten ønskes reduceret frem mod deltagelse i SEM2014. Dog er det mest væsentlige, at den samlede effektivitet øges.

## 5.2 Shell Eco Marathon 2013

Ved deltagelse i SEM2013 blev der anvendt en Coast-and-Burn kørselsstrategi. Dette indebærer, at køretøjet accelereres op i hastighed, hvorefter motoren afbrydes, og køretøjet coaster, indtil motoren igen aktiveres. I nedenstående diagram ses et udsnit af variationen i køretøjets hastighed under gennemkørslen med laveste energiforbrug:



Figur 5-4 – Udsnit af gennemkørsel fra SEM2013

Som det fremgår af ovenstående diagram, varierer hastigheden mellem følgende hastigheder:

$$v_{min} = 14 \left[ \frac{km}{hr} \right], \quad v_{max} = 32 \left[ \frac{km}{hr} \right]$$

Det kan endvidere noteres at køretøjet kun opnår den maksimale hastighed én gang, mens den i den resterende køretid, med enkelte undtagelser kører langsommere, end 30 [km/hr].

Under deltagelsen i SEM2013 blev det noteret, at der var en tendens til, at køretøjerne samlede sig i grupper rundt på banen. Coast-and-burn strategien har den fordel, at det er muligt at slippe fri af den tætte trafik på banen ved at foretage en acceleration forbi gruppen. Dermed kan der opnås "frikørsel", som er gavnligt i forhold til at tilpasse accelerationer og decelerationer ift. banens sving.

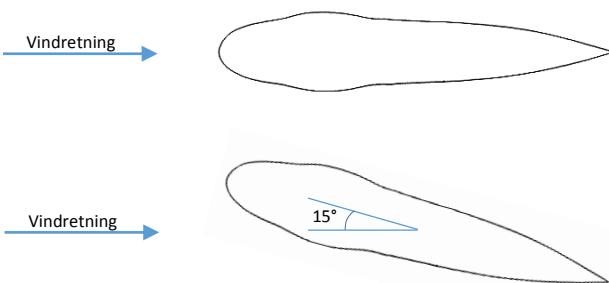
## 6 Vindtunneltest

Som et led i analysen af køretøjet, er der blevet udført aerodynamiske målinger på Zenith33 i vindtunnel hos Velux Test Center. Hensigten er at kortlægge køretøjets aerodynamiske egenskaber på nuværende tidspunkt, og få indblik i, hvor på bilen forbedringspotentiel ift. aerodynamik er størst.

Køretøjets overordnede design er en modificeret version af PAC-CARII, som er et energieffektivt køretøj, fremstillet af ETH Zürich [1]. Da køretøjet er en modificeret version af PAC-CARII kendes køretøjets aerodynamiske modstandscoefficient udelukkende teoretisk, og i forbindelse med optimeringen af køretøjet er det nødvendigt, at kende de reelle egenskaber for at opnå de bedste resultater. Gruppens medlemmer assisterede i udførelsen af vindtunneltestene, og det følgende afsnit indeholder en opsummerende beskrivelse af de udførte test og de centrale resultater herfra.

### 6.1 Testbeskrivelse

Hensigten med testen var at måle køretøjets aerodynamiske modstandscoefficient. Køretøjet blev testet ved i to forskellige situationer som er illustreret nedenfor:



Figur 6-1 - Køretøjets position ift. vindretningen i vindtunnellen

Først og fremmest blev køretøjet testet, hvor det var opstillet parallelt med vindretningen i vindtunnellen. Derudover blev køretøjet test ved en Yaw-vinkel på 15 [ $^{\circ}$ ] for at undersøge egenskaberne ved sidevindspåvirkning af køretøjet. Køretøjets frontareal ved de to vindretninger er givet ved:

- Frontareal ved vindretning 0 [ $^{\circ}$ ]: 0,2718 [ $m^2$ ]
- Frontareal ved vindretning 15 [ $^{\circ}$ ]: 0,4379 [ $m^2$ ]

Køretøjet har i sin nuværende udformning en teoretisk dragkoefficient givet ved:

- $C_D = 0,0808$

I begge situationer blev den aerodynamiske modstandscoefficient testet ved følgende vindhastigheder:

- 20 [km/hr]  $\approx$  5,55 [m/s]
- 30 [km/hr]  $\approx$  8,33 [m/s]
- 40 [km/hr]  $\approx$  11,11 [m/s]

Ud over den aerodynamiske modstandscoefficient blev der udført en undersøgelse af flowets udvikling henover køretøjets overflade. Til visualisering af dette blev der anvendt ticklers, tråde af bomuldssnor, som blev monteret på køretøjets overflade på de kritiske positioner. Derudover blev der anvendt en røgmaskine, hvor flowets udvikling henover køretøjets overflade kunne observeres. Nedenfor ses en billede af køretøjet placeret i vindtunnelen, hvor den er monteret med ticklers:



Figur 6-2 - Køretøj i vindtunnel med ticklers monteret til visualisering af flow

Slutteligt blev det der foretaget en række forbedringer på køretøjet ved, at hhv. tape spalten mellem canopyen og monocoquen og mindske størrelsen af hullet i monocoquen ved baghjulet vha. gaffatape.



Figur 6-3 - Forbedring af samling mellem canopyen og monocoquen

## 6.2 Resultater

Resultaterne fra vindtunneltesten er vedlagt i appendiks 06-01, hvor beregningerne er udført af bivejleder på projektet, Simon Zdrenka. Som beskrevet blev køretøjet undersøgt ved to forskellige vinkler. I nedenstående tabel er hhv. den gennemsnitlige testede og teoretiske aerodynamiske dragkoefficient listet, samt afvigelsen mellem disse:

Vindretning	Test	Teoretisk	Afvigelse
0 [°]	0,118	0,0808	46 [%]
15 [°]	0,096	-	-

Tabel 6-1 – Resultater af indledende forsøg

Efter åbningen mellem canopyen og monocoquen blev tapet og hullet ved baghjulet blevet reduceret blev dragkoefficient testet, og middelværdien af dragkoefficienten samt forbedringen ift. Indledende test er listet nedenfor:

Vindretning	Test	Forbedring
0 [°]	0,102	13,4 [%]

Tabel 6-2 – Resultater ved forbedringer af køretøjet

### 6.3 Delkonklusion

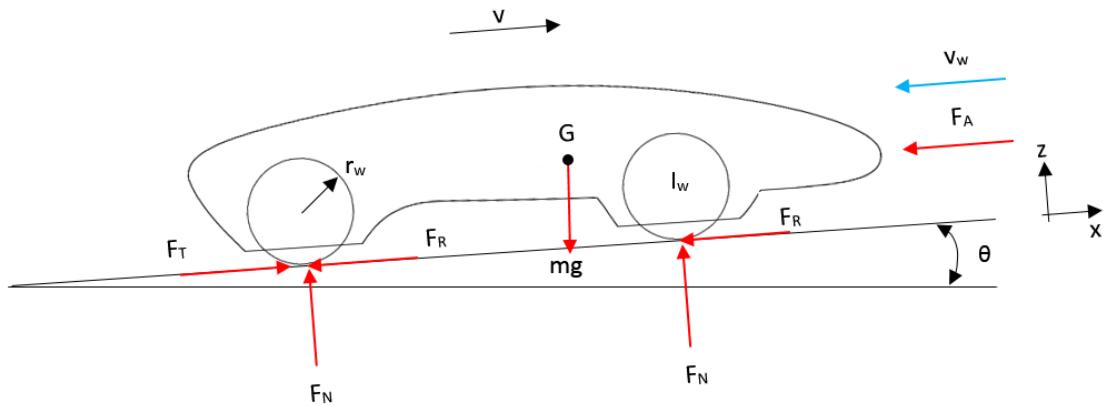
Testen af køretøjet i vindtunnellen synliggjorde at køretøjets dragkoefficient var højere en forventet. Dog blev der observeret en betragtelig forbedring ved at tape samlingen med canopyen og reducering af hullet ved baghjulet. I det videre arbejde i projekt vil dragkoefficienten, der blev målt på den forbedrede udgave blive anvendt, og beregninger tager således udgangspunkt i en dragkoefficient på:

- $C_d = 0,102$

Ud fra testen kan det endvidere konkluderes, at køretøjet er særdeles følsom overfor imperfektioner i overfladen. Det blev tydeliggjort ved at tape samlingen mellem canopyen og monocoquen og mindske hullet omkring baghjulet, hvor dragkoefficienten faldt med 13,4 [%]. Der bør således fokuseres på forbedring af rudeindfatninger og samlingen mellem canopyen og monocoquen samt den generelle overfladefinish. Derudover bør monocoquen forbedres omkring baghjulet, hvor der opstår megen turbulens. Denne del vil ikke blive behandlet nærmere i dette projekt.

## 7 Bevægelsesligning for køretøj

For at kunne analysere køretøjets bevægelse er det nødvendigt at have kendskab til kraftpåvirkningerne køretøjet udsættes for under kørsel, såvel acceleration og cruise. Nedenfor ses et frit legeme diagram (FBD) af køretøjet:



Figur 7-1 - FBD af køretøj under kørsel

Køretøjets hastighed benævnes  $v$ , vindhastigheden  $v_w$ . Følgende kræfter påvirker køretøjet under kørsel:

- $F_R$ : Rullemodstand
- $F_A$ : Aerodynamisk modstand
- $F_B$ : Friktionsmodstand i lejer
- $F_G$ : Tyngdekraftspåvirkning
- $F_T$ : Trækkraft produceret af motor

Der er foretaget en række antagelser ift. til udarbejdelse af modellen:

- Rullemodstanden er konstant
- Ingen slip ved hjulene
- Kontinuerligt gearing
- Konstant moment på hjulakslen

Køretøjets lineære bevægelse kan beskrives vha. Newtons 2. lov:

$$\sum F_x = m \frac{dv}{dt}$$

Summeres kræfterne i x-retning fremkommer nedenstående:

$$F_T - F_R - F_A - F_G - F_B = m \frac{dv}{dt}$$

Rullemodstanden kan beskrives ved nedenstående udtryk:

$$F_R = c_{rr} mg \cos \theta$$

hvor  $c_{rr}$  er rullemodstandscoeffienten,  $m$  er massen af køretøjet og  $g$  er tyngdeaccelerationen.

Accelererer køretøjet på et underlag som ikke er horisontalt vil der opstå en kraftpåvirkning fra tyngdeaccelerationen, hvor komposanten i x-retning kan bestemmes ved:

$$F_G = mg \cos\theta$$

Hvor  $\theta$  i [°] angiver vinklen mellem underlaget og et horisontalt plan. Når køretøjet bevæger sig gennem luft opstår der en luftmodstand pga. henholdsvis trykforskelle og friktion. Luftmodstanden kan beregnes vha. nedenstående udtryk:

$$F_A = \frac{1}{2} \rho_L A_F C_D v_A^2$$

hvor  $\rho_L$  er luftens densitet,  $A_F$  er det projekteret frontareal af køretøjet,  $C_D$  er den aerodynamiske modstandscoefficient og slutteligt er  $v_A$  den relative hastighed mellem køretøjet og luften. Hjullejerne medvirker endvidere til en friktionskraft, der kan beskrives ved [1, s.29]:

$$F_B = \mu m g \frac{d}{D}$$

Hvor  $\mu$  er friktionskoefficienten for hjullejerne,  $d$  er lejernes indvendige diameter,  $D$  er hjuldiameteren. Indsættes udtrykkene for rullemodstanden, luftmodstanden og lejemodstanden kan differentialeligningen omskrives til:

$$F_T - mg(c_{rr} \cos\theta + \sin\theta) - \frac{1}{2} \rho_L A_F C_D v_A^2 - \mu m g \frac{d}{D} = m \frac{dv}{dt}$$

Rullemodstanden antages at være konstant og derfor kan nedenstående konstanter opskrives for hhv. rullemodstanden og luftmodstanden for at simplificere udtrykket:

$$c = \frac{1}{2} \rho_L A_F C_D$$

$$F_0 = mg \left( c_{rr} \cos\theta + \sin\theta + \mu \frac{d}{D} \right)$$

Dermed kan differentialeligningen for den lineære bevægelse af køretøjet opskrives som følger:

$$m \frac{dv}{dt} = F_T - F_0 - cv_A^2$$

Ovenstående ligning kan omskrives til:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (F_T - F_0 - cv_A^2)$$

Trækraften, der leveres fra motoren, kan beskrives ved nedenstående sammenhæng:

$$F_T = \frac{i_{gr}}{r_w} T_m$$

Hvor  $i_{gr}$  er udvekslingsforhold i gearing,  $r_w$  er hjulradius og  $T_m$  er motorens moment. Dermed kan differentialeligningen omskrives til:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \left( \frac{i_{gr}}{r_w} T_m - F_0 - cv_A^2 \right)$$

## 7.1 Roterende masse

Trækkraften, der skal leveres fra motoren, anvendes til at accelerere køretøjets masse op i hastighed og dermed opnå en kinetisk energi for køretøjet. Ud over dette skal der ligeledes anvendes energi til at accelerere de roterende masser. For at inkludere dette, anvendes princippet om ækvivalent masse:

$$m_{eq} = m + m_r$$

Hvor  $m_r$  beskriver tillægget for de roterende masser givet ved:

$$m_r = \frac{1}{r_w^2} (I(\omega_w) + i_{gr}^2 I(\omega_m))$$

Hvor  $I(\omega_w)$  er det samlede inertimoment for masser der roterer med baghjulets omdrejningshastighed  $\omega_w$ , og  $I(\omega_m)$  er det samlede inertimoment for masser der roterer med motorens hastighed  $\omega_w$ . Motorens og hjulets vinkelacceleration er relateret ved følgende sammenhæng:

$$\alpha_m = i_{gr} \alpha_w$$

Antages der ingen slip mellem hjul og underlag, kan hjulets vinkelacceleration udledes fra køretøjets acceleration ved følgende sammenhæng:

$$a = r_w \alpha_w$$

Anvendes ovenstående ligninger kan differentialligningen omskrives til at inkludere roterende masser:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m_{eq}} (F_T - F_0 - cv_A^2)$$

Hvor følgende udtryk gælder for den ækvivalente masse:

$$m_{eq} = m \left[ 1 + \frac{1}{mr_w^2} (I_w + i_{gr}^2 (I_m)) \right]$$

## 8 Dimensioneringsgrundlag for motorer

For at kunne foretage en indledende estimering af motorydelsen er det nødvendigt at fastlægge et dimensioneringsgrundlag for motoren, der skal anvendes i drivlinjen på Zenith33. Dimensioneringsgrundlaget er sammensat af de officielle krav fra SEM og forventede specifikationer for køretøjet anno 2014.

### 8.1 SEM2014

Til SEM2014 anvendes den samme bane som i 2013, se appendiks 08-01. I henhold til de officielle regler skal banen gennemkøres 10 gange, med en samlet distance på:

$$s_{total} = 16,117[\text{km}]$$

Distancen skal tilbagelægges inden for en tidsgrænse, som er givet ved:

$$t_{max} = 39[\text{min}]$$

Dermed skal køretøjet køre med en gennemsnitshastighed på minimum:

$$v_{avg} = 6,88 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = 24,8 \left[ \frac{\text{km}}{\text{hr}} \right]$$

### 8.2 Forventede data for Zentih33

I nedenstående tabel listes de specifikationer, der anvendes i dimensioneringen af motorerne. Køretøjets vægt er fastsat ved estimering af, hvor meget køretøjets vægt kan reduceres ved optimering af diverse komponenter:

Data	Betegnelse	Værdi
Køretøjets vægt	$m_v$	32 [kg]
Førerens vægt	$m_f$	50 [kg]
Hjul diameter	$d_w$	0,478 [m]
Hjulvægt	$m_h$	0,8 [kg]
Frontareal	$A_F$	0,2718 [ $\text{m}^2$ ]
Aerodynamisk dragkoefficient	$C_D$	0,102 [-]
Rullemodstandscoefficient	$C_{RR}$	0,002 [-]

Tabel 8-1 – Dimensioneringsgrundlag - Data for Zenith33 anno 2014

Udover ovenstående data for køretøjet er der ved analysering af GPS data for køretøjets kørsel ved SEM2013 fastlagt, at køretøjets maksimale hastighed er:

$$v_{max} = 30 \left[ \frac{\text{km}}{\text{hr}} \right] = 8,33 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Den maksimale hastighed er valgt ud fra det bedste gennemløb i SEM2013, hvor hastigheden kun overstiger 30 [km/hr] én enkelt gang, og det vurderes derfor at være tilstrækkeligt, se afsnit 5.2. Antages der ingen slip ved baghjulet, kan baghjulets omdrejningshastighed ved maksimal hastighed fastlægges til:

$$\omega_w = 34,9 \left[ \frac{1}{\text{s}} \right] = 333[\text{rpm}]$$

Gennemkørsel af 10 omgange på banen kan opdeles i følgende driftssituationer for motorerne:

- *Acceleration*: En acceleration fra stilstand, 0 [km/hr] op til maksimal hastighed på 30 [km/hr]
- *Cruise*: 39 [min] med en gennemsnitshastighed ca. 24,8 [km/hr]
- *Deceleration*: En nedbremsning til 0 [km/hr]

## 9 Motorydelse

For at kunne foretage en indledende udvælgelse af motorerne, er det nødvendigt at undersøge det maksimale moment motorerne skal leve. Accelerationen af køretøjet fra stilstand til dens maksimale hastighed vil udgøre det dimensionsgivende moment. Det blev erfaret til SEM2013, at en accelerationstid på 20 [s] er passende. Køretøjets maksimale hastighed er fastlagt i afsnit 8. Estimering af motorydelse foretages ud fra følgende krav til hastighed og accelerationstid:

$$v_{max} = 30 \left[ \frac{km}{hr} \right] = 8,33 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad t_{acc} = 20 [s]$$

Den indledende dimensionering af motorydelsen tager udgangspunkt i differentialligningen udarbejdet i afsnit 7. Til løsning af differentialligningen er der opbygget et Matlab script og en Simulink model. Matlab scriptet er vedhæftet bilag, afsnit 27. Simulering er vedhæftet elektroniske i appendiks 09-01. Simuleringen af køretøjets acceleration er udarbejdet som en iterationsproces, hvor den nødvendige trækkraft, og deraf moment på hjulakslen, beregnes ud fra de beskrevne betingelser for accelerationen. Ved beregning af trækkraften antages det, at denne er konstant under hele accelerationen. Ud fra simuleringen er den nødvendige trækkraft under acceleration bestemt til:

$$F_{T,start} = 37,51 [N]$$

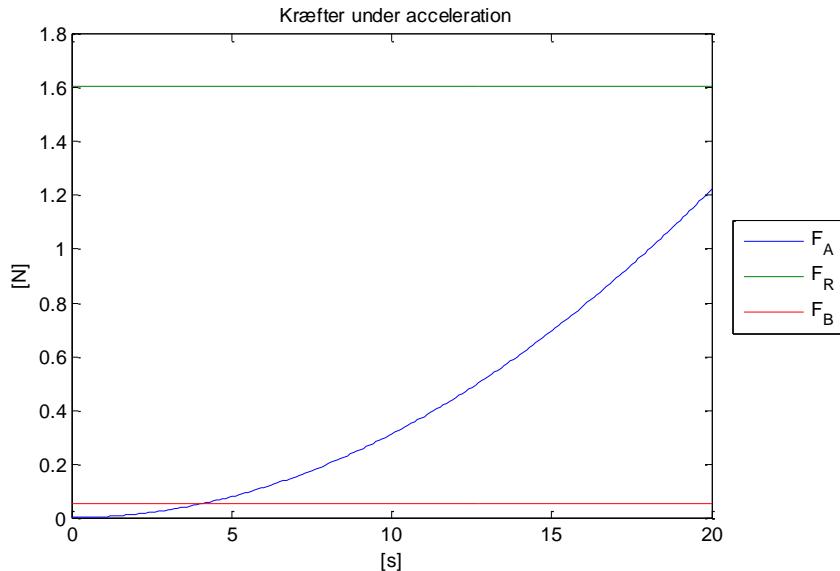
Ovenstående kan omregnes til et moment der leveres på hjulakslen:

$$T_w = 8,96 [Nm]$$

Altså skal der kontinuerligt leveres et hjulakselmoment på 8,96 [Nm] for at køretøjet kan accelerere fra 0-30 [km/hr] på 20 [s].

### 9.1 Kraftpåvirkningerne under acceleration

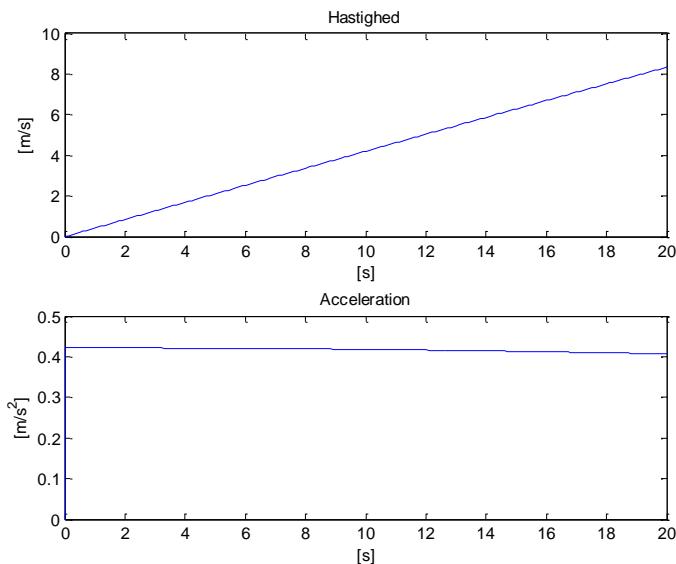
Nedenfor ses de forskellige modstands Kræfter som funktion af tiden under accelerationsforløbet:



Figur 9-1 - Kraftpåvirkninger af køretøj under acceleration

Som det fremgår af ovenstående er det udelukkende luftmodstanden der varierer mht. tiden, idet rullemodstanden antages at være konstant under forløbet. Derudover noteres det, at den aerodynamiske

modstands maksimale størrelse er 1,16 [N], hvilket medfører at accelerationen tilnærmelsesvis kan beskrives som værende lineær. Nedenfor ses accelerationen og køretøjets hastighed plottet ift. tiden:



Figur 9-2 - Hastighed og acceleration

Af ovenstående fremgår det, at hastigheden tilnærmelsesvist stiger lineært under accelerationen, mens accelerationen er tilnærmelsesvis konstant, hvilket skyldes køretøjets aerodynamiske egenskaber.

## 10 Motorkarakteristik

I afsnit 9 blev det kortlagt, at der ved acceleration skal ydes et moment på baghjulet på 8,96 [Nm] op til en max omdrejningshastighed på 333 [rpm]. For at kunne udvælge en egnet motor, med tilhørende udvekslingsforhold, ønskes der indsigt i, hvilke parametre, der har indflydelse på virkningsgraden. Baseret på erfaringer fra SEM2013, tages der udgangspunkt i motorer fra producenten *maxon*, som er specialiserede i fremstilling af energieffektive DC-motorer i en størrelse, der egner sig til et køretøj af denne type.

Der tages udgangspunkt i en *maxon RE 50 200W48V*, som har en maksimal virkningsgrad på 94 [%], se appendiks 10-01. Det er valgt, at tage udgangspunkt i denne motor ud fra overslag på nødvendigt moment og nødvendig effekt. Der er valgt en 48 [V] motor, fordi køretøjets batteri bliver opgraderet til 48 [V]. Data opgivet fra maxon er vist i Tabel 10-1.

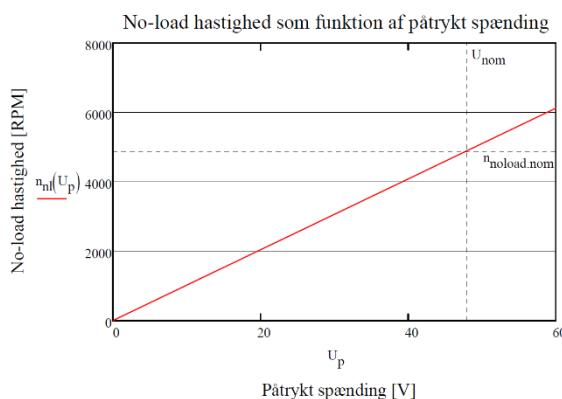
maxon RE 50 200W48V motor data		
Værdier ved nominel spænding		
Nominel spænding	48	[V]
No-load hastighed	4900	[rpm]
Nominel hastighed	4620	[rpm]
Nominelt moment (Max kontinuert)	420	[mNm]
Max virkningsgrad	94	[%]
Karakteristika		
Momentkonstant	93,4	[mNm/A]
Hastighedskonstant	102	[rpm/V]
Hastighed / moment gradient	0,666	[rpm/mNm]

Tabel 10-1 – Uddrag af maxon 200W48V data

Hvis motoren tilsluttes en spænding uden at skulle yde et moment, vil den opnå en hastighed, som er proportional med spændingen.

$$n_{no\text{load}} = U_{pow} \times k_n$$

Hvor  $n_{no\text{load}}$  er motorens no-load hastighed,  $U_{pow}$  er den påtrykte spænding og  $k_n$  er motorens hastighedskonstant. Motorens no-load hastighed er plottet på Figur 10-1, hvor også dens nominelle spænding og hastighed er plottet.

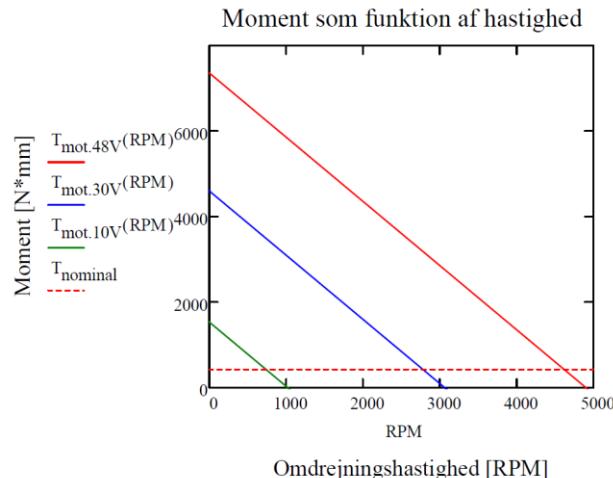


Figur 10-1 - No-load hastighed for maxon 200W48V

Momentet, som motoren yder, er afhængigt af spænding og omdrejningshastighed. Dette er vist for 3 forskellige spændinger i Figur 10-2.

$$T_{mot} = \frac{n_{no\text{load}} - RPM}{K_{rpm}}$$

Hvor  $T_{mot}$  er moment,  $n_{no\text{load}}$  er no-load hastighed, RPM er omdrejningshastighed og  $K_{rpm}$  er motorens hastighed/moment gradient.



Figur 10-2 - Moment som funktion af hastighed for maxon 200W48V

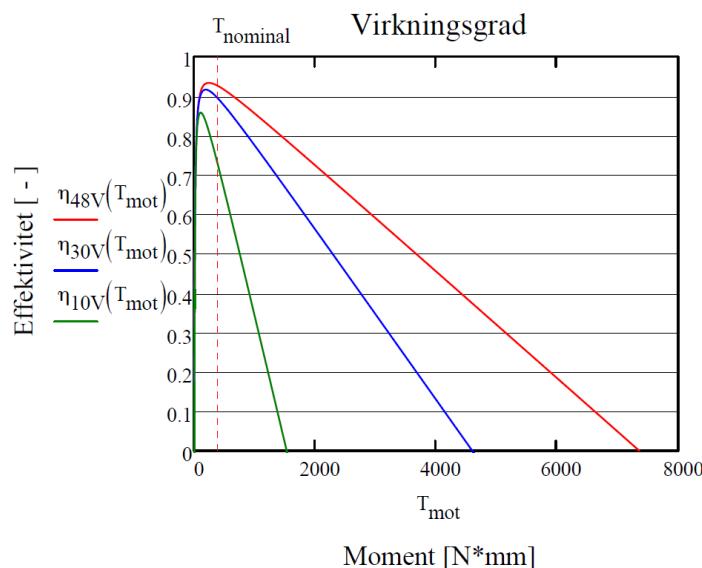
Strømmen, som trækkes af motoren, er proportional med momentet, motoren yder.

$$I = \frac{T_{mot}}{K_M}$$

Ved en given spænding kan virkningsgrad som funktion af moment beregnes ud fra formlen [4, s.40]:

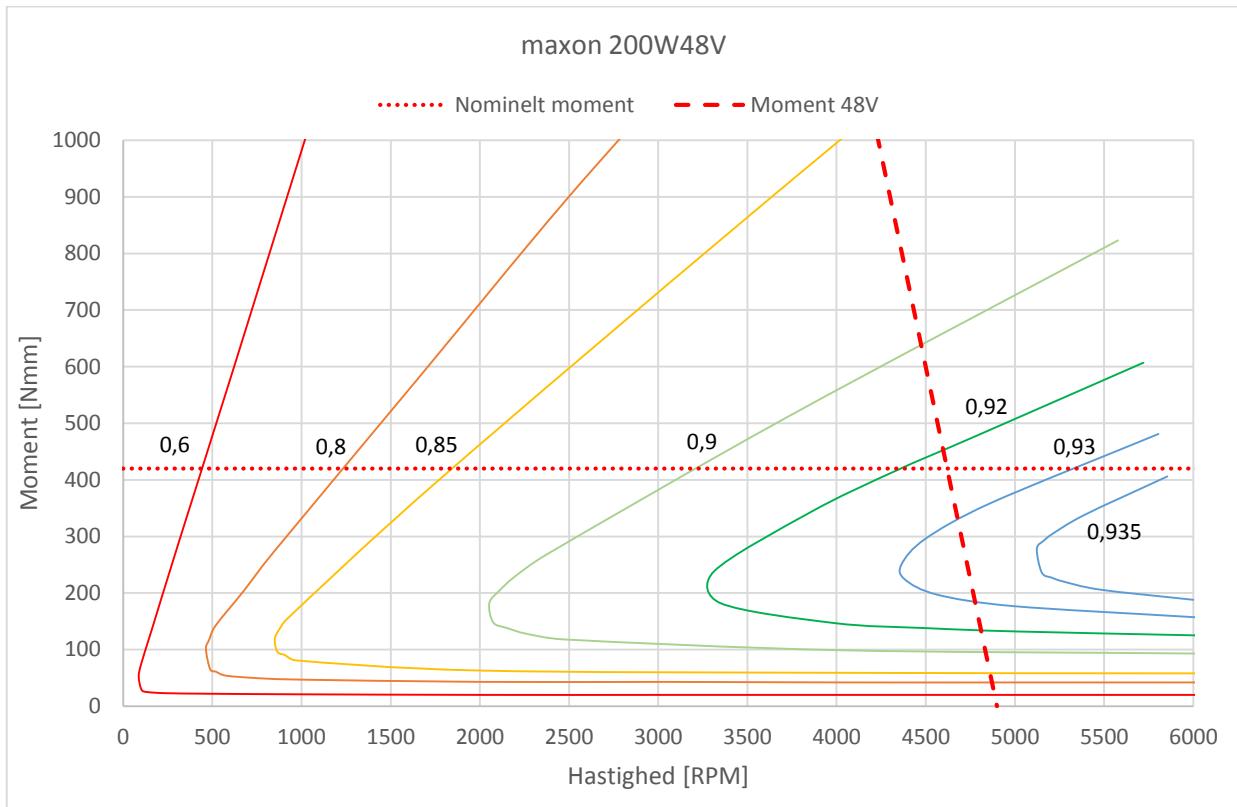
$$\eta(T_{mot}) = \frac{\pi}{30000} \times \frac{RPM(T_{mot}) \times (T_{mot} - M_R)}{U_{pow} \times AMP(T_{mot})}$$

Et plot af virkningsgraden ved 3 forskellige spændinger ses på Figur 10-3.



Figur 10-3 - Virkningsgrad for maxon 200W48V

Ved at variere påtrykt spænding og løse ovenstående ligning for nogle valgte virkningsgrader, er det muligt at opstille nedenstående *effektivitetsdiagram*, som viser motorenens virkningsgrad for en given omdrejningshastighed og moment. Data fra diagrammet bruges til at beregne den mest energieffektive anvendelse af motoren, se afsnit 14. Den samlede beregning af virkningsgrad ud fra motordata ses i bilag, afsnit 28. De røde stipede linjer afgrænser motorenens nominelle område.

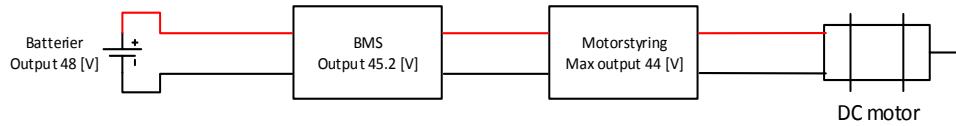


Figur 10-4 - Effektivitetsdiagram, maxon 200W48V

Der er udledt effektivitetsdiagrammer for en række motorer for at kunne sammenligne og vælge den bedst egnede. Diagrammer for maxon 60W48V, 150W48V, 200W24V, 200W36V og 200W48V kan findes i bilag, afsnit 29.

## 11 Udveksling

I afsnit 8 er baghjulets maksimale omdrejningshastighed kortlagt til 333 [rpm] med et tilhørende moment på 8,96 [Nm] under acceleration. Som det ses af effektivitetsdiagrammet på Figur 10-4 har maxon's DC-motorer den største virkningsgrad ved max omdrejningshastighed. Derfor vælges udveksling ud fra, at motoren skal køre med max omdrejningshastighed ved køretøjets højeste hastighed. Grundet spændingsregulering vil der være et spændingsfald i køretøjets BMS (Battery Management System) og i motorstyringen. Det er givet i reglerne, appendiks 02-01, §47, at max nominel spænding i bilen er 48 [V]. Derfor vil der være en max spænding på motoren på ca. 44 [V], se Figur 11-1.



Figur 11-1 - Spændingsfald fra batteri

Derfor er det motorens omdrejningshastighed ved 44 [V], der skal tages udgangspunkt i, når der vælges udveksling. En passende udveksling beregnes ud fra 3 betragtninger:

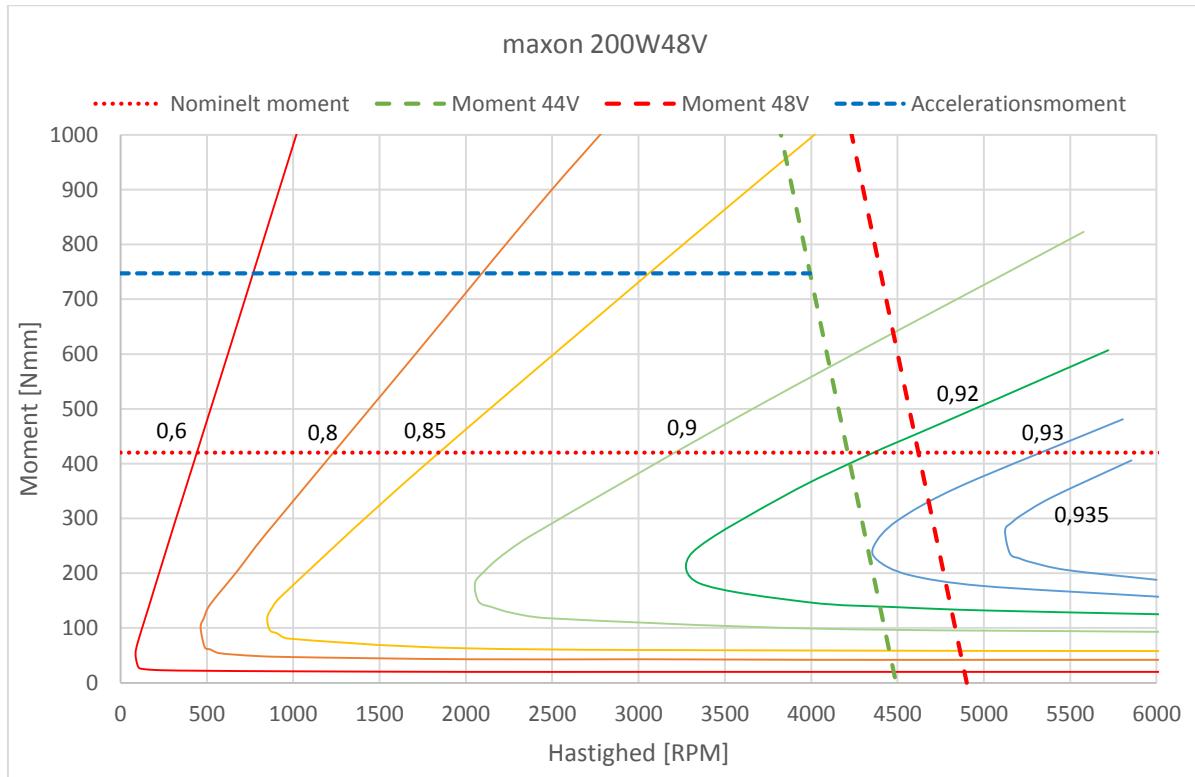
$$i_{gr} = \frac{\omega_{mot}}{\omega_{hj}}$$

$$i_{gr} = \frac{T_{hj}}{T_{mot}}$$

$$T_{mot} = T_{stall} - \frac{\omega_{mot}}{K_{rpm}}$$

Hvor  $i_{gr}$  er udvekslingsforholdet,  $\omega_{mot}$  er motorens omdrejningshastighed,  $\omega_{hj}$  er baghjulets omdrejningshastighed,  $T_{hj}$  er moment på baghjulet,  $T_{mot}$  er moment på motoren,  $T_{stall}$  er motorens startmoment ved 44 [V] og  $K_{rpm}$  er motorens hastighed/moment gradient. Som det ses er ovennævnte 3 ligninger med 3 ubekendte og kan løses ud fra krav til ydelse under acceleration og motordata. Beregning ses i bilag, afsnit 30.

For maxon 200W48V udregnes et passende udvekslingsforhold til at være 1:12. Ved denne udveksling kræves et moment på 747 [Nmm] og en omdrejningshastighed på 3994 [rpm] for at accelerere på de ønskede 20 [s]. Momentet er plottet på Figur 11-2.

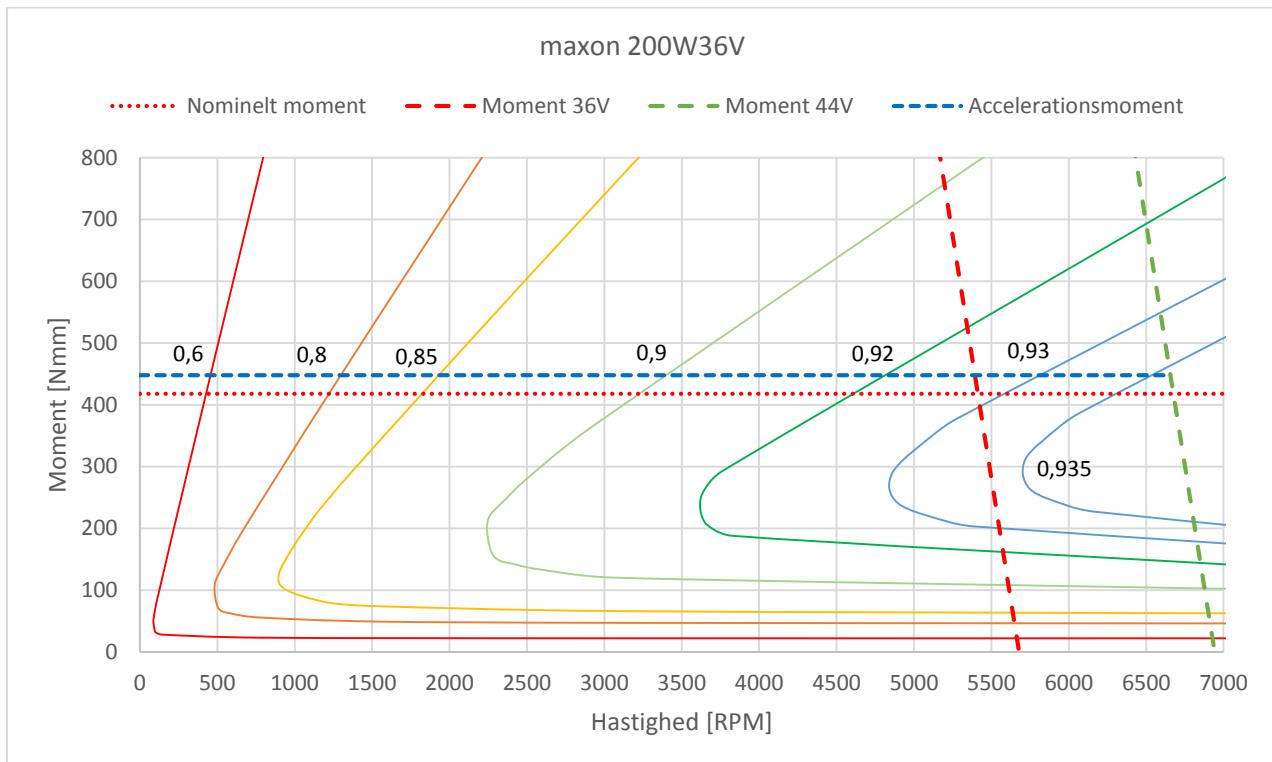


Figur 11-2 - Acceleration ved konstant moment, maxon 200W48V

## 11.1 Overspænding

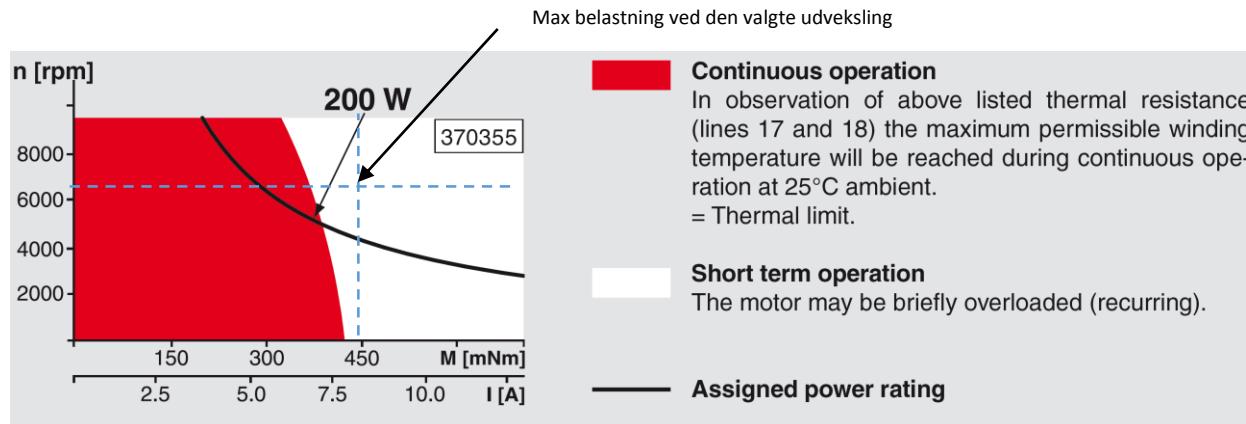
Da 200W48V skal køre med et højt moment ift. dens nominelle moment, for at kunne accelerere på den ønskede tid, vil virkningsgraden igennem hele accelerationsfasen være lav. Som det ses på Figur 11-2, har motoren en højere virkningsgrad ved lavere moment, men det er ikke muligt, at køre med et større udvekslingsforhold, da motoren ikke kan køre hurtigere ved den tilgængelige spænding på 44 [V]. Derfor undersøges muligheden for at anvende en motor med en nominal spænding, som er lavere, end 44 [V].

Udføres det samme beregning for maxon 200W36V fås en udvekslingsforhold på 1:20, et moment på 448 [Nmm] og en omdrejningshastighed på 6656 [rpm], se beregning i bilag, afsnit 30. Dette er plottet i Figur 11-3.



Figur 11-3 - Acceleration ved konstant moment, maxon 200W36V

Dette kræver, at der køres med en spænding på de tilgængelige 44 [V], selvom motorens nominelsspænding er 36 [V]. En højere spænding vil medføre en højere hastighed på motoren, som det er vist tidligere på Figur 10-1. Motoren tager ikke skade af at køre ved højere hastigheder, end nominelt. Ved kørsel uden for motorens nominelle anvendelsesområde, skal man være opmærksom på overophedning af motoren. På Figur 11-4 ses det, at denne anvendelse er acceptabel, da motoren kun vil være i brug en del af kørselstiden. Figuren er fra motorens datablad, se appendiks 10-01.



Figur 11-4 - Anvendelse af maxon 200W36V uden for nominelt område

Fordelen ved at køre med overspænding er, at det bliver muligt, at anvende en større udveksling, lavere moment og højere hastighed, fordi startmomentet,  $T_{stall}$ , stiger. Som det ses på effektivitetsdiagrammerne, er dette ønskeligt for at få en højere virkningsgrad. Udvekslingen er beregnet for de nedenstående motorer. Udregningen ses i bilag, afsnit 30.

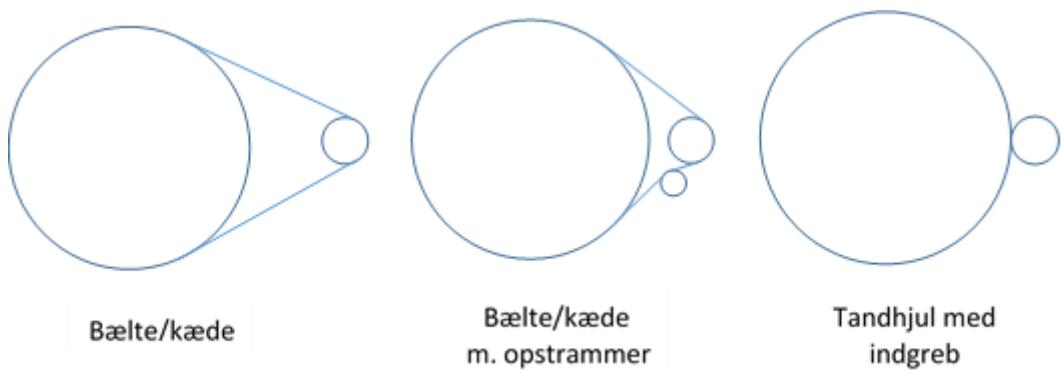
	60W48V	150W48V	200W24V	200W36V	200W48V
Moment på baghjul [Nmm]	1500	8960	8960	8960	8960
Udveksling [ - ]	1:21,6	1:15,9	1:27 (1:32,2)*	1:20	1:12
Motormoment [Nmm]	69	565	332 (278)*	448	747
Motorhastighed [rpm]	7205	5281	8991 (10723)*	6656	3994

Tabel 11-1 - Udveksling for udvalgte motorer

\*Værdierne i parentes er beregnet ud fra metoden beskrevet ovenfor, men en så høj udveksling er ikke mulig. Det vurderes, at den absolut højest mulige udveksling er 1:27, hvis der kun skal anvendes én udveksling på den plads, der er til rådighed. Derfor undersøges motorens energiforbrug ud fra denne.

## 12 Overordnet koncept for drivlinje

Dette afsnit omhandler udvælgelse af transmissionens udformning. Det er kortlagt i afsnit 11, at køretøjet skal have et udvekslingsforhold mellem 1:12 og 1:27, afhængigt af motorvalg. Som transmissionstype er der overvejet remtræk, kædetræk og tandhjul med indgreb. På Figur 12-1 er de tre forskellige udformninger illustreret.



Figur 12-1 - Sammenligning af koncepter

Da et stort udvekslingsforhold betyder stort forhold mellem største og mindste hjul, vil det være nødvendigt med en hvid afstand mellem hjulene, hvis der anvendes kæde eller rem. Dette er for at sikre et tilstrækkeligt stort indgreb for det lille hjul, så kæde eller rem ikke glider. Det er muligt at forkorte afstanden ved at anvende en opstramme, som vil øge længden af kæde eller rem, der er i kontakt med det lille hjul. Uden opstramme skal der ydes en hvid forspænding. Uanset, om der vælges forspænding eller opstramning, vil der være et tab, som kan undgås ved tandhjul med indgreb.

I [1, s.218] listes den højeste opnåelige virkningsgrad for de nævnte transmissionstyper under optimale forhold og et udvekslingsforhold på 1:1:

- Bælte 99 [%] for Powergrip HTP synkronbælte
- Kæde 98,5 [%] for rullekæde
- Tandhjul med indgreb 99,9 [%]

Det vurderes, at en transmission bestående af tandhjul med indgreb er den bedste løsning mht. en kompakt konstruktion med høj virkningsgrad. Valg af indvendig eller udvendig fortanding foretages i afsnit 19.1.

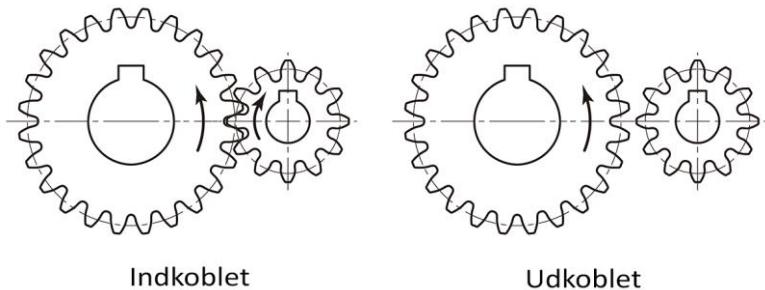
### 12.1 2-motor system

Det er muligt, at der kan opnås et mere effektivt drivsystem, ved at have to separate motorer, som kan aktiveres enkeltvist. På den måde, vil det være muligt at have én motor, hvis mest effektive område egner sig til acceleration, og én motor, som egner sig godt til cruise. For at undersøge, om drivsystemet bør udføres med to motorer, foretages en analyse af forskellige motorers energiforbrug ved acceleration hhv. cruise. Analysen kan ses i afsnit 14.

### 12.2 Udkobling af motor

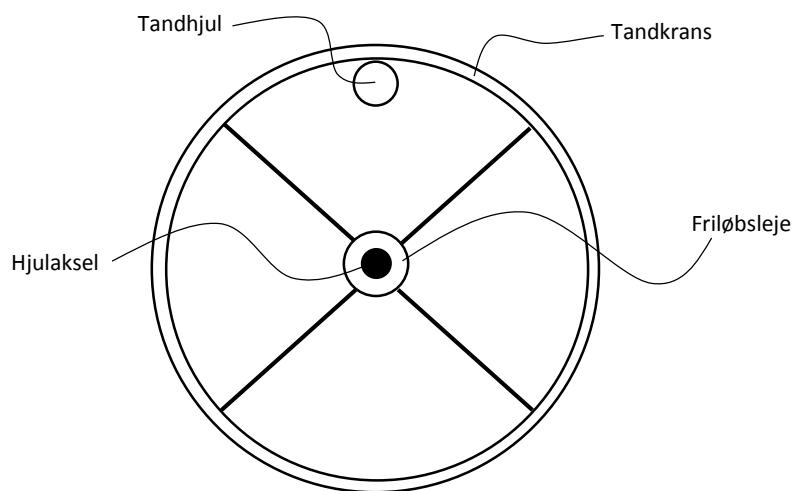
Uden en form for kobling eller friløb, vil der opstå et stort tab i transmission og motor, når motoren ikke yder et moment. Derfor ønskes det, at sikre så lille et tab som muligt. Dette er særligt vigtigt, hvis der vælges et system med to motorer. Der overvejes to muligheder; en udkobling af tandindgreb eller et friløbsleje. Ved at

udkoble tænderne, vil friktionen helt elimineres, men der skal bruges en mængde elektrisk energi til at udføre bevægelsen. Se illustration på Figur 12-2.



*Figur 12-2 - Illustration af tandudkobling*

En anden mulighed er at anvende et friløbsleje. Et friløbsleje er et element, som tillader momentoverførsel i én retning, men ikke den anden. Et friløbsleje kræver ingen elektrisk energi, men der vil være et tab som følge af friktion i friløbslejet. Nedenfor ses illustration af en mulig opbygning af et system med et friløbsleje. Tandkransen er fastgjort til friløbslejet via et beslag. Friløbslejet er monteret på en gennemgående, roterende hjulaksel:



*Figur 12-3 – Illustration af konstruktion med friløbsleje*

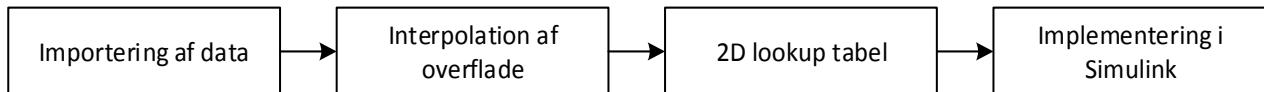
Der er i den videre undersøgelse taget udgangspunkt i PTI's serie CSK af friløbslejer, da denne type friløbslejer har et lavt friktionsmoment. Et mindre friløbsleje har et mindre friktionsmoment, og det mindste friløbsleje, der kan overfører det ønskede moment i tandkransen er et CSK15. Se datablad i appendiks 15-02.

Det ønskes undersøgt, hvilken løsning, der medfører det mindste tab af energi. Denne undersøgelse kan ses i afsnit 15.

## 13 Implementering af virkningsgrader for motor

I forbindelse med udvælgelse af motor og transmissionskoncept er der udarbejdet en række simuleringsmodeller for køretøjet. I forbindelse med simuleringerne af køretøjet er det nødvendigt at implementere virkningsgraderne for de aktuelle motorer, som er beskrevet i afsnit 10.

Derfor er der udarbejdet et Matlab script, der kan udføre en interpolation og danne et 3D effektivitetsdiagram for motorerne. Scriptet kan ses i bilag, afsnit 32, og modellen kan ses i appendiks 13-01. Dette vil efterfølgende kunne anvendes i simuleringerne af køretøjet. Strukturen i scriptet er illustreret nedenfor:

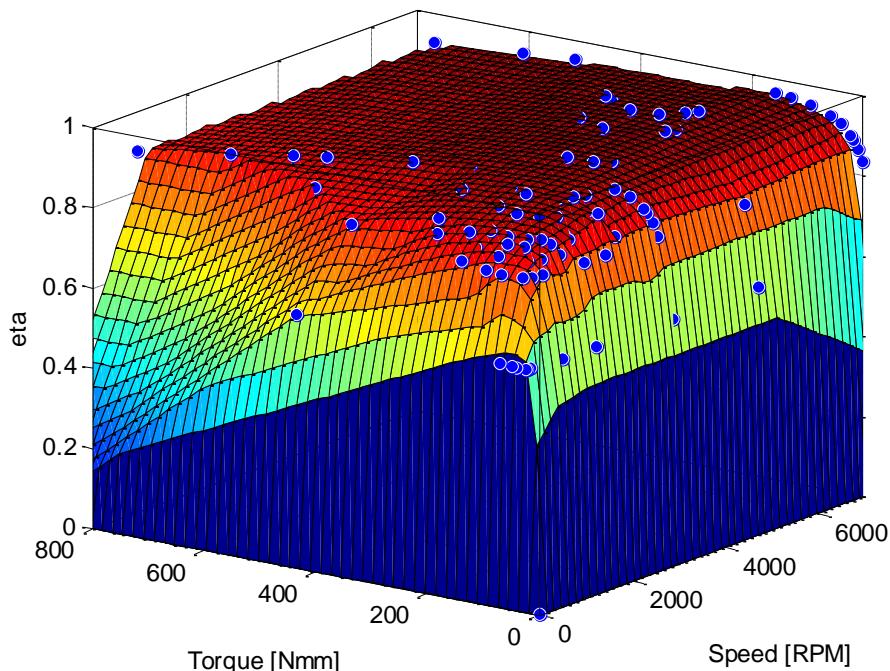


Figur 13-1 – Struktur i script for dannelsen af effektivitetsdiagram

Hensigten er, at modellen ligeledes skal kunne anvendes til implementering af testdata fra teststanden, som produceres af en projektgruppe tilknyttet det overordnede projekt. Da denne teststand endnu ikke er færdiggjort, vil der i indeværende projekt blive anvendt teoretiske data for motorenens effektivitet. Disse er beskrevet i afsnit 10, omhandlende motorenens karakteristik. Motorenens virkningsgrad kan beskrives som en funktion af motorenens omdrejningshastighed,  $\omega_m$  og moment  $T_m$ :

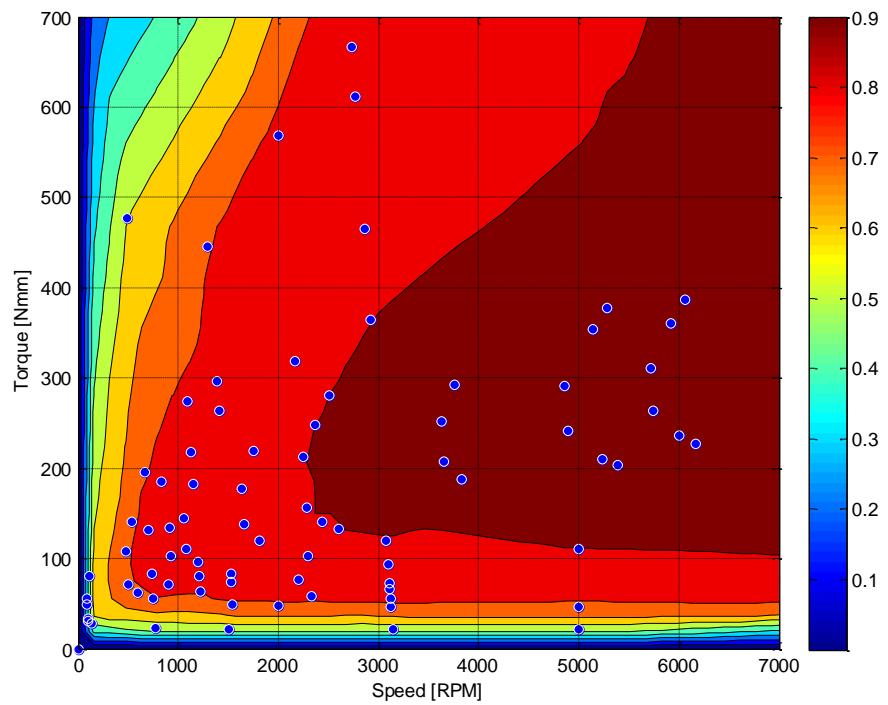
$$\eta_{motor}(\omega_m, T_m)$$

Nedenfor ses resultatet af den lineære interpolation af de teoretiske værdier for motorenens effektivitet som funktion af omdrejningshastighed og moment. Nedenstående 3D-diagram er for maxon 200W36V. Der er udarbejdet en tilsvarende interpolation for samtlige motorer, der undersøges i simuleringerne. Diagrammet indeholder den interpolerede overflade, mens de teoretiske punkter, der anvendes, ligeledes er indtegnet.



Figur 13-2 – 3D effektivitetsdiagram for maxon 200W36V

I nedenstående diagram ses et konturplot af motorens effektivitetsdiagram, som stemmer overens med diagrammer udarbejdet i afsnit 10.



Figur 13-3 – Konturplot af effektivitetsdiagram for maxon 200W36V

Ud fra den lineære interpolation af dataene kan der udarbejdes en 2D – Lookup tabel, som kan anvendes i simuleringsmodellerne.

## 14 Motorsystem

Med udgangspunkt i den fastlagte motorydelse og motorkarakteristikken for maxons DC-motorer ønskes det fastlagt, hvordan motorsystemet skal opbygges. Som udgangspunkt kan systemet have følgende opbygning:

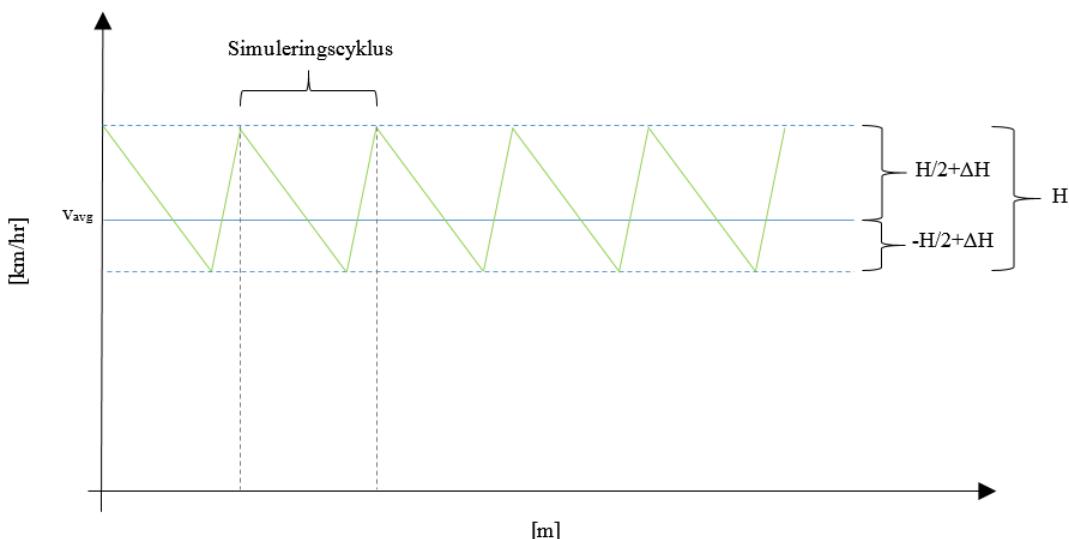
- En motor: Motoren anvendes både til acceleration og cruise
- To motorer: En accelerationsmotor og en cruisemotor

### 14.1 Energiforbrug under cruise

Da hovedparten af løbet foregår omkring cruisehastighed ønskes det undersøgt, hvilket motorsystem, der har det laveste energiforbrug i denne fase. For at kunne sammenligne de enkelte motorers energiforbrug under cruisefasen, er det nødvendigt, at anvende en transmissionstype som alle motorer kan anvendes med. Derfor undersøges motorens energiforbrug med et koblingssystem, hvor motorerne ind-/udkobles undervejs.

#### 14.1.1 Simuleringscyklus

Til undersøgelsen af energiforbrug for de enkelte motorer er der udarbejdet en simuleringsmodel, hvor der anvendes en ON/OFF reguleringen af køretøjets hastighed. Nedenfor ses en grafisk illustration af dette:

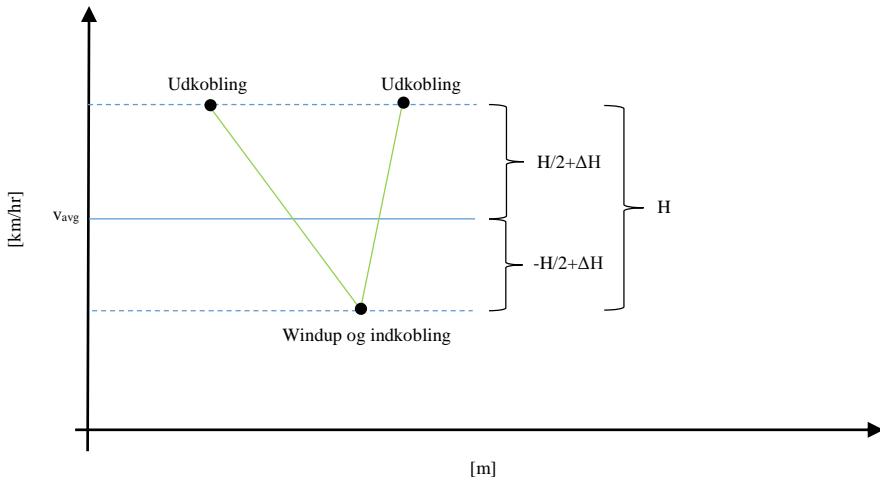


Figur 14-1 – Hysteresesimulering

Ovenstående illustration viser et udsnit af en gennemkørsel på banen, hvor der anvendes en ON/OFF regulering af hastighed. I henhold til kravene skal gennemsnitshastighed for gennemkørsel af banen være minimum:

$$v_{avg} = 24,8 \left[ \frac{km}{hr} \right] \pm 0,1\%$$

Simulering er udført ved, at der anvendes en hysterese  $H$ , omkring gennemsnitshastigheden  $v_{avg}$ . Som udgangspunkt er hysteresen symmetrisk omkring  $v_{avg}$ , men ved hjælp af justeringsparameteren  $\Delta H$ , kan den forskydes i hhv. positiv og negativ retning omkring gennemsnitshastigheden. Nedenfor er en enkelt simuleringscyklus indtegnet:



Figur 14-2 – Illustration af simuleringsscyklus

Simuleringen udføres gennem en cyklus, hvor køretøjet begyndelseshastighed er den maksimale hastighed inden for den givne båndbredde:

$$v_0 = v_{avg} + \frac{H}{2} + \Delta H$$

Den første del af simuleringssperioden foregår således som coasting, hvor motoren ikke er i indgreb. Når køretøjets hastighed er givet ved:

$$v = v_{avg} - \frac{H}{2} + \Delta H$$

aktiveres motoren og accelererer køretøjet op til begyndelseshastigheden  $v_0$  og simuleringen afsluttes. For at reducere simuleringstiden foretages der kun simulering af en enkelt cyklus, da gennemsnitshastigheden for de resterende cyklusser vil være ens. I simuleringen undersøges de forskellige motorers energiforbrug ved nedenstående hystereser:

$$H = [ 2; 4; 6; 8; 10 ] \left[ \frac{km}{hr} \right]$$

Ved hver hysterese undersøges energiforbruget ved en række forskellige momenter for de enkelte motorer. Ved hvert moment foretages der således en iterationsproces, hvor forskydningen af hysteresen  $\Delta H$  justeres indtil betingelsen for gennemsnitshastigheden er overholdt.

#### 14.1.2 Energiforbrug

Motorens energiforbrug kan beregnes som den elektriske effekt integreret over tidsrummet:

$$W_{motor} = \int_0^{t_{cruise}} P_{cruise} dt$$

Hvilket kan udtrykkes som:

$$W_{motor} = \int_0^{t_{cruise}} \frac{T_m \omega_m}{\eta_m} dt$$

Hvor  $T_m$  er motorens moment,  $\omega_m$  er motorens omdrejningshastighed og  $\eta_m$  er den tilhørende virkningsgrad for motoren. Ud over motorens energiforbrug, vil motoren i løbet af en simuleringscyklus skulle hhv. indkobles og udkobles. I bilag, afsnit 33, er der foretaget en estimering af energiforbrug til ind-/udkobling af motorer, hvor der tages udgangspunkt i en garmotor. Energiforbruget til hhv. ind-/udkobling er beregnet til:

$$W_{kobling} = 2 \text{ [J]}$$

Ud over energi til forskydning af motoren, skal motoren accelereres op således, at omdrejningshastighederne for tandhjulene på motoren og baghjulet er synkroniseret inden indkobling kan foretages. Det antages at motorens skal accelerere aksel og tandhjul op fra stilstand til hastigheden køretøjet har når motorens aktiveres:

$$v = v_{avg} - \frac{H}{2} + \Delta H$$

Rotationsenergien ved denne hastighed kan beregnes ved:

$$W_{windup} = \frac{1}{2} (I_{ma} + I_{gs}) \omega_m^2$$

Hvor  $I_m$  er motoraksens inertimoment,  $I_{gs}$  er inertimomentet af det lille tandhjul og  $\omega_m$  er omdrejningshastigheden på motoren. Motorens omdrejningshastighed kan relateres til køretøjets hastighed ved nedenstående sammenhæng:

$$\omega_m = \frac{v}{r_w} i_{gr}$$

Energien, der skal anvendes til windup af motoraksel og tandhjul, kan dermed beregnes som følger:

$$W_{windup} = \frac{1}{2} (I_{ma} + I_{gs}) \left( \frac{v}{r_w} i_{gr} \right)^2$$

Dermed kan det samlede energiforbrug under en simuleringscyklus beregnes som:

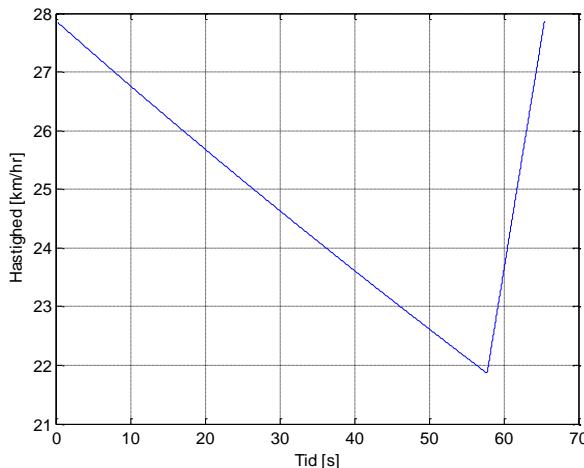
$$\Sigma W = W_{motor} + W_{windup} + 2 \times W_{kobling}$$

De forskellige motorer yder forskellige momenter under cruise, hvilket medfører, at den tilbagelagte distance varierer. Derfor udregnes energiforbruget per tilbagelagt distance, hvormed en sammenligning af de enkelte motorer muliggøres.

$$W_{cruise} = \frac{\Delta s}{\Sigma W} = \left[ \frac{m}{J} \right]$$

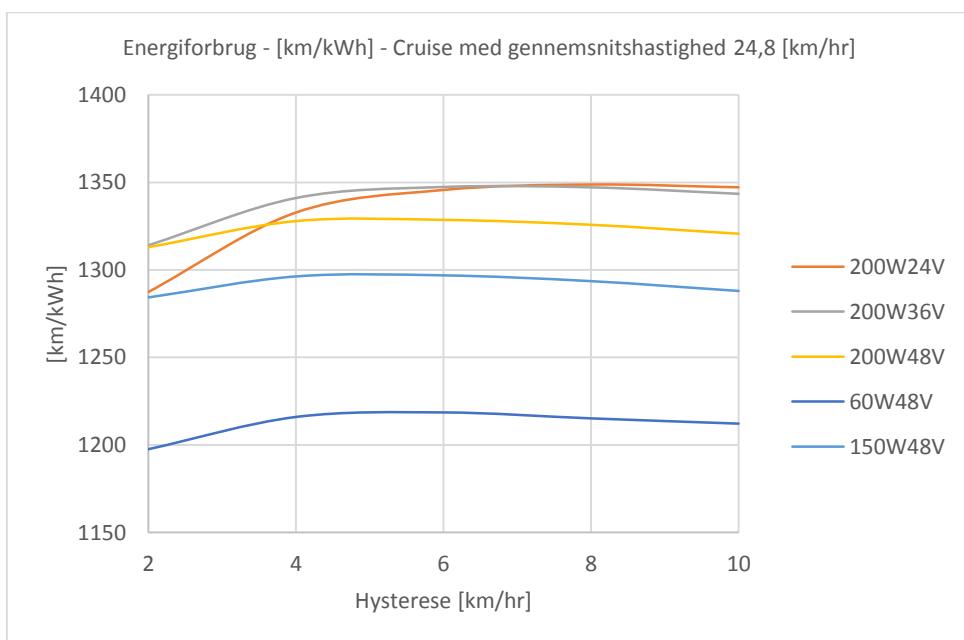
## 14.2 Simuleringsresultater

Resultater af simuleringer kan ses i bilag, afsnit 35, mens det tilhørende Matlab script ses i bilag, afsnit 33 og elektronisk i appendiks 14-01. Simuleringen er som beskrevet udført ved en række forskellige momenter og hystereser. Nedenfor ses et eksempel på en simuleringsscyklus, hvor der anvendes 200W36V motoren ved en hysteres på 6 [km/hr] omkring gennemsnitshastigheden på 24,8 [km/hr] og et moment på 250 [Nmm]:



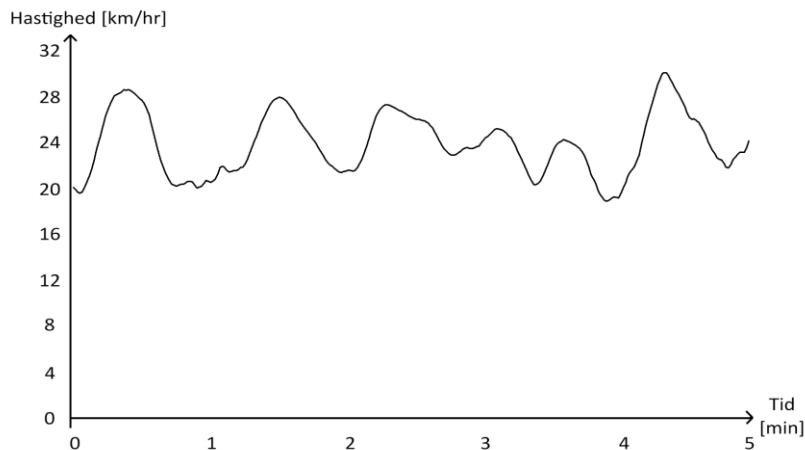
Figur 14-3 – Simulering af maxon 200W36V

Som det fremgår indledes simuleringen med langvarig coasting periode, hvilket skyldes bilens aerodynamiske egenskaber. Periodens længde skyldes endvidere forudsætningerne for simuleringen, hvor der anvendes vindstille forhold og underlagets hældning er nul. I nedenstående diagram er energiforbruget for motorerne indtegnet, og energiforbrug er omregnet til [km/kWh] for sammenligne med den enhed, der anvendes i SEM. Energiforbrug er angivet ved det moment, som medfører den højeste effektivitet for den pågældende motor, og dermed laveste energiforbrug.



Figur 14-4 – Energiforbrug for maxon motorer

Som det fremgår af ovenstående ligger 200W36V med det højeste antal [km/kWh] ved hystereser op til ca. 8 [km/hr], hvorefter 200W24V og 200W36V har samme performance. De to motorer 60W48V og 150W48V er mest effektive ved en hysterese på ca. 4,5 [km/hr], men effektiviteten ligger væsentlig lavere end 200W motorerne. Nedenfor ses et udpluk GPS dataene fra den bedste gennemkørsel under SEM2013, hvor hastighedsvariationen kan ses:



Figur 14-5 – Utpluk af gennemkørsel fra SEM2013

Den nødvendige gennemsnitshastighed for gennemkørsel skal være 24,8 [km/kWh], og det kan ses at 200W36V vil være hensigtsmæssig at anvendes, da motoren er mest effektiv ved et hystereset som stemmer overens med hastighedsvariationerne under gennemkørsel i 2013.

### 14.3 Delkonklusion

Som det fremgår, er det motoren 200W36V, der har det laveste energiforbrug gennem størstedelen af hysteresebredden, og dermed teoretisk kan kører flest [km/kWh].

Det fremgår endvidere, at det ikke er muligt at mindske energiforbruget ved at anvende en mindre motor som cruisemotor. Den primære årsag hertil er, at de mindre motorers virkningsgrader ikke matcher de større motorers. Derudover vil de mindre motorer kun kunne anvendes ved lave hystereser, idet accelerationstiden vil stige markant. Ud fra erfaringerne fra SEM2013, er det nødvendigt at anvende en højere hystereset på hastigheden, da banen indeholder kritiske sving som medfører at det er svært at fastholdet en konstant hastighed.

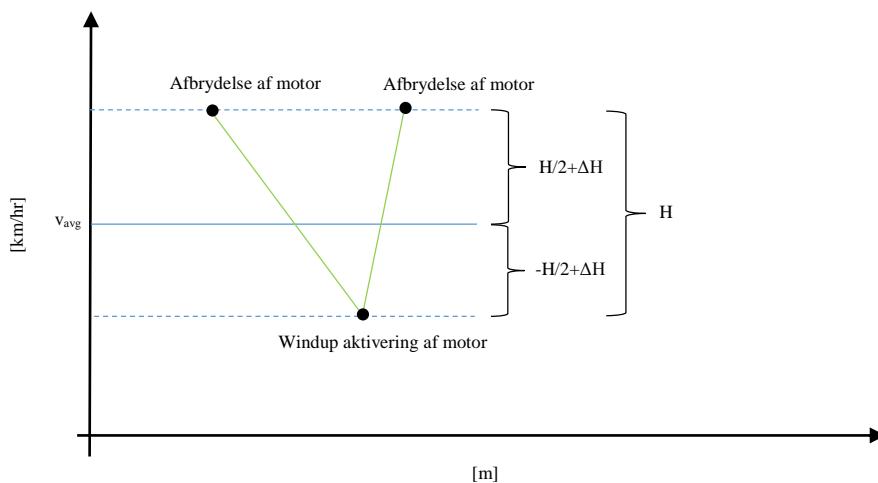
Ud fra simuleringerne kan det konkluderes at en drivlinje med en enkelt motorer, der fungerer som både accelerations og cruisemotor, vil have et lavere energiforbrug end et system med to motorer. Derudover kan det konkluderes at der bør anvendes 200W36V for at få det laveste energiforbrug, og dermed flest [km/kWh].

## 15 Transmissionssystem

Med udgangspunkt i den udvalgte motor, 200W36V, ønskes det undersøgt hvilken af transmissionstyperne som vil medføre det laveste energiforbrug. Med udgangspunkt i udvælgelsesprocessen for transmissionskoncepter ønskes følgende transmissionstyper undersøgt:

- Koblingsfunktion
- Friløbsleje

Begge transmissionskoncepter bygger på en gearing, hvor der anvendes en stor tandkrans og et lille tandhjul. Der anvendes tilsvarende simuleringscyklus til undersøgelse af de to koncepter, nedenfor vist for kørsel med friløbslejet, som adskiller sig fra koblingsfunktion ved ikke at foretage en ind- og udkobling.



Figur 15-1 - Simuleringscyklus for friløbslejet

### 15.1 Koblingsfunktion

Modellen udarbejdet til udvælgelsen af motorsystem i afsnit 14, tager udgangspunkt i et system med koblingsfunktionen. Derfor anvendes en tilsvarende model, dog med enkelte modifikationer til undersøgelse af koblingsfunktionens energiforbrug. Energiforbrug for en koblingsfunktion blev udledt til:

$$\Sigma W_{kobling} = W_{motor} + W_{windup} + 2 \times W_{kobling}$$

### 15.2 Friløbsleje

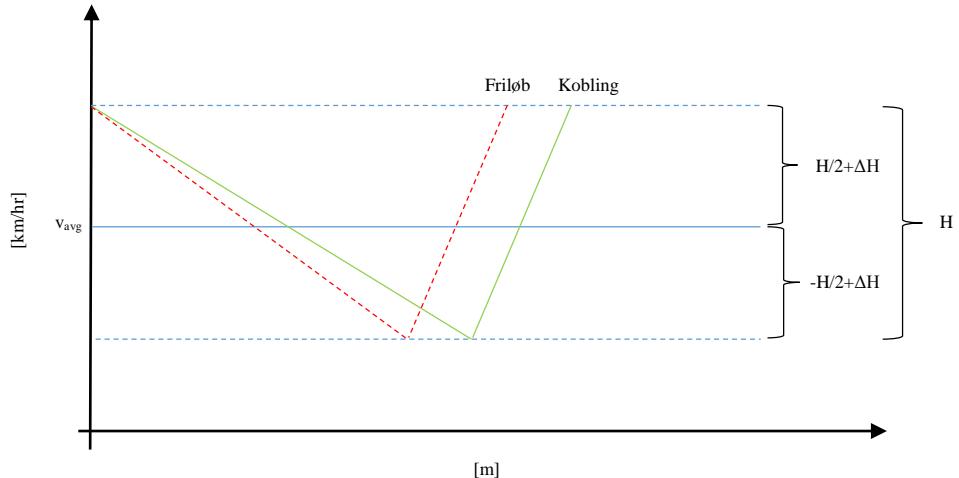
Anvendelse af et friløbsleje ift. en koblingsfunktion medfører en række modifikationer af simuleringsmodellen. Som beskrevet i afsnit 12, vil tandkransen blive monteret på et friløbsleje, som vil være monteret på den gennemgående aksel i hjulet. Til simuleringerne anvendes der data for friløbslejet, CSK15 se appendiks 15-02, som har et friktionsmoment givet ved:

$$T_{friløb,fedt} = 9 \text{ [Nmm]}$$

Ovenstående friktionsmoment er ved anvendelse af fedtsmøring i friløbslejet. I henhold til producenten, se mailkorrespondance i appendiks 15-03, er det muligt at sænke friktionsmomentet med 20...40 [%] ved at anvende en oliebaseret smøring. Derfor anvendes følgende friktionsmoment i beregninger, hvor der fratrækkes 20 [%]:

$$T_{friløb,olie} = 7,2 \text{ [Nmm]}$$

Dette friktionsmoment vil påvirke køretøjet under coasting og vil medfører en hurtigere decelerationen sammenlignet med en koblingsfunktion. Dette er illustreret nedenfor, dog fortegnet for at tydeliggøre effekten af et friløbsleje:



Figur 15-2 - Sammenligning af kørsel med friløbsleje og koblingsfunktion

Friløbslejet vil altså introducerer en ekstra modstandskraft under coastingperioden. Energiforbruget ved kørsel med friløbsleje vil derimod ikke inkludere energi til ind og udkobling.

Energien der skal anvendes til windup ved kørsel med et friløbsleje afviger fra kørsel med en koblingsfunktion. Idet tandkransen er monteret på et friløbsleje vil dette også decelerere, når motoren frakobles. Dermed skal inertien af tandkransen accelereres op til baghjulets hastighed før der kan overføres et moment. Rotationsenergien af denne kan beskrives ved:

$$W_{tandkrans} = \frac{1}{2}(I_{gb})\omega_w^2$$

Hvor  $I_{gb}$  angiver et estimeret inertimoment for tandkransen med beslag, og  $\omega_w$  er baghjulets omdrejningshastighed. Baghjulets omdrejningshastighed er givet ved:

$$\omega_w = \frac{v}{r_w}$$

Hvor  $v$  er hastighed på køretøjet, når motoren aktiveres. Dermed bliver energien til windup givet ved summen af energien til at accelererer tandkransen, motoraksel og det lille tandhjul, udledt i tidlige afsnit:

$$W_{windup} = W_{tandkrans} + W_{motoraksel}$$

Indsættes de respektive udtryk kan nedenstående opskrives:

$$W_{windup} = \frac{v^2}{2r_w^2}(I_{gb} + (I_{ma} + I_{gs})i_{gr}^2)$$

Det samlede energiforbrug ved kørsel med friløbsleje, består derfor af motoreffekten og energien til windup. Dette kan opskrives som:

$$\Sigma W_{friløb} = W_{motor} + W_{windup}$$

Indsættes de udledte udtryk fremkommer nedenstående:

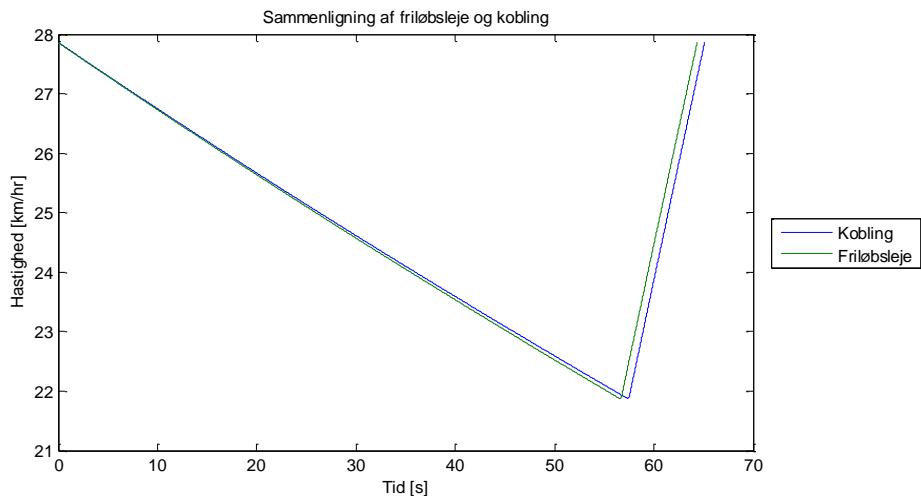
$$\Sigma W_{fril\ddot{o}b} = \int_0^{t_{cruise}} \frac{T_m \omega_m}{\eta_m} dt + \frac{v^2}{2r_w^2} (I_{gb} + (I_{ma} + I_{gs}) i_{gr}^2)$$

Energiforbrug omregnes til energiforbrug per tilbagelagt distance, hvormed en sammenligning af de enkelte transmissionstyper muliggøres.

$$W_{fril\ddot{o}b} = \frac{\Delta s}{\Sigma W_{fril\ddot{o}b}} = \left[ \frac{m}{J} \right] = \left[ \frac{km}{kWh} \right]$$

### 15.3 Simuleringsresultater

Resultaterne af simuleringerne kan ses i bilag, afsnit 38. Simuleringsmodellerne er beskrevet i bilag, afsnit 36 og 37, og elektronisk i appendiks 15-01. Nedenfor ses en sammenligning af hastighedsudviklingen for de to transmissionskoncepter:



Figur 15-3 - Sammenligning af kobling og friløbsleje – Udvikling i hastigheden

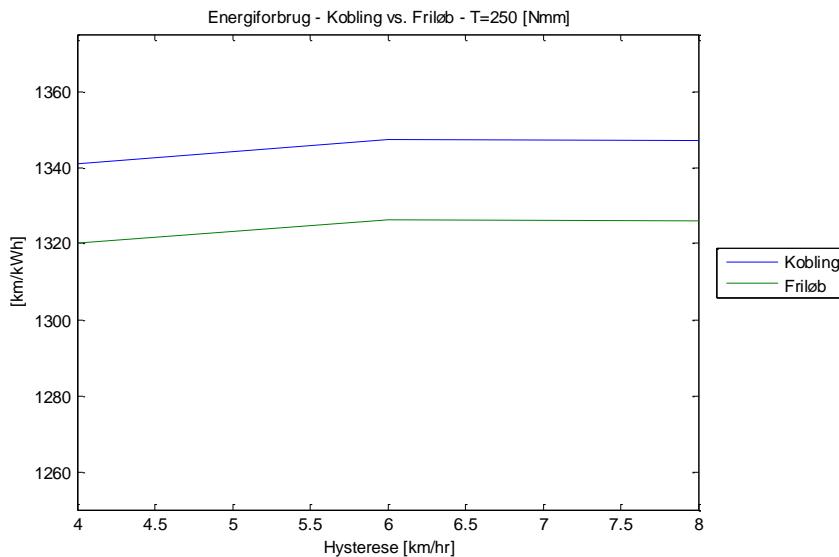
Som det fremgår af ovenstående vil køretøjet decelerere hurtigere med et friløbsleje sammenlignet med en koblingsfunktion, og dette stemmer overens med den forventede udvikling. I nedenstående tabel er energiforbrug og den procentmæssige afvigelse mellem de to koncepter listet ved en række forskellige hystereser, igen listet for 250 [Nmm]:

Hysterese [km/hr]	Kobling [km/kWh]	Friløbsleje [km/kWh]	Afvigelse [%]
4	1341,1	1320,1	1,57
6	1347,4	1326,3	1,57
8	1347,1	1326,1	1,56

Tabel 15-1 – Afvigelse i energiforbrug mellem kobling og friløbsleje for maxon 200W36V

Som det fremgår af Tabel 15-1 er ligger afvigelsen mellem de to koncepter på 1,57 [%].

I nedenstående diagram er energiforbrug for de to koncepter indtegnet for en række forskellige hystereser. Motor momentet er i begge tilfælde givet ved 250 [Nmm]:



Figur 15-4 – Sammenligning af kobling og friløbsleje for maxon 200W36V

#### 15.4 Delkonklusion

Ud fra simuleringsresultaterne kan det altså konkluderes at energiforbruget ved en koblingsfunktion er lavere sammenlignet med et friløbsleje. Energiforbruget ved en koblingsfunktion ligger 1,57 [%] lavere sammenlignet med et friløbsleje, og der vil altså være en teoretisk gevinst ved at anvende koblingsfunktion.

I simuleringen af koblingsfunktionen er der udelukkende medtaget den energi der anvendes af aktuatorene til forskydningen af motorerne, og ikke energien der skal anvendes til styring af de elektriske komponenter. Derudover antages det, at synkronisering mellem tandkransen og tandhjulet er perfekt og forløber uden nogen form tab, hvilket vil være svært at opnå. Det forventes at det reelle energiforbrug ligger højere, end det simulerede, men dette kan ikke kvantificeres uden en praktisk konstruktion af mekanismen.

Derudover foreligger der en række problemstillinger ift. anvendelse af en koblingsfunktion. Ved ind-/udkobling af motoren, skal det sikres at synkroniseringen mellem tandhjulet og tandkransen er optimal for ikke at medføre et energitab. Dette stiller høje krav til præcisionen af denne mekanisme for at undgå energitab og ikke mindst beskadigelse af gearingens tænder. Denne faktor er yderst essentiel da en potentiel skade på tandkransen eller tandhjul vil have fatale konsekvenser under løbet.

Ved at anvende et friløbsleje vil antallet af elektriske komponenter i drivlinjen endvidere blive reduceret, hvilket medfører et mindre energiforbrug, som dog er vanskeligt at kvantificere uden at kende den nøjagtige opbygning af systemet. Der skal ikke anvendes aktuatorer til forskydning af motorerne og det er udelukkende nødvendigt, at måle hjulets omdrejningshastighed, da motorakslenes hastighed kan udregnes vha. udvekslingsforhold for gearingen. Ved en kobling vil de to komponenter rotere uafhængigt af hinanden i perioder, og det er derfor nødvendigt at anvende to tachometre til måling af omdrejningshastigheden.

Det vurderes endvidere at stivheden i en konstruktion hvor der anvendes et friløbsleje vil være højere sammenlignet med en koblingsfunktion. Ved et friløbsleje er motorakslen med tandhjulet og tandkransen fikseret permanent ift. hinanden via motorophænget. Ved en koblingsfunktion vil motorerne være monteret på bevægelige dele, og dermed vil der være en potentiel forringelse af stivheden i konstruktionen. I forhold

til vægten af de to koncepter vurderes det, at forskellen vil være meget lille, og denne faktor er således ens for begge koncepter.

Som beskrevet er der en række fordele og ulemper ved at anvende en koblingsfunktion. I forhold til energiforbruget vil der teoretisk være en gevinst, men det vurderes, at konstruktionen og specielt sikkerheden for at koblingsfunktionen fungerer under kørslen, er ringere sammenlignet med et friløbsleje. Ved en koblingsfunktion er der bevægelse mellem kritiske komponenter, motorakslen m. tandhjul og tandkrans, som potentielt udgøre en risiko for beskadigelse af gearingen ved en fejl i synkroniseringen. Hvorimod en konstruktion med et friløbsleje vil medføre, at de kritiske komponenter vil være fikserede og veldefinerede ift. hinanden via motorophænget.

Med udgangspunkt i at opnå et simpelt og funktionelt system, hvor sandsynlighed for en velfungerende konstruktion vægtes højt, er der således valgt et drivlinjekoncept, hvor der anvendes en maxon 200W36V motor som, via et tandhjul, driver en tandkrans monteret på et CSK friløbsleje.

## 16 Accelerationsprincipper

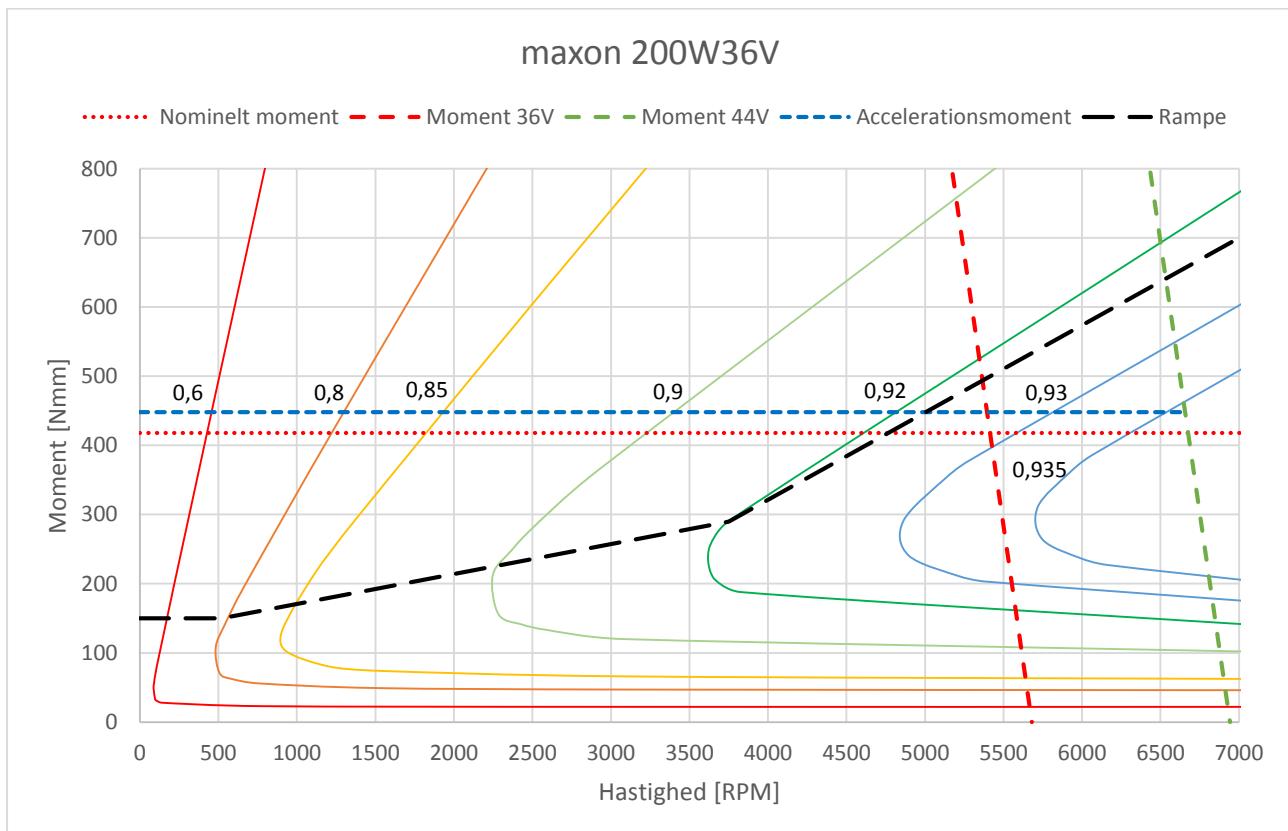
Følgende afsnit omhandler undersøgelsen af muligheden for at mindske energiforbruget under accelerationen af køretøjet. I forbindelse med udarbejdelsen af motorens karakteristik, se afsnit 10, kunne det observeres, at accelerationsprincippet muligvis kunne optimeres med henblik på at mindske energiforbruget under accelerationen ved at variere motorens moment under acceleration.

### 16.1 Princip

Principperne tager udgangspunkt i motorens effektivitetsdiagram, hvor det antages at accelerationen kan foregå på følgende måder:

- Konstant moment
- Varierende moment

I nedenstående diagram er de to principper indtegnet i motorens effektivitetsdiagrammet, i dette tilfælde Maxon 200W36V motor:

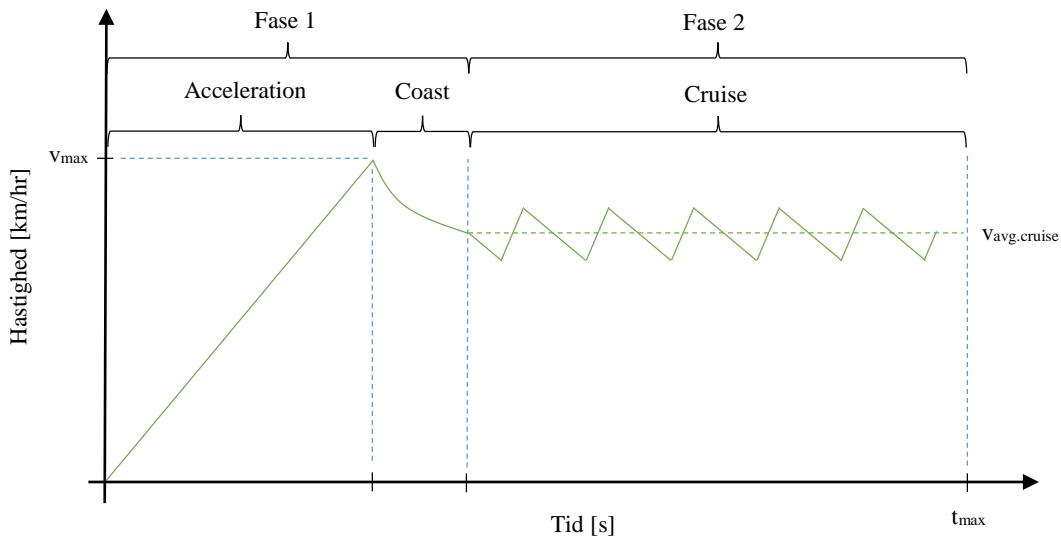


Figur 16-1 - Illustration af accelerationsprincipper

Som det fremgår af ovenstående figur er hensigten med et varierende accelerationsmoment, at anvende motoren i områder, hvor effektiviteten er høj. Ved at accelerere med varierende momentet vil motoren således operere i længere perioder med høj effektivitet ift. konstant moment. Et varierende moment medfører imidlertid et lavere moment i starten af accelerationen, hvilket medfører, at accelerationen vil tage længere tid. Konsekvensen er således, at der skal køres med en højere hastighed i den resterende tid, for at opnå den samme gennemsnitshastighed. En højere hastighed vil medføre en større vindmodstand.

## 16.2 Simuleringscyklus

Til sammenligning af accelerationsprincipperne er der blevet udarbejdet en simuleringsmodel, hvor en simuleringscyklus er illustreret nedenfor:



Figur 16-2 - Illustration af simuleringscyklus med konstant accelerationsmoment

Ovenstående figur viser simuleringscyklussen for acceleration med konstant moment. Simuleringen består af tre faser:

- *Fase 1 - Acceleration:* 0 [km/hr] til maksimal hastighed på 30 [km/hr]
- *Fase 2 - Coasting:* Køretøjet påvirkes udelukkende af modstandskræfter og decelererer
- *Fase 3 - Cruise:* ON/OFF regulering af hastighed omkring den nødvendige gennemsnitshastighed for at gennemkørslen overholder kravet til den samlede gennemsnitshastighed

Simuleringen udføres ved at sammenligne energiforbruget, der skal anvendes på en distance svarende til 1 omgang på banen, da der kun skal accelereres fra 0 [km/hr] én gang, dvs.:

$$s_{min} = 1,6117 \text{ [km]}$$

Den nødvendige gennemsnitshastighed for gennemkørslen skal overholde nedenstående betingelse:

$$v_{avg} = 24,8 \left[ \frac{\text{km}}{\text{hr}} \right] \pm 0,1\%$$

Hastighedsbetingelsen kan beskrives som en simuleringstid, svarende til en tiendedel af den samlede tid, 39 [min], for gennemkørslen af 10 omgange på banen.

$$t_{max} = 3,9 \text{ [min]} = 234 \text{ [s]}$$

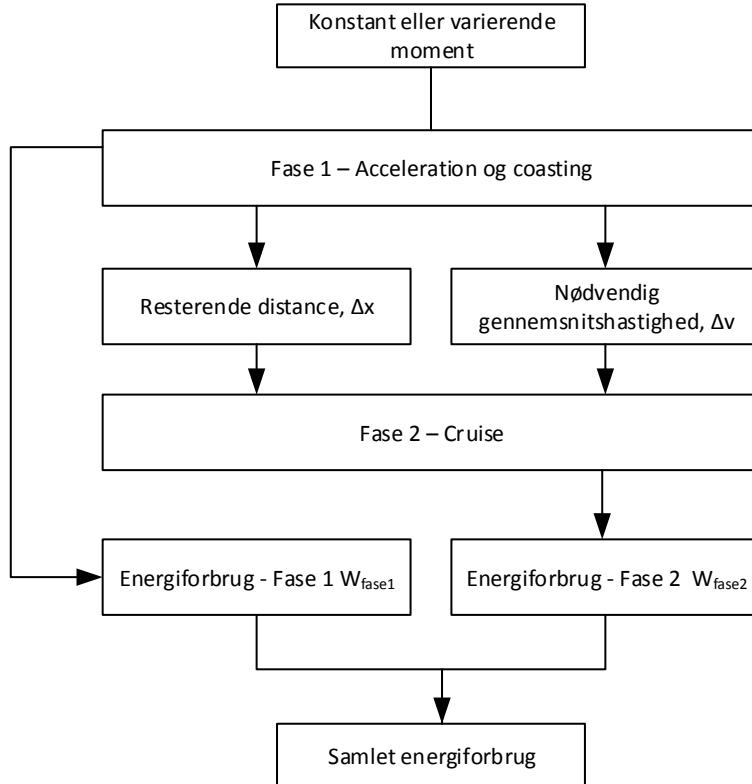
Den samlede simuleringstid kan beskrives som:

$$t_{max} = t_{acc} + t_{coast} + t_{cruise}$$

Simuleringen opdeles i to modeller, hvor følgende er gældende:

- Model 1: Acceleration og Coast, dvs. Fase 1 & 2
- Model 2: Cruise, dvs. Fase 3

I nedenstående diagram er opbygning af simuleringsmodellerne skitseret, hvor de indbyrdes afhængige parametre mellem modellerne er tydeliggjort:



Figur 16-3 - Opbygning af simuleringsmodeller

#### 16.2.1 Fase 1 – Acceleration og coasting

Denne model behandler som beskrevet accelerations- og coastingfasen, og anvendes til at bestemme energiforbrug under acceleration, samtidig med at den nødvendige gennemsnitshastighed for køretøjet under den resterende cruisefasen bestemmes. Under accelerationen kan køretøjetets hastighed beskrives ved bevægelsesligningen der blev udledt i afsnit 7:

$$\frac{dv_{acc}}{dt} = \frac{1}{m_{eq}}(F_T - F_0 - cv_A^2)$$

Når køretøjet har opnået dens maksimale hastighed, afbrydes motoren, trækkræften er lig nul, og den gældende bevægelsesligning bliver dermed:

$$\frac{dv_{coast}}{dt} = \frac{1}{m_{eq}}(-F_0 - cv_A^2)$$

Under acceleration og coasting vil køretøjet have tilbage lagt en distance givet ved:

$$s_{acc+coast} = \int_0^{t_{acc}} v_{acc}(t)dt + \int_0^{t_{coast}} v_{coast}(t)dt$$

Simuleringen udføres således ved, at køretøjetets hastighed under coasting falder indtil den resterende distance kan tilbagelægges med en konstant hastighed. Den nødvendige gennemsnitshastighed vil

efterfølgende blive anvendt som input i den anden model, hvor cruisefasen simuleres. Den resterende distance, der skal tilbagelægges, kan dermed beskrives som:

$$\Delta s = s_{min} - s_{acc+coast}$$

Den resterende distance skal tilbagelægges inden for et tidsrum givet ved:

$$\Delta t = t_{max} - t_{acc}$$

Dermed skal køretøjet køre med den resterende distance med en gennemsnitshastighed på:

$$\Delta v_{avg} = \frac{\Delta s}{\Delta t}$$

Energiforbruget under accelerationsfasen kan beregnes som:

$$W_{fase1} = \int_0^{t_{acc}} P_{acc} dt$$

### 16.2.2 Fase 2 – Cruise

Til beregning af energiforbrug i fase 2 anvendes modellen der blev udviklet i afsnit 15 til bestemmelse af energiforbrug ved cruise. For at reducere simuleringstiden, anvendes der en hysterese på 6 [km/hr], da tidligere simuleringer har vist at motoren er mest effektiv i dette område. Derudover anvendes der et motormoment på 250 [Nmm]. I simuleringen udføres der én cyklus indenfor hysteresebåndet. Det samlede energiforbrug er givet ved:

$$W_{cruise} = \int_0^{t_{cruise}} P_{cruise} dt + W_{windup}$$

Som kan omregnes til distance per energi:

$$W_{m/J} = \frac{s}{W_{cruise}}$$

Hvor  $s$ , er distancen tilbagelagt under en simuleringsscyklus. Gennemsnitshastigheden for cruisesimuleringen og den resterende distance, der skal tilbagelægges, er udledt af fase 1. Energiforbruget i fase 2 kan dermed beregnes som:

$$W_{fase2} = \frac{s}{W_{m/J}} \Delta s$$

Det samlede energiforbrug for hele simuleringsscyklussen kan dermed beskrives som:

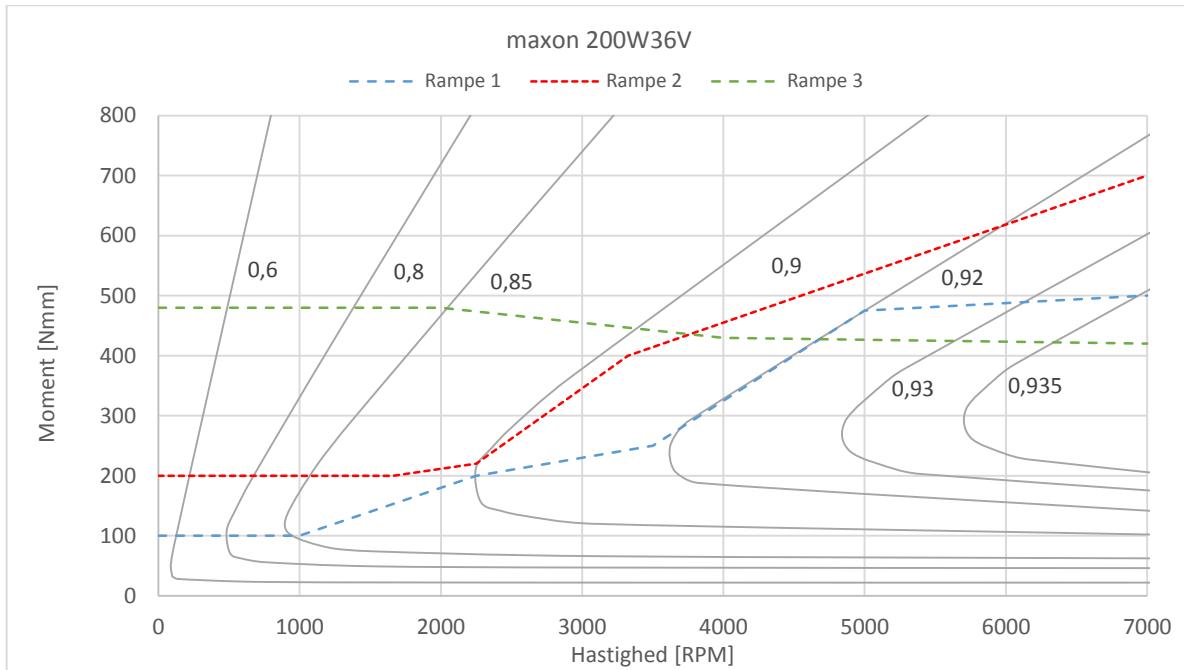
$$W = W_{fase1} + W_{fase2}$$

Simuleringerne udføres som ved tidligere modeller hvor følgende simplificeringer og forudsætninger er gældende:

- Horisontalt underlag
- Vindstille forhold
- Ingen slip

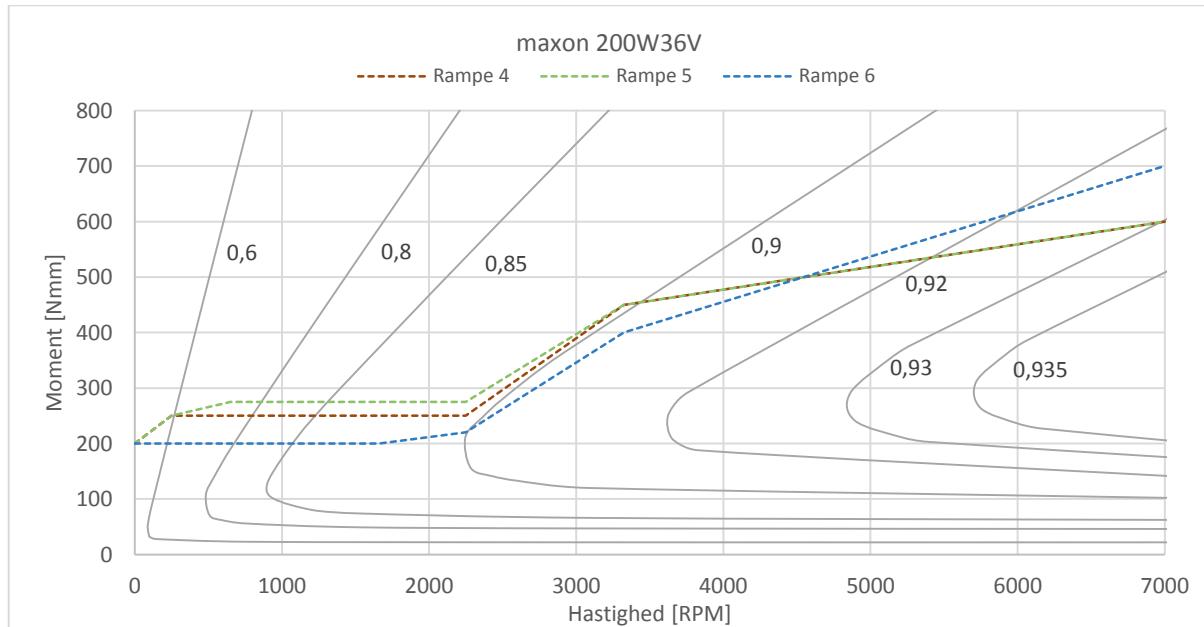
### 16.3 Momentramper

Med udgangspunkt i effektivitetsdiagrammet for maxon 200W36V, er der optegnet en række forskellige ramper for variationen af momentet under acceleration, som ønsket undersøgt. Der er i alt undersøgt seks forskellige ramper. Indledningsvis blev der indtegnet en rampe som følger toppen af effektivitetskurver. Derefter blev startmomentet øget for at undersøge konsekvenserne heraf. I nedenstående diagram er de indledende tre ramper indtegnet i effektivitetsdiagrammet:



Figur 16-4 – Momentramper 1-3

Med udgangspunkt i resultaterne af simuleringerne for rampe 1-3 blev der efterfølgende foretaget en justering, og nedenstående ramper blev undersøgt:

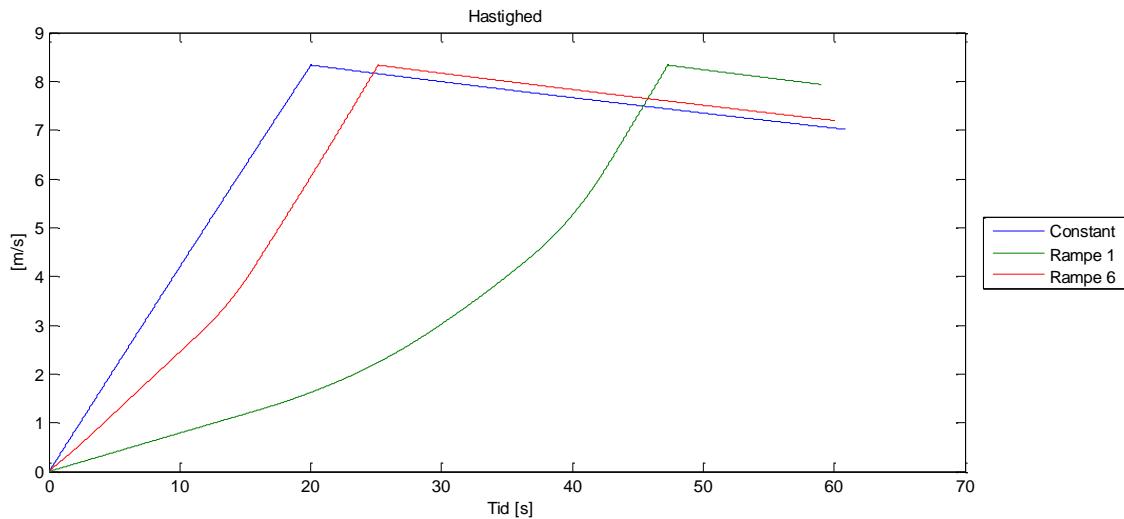


Figur 16-5 – Momentramper 4-6

## 16.4 Resultater

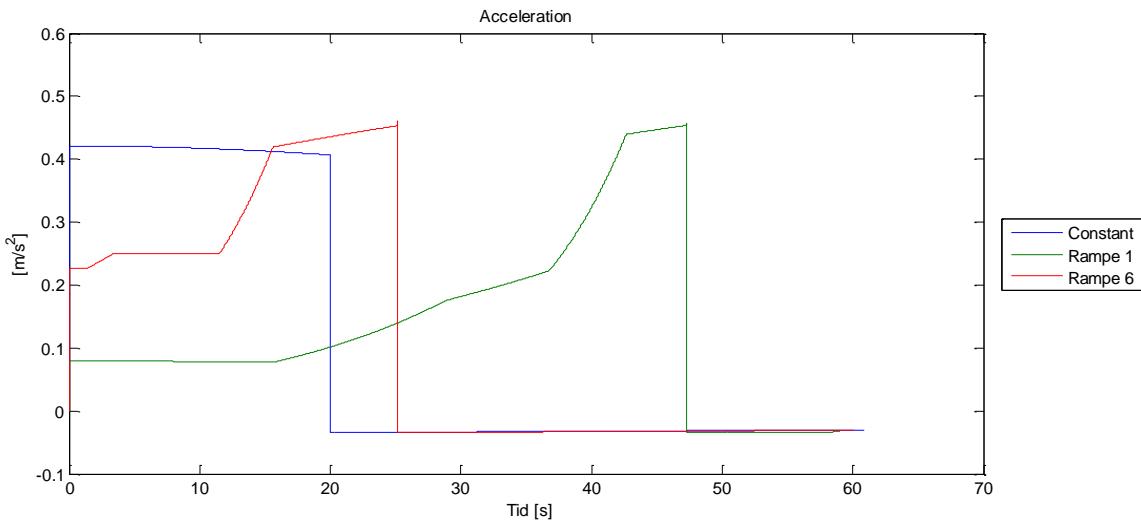
Resultaterne kan ses i bilag, afsnit 41. De udarbejdede Matlab script er vedhæftet i bilag, afsnit 39 og 40. De kan endvidere åbnes via appendiks 16-01.

I disse modeller kan der varieres mellem konstant accelerationsmoment og momentramper. Resultaterne for energiforbruget i de individuelle faser, nødvendig gennemsnitshastighed osv. for de forskellige momentramper er samlet i bilag 41. I nedenstående diagram er hastighedsudviklingen for konstant moment, rampe 1 og rampe 6 indtegnet for at illustrerer forskellen:



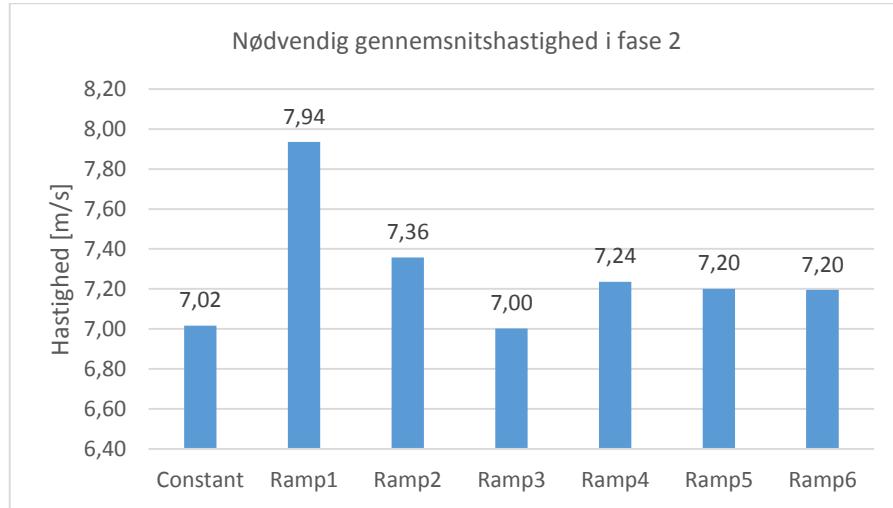
Figur 16-6 – Hastighedsudvikling for accelerationsprincipper

Som det fremgår, stiger hastigheden væsentlig lavere ved rampe 1, sammenlignet med konstant moment og rampe 6. Dette stemmer overens med forventningerne, og skyldes det lave startmoment. Nedenfor er accelerationen afbilledet:



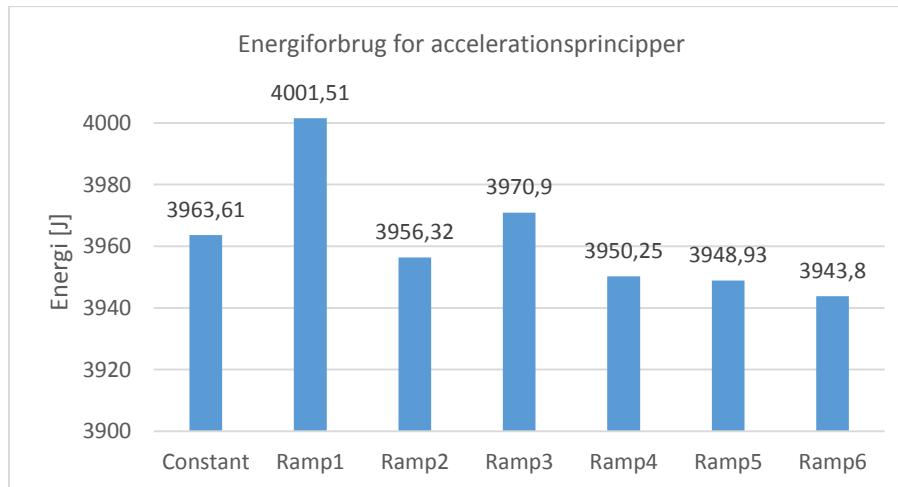
Figur 16-7 – Acceleration for accelerationsprincipper

Simuleringen af fase 1 giver den nødvendige gennemsnitshastighed,  $\Delta v_{avg}$ , som køretøjet skal tilbagelægge den resterende distance,  $\Delta x$ , med i fase 2. I nedenstående diagram er gennemsnitshastigheden illustreret for de forskellige momentramper:



Figur 16-8 – Nødvendig gennemsnitshastighed i fase 2

Som det fremgår af ovenstående ligger gennemsnitshastigheden for rampe 1 væsentlig højere end de resterende accelerationsprincipper, hvilket skyldes det lave moment i starten af accelerationen, som igen medfører en længere accelerationstid, og dermed højere nødvendig gennemsnitshastighed i fase 2. Simulering af cruisefasen foretages med udgangspunkt i ovenstående cruisehastigheder. I nedenstående diagram er det samlede beregnede energiforbrug [J] for de forskellige accelerationsprincipper indtegnet:



Figur 16-9 - Energiforbrug for accelerationsprincipper

Som det fremgår af ovenstående diagram medfører den langsomme acceleration ved rampe 1 at køretøjet skal anvende mere energi, da hastigheden under cruisefasen er højere. Derudover fremgår det, at rampe 6 har det laveste energiforbrug med samlet 3943,8 [J], hvor det for acceleration med konstant moment er 3963,61 [J]. Dermed vil energiforbruget reduceres med 0,5 [%] ved anvendelse af denne rampe.

## 16.5 Delkonklusion

Resultatet af simuleringerne indikerer, at det er muligt at mindske energiforbruget ved at foretage en acceleration med varierende moment. Ved at anvende en momentrampe var det muligt at mindske energiforbruget med 0,5 [%]. Gennem simuleringerne blev det endvidere tydeliggjort at en acceleration, hvor momentrampen placeres så den skærer toppunkterne for effektiviteten ikke er hensigtsmæssig, da accelerationen dermed bliver for langsom, og hastigheden i den resterende del af gennemkørsel skal være væsentlig højere.

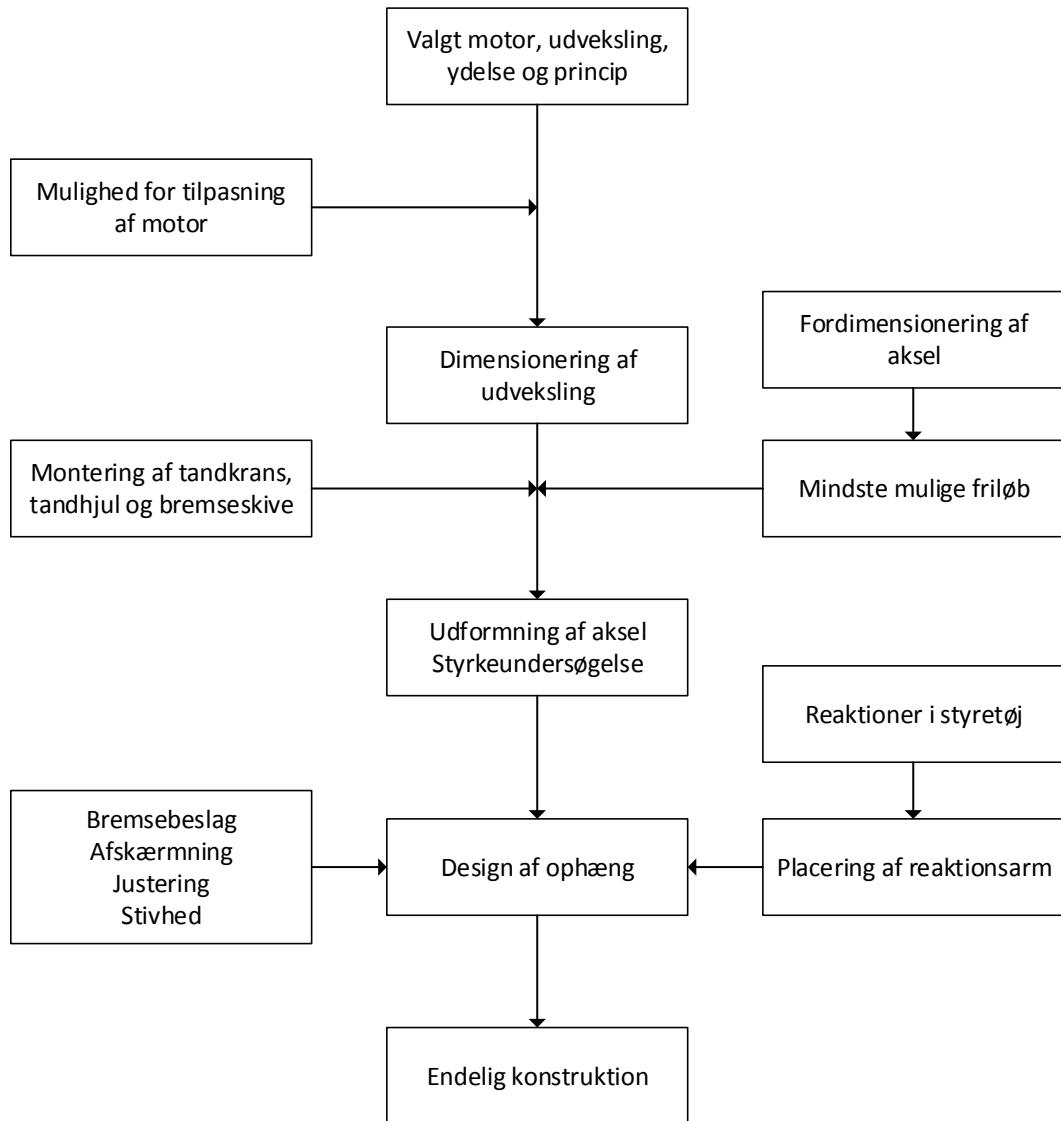
Ved udarbejdelsen af simuleringen er der anvendt teoretiske værdier for motorens virkningsgrad, da teststanden, der produceres af en anden projektgruppe, endnu ikke er færdigkonstrueret. Ved færdiggørelsen af denne og efterfølgende udførelse af motortest bør derfor foretages en egentlig optimering af momentrampen, da simuleringerne viser, at det er muligt at mindske energiforbruget under accelerationen. I de udførte simuleringer tages der ikke højde for kørsel gennem sving og elevationsforskelle, og det anbefales derfor, at videreudvikle de udarbejdede modeller til at inkludere dette og foretage en optimering af den samlede kørselsstrategi for hele løbet.



## Del III - Dimensionering og konstruktion

## 17 Indledning – Del III

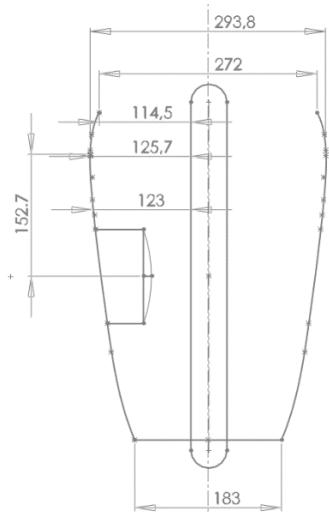
I denne del af rapporten er dimensioneringen og konstruktionen af drivlinjen beskrevet. Der tages udgangspunkt i den valgte motor, udvekslingsforhold, ydelse og transmissionsprincip som er kortlagt i analysedelen. Først beskrives mulighederne for at foretage en række modifikationer af den valgte motor, hvorefter der foretages en dimensionering af tandkransen og tandhjulet og udvælgelsen af friløbslejet. Dernæst foretages dimensioneringen af de resterende komponenter, heriblandt hjulaksel, ophæng og tandkransbeslag. Sluttligt beskrives den samlede konstruktion for drivlinjen. I nedenstående rutediagram er procesforløbet for konstruktionsdelen illustreret:



Figur 17-1 – Rutediagram for konstruktionsforløb

## 18 Tilgængeligt plads i køretøjet

I analysen kunne det konkluderes at motoren 200W36V er den mest hensigtsmæssige motor at anvende ift. energiforbruget. Som indledning til konstruktionen af en drivlinje med denne motor, er der foretaget en opmåling af køretøjet, for at undersøge om det er muligt at anvende denne. Motorens fysiske dimensioner kan ses i appendiks 10-01. Monocoquens indvendige udformning er opmålt i et tværsnit ved den nuværende hjulaksel, da de oprindelse CAD-modeller af køretøjet ikke afspejler den virkelig konstruktion præcist, pga. forstærkninger og varierende godstykkelser. På det bredeste sted i tværsnittet er køretøjet ifølge CAD-modellen 308 [mm] på det ydersiden. Nedenfor ses en skitse af de indvendige mål for tværsnittet:



Figur 18-1 - Opmåling af monocoquens bagende – tværsnit gennem motoraksel

Det valgte transmissionskoncept med en tandkrans forudsætter at motoren skal placeres ved siden af hjulet. Opmålingen af køretøjet viser, at den valgte motor ikke kan være i køretøjet i dens oprindelige udformning, da motoren har en samlet længde på 157 [mm], og der maksimalt er 125,7 [mm] i dette område. Da 200W36V motoren er væsentligt mere effektiv, end 150W48V og 60W48V, er det undersøgt om der kan foretages modifikationer af motoren og hjulets placering i monocoquen, så motoren kan være i køretøjet.

### 18.1 Modificering af motor

Motorens størrelse kan reduceres ved at afkorte akslen i begge ender, som vist på Figur 18-2. For at kunne gøre dette kræves en sikkerhed for, at motorens egenskaber ikke ændres, når akslen forkortes. Det kræver ligeledes en godkendelse af, at det kan lade sig gøre at køre uden encoder på motoren. En encoder eller et tachometer monteres normalt på motorens bagende, og måler motorens omdrejningshastighed på det akselstykke, der vender bagud.



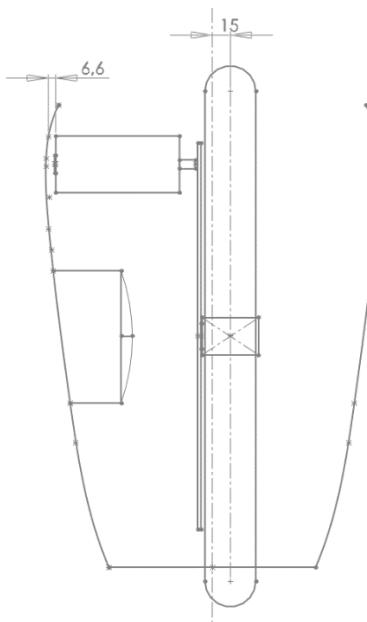
Figur 18-2 - Tilpasning af motor 200W36V med formfaktor RE50

Maxon kontaktes angående afkortning af aksel, og det bekræftes, at det ikke vil påvirke motorens egenskaber. Det påpeges, at man bør være omhyggeligt med afdækning af motoren, så der ikke er risiko for, at metalspåner kan finde vej ind i motorhuset. Se korrespondance i appendiks 18-01.

Lektor Morten Opprud Jakobsen fra AU Elektronik i Herning kontaktes angående kørsel uden encoder. Det bekræftes, at encoderen ikke er nødvendig ift. styring af motor, hvis hastigheden måles et andet sted, eksempelvis på det lille tandhjul eller på tandkransen. Se korrespondance i appendiks 18-02. Dermed er det bekræftet, at de ønskede ændringer kan foretages på motoren uden negative konsekvenser. Den afkortede version af motoren har en samlet længde på 125 [mm]. Arbejdstegning af tilpasningen kan ses i bilag, afsnit 56, tegning S01.

## 18.2 Baghjulets placering

Ud over afkortning af motorakslen kan baghjulets placering ift. centerplanet justeres. Ved at forskyde baghjulet mod højre, set bagfra, vil der være mere plads til motoren. Det er undersøgt, om baghjulet kan forskydes uden at komme i berøring med monocoquen, når det drejes til yderpositionerne, og det er konkluderes, at der kan fortages en 15 [mm] forskydning af baghjulet mod højre. Nedenfor ses en skitse af en mulig opbygning:



Figur 18-3 - Modificeret tværsnit af monocoquen

Som det fremgår af ovenstående skitse vil de foretagende modifceringer af motoren og placeringen medfører at 200W36V motoren kan anvendes i drivlinjen, uden at effektiviteten af motoren påvirkes.

## 18.3 Verificering af endeligt design

Pga. af køretøjetts komplicerede geometri og mulighederne for at få nøjagtige mål for bagendens udformning er der udarbejdet en mockup model af det endelige design af drivlinjen i 1:1, som kan anvendes til en praktisk verificering. Dermed sikres det, at den ønskede udformning af drivlinjen kan være i køretøjet. Mockup-modellen er udført med en rummelig motor, da pladsen omkring motoren er kritisk. Nedenfor ses billeder, hvor det verificeres, at konstruktionen kan være i køretøjet:



Figur 18-4 –Verificering af konstruktionens placering i køretøjet

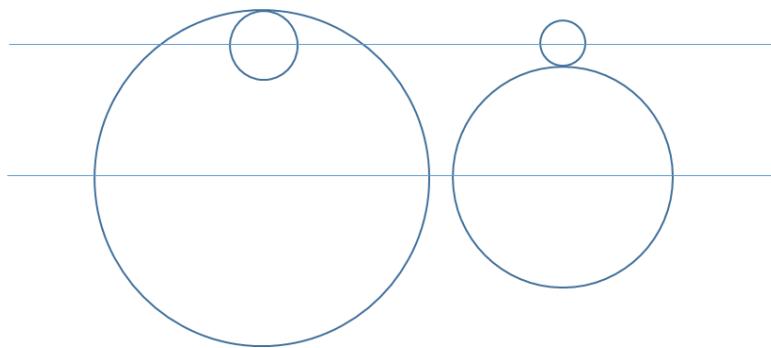
Som det fremgår af billederne, er der plads til at drivlinjen kan placeres i køretøjet. Forudsætningen for dette er, at motorakslen afkortes og baghjulet forskydes 15 [mm] mod højre, set bagfra. Ved forskydningen er det endvidere sikret, at køretøjets baghjul kan drejes til yderpositionerne, og ikke går mod monocoquen.

## 19 Udformning af udveksling

I afsnit 12 blev det valgt, at køretøjet transmission skal bestå af tandhjul med indgreb. Det er stadig åbent, om det store tandhjul skal være med indvendig eller udvendig fortanding. De følgende afsnit består af valg af fortanding samt dimensionering af udveksling.

### 19.1 Indvendig eller udvendig fortanding

Valget af fortanding foretages på baggrund af ønske om en kompakt løsning med lav vægt og høj virkningsgrad. Da der ønskes et udvekslingsforhold på 1:20, vil det potentielt blive nogle meget store tandhjul. På Figur 19-1 er vist en indvendig og en udvendig fortanding med samme udvekslingsforhold og akselafstand. Akselafstanden er interessant, fordi en lille akselafstand fordrer et lille motorophæng med små momenter. Som det ses, er delecirceldiametrene for den indvendige fortanding væsentligt større, end for en udvendig fortanding. Dette medfører, at der kan være enten flere tænder, eller et større modul, hvis der anvendes indvendig fortanding.



Figur 19-1 - Indvendig og udvendig fortanding

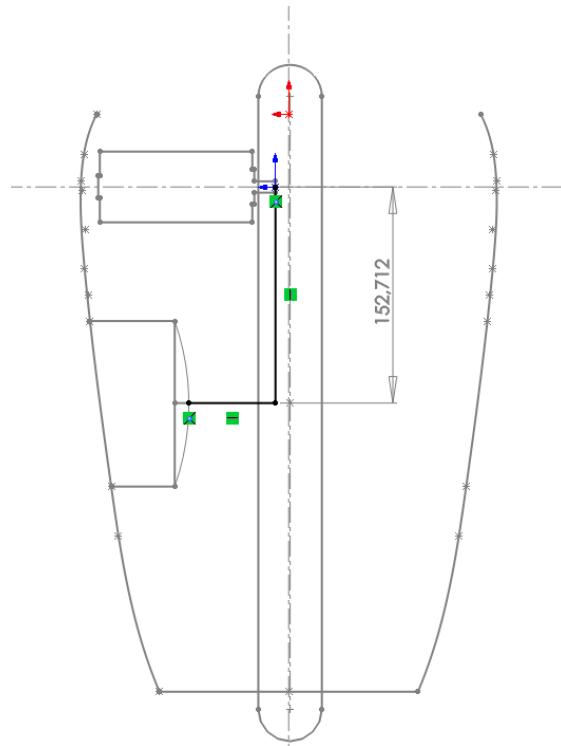
Som det vil fremgå af afsnit 19.4, fås en højere tandstyrke ved indvendig fortanding, og dette medfører bedre muligheder for at vælge lette materialer som plast. Der listes i [1, s.221] en række parametre, der har indflydelse på virkningsgraden af en transmission med tandindgreb. Det siges, at virkningsgraden er højere, hvis:

- der anvendes indvendig fortanding i stedet for udvendig
- friktionskoefficienten mellem tænderne er lav
- delecirceldiametre er store
- tændernes modul er lille

Da indvendig fortanding med øget styrke medfører bedre mulighed for materialer med lavfriktionsegenskaber og samtidigt store delecirceldiametre ved lille akselafstand, vælges det at køretøjet transmission skal bestå af et tandindgreb med en tandkrans med indvendig fortanding. Tandkransen skal monteres på et beslag, som forbinder den til friløbslejet. Design af tandkransbeslag er beskrevet i afsnit 20.

## 19.2 Dimensionering

Ved dimensionering af udvekslingen tages der udgangspunkt i, at motoren skal placeres, hvor der er bedst plads i monocoquen. Den eksisterende monocoque er opmålt og skitseret på Figur 19-2, hvor motoren er placeret mest hensigtsmæssigt i forhold til plads. Deraf ses det, at den ønskede akselafstand mellem motoraksel og hjulaksel er 152,7 [mm].



Figur 19-2 - Placering af motor

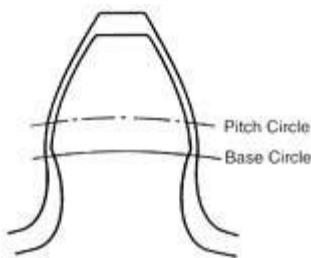
Inden der gøres styrkeovervejelser, vælges tandhjulenes modul til at være 1 [mm] ud fra en forventet størrelse på det lille tandhjul. I bilag, afsnit 42, beregnes en passende kombination af tandantal ud fra udvekslingsforhold, akselafstand og modul.

Modul, $m_n$	1	[mm]
Tandantal, lille tandhjul, $z_1$	16	[ - ]
Tandantal, tandkrans, $z_2$	320	[ - ]
Reel udveksling, $i_{re}$	20	[ - ]
Akselafstand, $a_{12}$	152	[mm]

Tabel 19-1 - Tandantal og akselafstand

### 19.3 Underskæring

Ved tandantal under 17 forekommer der underskæring af tandhjulet. Ved underskæring fjernes materiale ved tandfoden under bearbejdning. Dette medfører en svagere tandfod samt et kortere indgreb mellem tandhjulene. Se en illustration af underskæring på Figur 19-3.



Figur 19-3 – Underskæring

Det forkortede indgreb er ikke et problem, når der anvendes indvendig fortanding, da tænderne har et længere indgreb, end ved udvendig fortanding. For at kompensere for tandfodens svækkelse bør der vælges et stærkere materiale til udvekslingens lille tandhjul, end til tandkransen. Dette er normal praksis ved konstruktion af tandhjul, da det mindste tandhjul er det hårdest belastede.

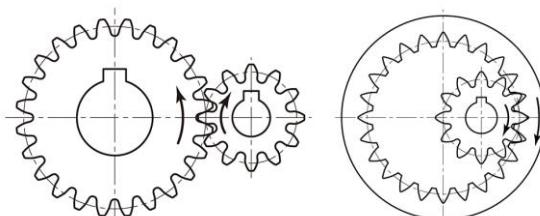
### 19.4 Styrkeberegning

Der er foretaget en styrkeberegning med udgangspunkt i, at både tandhjul og tandkrans er udført i stål. Tandformen er med udgangspunkt i udvendig fortanding. Denne er foretaget, for at få en indikation af, hvor hårdt belastet udvekslingen vil blive. Beregning er udført i bilag, afsnit 43. Her blev tandspændingerne fundet, som vist i Tabel 19-2.

Tandfodsspænding, lille tandhjul, $\sigma_{F1}$	30,5	[MPa]
Tandfodsspænding, tandkrans, $\sigma_{F2}$	1	[MPa]
Tandflankespænding begge hjul, $\sigma_H$	404	[MPa]

Tabel 19-2 - Tandspændinger

Styrkeberegning er udført i overensstemmelse med [5, kap.21], som har en tilhørende tabel over tandhjulsdata for forskellige ståltyper. Af denne tabel ses det, at belastningerne ikke overstiger det tilladelige, selv for de billigste ståltyper. Den hårdeste belastning er tandflankespændingen, som vil være væsentligt mindre ved indvendig fortanding, pga. tændernes form. Som det ses på Figur 19-4 krummer tænderne indad ved indvendig fortanding. Dette giver tandparret en større kontaktflade og derved mindre kontaktpændinger. Dette er der ikke taget hensyn til i beregningen, da der ikke i bogen fandtes en zonefaktor for indvendig fortanding.



Figur 19-4 - Tandform for udvendig og indvendig fortanding

## 19.5 Materialer

Da tandkransen er et roterende legeme med et potentiel stort masseinertimoment, ønskes den fremstillet i et let materiale. Det er særligt vigtigt ved en konstruktion med friløbsleje, da den lagrede inert i tandkransen vil gå tabt, hver gang motoren slukkes, se afsnit 15.2.

Et andet problem i konstruktionen er smøring. Uformningen og hastighederne vil slynge olie eller fedt væk fra tænderne. Et oliebad er ikke ønskeligt, da køretøjet skal dreje på baghjulet, og derudover vil det give en ørnsket viskos modstand. Derfor ses det som den bedste løsning at anvende materialer med en lav friktionskoefficient og derved undgå smøring. Det kan være enten materialerne selv, eller en lavfrikitions overfladebehandling.

Der findes plasttyper med selvsmørende egenskaber. Eksempelvis Lubramid 600T, som er en støbt nylon med smørende additiver, se datablad i appendiks 19-01.

Ønsket om lav vægt og lav friktion gør plast til et attraktivt materiale, sammenholdt med den relativt lave belastning, der er kortlagt i afsnit 19.4. Ved brug af plast vil tandflankespændingerne blive mindre, pga. den større elasticitet.

## 19.6 Erfaringer

I dag findes ikke værktøjer til dimensionering og styrkeberegnung af tandhjul i plast, derfor konstrueres der efter erfaring. Da Aarhus Universitet ikke har erfaringer med tandhjul i plast, kontaktes Aalborg Universitet, som anvender plasttandhjul i deres bil, Carbon Cobra, som deltager i SEM i gruppen *Prototype Hydrogen*.



Figur 19-5 - AAU's Carbon Cobra med tandhjul i plast

Associate Professor, Søren Juhl Andreasen, skriver i appendiks 19-05 data på AAU's tandhjul og motormoment. Disse sammenholdes i bilag, afsnit 45, med belastninger på en udveksling, som beskrevet i afsnit 19.2.

	<b>Zenith33</b>	<b>AAU's Carbon Cobra</b>
Modul, $m_n$	1 [mm]	1,5 [mm]
Tangential tandkraft, $F_t$	66 [N]	89 [N]

*Tabel 19-3 - Sammenligning af plasttandhjul*

Carbon Cobra har haft tandhjul i flere forskellige materialer. I 2012 anvendtes et stort tandhjul i stål sammen med et lille i POM. I 2013 anvendtes et stort tandhjul i polycarbonat i stedet. Der har ikke været skader eller synlige tegn på slid under nogen af disse opsætninger.

POM og Lubramid 600T sammenholdes i Tabel 19-4. Pris er fra indhentet tilbud fra Niebuhr, se appendiks 19-03. Data er fra appendiks 19-01 og 19-02.

		<b>POM</b>	<b>Lubramid 600T</b>
Massefylde	[g/cm <sup>3</sup> ]	1,41	1,14
Kugletrykshårdhed	[MPa]	150	160
Trækstyrke	[MPa]	65	80
Elasticitetsmodul	[MPa]	2900	3300
Kærvsejhed	[KJ/m <sup>2</sup> ]	>10	>4
Udvidelseskoefficient	[10 <sup>-5</sup> /°C]	10	7,5
Friktion	[μ]	0,32	0,15
Pris, tandkrans	[dkr]	4300,-	4500,-

*Tabel 19-4 - Sammenligning af POM og Lubramid 600T*

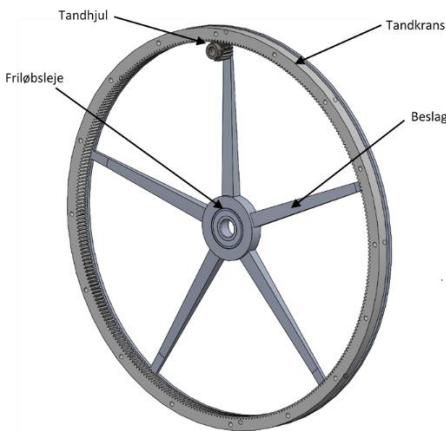
Det ses, at Lubramid 600T har stærkere mekaniske egenskaber undtaget kærvsejhed. Det vurderes derfor, at en tandkrans i Lubramid 600T vil være mindst ligeså stærk som en tilsvarende i POM. Samtidig har Lubramid 600T en friktionskoefficient på under det halve. Derfor vælges det at fremstille tandkransen i dette materiale. Dog er det vigtigt at teste tandkransen ved de belastninger, den forudsæs at blive utsat for, for at sikre sig, at den ikke tager skade. Dette er nødvendigt, når man arbejder med tandhjul i plast, da der ikke findes valide data for styrke og udmatte ved de dynamiske laster, materialet udsættes for i et gear.

Da det lille tandhjul vil være hårdest belastet, købes et standard modulhjul i stål, som bearbejdes, så det passer til motorakslen. Det beregnes, at en S6 tolerance vil give en prespasning, som kan overføre et tilstrækkeligt moment. Se beregning i appendiks 19-04.

Se arbejdstegninger af tandkrans og lille tandhjul i bilag, afsnit 56, tegning 01 og S02.

## 20 Tandkransbeslag

I dette afsnit vil dimensionering og konstruktion af tandkransbeslaget, herefter beslaget, blive gennemgået. Beslaget har til hensigt at overføre kraften fra det lille tandhjul via tandkransen til hjulakslen. Forbindelsen mellem beslaget og hjulakslen er friløbslejet som er beskrevet tidligere.

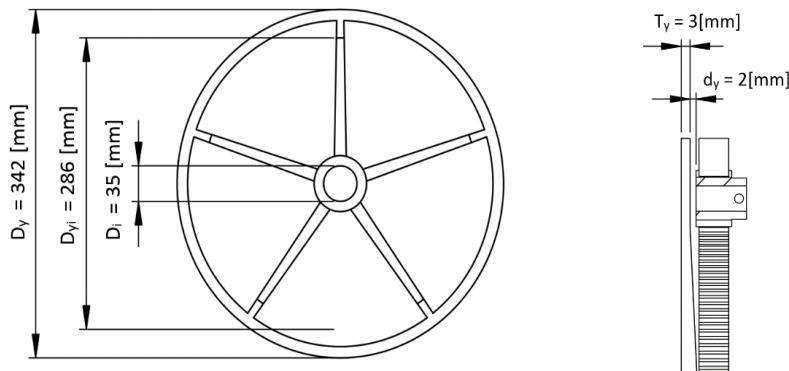


Figur 20-1 - Illustration af komponenter

Overordnet set, ønskes en rigid struktur hvis masse er minimeret, da beslaget udgør en del af den roterende masse på køretøjet, og vægten har således stor betydning for det samlede energiforbrug. Stivheden i konstruktionen er ligeledes essentiel da deformation af beslaget medfører et tab af energi.

### 20.1 Dimensioner og geometri

Beslaget har en række betingelser som skal være opfyldt for at kunne tilpasses til tandkransen. Nedenfor ses en skitse af opbygningen:



Figur 20-2 –Venstre: Beslag set fra siden, Højre: Snit af beslag, tandkrans og tandhjul

Den indre diameter  $D_i$  er fastlagt af CSK15 friløbslejets ydre dimensioner, se appendiks 15-02. Den ydre diameter  $D_y$  er fastlagt af tandkransen ydre diameter, mens  $D_{yi}$  er fastlagt ud fra forudsætningen om, at det lille tandhjul på motorakslen have skal plads til at roterer. Slutteligt er tykkelsen  $T_y$  af tandkransen på den yderste sektion fastsat ud fra at der er en afstand på 2 [mm] mellem det lille tandhjul og beslaget. Geometrien af beslaget tager udgangspunkt i et hjuldesign med eger. Overordnet set består konstruktionen af en række eger der udgår fra center af beslaget, og går over i en yderring. Udformningen af eger er kegleformet på begge sider. Tykkelsen af beslaget i begge retninger reduceres gradvis mod yderkanten af beslaget.

## 20.2 FEA

Som led i dimensioneringen af beslaget er der udarbejdet en FEA, hvor der foretages en designoptimering af beslaget. Formålet med FEA er at minimere beslagets vægt samtidig med at konstruktionens stivhed opretholdes og overholder de definerede værdier. Opsætningen af modellen til FEA er beskrevet i bilag, afsnit 46. Der er foretaget en vurdering af den nødvendige stivhed af konstruktionen ift. følsomheden for tandhjul/tandkransindgrebet. Det skal sikres at tandhjulet monteret på motorakslen ikke kommer i berøring med beslaget, da dette vil have vidtrækende konsekvenser. Derudover skal den vertikale placering af tandhjulet ift. tandkransen ligeledes være veldefineret for at sikre et godt indgreb. Dette er kvantificeret i tilladte forskydningerne i hhv. X, Y, Z-retning for beslaget, hvor der anvendes VFCS koordinatsystemet, se afsnit 4. Nedenstående værdier vil blive anvendt i analysen:

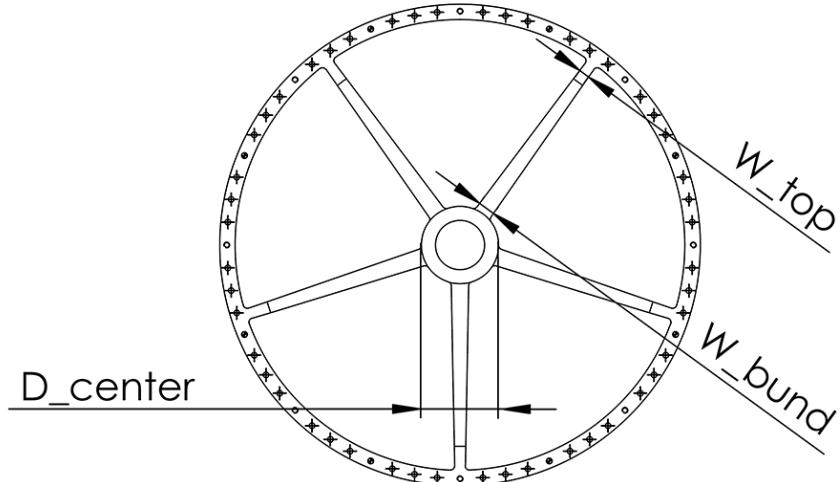
- $\Delta X = 0,3 \text{ [mm]}$
- $\Delta Y = 0,2 \text{ [mm]}$
- $\Delta Z = 0,2 \text{ [mm]}$

Som det fremgår af ovenstående har forskydningen i Y og Z retningerne mest betydning for virkningsgraden af tandindgrebet. I FEA anvendes der følgende designvariable som kan reguleres i simuleringerne:

Dimension	Designvariable
Antal eger	N
Bredde af eger- Top	$W_{top}$
Bredde af eger - Bund	$W_{bund}$
Dybde af eger - Bund	$B_{bund}$
Ydre diameter af bøsning	$D_{center}$

Tabel 20-1 – Designvariable i FEA

Nedenfor ses en illustration af, hvilke dimensioner på beslaget, designvariablene relaterer til:



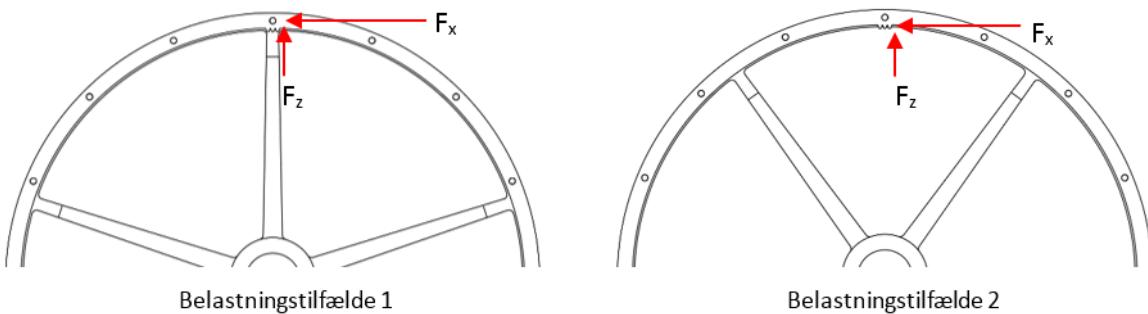
Figur 20-3 – Designvariable illustreret på beslagets geometri

## 20.3 Belastning

Belastningen af beslaget udgøres af motorens moment, der overføres via tandkransen. Tandkransen påvirkes af følgende kræfter udledt i bilag, afsnit 44:

- $F_x = 68,8 \text{ [N]}$
- $F_z = 25 \text{ [N]}$

I simuleringsmodellen er tandkransen simplificeret ved at fjerne alle tænder, med undtagelse af 3 tænder på de to steder, kraften påsættes tandkransen. Dette er gjort for at nedsætte simuleringstiden, og det vurderes at stivheden kun vil blive højere med alle tænder. Det er indledningsvis tiltænkt, at tandkransen skal monteres på beslaget vha. hhv. stifter og bolte, hvor der anvendes shims til at justere tandkransens afstand fra beslaget. I modellen er disse simplificeret til at udgøre en integreret del af beslaget, og dette er således én struktur. I modellen anvendes der 16 forbindelseshuller mellem tandkransen og beslaget. Belastningen af tandkransen påføres tandkransens tandflader. I simuleringerne undersøges der to belastningstilfælde. I belastningstilfælde 1 påføres kræfterne ud for én af egerne i konstruktionen. I belastningstilfælde 2 påføres kræfterne midt imellem to eger. Der anvendes begge belastningstilfælde for at undersøge de to yderpunkter for den relative position mellem tandhjulet og tandkrans/beslag. Nedenfor ses en illustration af belastningstilfældene:



Figur 20-4 – Belastningstilfælde i FEA

## 20.4 Materiale

I simuleringerne anvendes der aluminiumslegeringen EN-AW-5754, der kan fås i standard tykplader. Denne legeringstype udmærker sig ved at have et højt specifikt modul, E-model per densitet. E-modulet for materialet er 70 [MPa] og densiteten er 2660 [kg/m<sup>3</sup>].

## 20.5 FEA metode

FEA af beslaget er opdelt i to stadier. Først udarbejdes en analyse, hvor der anvendes Brute Force metoden, til gennemsøgning af alle kombinationer for designvariablene. Denne anvendes som indledende undersøgelse af de enkelte designparametres betydning, samt klarlæggelse af, hvilke områder designvariablene skal placeres i. Efterfølgende foretages en optimering vha. en objektfunktion.

## 20.6 Brute Force

Den indledende FEA er udarbejdet som en Brute Force metode, hvor alle kombinationerne af værdierne for designvariablene gennemsøges. Resultaterne danner grundlag for udvælgelse af det overordnede design for beslaget. Som udgangspunkt er der valgt et ulige antal eger, ud fra ideen om at få en mere ensartet belastning af beslaget. Resultaterne af simuleringen kan ses i Excel-arket der er vedhæftet i appendiks 20-01. Ved analyse af de simulerede resultater, hvor kombinationerne, der ikke overholder de opstillede betingelser, sorteres fra, og en efterfølgende sortering ift. den samlede masse af beslaget, fremgik det, at der bør sigtes

efter et design med 5 eger. Derudover kan intervallerne for de resterende designvariable fastlægges til følgende værdier:

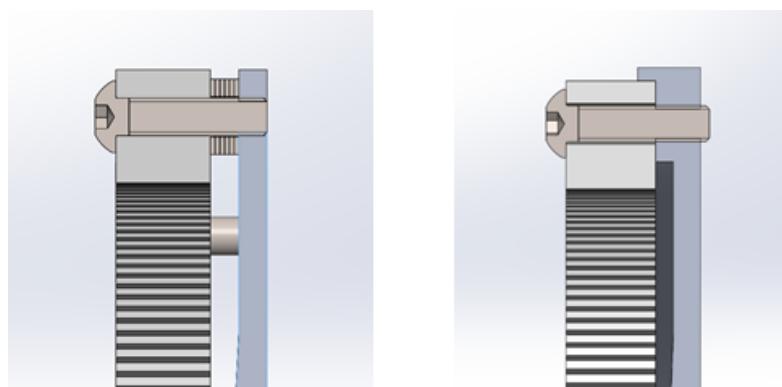
Dimension	Designvariable	Værdier
Antal eger	N	5
Bredde af eger- Top	$W_{top}$	8...10 [mm]
Bredde af eger - Bund	$W_{bund}$	12...14 [mm]
Dybde af eger - Bund	$B_{bund}$	6...8 [mm]

Tabel 20-2 – Resultater for designvariable til Brute Force analyse

Overordnet set har dybden af egerne i bunden, størst betydningen for forskydningerne i y-retningen, mens forskydningerne i x- og z-retningen påvirkes mere ensartet af designvariablene. I bilag, afsnit 47, kan der ses en uddybende beskrivelse af de enkelte designvariables betydning for resultaterne. Ud fra simuleringerne kunne det endvidere observeres, at belastningstilfælde 1 resulterede i de største forskydninger af beslaget. Derfor anvendes belastningstilfælde 1 i den efterfølgende FEA.

## 20.7 Modificering af design

Efter korrespondance med tandkransproducenten Niebuhr Gears er der foretaget en revurdering af beslagets opbygning. Producenten vurderer, at når tandkranse udarbejdes i plastmaterialet Lubramid, vil tandkranse fleksere, når den løsnes fra opspændingen i tandfræseren. I den oprindelige udformning er tandkranse fikseret af hhv. 8 bolteforbindelser og 8 stiftforbindelse, hvor der anvendes shims til justering af beslaget og tandkranse indbyrdes afstand. Dette vurderes ikke at være tilstrækkeligt til at fastholde tandkranse form, og dermed sikre et godt tandindgreb. Derfor er designet ændret, således at yderringen har en reces som hjælper med at fiksere tandkranse og fastholde formen. Nedenfor ses en sammenligning af de to design:



Figur 20-5 – Sammenligning af oprindelse design med revurderet design

I denne udformning vil tandkranse bliver understøttet på en veldefineret flade, samtidig med at den ydre diameter, og formen fastholdes af den indlagte reces.

Det ændrede design vil medfører, at masseinertimomentet af beslaget vil stige ift. det oprindelige design, da der placeres mere masse på den ydre ring. Den oprindelige konstruktion har et masseinertimoment inkl. bolte og stifter på  $8,46E-3 \text{ [kg}^*\text{m}^2]$ . Da tandkranse og beslaget skal accelereres op i hastighed hver gang motoren aktiveres, er det essentielt at masseinertimoment reduceres mest muligt i det revurderede design. For at undersøge konsekvens heraf, anvendes simuleringssmodelen i bilag, afsnit 37. Der er foretaget en undersøgelse af, hvad en forøgelse af masseinertimomentet medfører for energiforbruget. I nedenstående tabel ses resultaterne:

Masseinertimoment [kg m <sup>2</sup> ]	Energiforbrug [km/kWh]	Afgivelse [%]
7.30E-03	1326.3	0
8.30E-03	1325.6	0.053
9.30E-03	1324.9	0.106
1.03E-02	1324.2	0.158

Tabel 20-3 – Betydning af masseinertimoment for energiforbruget

Som det fremgår af ovenstående tabel er ændringen i energiforbrug relativt begrænset, og det vurderes derfor, at den ekstra vægt af beslaget vil opvejes af, at tandkransen er fikseret bedre og tandindgrebet må forventes at være bedre. Dog foretages der en optimering af det nye design, som beskrives i efterfølgende afsnit, for at reducere massen, og dermed masseinertimomentet.

## 20.8 Optimering vha. objektfunktion

Med udgangspunkt i den foretagende Brute Force analyse, hvor intervallerne for de enkelte designvariable er blevet tydeliggjort, samt ændringerne i konstruktionens design pga. af kontakten med Niebuhr Gears er der efterfølgende udarbejdet en designoptimering vha. en objektfunktion. Hensigten med analysen er at optimerer de enkelte designvariable, således at forskydningsbetingelserne overholdes og massen samtidig er lavest muligt. I analysen foretages en minimering af en opstillet objektfunktion. Objektfunktionen er udarbejdet ud fra designvariablene beskrevet tidligere:

$$f(w_{top}, w_{bund}, b_{bund}, d_{center})$$

Med udgangspunkt i de definerede betingelser for forskydningen i x, y og z-retning er objektfunktionen defineret til nedenstående:

$$f = kM m^2 + kX \left( \max \left( 0, \frac{dispX - \Delta X}{\Delta X} \right) \right)^2 + kY \left( \max \left( 0, \frac{dispY - \Delta Y}{\Delta Y} \right) \right)^2 + kZ \left( \max \left( 0, \frac{dispZ - \Delta Z}{\Delta Z} \right) \right)^2$$

Hvor  $dispX$ ,  $dispY$  og  $dispZ$  angiver forskydningerne i x, y og z-retningen. Funktionen er endvidere konstrueret vha. penalty parametre, som vægter de enkelte bidrag i objektfunktionen. Der anvendes følgende parametre og værdier:

Parameter	Penalty parameter	Værdi
Masse	kM	900
Forskydning i x-retning	kX	100
Forskydning i y-retning	kY	1000
Forskydning i z-retning	kZ	1000

Tabel 20-4 – Penalty parametre til objektfunktion

Som det fremgår af ovenstående tabel vægtes forskydningerne i hhv. y- og z-retningen højere end forskydningen i x-retning, hvilket skyldes at forskydningerne i disse retninger har større betydning ift. tandindgrebet. Massen af beslaget er vægtet en anelse lavere end forskydningen i Y- og Z-retningen, men højere end forskydningen i x-retningen, da det ligeledes er essentielt at vægten holdes lav, da beslaget er en roterende masse. Med udgangspunkt i Brute Force analysen anvendes der i denne analyse et design med N = 5 eger, hvor intervallerne for de resterende designvariable er listet nedenfor:

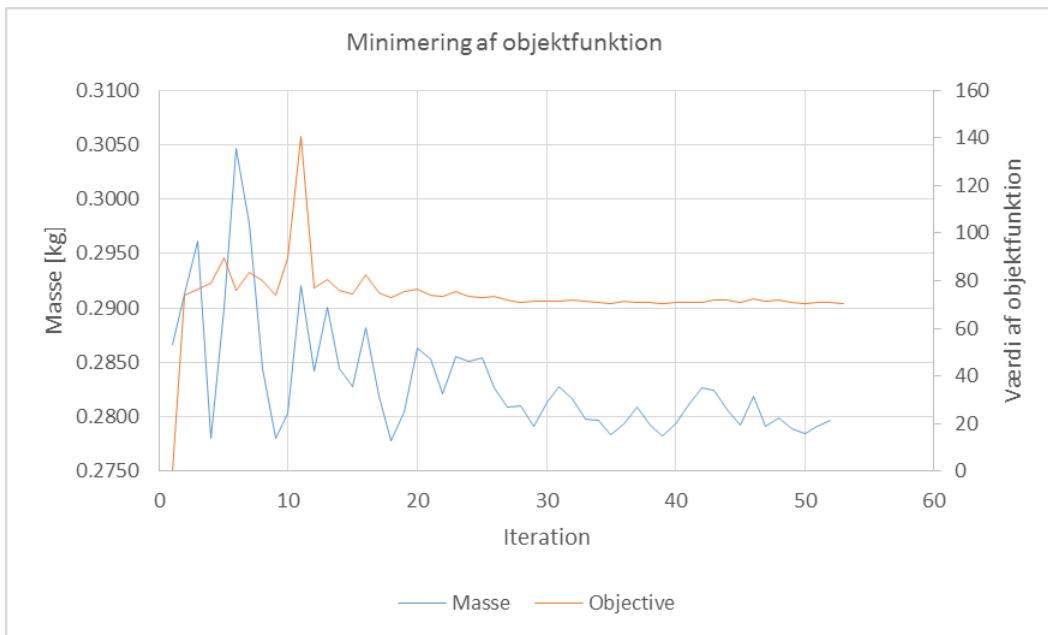
Dimension	Designvariabel	Nedre grænse	Øvre grænse
Bredde af eger- Top	$W_{top}$	4 [mm]	12 [mm]
Bredde af eger - Bund	$W_{bund}$	8 [mm]	20 [mm]
Dybde af eger - Bund	$B_{bund}$	4 [mm]	11 [mm]
Ydre diameter af bøsning	$D_{center}$	55 [mm]	65 [mm]

Tabel 20-5 - Interval for designvariable til minimering af objektfunktion

Intervalle er udvidet ift. resultaterne af Brute Force analysen, idet designet undervejs er blevet ændret. Den udarbejdede simuleringssmodel og tilhørende CAD-tegninger, der anvendes i simuleringen, er vedhæftet i appendix 20-01. I bilag, afsnit 48, ses beskrivelse af de samlede resultaterne fra simuleringen.

## 20.9 Resultater

Nedenfor er objektfunktionens værdi og massen af beslaget afbildet ift. til iteration i simuleringen:



Figur 20-6 - Minimering af objektfunktion

De høje toppunkter fremkommer i simuleringen, når optimeringsalgoritmen gennemsøger værdier for designvariablene, som ligger i yderkanten af det pågældende interval. Ved afslutningen af simulering er objektfunktionen minimeret til følgende værdier:

$$f(w_{top}, w_{bund}, b_{top}, b_{bund}, d_{center}) = 70,47$$

Med en minimeret objektfunktion bliver vægten af beslaget samt de maksimale forskydninger i hhv. x, y og z-retningen givet ved nedenstående:

Parameter	Værdi
Masse	279,6 [g]
Forskydning i x-retning	0,23 [mm]
Forskydning i y-retning	0,20 [mm]
Forskydning i z-retning	0,19 [mm]

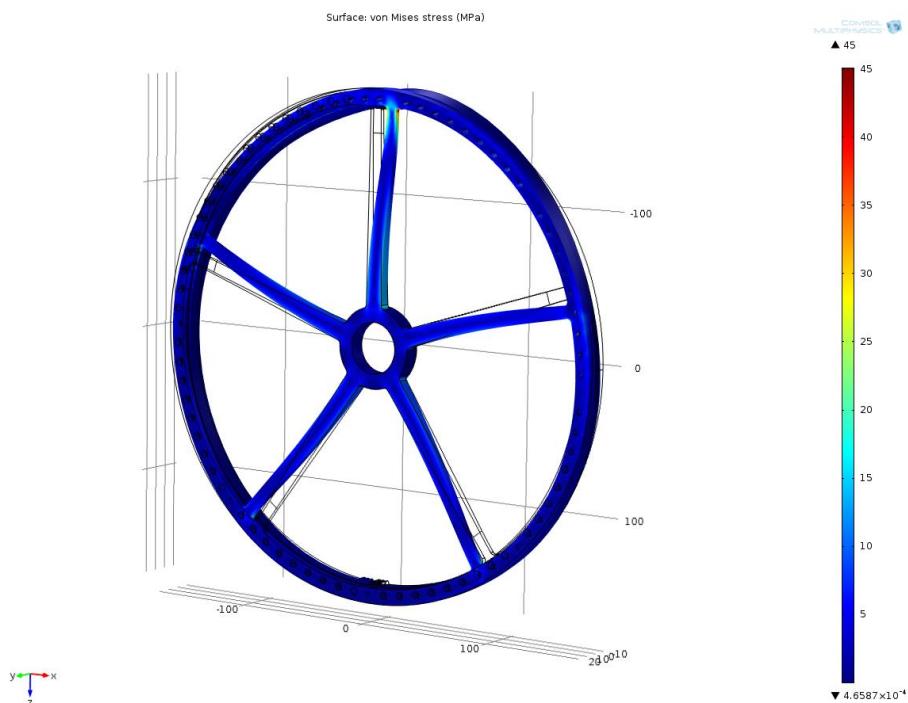
Tabel 20-6 – Vægt og forskydninger for endeligt design

Ovenstående masse er højere, end den reelle masse af beslaget, som beskrives senere, hvilket skyldes simplificeringen af bolteforbindelserne. Som det fremgår af ovenstående, er de opstillede betingelser overholdt. Værdier for designvariablene, når objektfunktionen er minimeret, er givet ved:

Designvariable	Værdi
N	5
W <sub>top</sub>	8 [mm]
W <sub>bund</sub>	12,25 [mm]
B <sub>bund</sub>	7,75[mm]
D <sub>center</sub>	55 [mm]

Tabel 20-7 – Resultater for designvariable

Spændingerne i det optimerede beslag er generelt lave og under flydespændingen for aluminium på 90 [MPa]. Nedenfor ses illustrationen af Von Mises referencespændingen i beslaget:

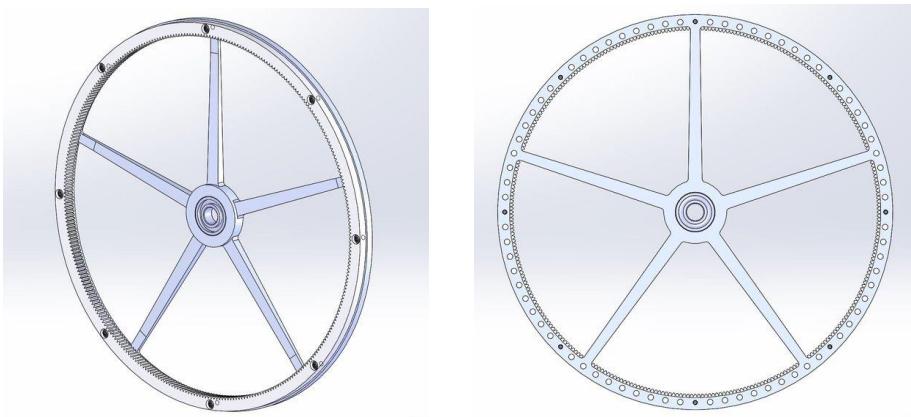


Figur 20-7 – Von Mises spændinger mellem 10-45 [MPa]

Egen, der er placeres under kraftens angrebspunkt, udsættes som forventet for højere spændingerne, end den resterende del af beslaget. Som det fremgår, er spændingerne lave i konstruktionen, og kun helt lokalt opstår der høje spændingskoncentrationer, som skyldes skarpe kanter i den simplificerede simuleringsmodel. For uddybende illustrationer henvises der til bilag, afsnit 48.

## 20.10 Endelig design af beslag

Med udgangspunkt i de foretagende simuleringer er beslagets endelige udformning blevet fastlagt. Beslaget består af inderringen med en indre diameter på Ø35N6 [mm], hvorpå friløbslejet monteres med en prespasning. Fra centeret af beslaget udgår 5 eger, som har en varierende tykkelse på begge flader. I yderringen er en recess, som understøtter tandkransen, og ligeledes fastholder tandkransens form. Tandkransen fastgøres vha. 8 stk. M4x12 bolte i aluminium, hvor hullerne er undersænket. Boltene skrues i tilhørende gevind i beslaget. I yderringen er udboret 72 x Ø5 [mm] huller for at reducere vægten, og dermed masseinertimomentet af tandkransen. Beslaget fræses ud af en tykplade aluminium vha. CNC-fræser. Udformning og fremstilling af beslaget er diskuteret og afklaret med værkstedpersonalet på Ingeniørhøjskolen. I bilag, afsnit 49, er der udarbejdet en beskrivelse af fremstillingsprocessen. Nedenfor ses en 3D model af tandkransbeslaget samlet med friløbslejet og tandkrans:

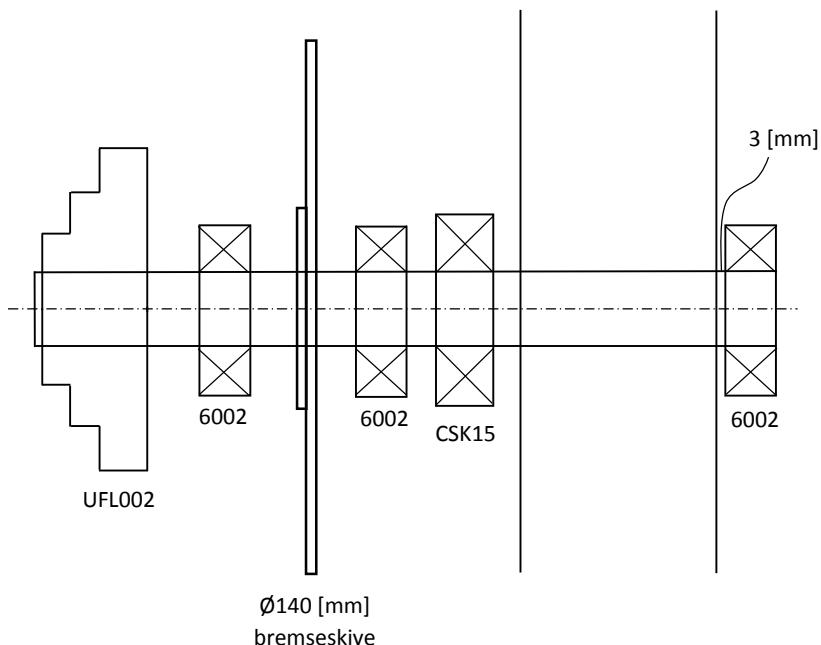


Tabel 20-8 - Endeligt design af tandkransbeslaget

Beslaget udarbejdes i aluminiumstypen EN-AW-5754 og har en samlet vægt på 271,9 [g] og et masseinertimoment omkring y-aksen på 4,56E-3 [kg m<sup>2</sup>]. Den samlede konstruktion med tandkrans, beslag og bolte har en samlet vægt på 444 [g] og et masseinertimoment på 9,09E-3 [kg m<sup>2</sup>]. Arbejdstegningen af beslaget kan ses i bilag, afsnit 56, tegning 02.

## 21 Udkast til akseldesign

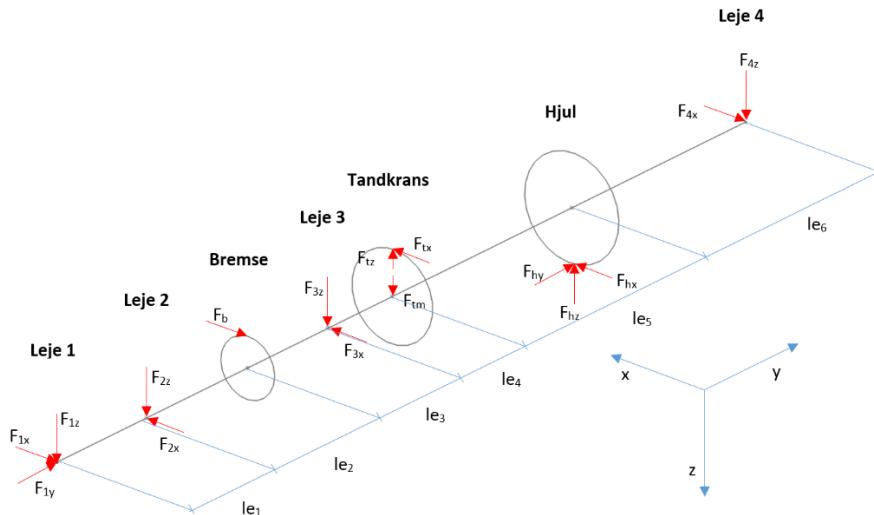
For at kunne anvende CSK15 som friløbsleje kræves en konstruktion med én gennemgående roterende aksel. Dette er nødvendigt fordi friløbslejet har en indvendig diameter på 15 [mm]. På Figur 21-1 ses et udkast til, hvordan monteringen af akslen kunne se ud. Yderst til venstre ses et sfærisk leje med hus, som monteres i monocochen i lighed med den tidligere udformning. Forskellen er, at lejet i 2013 blev anvendt som kugleled uden at benytte lejets funktion. De to 6002 lejer omkring bremseskiven er til montering af motor-/bremseophæng. Tandkransen monteres via et beslag på CSK15 friløbslejet og på den anden side af hjulet sidder et leje, som er forbundet til understøtning og styrestang. Alle lejer undtaget friløbslejet kan leveres af Ceramic Speed med keramiske kugler og kugleholdere i kunststof.



Figur 21-1 - Udkast til aksel, set bagfra

## 21.1 Fordimensionering af aksel

For at vurdere, om det er muligt at udføre akslen i stil med ovenstående, udføres en fordimensionering. Denne udføres i overensstemmelse med reference [5] og [7], som er kendt for at være en konservativ metode. Der anvendes metode for roterende aksler, der udsættes for både bøjning og torsion. På Figur 21-2 ses et FBD af akslen.



Figur 21-2 - FBD af aksel

Fordimensioneringen er foretaget med udgangspunkt i værste tilfælde fundet i reference [3, s.76]. Dette er en situation med hastighed 18,7 [km/hr] i sving på radius 6 [m] imens der bremses ved fuld kraft. Denne situation medfører følgende kræfter på baghjulet:

Radialkraft, \$F_{hz}\$	[N]	151
Aksialkraft, \$F_{hy}\$	[N]	120
Tangentialkraft, \$F_{hx}\$	[N]	-120

Tabel 21-1 - Kræfter i sving under bremsning [3, s.76]

Ud fra disse kræfter beregnes momenter i akslen og det hårdest belastede sted findes ved at udregne et referencemoment.

$$M_v = \sqrt{(M_b * K_A)^2 + \frac{3}{4}(T * K_A)^2} \quad M_b = \sqrt{M_x^2 + M_z^2}$$

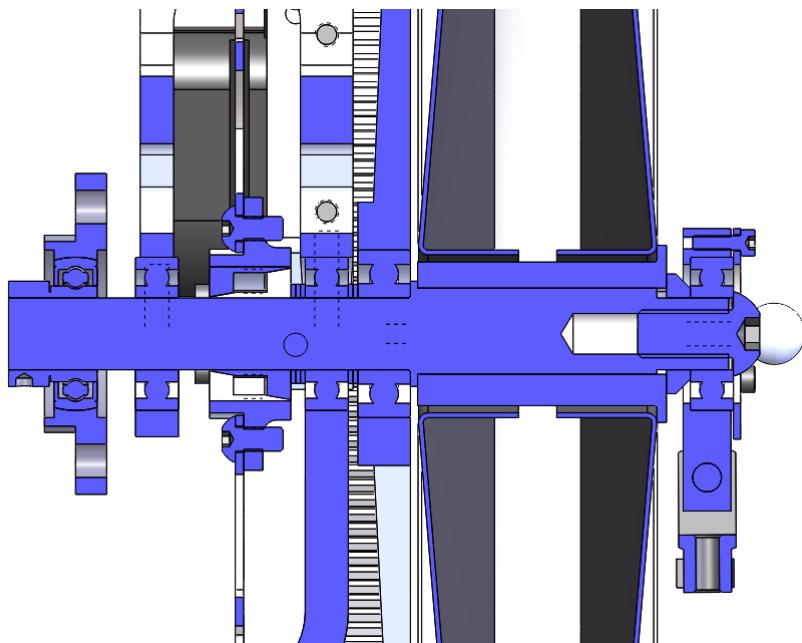
Hvor \$M\_v\$ er referencemoment, \$M\_b\$ er bøjningsmoment, \$K\_A\$ er en dynamisk sikkerhedsfaktor, \$T\$ er torsion, \$M\_x\$ er moment om x-aksen og \$M\_z\$ er moment om z-aksen. Det største referencemoment findes ved hjulet, hvor der både er stort bøjningsmoment og torsion. Ud fra referencemomentet og et materiale, kan mindste tilladelige akseldiameter bestemmes:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * M_v}{\pi * \sigma_{b,zul}}}$$

Hvor \$d\_{min}\$ er mindste akseldiameter, \$M\_v\$ er referencemomentet og \$\sigma\_{b,zul}\$ er den tilladelige spænding i materialet. Den mindste tilladelige diameter for akslen findes til 13,8 [mm], hvis der fremstilles en massiv aksel i 25CrMo4, som er en god akselstål. Hele beregningen samt momentdiagram kan ses i bilag, afsnit 50. Dermed er det muligt at montere et CSK15 friløbsleje som ønsket, da diameteren kan holdes på 15 [mm].

## 22 Udformning af aksel

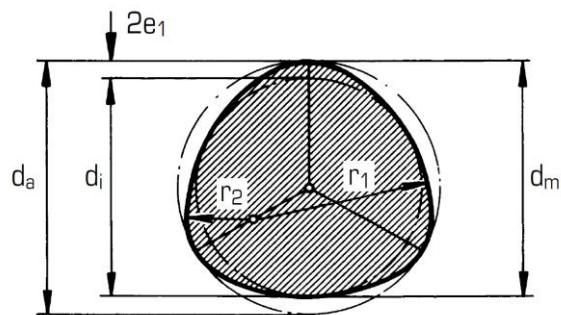
Under konstruktion af akslen tilstræbes det, at få et kærvfrit design, så der ikke dannes spændingskoncentrationer, som i værste tilfælde kan få akslen til at bryde. Dette opnås ved et design som vist på Figur 22-1. Her monteres hjulet vha. et nav med en polygonforbindelse. Dette nav spændes op mod en flange med bolten, som ses til højre. Med samme bolt fastholdes leje 4. Friløbslejet er monteret med en prespasning, og kan presses op mod samme flange som hjulet. Afstanden mellem friløbslejet og leje 3 defineres ved brug af shims og det samme gør sig gældende for afstanden til bremseskiven. Bremseskiven monteres på et beslag, som fastholdes af en spændbøsnings. De enkelte elementer er beskrevet i de følgende afsnit.



Figur 22-1 - Akseldesign

### 22.1 Montering af hjul

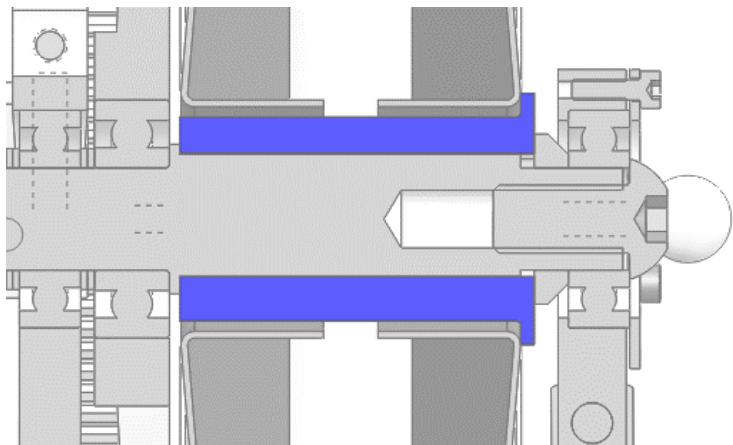
Det ønskes at kunne på- og afmontere hjulet på en forbindelse, som kan overføre et moment. Det vælges at udforme dette som en polygon-aksel profil, som vist på Figur 22-2.



Figur 22-2 - Polygon-aksel profil, P3G

Dette vælges af følgende hovedårsager: Det kan fremstilles på Ingeniørhøjskolens værksted, det er en kærvfri forbindelse, det er muligt at bearbejde forbindelsen helt op ad en flange og det er en standard løsning. I samråd med værkstedspersonalet vælges det, at udføre det som en P3G størrelse 18 [mm], da tilhørende

nav så kan udfræses med et Ø10 fræsehoved, som kan nå over 50 [mm] i dybden. Dimensioner for standard P3G forbindelser kan ses i appendiks 22-01.

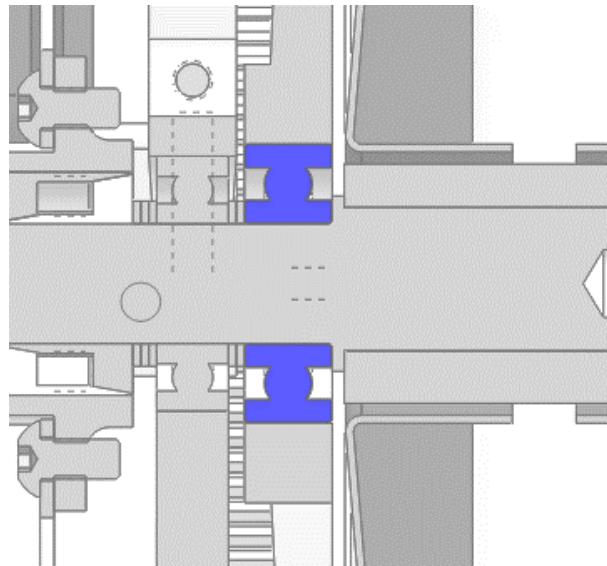


Figur 22-3 - Montering af hjul

For at sikre, at der kan overføres et tilstrækkeligt stort moment, beregnes styrken af forbindelsen. Her kan det ses, at styrken er tilstrækkelig til bremsning. Beregningen kan ses i bilag, afsnit 52.

## 22.2 Montering af friløbsleje

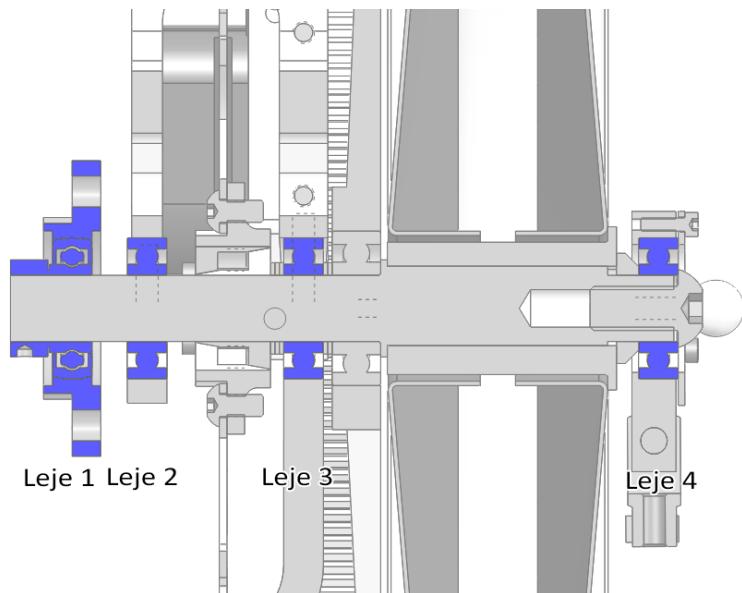
I databladet for det valgte CSK15 friløbsleje, appendiks 15-02, anbefales det, at friløbslejet presses på akslen. Producenten anbefaler en n6 tolerance for at sikre tilstrækkelig momentoverførsel. Ved anvendelse af en prespasning, er det at foretrække, at have et flange, at presse emnet op imod. Her anvendes samme flange, som hjulet presses op imod.



Figur 22-4 - Montering af friløbsleje

### 22.3 Montering af lejer

Leje 2,3 og 4 er monteret efter anvisning fra SKF. Lejernes leveres af Ceramic Speed, men er ombyggede standardlejer. Der er taget højde for maksimale rundinger og mindste størrelse på flanger jævnfør datablad i appendiks 22-02. SKF anbefaler en  $j5$  tolerance på akslen til generel anvendelse af lejer. Leje 3 holdes fast mellem friløbsleje og bremseskive, se montering af bremseskive i næste underafsnit. Lejets placering defineres vha. shims, som fås i en passende standardstørrelse. Leje 2 monteres løst på akslen, og fastholdes af ophænget, efter dette monteres.



Figur 22-5 - Montering af lejer

Leje 4 skal understøttes af en stangforbindelse, og samtidig forbindes til styretøjet. Ved at montere stangforbindelse ved en gaffelende, som vist på Figur 22-6, sikres en stabil position, som er parallel med understøtningen. Gaffelenden fås i en plastudgave, som er stærk nok til formålet. Styrestangen er forbundet med et vinkelled på samme måde som den eksisterende løsning. Den mest simple og kompakte løsning er et hus, der spændes omkring lejetyderring med 3 bolte. Lejets inderring fastholdes akslen med en M10 bolt. En button head bolt, ISO7380, har en hoveddiameter mellem 17,07 [mm] og 17,50 [mm] og er dermed en tilpas stor flange for lejet, som ifølge SKF bør støttes mod en flange på minimum 17 [mm]. Se button head dimensioner i appendiks 22-03. Se arbejdstegning af lejebeslaget i bilag, afsnit 56, tegning 03.

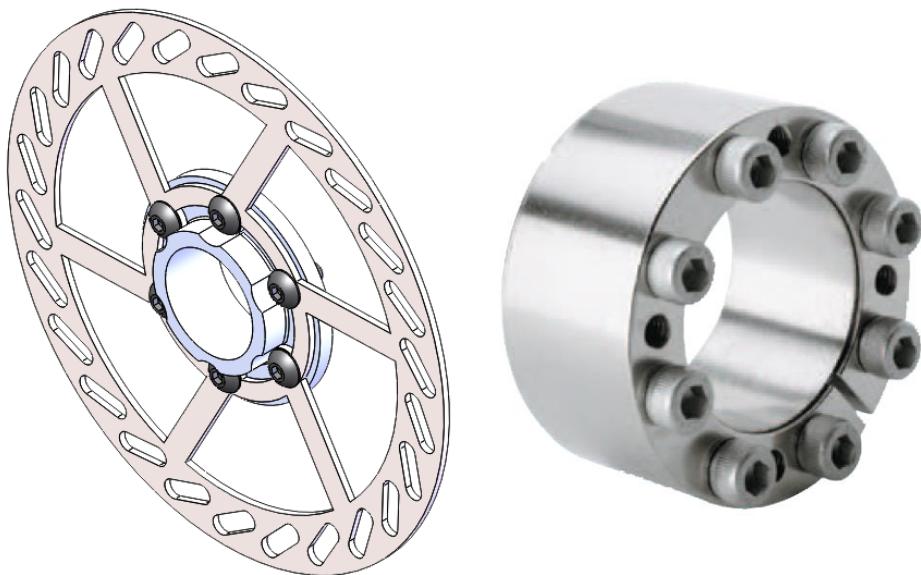


Figur 22-6 - Montering af leje 4

Leje 1 er et sporkugleleje med sfærisk yderring, som er monteret i et hus. Lejet med hus er et standard UFL002 leje, se datablad i appendiks 22-04, som kan leveres modificeret af Ceramic Speed. Derved fås et excentrisk leje, med den lave friktion fra keramiske sporkuglelejer. Lejet monteres på akslen vha. 2 pinolskruer, som er integreret i lejet.

## 22.4 Montering af bremseskive

Det vælges at montere bremseskiven vha. en spændbøsnings af følgende væsentlige årsager: Det er en standard løsning, det er let at på- og afmontere, moment overføres ved friktion, der fås ingen kærvirkning i aksel og spændbøsninger fås selvcenterende. Der vælges en spændbøsnings Clampex KTR105 15x28, som er en let, selvcenterende spændbøsnings, der passer i dimensioner. Spændbøsningen kan overføre en moment på 43 [Nm], som er tilstrækkeligt ved bremse. Se datablad for spændbøsnings i appendiks 22-05. I appendiks 22-07 ses en beregning af mindste tilladelige udvendig diameter for beslag til bremseskiven. For at holde diameteren i en størrelse, så det er muligt at montere en standard bremseskive, skal navet udføres i en aluminium med en  $R_{0,2}$  på mindst 300 [MPa].



Figur 22-7 - Bremseskive beslag og spændbøsnings

Beslaget til bremseskiven udføres, så den svarer til et standard nav. Tegning af standard montering på nav kan se i appendiks 22-08. For korrekt montering anbefaler Clampex en tolerance på h8 og H8 for hhv. aksel og nav.

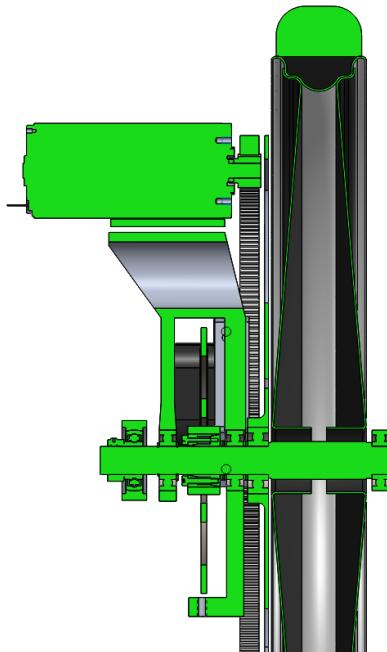
## 22.5 Styrkeundersøgelse

Efter design af akslen, er der nogle ændringer i elementernes placering i forhold til fordimensioneringen. Derfor udføres samme beregning med den rigtige geometri, ligesom ophængets endelige udformning også er medtaget. Konstruktion af ophænget er beskrevet i afsnit 23. Her er der taget højde for, at acceleration og bremse ikke må give kræfter i styretøjet. Dette underbygges af styrkeundersøgelsen, da kraften også her udregnes til 0 [N] ved bremse.

Styrkeundersøgelsen viser, at akslen bliver mindre belastet, end det blev udregnet i fordimensioneringen. Derfor fastholdes designet med en gennemgående roterende aksel på Ø15 [mm]. Beregningen kan ses i bilag, afsnit 51.

## 23 Konstruktion af ophæng

Der skal konstrueres et ophæng, som skal holde motor og bremse. Dette ophæng skal monteres på akslen, for at følge baghjulet ved drejning. Derudover skal der monteres en reaktionsarm, for at holde ophænget i lodret position.

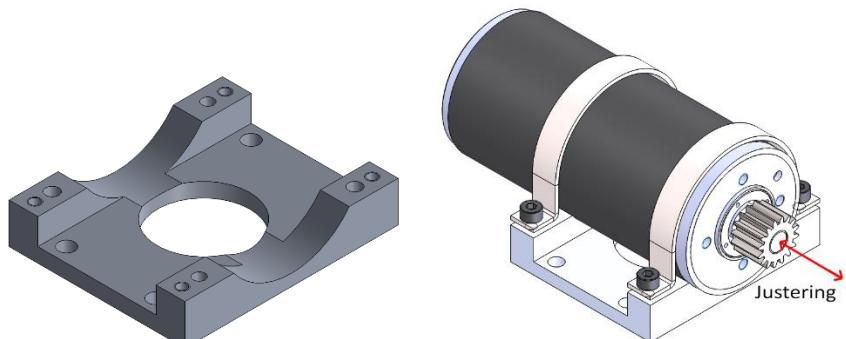


Figur 23-1 - Ophæng med 2 understøtninger

Det vælges, at ophænget skal understøttes med to lejer, som vist på Figur 23-1, fordi stivhed i ophænget er vigtigt for tandindgrebet. Det forventes desuden, at lejefriktionen vil være større ved ét leje, da der vil skulle optages et moment i lejet.

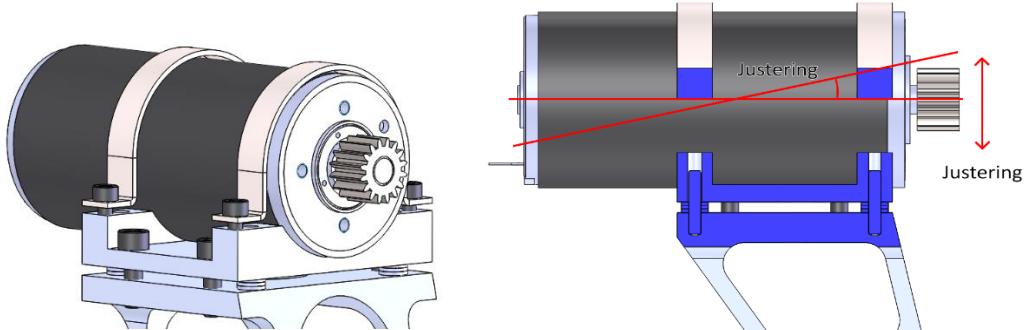
### 23.1 Tandindgreb

Ophængets vigtigste opgave er at sikre et godt tandindgreb i transmissionen. Dette kræver en godt fikseret motor samt mulighed for justering. Motoren monteres i et motorbeslag med en veldefineret form, så motoren ikke vil drejes. Den spændes fast med bånd som vist på Figur 23-2. Det vides ikke, om kræfter fra spændebånd kan have en negativ indflydelse på motorens virkningsgrad, derfor ilægges en strimmel nitrilgummi mellem bånd og motor. Derved beholdes den definerede kontur i beslaget, og en tilstrækkelig friktion mellem bånd og motor kan opnås ved mindre kræfter.



Figur 23-2 - Motorbeslag

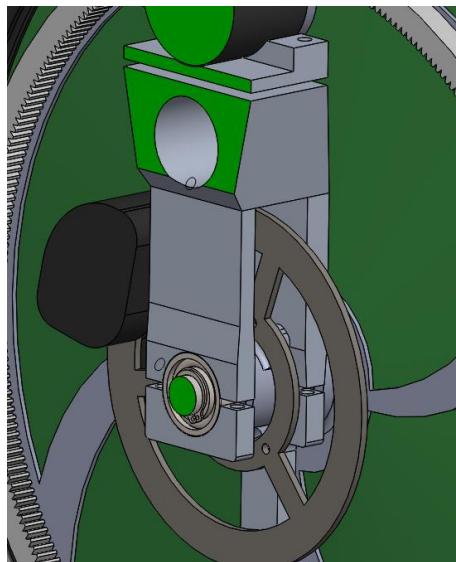
Beslaget som vist på Figur 23-2 gør det muligt at justere motorens aksiale afstand til tandkransen. Motorens radiale afstand og vinkel i forhold til tandkransen justeres som vist på Figur 23-3 ved hjælp af shims. Shims lægges på stifter, som sidder fast i ophænget. Derefter lægges motorbeslaget på stifterne og spændes fast. To stifthuller i motorbeslaget har en H7-pasning, for at styre positionen. Se arbejdstegning af motorbeslag i bilag, afsnit 56, tegning 07. Ved at lægge et forskelligt antal shims på stifterne er det muligt at justere motorens vinkel. Da motoren er fastspændt på motorbeslaget, vil den aksiale justering stadig passe efter en justering af højde eller vinkel.



Figur 23-3 - Justering i højden

### 23.2 Montering på lejer

Af hensyn til plads ønskes det, at montere bremseskiven mellem ophængets understøttninger. For at muliggøre det, monteres ophænget på lejerne vha. overløb som vist på Figur 23-4.

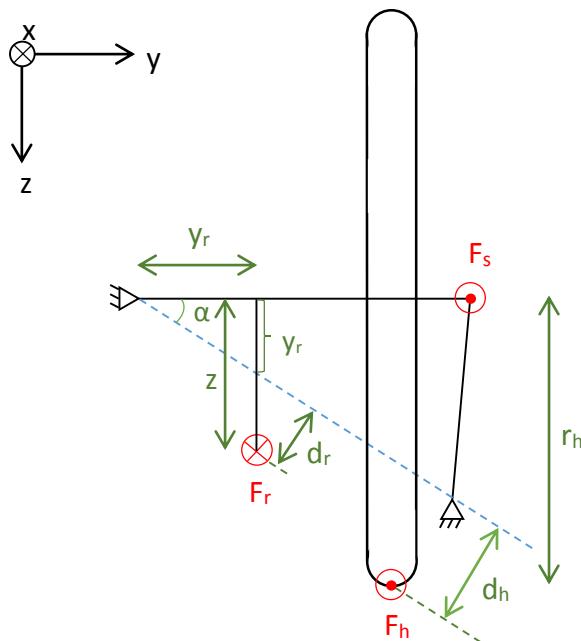


Figur 23-4 - Montering på leje vha. overløb

Derved er det muligt, først at montere tandkrans, lejer og bremseskive. Derefter monteres ophænget på lejerne.

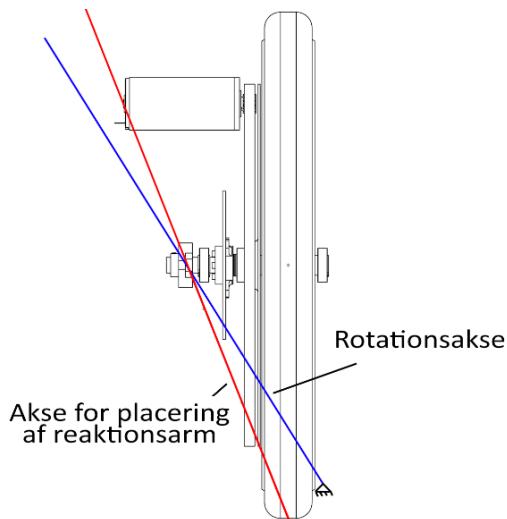
### 23.3 Reaktionsarm

For at holde ophænget i lodret position, skal der være en fæstningspunkt, som er forbundet til en reaktionsarm. Denne reaktionsarm optager kræfter under bremsning eller acceleration. Da holdets nuværende kører, har bemærket en kraft i styretøjet under acceleration, ønskes det undersøgt, om det er muligt at placere reaktionsarmen således, at kræfter i styretøjet helt kan undgås. På Figur 23-5 er opstillet et FBD af konstruktionen, hvor aksel, hjul og ophæng betragtes som ét legeme. Den stippled linje angiver rotationsaksen for konstruktionen. I bilag, afsnit 53, beregnes reaktionsarmens placering i retning z ud fra en givet placering i retning y.



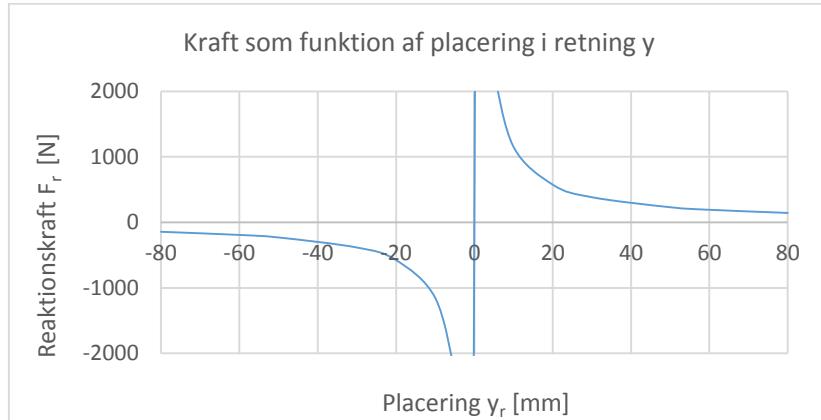
Figur 23-5 – FBD af konstruktion

Det findes, at alle placeringer som illustreret på Figur 23-6 vil give en nul-kraft i styretøjet. Derfor er placeringen et kompromis imellem små kræfter, kompakt konstruktion, plads til tandkrans ved drejning og en reaktionsarm tæt på rotationsaksen.



Figur 23-6 - Korrekt placering af reaktionsarm

Reaktionskraften ved bremsning er på Figur 23-7 plottet som funktion af placering på y-aksen. Heraf konkluderes det, at det er ønskeligt at have reaktionsarmen så tæt på hjulet som muligt. Det nærmeste, reaktionsarmen kan sidde, uden at komme i kontakt med tandkransen ved drejning, er 20 [mm] fra tandkransen.



Figur 23-7 - Reaktionskraft som funktion af placering

Deraf beregnes i bilag, afsnit 53:

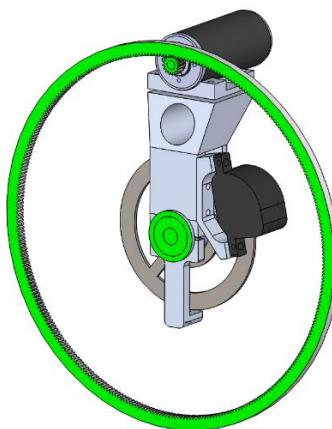
Placering i retning $y$ , $y_r$	35 [mm]
Placering i retning $z$ , $z_r$	87,1 [mm]
Reaktionskraft ved bremsning, $F_r$	329 [N]

Tabel 23-1 - Placering af reaktionsarm

At placeringen er korrekt, underbygges af styrkeundersøgelse på akslen, som er foretaget i bilag, afsnit 51. Her findes kræfterne i styretøjet til 0 [N].

### 23.4 Montering af bremsekaliber

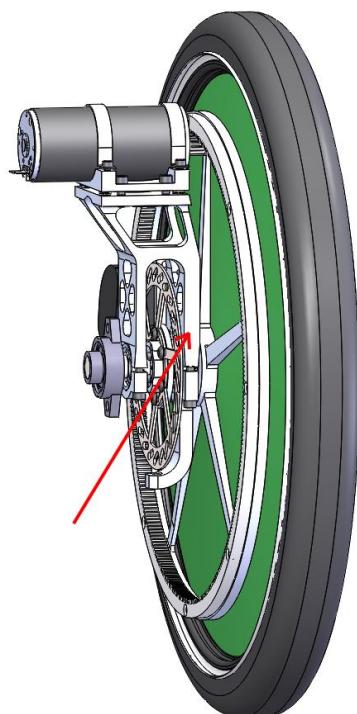
Det vælges at placere bremsekaliberen som vist på Figur 23-8. Dette er for at kunne montere den på det understøtningsben, som er nærmest hjulet. Dette er det hårdst belastede under acceleration og har derfor en større godstykkelse, end det andet ben. Derved behøves kun ét ben at have en stor styrke. Montering på forsiden af ophænget medfører, at bremsning giver træk i beslaget i stedet for tryk, som det normalt er tilfældet ved montering af bremsekalibre. Det ses imidlertid ikke som noget problem.



Figur 23-8 - Placering af bremsekaliber

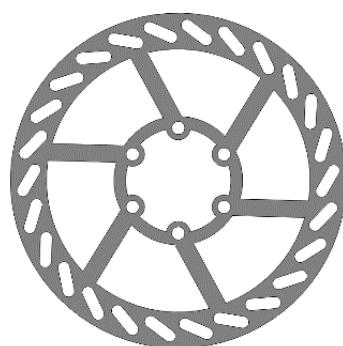
### 23.5 Montering af hastighedssensor

I samråd med gruppen, der arbejder med Data Acquisition System, bestemmes det at måle bilens hastighed vha. en sensor, som mäter bremseskivens omdrejningshastighed. Derved er det ikke nødvendigt, at montere magneter eller lignende på hjulet, og der kan opnås en kompakt løsning. Det vælges at montere hastighedssensor som vist på Figur 23-9, men da det endnu ikke er bestemt, hvilken sensor, der skal anvendes, er pladsen blot reserveret. Ved montage, kan der bores 2 huller og skæres gevind, da ophænget ikke vil være hårdt belastet her.



Figur 23-9 - Placering af hastighedssensor

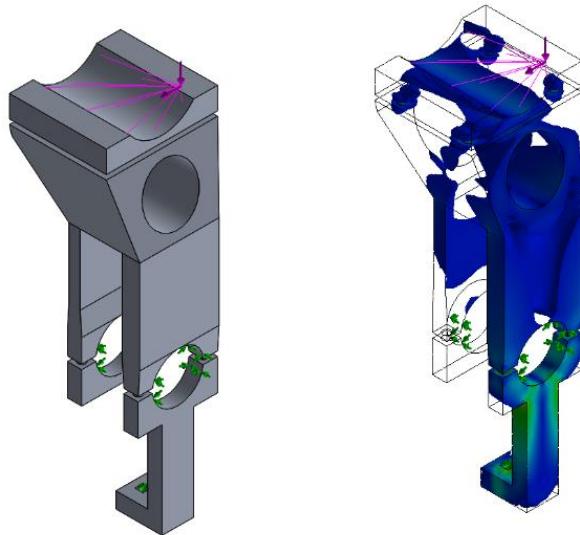
Til måling af hastighed kræves en ensartet bremseskive i stil med bremseskiven skitseret på Figur 23-10. Afhængigt af den ønskede opløsning kan der måles på bremseskivens eger, eller på hullerne i kransen. Valg af bremseskive skal foretages senere i samråd med DAQ gruppen, men som beskrevet i afsnit 22.4 er der forberedt til anvendelse af en standard Ø140 bremseskive.



Figur 23-10 - Ensartet bremseskive

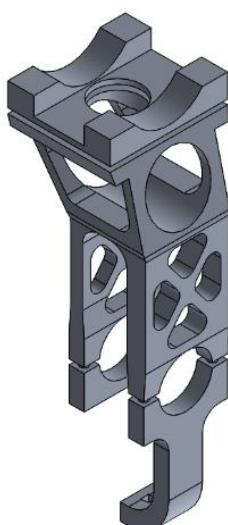
### 23.6 Vægtreduktion af ophæng

Med henblik på at få en let konstruktion opsættes en FEA af ophænget, hvor der påsættes kræfter fra motoren svarende til max moment. På Figur 23-11 ses hele ophænget inden vægtreduktion. På figuren til højre vises materiale med spændinger over 0,6 [MPa].



Figur 23-11 - FEA af ophæng

Derefter tilføres materiale, hvor der er store spændinger, og der fjernes materiale, hvor der er små spændinger. Denne proces gentages 4 gange, hvorved vægten reduceres fra 612,6 [g] til 382 [g]. Altså en vægtbesparelse på 38 [%]. Det blev fundet, at en konstruktion som vist herunder var en god løsning i forhold til stivhed i ophænget. Derfor har den været udgangspunkt for den endelige konstruktion, hvor der også er taget hensyn til bearbejdningsprocedure. Hele vægtreduktionsprocessen kan ses i bilag, afsnit 54. Arbejdstegninger af alle komponenter til ophænget kan findes i bilag, afsnit 56, tegning 06, 07, 08, 09, 10 og 11.



Figur 23-12 - Ophæng efter vægtoptimering

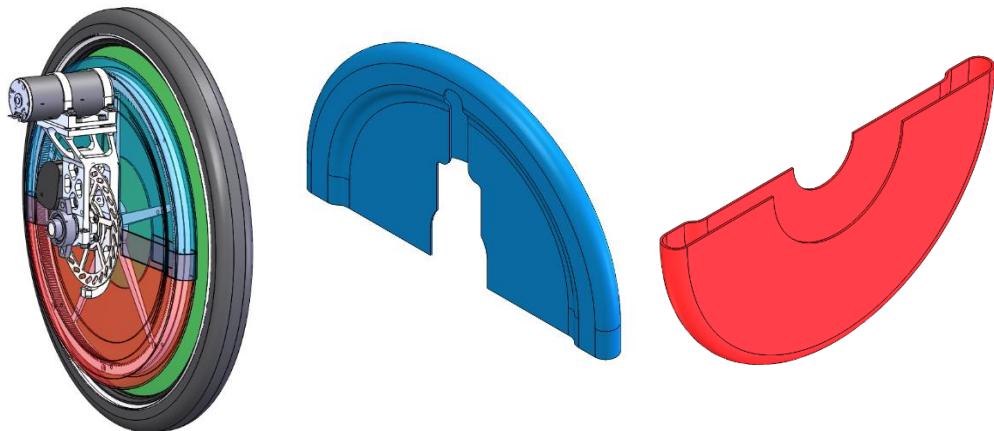
Da vægtreduktionen er foretaget under hensyntagen til stivhed over for kræfter fra acceleration, undersøges det, om konstruktionens styrke er tilstrækkelig til bremsning. Herved findes det, at lejebeslaget med reaktionsarm skal udføres i en aluminium med høj flydespænding, da den vil blive hårdt belastet af både snitkræfter og torsion. Derfor vælges det, at det skal være en aluminium med en  $R_{0,2}$  på mindst 200 [MPa]. Styrkeundersøgelsen kan også ses i bilag, afsnit 54.

### 23.7 Afskærmning af tandkrans

Da tandkransen udføres i plast er der en risiko for, at uønskede partikler trykkes ned i plasten, som efter noget tid vil agere matrice for hårdpartikler, der vil øge friktionen i udvekslingen. Derfor ønskes udvekslingen afskærmet. Da SEM reglementet kun dikterer afskærmning ved kæde- og remtræk, er der ingen krav til styrke eller materialer for afskærmningen. Reglementet kan ses i appendiks 02-01, og regler angående udveksling findes i artikel 34.

Der er gjort nogle tanker om, hvordan en sådan kunne udføres med inspiration fra fremstilling af køretøjets hjulkasser, som er udført i kulfiber. Der fræses en simpel form i træ, som efterfølgende slibes og vokses. På formen lægges et laminat kulfiber med en epoxy, som derefter skæres til. Dette giver en tynd skal (ca. 0,5 [mm]), som er stiv nok til afskærmningsformål, og meget let.

En afskærmning skal være hurtig at af- og påmontere. Det foreslås, at man laver en over- og underform, som hver skal støbes i to dele og derefter limes sammen. Derved kan man fremstille 2 parter, der kan lukke sammen om tandkransen. Den nederste kan monteres på beslaget til reaktionsarmen og den øverste kan monteres på underparten som illustreret på Figur 23-13. Åbningen af hver part skal være 15 [mm]. Derved kan de netop monteres over tandkrans. Da afskærmningen er fleksibel er tolerancer ikke noget problem.



Figur 23-13 - Afskærmning af tandkrans

Hos ekomposit.dk sælges en kulfibermåtte ved navn *Kulfiber Twill 200g*, som med resin har en laminattykkelse på 0,327 [mm] og en vægt på 438 [g/m<sup>2</sup>]. Det vurderes, at en afskærmning med udformningen som vist ovenfor, vil være stærk nok til at holde sin egenvægt, hvis underparten udføres med to lamina og overparten med et. Derved kan vægten estimeres ud fra areal målt i SolidWorks.

	Antal lamina [-]	Areal [m <sup>2</sup> ]	Vægt [g]
<b>Top</b>	1	0,123	53,9
<b>Bund</b>	2	0,108	94,6
<b>Total</b>			148,5

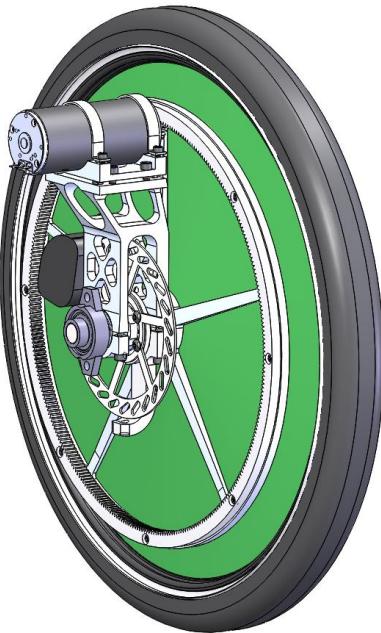
Figur 23-14 - Vægtestimat, afskærmning



## Del IV - Afslutning

## 24 Samlet konstruktion

Som opsummering på de individuelle konstruktionsafsnit følger den samlede konstruktion som er vist på nedenstående figur. Arbejds- og samlingstegninger kan ses i bilag, afsnit 56. Den samlede 3D model er vedhæftet i appendiks 24-01, i formaterne; SolidWorks, STEP og 3D pdf:

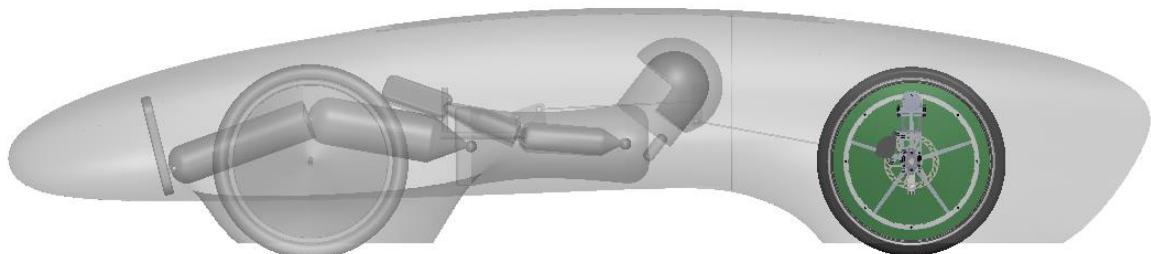


Figur 24-1 - Samlet konstruktion

I bilag, afsnit 55, ses en samlet stykliste for komponenterne, der indgår i drivlinjen. I styklisten er der angivet indkøbspriser og vægt for alle komponenter. Overordnet set kan følgende opsummering laves på drivlinjen:

- Den samlede konstruktion har inklusiv baghjulet en vægt på 4250 [g], som er en forbedring på 41 [%] ift. den eksisterende drivlinje som vejer 7321 [g].
- Samlet pris for indkøbte dele er 9850 [kr].

Nedenfor ses den samlede drivlinje indsat i CAD-modellen af Zenith33:



Figur 24-2 - Drivlinjen monteret i køretøjet

## 25 Konklusion

Projektet udmunder i en færdigkonstrueret drivlinje, som er optimeret med henblik på maksimering af effektiviteten og minimering af vægten. Konstruktionen er færdigdimensioneret og klar til fremstilling. Arbejdstegninger og stykliste for samtlige komponenter i drivlinjen foreligger, og emner kan fremstilles på Ingeniørhøjskolens værksted, med undtagelse af tandkransen.

Den endelige konstruktion består af én motor, og en transmission bestående af en tandkrans med indvendig fortanding som er monteret på en gennemgående, roterende hjulaksel via et friløbsleje. Tandkransen fremstilles i en selvsmørende plast, som medfører en lav vægt og gode friktionsegenskaber.

Simuleringer af køretøjets acceleration indikerede, at det er muligt at reducere energiforbrug med 0,5 [%] ved at accelerere med et varierende motormoment. Da simuleringerne er udført med teoretiske værdier for motorens effektivitet anbefales det, at foretage en optimering af accelerationen når testdata for motoren foreligger.

Den optimerede drivlinje har en samlet vægt på 4250 [g], som er en reduktion på 41 [%] i forhold til den nuværende konstruktion. De samlede omkostninger til indkøb af komponenter er 9850 [kr.]

## 26 Referenceliste

1. The World's most fuel efficient vehicle,  
J.J. Santin, C.H. Onder, J. Bernard, D. Isler  
ISBN: 978-0-8493-1343-1
2. Vehicle Propulsion System – Introduction to Modelling and Optimization  
L. Guzzella, A. Sciarretta  
ISBN 978-3-540-74691-1
3. Zenith33 – Solcellebil til deltagelse i Shell Eco-Marathon 2013  
K. Grønlund, S. Zdrenka  
Aarhus Universitet Ingeniørhøjskolen, vedhæftet i appendiks 26-01
4. Maxon Academy Formulae Handbook  
Jan Braun  
Maxon Motor, vedhæftet i appendiks 26-02
5. Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung  
Wittel, Muhs, Jannasch, Vossbiek  
ISBN 978-3-8348-0689-5
6. IHA's metode til tandhjulsdimensionering  
Thor Lund  
Aarhus Universitet Ingeniørhøjskolen, vedhæftet i appendiks 26-03
7. Fordimensionering af aksel  
Thor Lund  
Aarhus Universitet Ingeniørhøjskolen, vedhæftet i appendiks 26-04
8. Shell Eco Marathon website  
<http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon.html>

## Del V - Bilag

## Bilagsindholdsfortegnelse

27	Bilag - Motorydelse.....	89
28	Bilag - Udledning af effektivitetsdiagram ud fra datablad .....	92
29	Bilag - Effektivitetsdiagrammer .....	99
30	Bilag - Bestemmelse af passende udveksling .....	102
31	Bilag - Beskrivelse af Simulink model .....	107
32	Bilag - Surface fit – Motoreffektivitetsdiagram .....	112
33	Bilag - Energi til ind-/udkobling af motor .....	114
34	Bilag - Energiforbrug under cruise.....	115
35	Bilag - Resultater - Cruise .....	118
36	Bilag - Energiforbrug under cruise – Kørsel med koblingsfunktion.....	119
37	Bilag - Energiforbrug under cruise - Kørsel med friløbsleje.....	122
38	Bilag - Resultater – Kobling og Friløbsleje .....	125
39	Bilag - Accelerationsprincip - Fase 1 - Acceleration og coast .....	126
40	Bilag - Accelerationsprincip - Fase 2 – Cruise .....	131
41	Bilag - Resultater – Accelerationsprincip.....	135
42	Bilag - Dimensionering af udveksling.....	138
43	Bilag - Beregning af tandhjulsbelastning .....	142
44	Bilag - Kræfter i tandindgreb .....	145
45	Bilag - Andres erfaring med tandhjul i plast .....	146
46	Bilag - FEA beskrivelse .....	147
47	Bilag - Resultater – Brute Force .....	149
48	Bilag - Resultater - Objektfunktion .....	151
49	Bilag - Fremstilling af tandkransbeslag.....	155
50	Bilag - Fordimensionering af aksel.....	156
51	Bilag - Efterdimensionering af aksel .....	165
52	Bilag - Beregning af polygonforbindelse – Profil P3G.....	173
53	Bilag - Placering af reaktionsarm op ophæng.....	175
54	Bilag - Vægtreduktion af ophæng.....	178
55	Bilag – Stykliste .....	184
56	Bilag - Arbejdstegninger .....	185

## 27 Bilag - Motorydelse

```
%Program til indledende estimering af den nødvendige effekt til  
%acceleration af køretøjet fra stilstand til maksimalhastighed.
```

```
% Alle variable er angivet i SI-enheder hvis ikke andet er angivet.
```

```
clc  
clear all  
close all
```

### Omgivelser og underlag

```
g=9.81; % Tyngdeacceleration  
rho_l=1.204; % Densitet af luft  
theta=atan(0/100)*(pi/180); % Hældning på underlag(rad)  
v_w=0; % Vindhastighed, positiv ved modvind og vice versa
```

### Køretøjsdata

```
m_v=35; % Masse af køretøj  
m_d=50; % Masse af fører  
m_w=0.8; % Masse af hjul  
m_t=m_v+m_d; % Samlet masse af køretøj inkl. fører  
n_w=3; % Hjulantal  
d_w=0.478; % Diameter af hjul  
r_w=d_w/2; % Radius af hjul  
d_l=0.02; % Diameter i lejer  
mu_l=0.0015; % Friktionskoefficient for lejer  
C_RR=0.002; % Rullemodstandscoeffient  
C_A=0.102; % Aerodynamisk modstandscoeffient  
A_F=0.2718; % Frontareal
```

### Motordata

```
FT=37.51; % Trækkraft
```

### Begyndelsesbetingelser

```
v0=eps/3.6; % Begyndelseshastighed  
t0=0; % Begyndelsestidspunkt  
td=20; % Accelerationstid  
vd=30/3.6; % Ønskede hastighed  
simtime=td; % Simuleringstid
```

## Simulerings

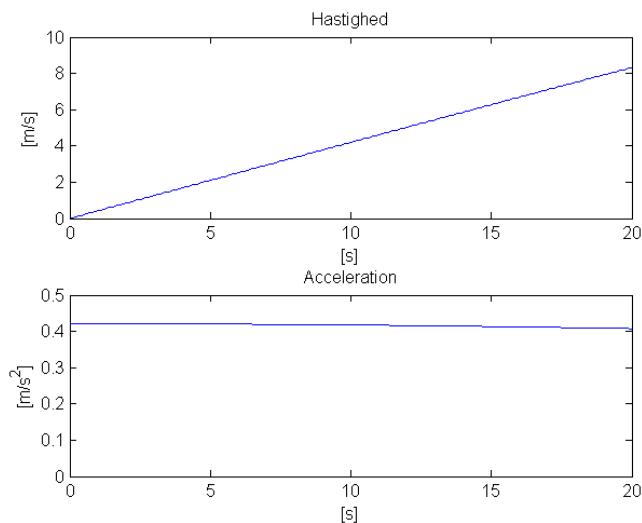
```
sim('motorydelse_model',simtime)
```

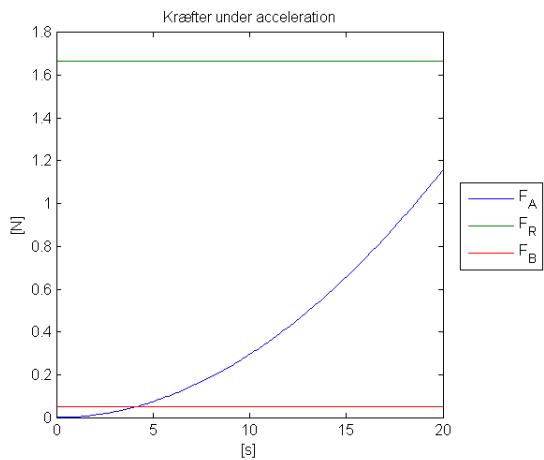
## Output - Plot

```
figure(1)
subplot(2,1,1)
plot(tau,v)
title('Hastighed')
xlabel('[s]')
ylabel('[m/s]')

subplot(2,1,2)
plot(tau,a)
title('Acceleration')
xlabel('[s]')
ylabel('[m/s^2]')

figure(2)
plot(tau,F_A,tau,F_R,tau,F_B)
legend('F_A','F_R','F_B','location','eastoutside')
title('Kræfter under acceleration')
xlabel('[s]')
ylabel('[N]')
```





Beregnde værdier

```
max(v) % sluthastighed i simulerings
```

ans =

8.3296

Published with MATLAB® R2013b

## 28 Bilag - Udledning af effektivitetsdiagram ud fra datablad

Beregningen er udført for *maxon RE 50, 200W, 36V, 370355* som eksempel på beregningsmetoden.

### Markeret med blå:

Motorkonstanter, som skal ændres ved anden type motor.

#### Påtrykt spænding [V]

Denne spænding kan varieres

$$U_{\text{pow}} := 44$$

#### Nominel spænding [V]

$$U_{\text{nom}} := 36$$

#### No-load hastighed ved nominel spænding [rpm]

$$n_{\text{noload.nom}} := 5680$$

#### No-load hastighed [rpm]

$$n_{\text{noload}} := n_{\text{noload.nom}} \cdot \frac{U_{\text{pow}}}{U_{\text{nom}}} = 6942$$

#### Nominel hastighed [rpm]

$$n_{\text{nominal}} := 5420$$

#### No-load strøm, nominel spænding [mA]

$$I_{\text{noload}} := 147$$

#### Startstrøm [A]

$$I_{\text{start}} := 148$$

$$\text{Hastighed/moment gradient} \left[ \frac{\text{rpm}}{\text{N}\cdot\text{mm}} \right]$$

$$K_{\text{rpm}} := 0.638$$

#### Start moment [Nmm]

$$T_{\text{stall}} := \frac{n_{\text{noload}}}{K_{\text{rpm}}} = 10881$$

#### Nominelt start moment [Nmm]

$$T_{\text{stall.nom}} := 8920$$

#### Nominel moment [Nmm]

$$T_{\text{nominal}} := 418$$

**Moment konstant [  $\frac{\text{N}\cdot\text{mm}}{\text{A}}$  ]**

$$k_M := \frac{T_{\text{stall.nom}}}{I_{\text{start}}} = 60.3$$

### Hastighed ved belastning [rpm]

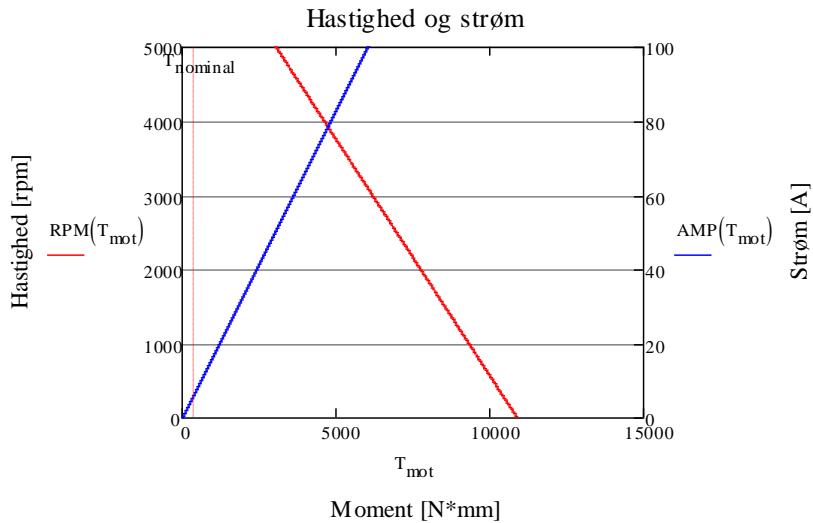
$$\text{RPM}(T_{\text{mot}}) := n_{\text{noload}} - T_{\text{mot}} \cdot K_{\text{rpm}}$$

### Motor moment [Nm]

$$T_{\text{mot}} := (0..T_{\text{stall}})$$

### Strøm som funktion af moment [A]

$$\text{AMP}(T_{\text{mot}}) := \frac{T_{\text{mot}}}{k_M}$$



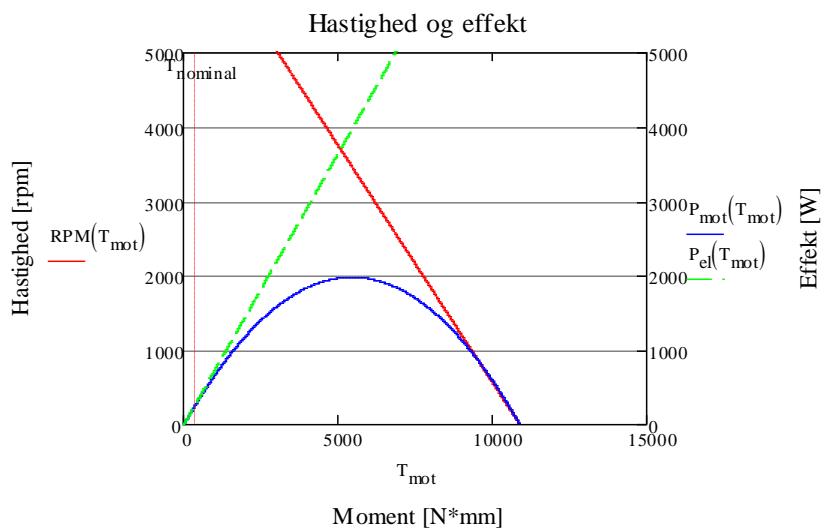
Figur 28-1 - Hastighed og strøm

### Akseleffekt [W]

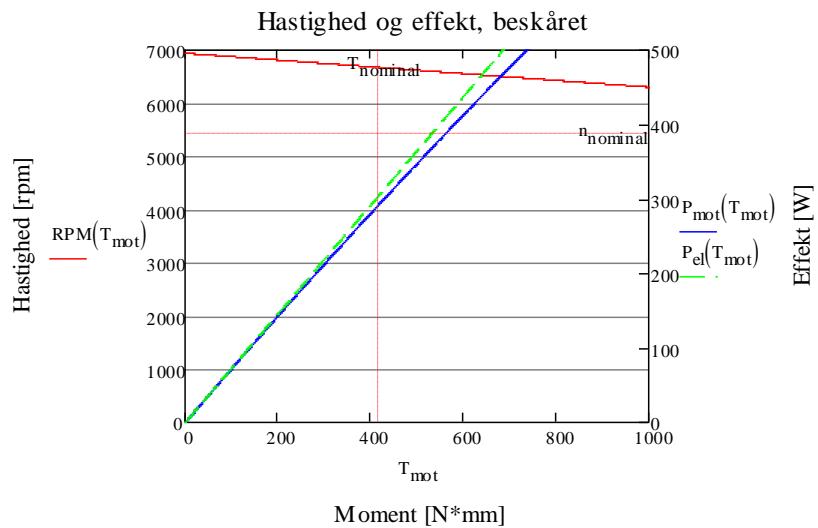
$$P_{\text{mot}}(T_{\text{mot}}) := \text{RPM}(T_{\text{mot}}) 0.105(T_{\text{mot}}) \cdot 10^{-3}$$

### Elektrisk effekt [W]

$$P_{\text{el}}(T_{\text{mot}}) := U_{\text{pow}} \cdot \text{AMP}(T_{\text{mot}})$$



Figur 28-2 - Hastighed og effekt



Figur 28-3 - Hastighed og effekt, beskåret

### Frikionsmoment [Nm]

$$M_R := k_M \cdot I_{\text{no load}} \cdot 10^{-3} = 8.86$$

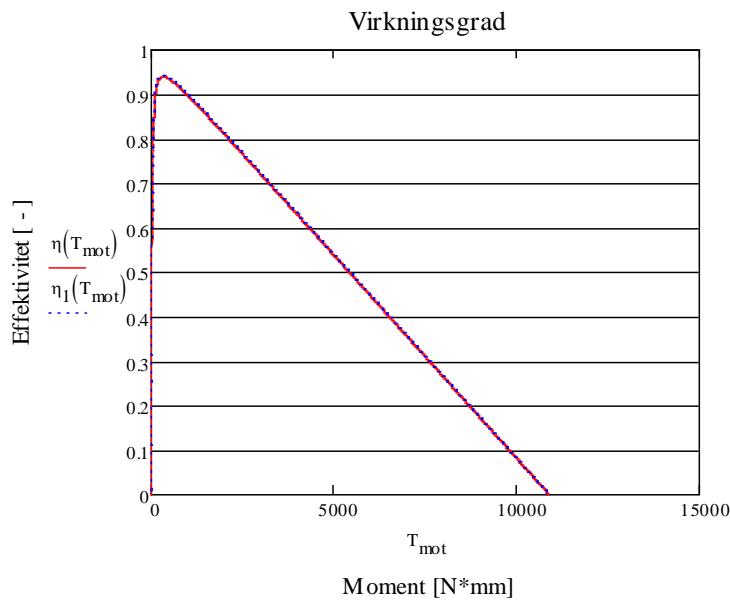
### Virkningsgrad [-]

$$\eta(T_{\text{mot}}) := \frac{\pi}{30000} \cdot \frac{\text{RPM}(T_{\text{mot}}) \cdot (T_{\text{mot}} - M_R)}{U_{\text{pow}} \cdot \text{AMP}(T_{\text{mot}})}$$

### Virkningsgrad, alternativ [-]

Dette udtryk er næsten sammenfaldende med ovenstående. Dette mere simple udtryk bruges til at finde maksimum, da Mathcad ved lave spændinger giver fejl, når ovenstående udtryk differentieres.

$$\eta_1(T_{\text{mot}}) := \frac{P_{\text{mot}}(T_{\text{mot}} - M_R)}{P_{\text{el}}(T_{\text{mot}})}$$



Figur 28-4 - Virkningsgrad

### Moment ved max virkningsgrad [Nm]

Se udledningen af nedenstående udtryk i appendiks 28-01:

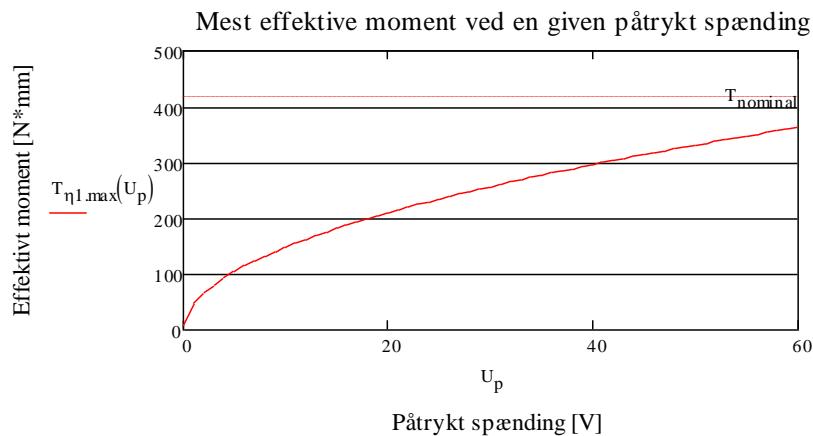
$$T_{\eta,\max} := \sqrt{\frac{(U_{\text{pow}} \cdot n_{\text{noload.nom}} \cdot I_{\text{noload}} \cdot T_{\text{stall.nom}})}{(10^3 \cdot K_{\text{rpm}} \cdot U_{\text{nom}} \cdot I_{\text{start}})} + \frac{(I_{\text{noload}}^2 \cdot T_{\text{stall.nom}}^2)}{(10^6 \cdot I_{\text{start}}^2)}}$$

$$T_{\eta,\max} = 311$$

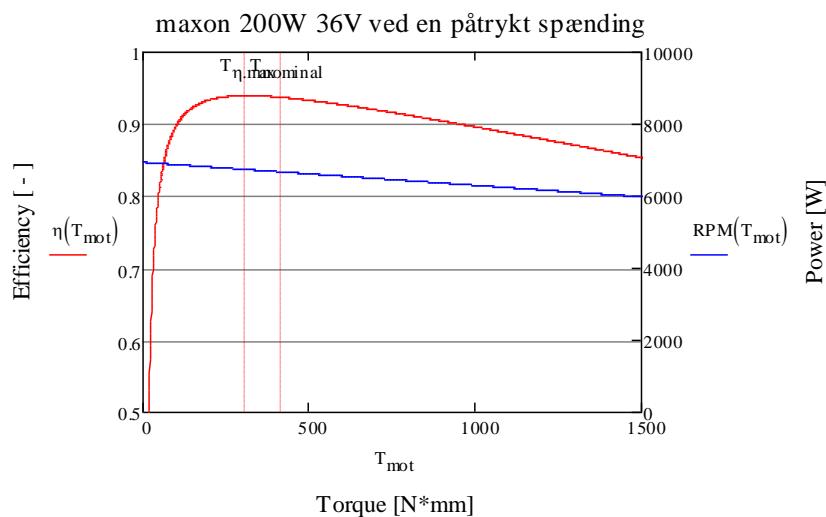
**Plot af mest effektive moment som funktion af påtrykt spænding:**

$$T_{\eta1.\max}(U_p) := \sqrt{\frac{(U_p \cdot n_{noload.nom} \cdot I_{noload} \cdot T_{stall.nom})}{(10^3 \cdot K_{rpm} \cdot U_{nom} \cdot I_{start})} + \frac{(I_{noload}^2 \cdot T_{stall.nom}^2)}{(10^6 \cdot I_{start}^2)}}$$

$$U_p := 0..60$$



Figur 28-5 - Mest effektive moment



Figur 28-6 - Virkningsgrad for maxon 200W36V ved 44[V]

Påtrykt spænding [V]

$$U_{\text{pow}} = 44$$

Maximal virkningsgrad [ - ]

$$\eta_{\max} := \eta(T_{\eta,\max}) = 94\%$$

Moment med max virkningsgrad [Nmm]

$$T_{\eta,\max} = 311$$

Omdrejningshastighed ved max virkningsgrad [rpm]

$$\text{RPM}(T_{\eta,\max}) = 6744$$

Strøm ved max virkningsgrad [A]

$$AMP(T_{\eta,\max}) = 5.2$$

Akseleffekt ved max virkningsgrad [W]

$$P_{\text{mot}}(T_{\eta,\max}) = 220$$

### Punkter til plot af effektivitetsdiagram:

Der beregnes et passende antal punkter for hver ønsket kurve, 0.6, 0.8, etc.

Flere punkter nær  $T\eta .max$  giver bedre plots.

Ved at ændre "Påtrykt spænding" øverst i plottet, samt den ønskede virkningsgrad herunder, fås 2 punkter, som kan plottes i effektivitetsdiagrammet.

$$\eta_p := 0.92$$

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} := \begin{pmatrix} T_{\eta.max}^{0.8} \\ T_{\eta.max}^{1.2} \end{pmatrix}$$

Given

$$\eta(x_1) = \eta_p$$

$$\eta(x_2) = \eta_p$$

### Momenter, punkt 1 og 2

$$\begin{pmatrix} TL_{90} \\ TH_{90} \end{pmatrix} := \text{Minerr} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 138 \\ 699 \end{pmatrix}$$

### Hastigheder, punkt 1 og 2

$$\begin{pmatrix} SL_{90} \\ SH_{90} \end{pmatrix} := \begin{pmatrix} RPM(TL_{90}) \\ RPM(TH_{90}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 6854 \\ 6496 \end{pmatrix}$$

#### Punkt 1

$$(SL_{90} \ TL_{90}) = (6854 \ 138)$$

#### Punkt 2

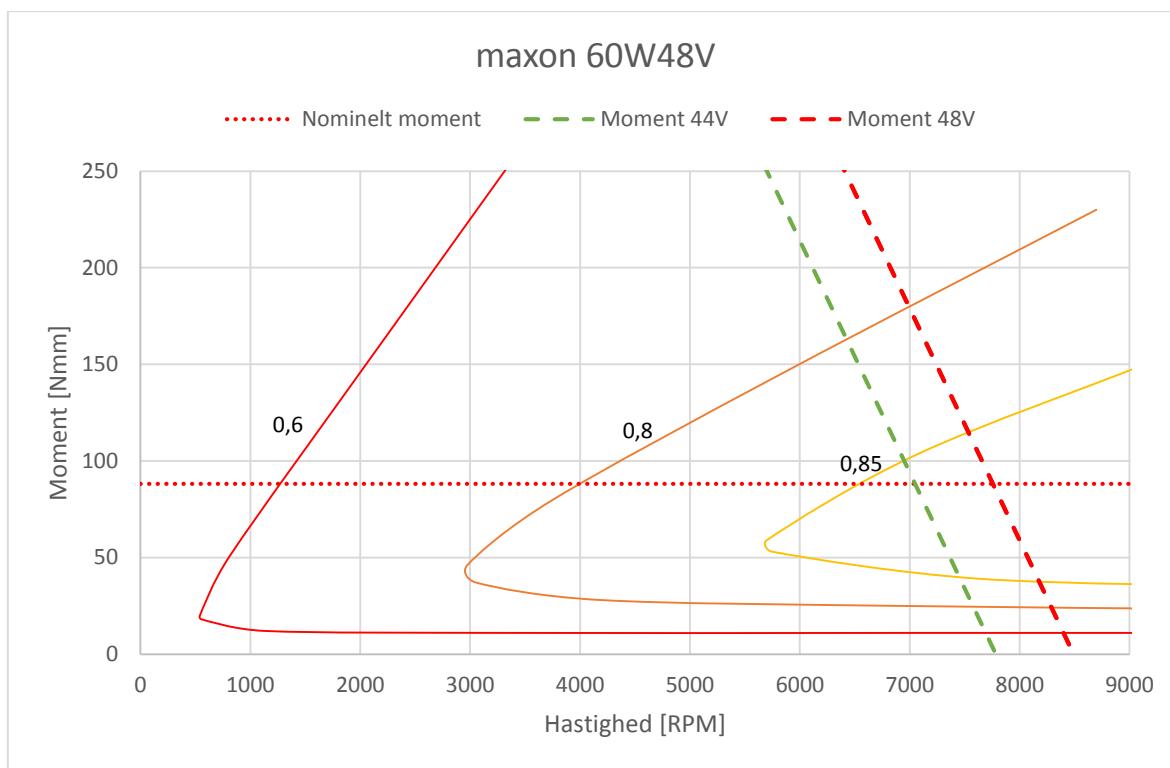
$$(SH_{90} \ TH_{90}) = (6496 \ 699)$$

Hvis de 2 værdier har **samme størrelse**, er den valgte spænding mindre end eller lig den mindste spænding, der giver den valgte virkningsgrad.

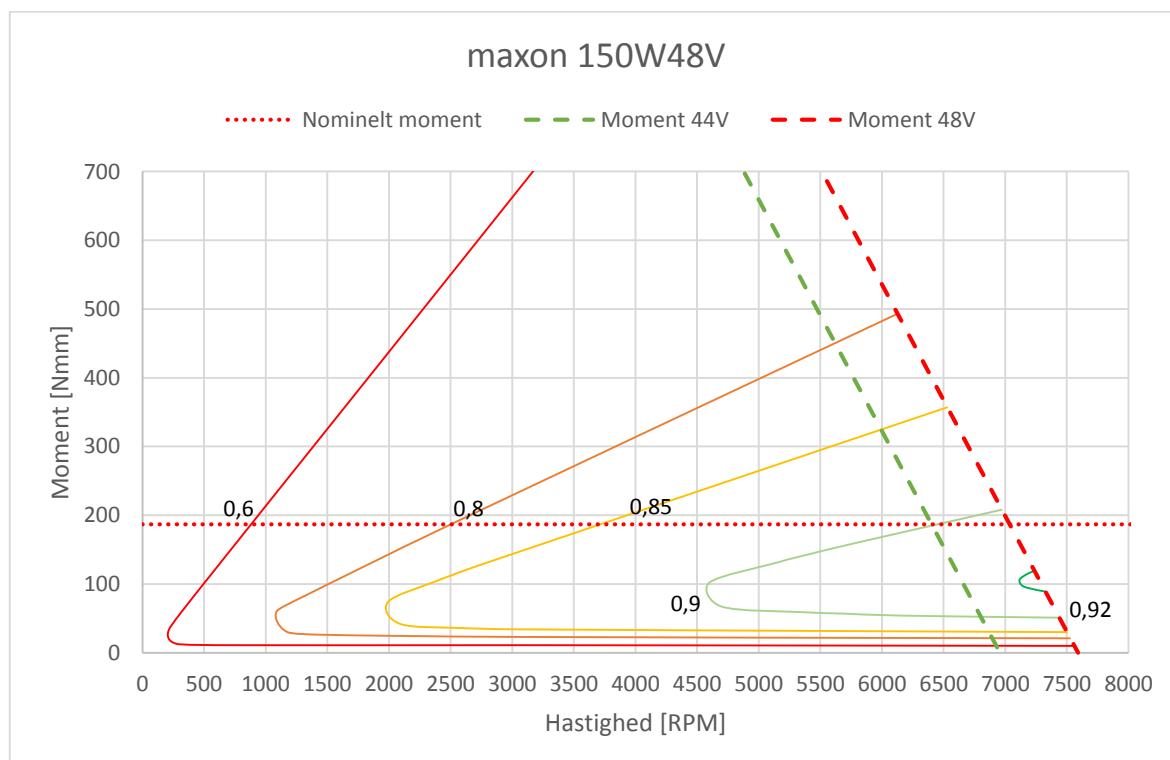
$$U_{valgt} \leq U_{min.\eta}$$

Ovenstående beregning er udført på alle motorer, som har været brugt i simulering. Effektivitetsdiagrammerne kan ses i bilag, afsnit 29.

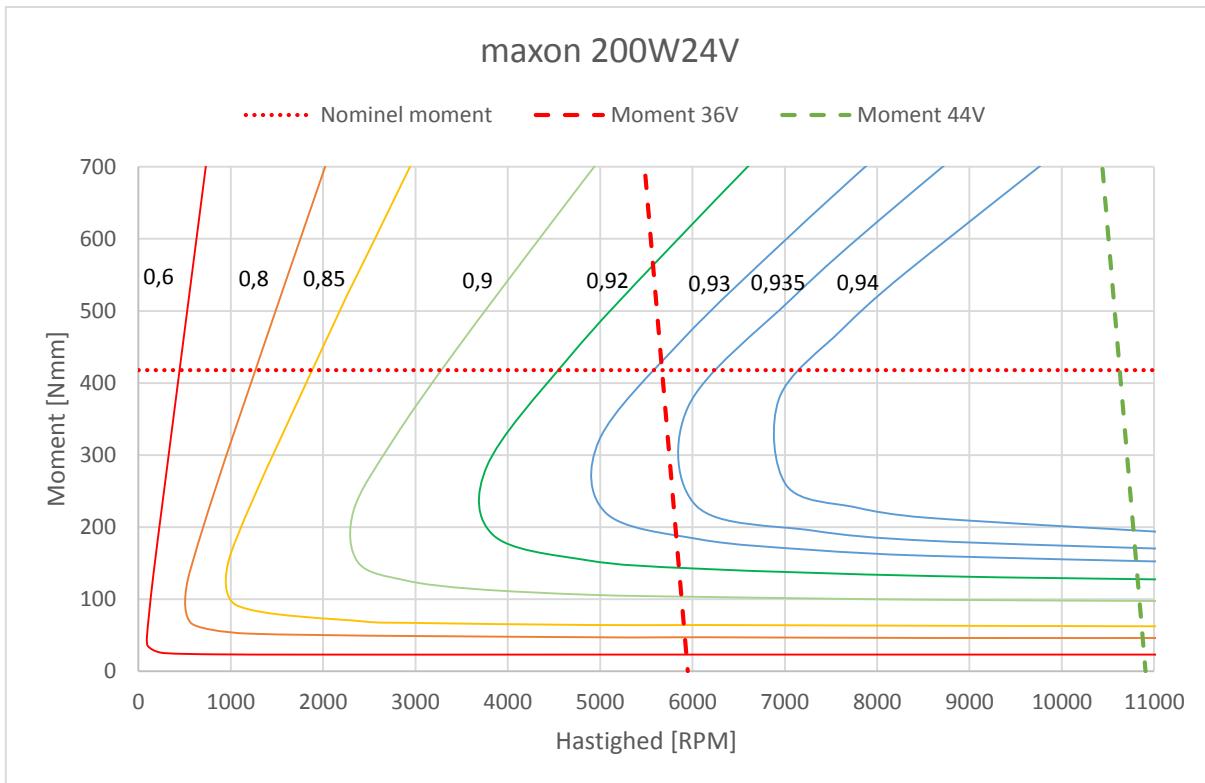
## 29 Bilag - Effektivitetsdiagrammer



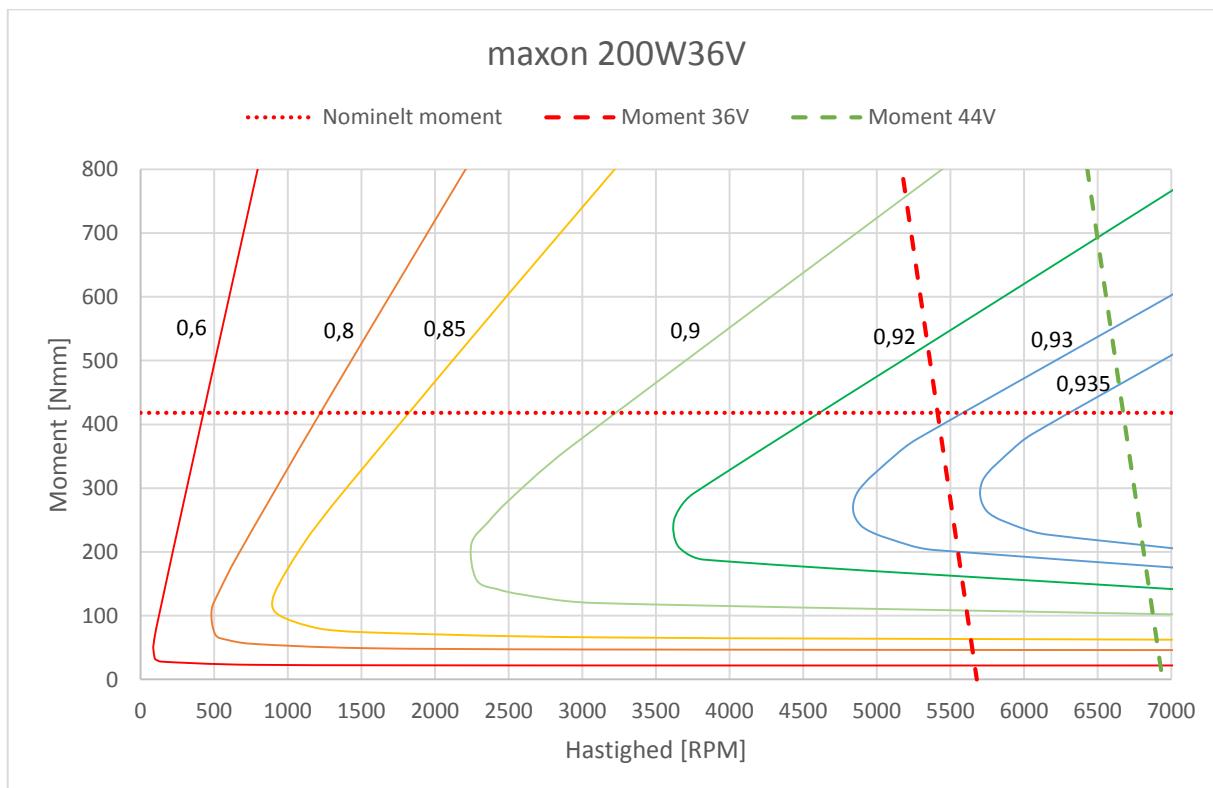
Figur 29-1 - Effektivitetsdiagram, maxon 60W48V



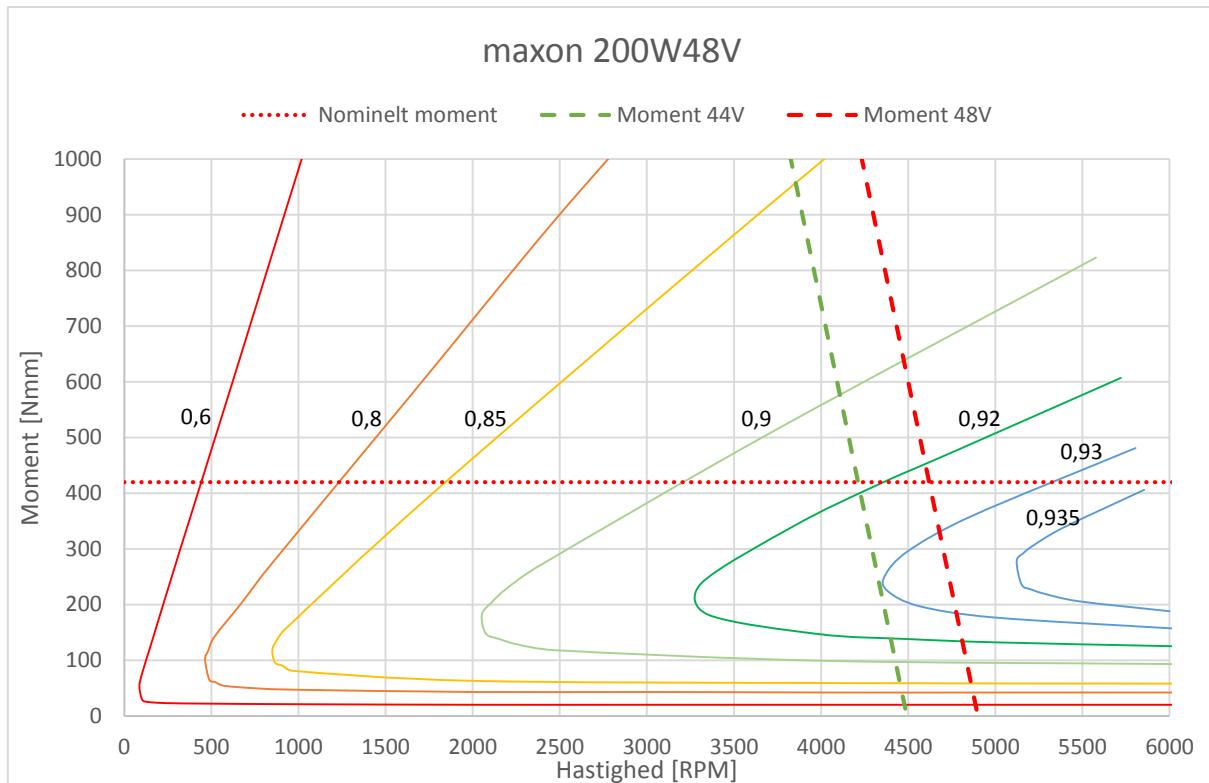
Figur 29-2 - Effektivitetsdiagram, maxon 150W48V



Figur 29-3 - Effektivitetsdiagram, maxon 200W24V



Figur 29-4 - Effektivitetsdiagram, maxon 200W36V



Figur 29-5 - Effektivitetsdiagram, maxon 200W48V

## 30 Bilag - Bestemmelse af passende udveksling

### Krav til ydelse

$$\text{Hjulets max omdrejningshastighed [rpm]} \quad \omega_{hj} := 333$$

$$\text{Konstant moment på baghjul [Nmm]} \quad T_{hj} := 8960$$

### 200W 24V

#### Motordata ved max spænding fra motorstyring (44 [V])

$$\text{Start moment [Nmm]} \quad T_{stall} := 16330$$

$$\text{Hastighed/moment gradient [ } \frac{\text{rpm}}{\text{N}\cdot\text{mrr}} \text{]} \quad K_{rpm} := 0.668$$

#### Solver, 3 ligninger med 3 ubekendte

Given

$$i_{gr} = \frac{RPM_{mot}}{\omega_{hj}} \quad T_{mot} = \frac{T_{hj}}{i_{gr}} \quad T_{mot} = T_{stall} - \frac{RPM_{mot}}{K_{rpm}}$$

$$\begin{pmatrix} i_{gr} & i_{gr1} \\ RPM & RPM_1 \\ T_{mot} & T_{mot1} \end{pmatrix} := \text{Find}(i_{gr}, RPM_{mot}, T_{mot}) \rightarrow \begin{pmatrix} 32.2 & 0.6 \\ 10722.6 & 185.9 \\ 278.3 & 16051.7 \end{pmatrix}$$

Løsningerne i kolonne 2 er ved et uacceptabelt højt moment, hvor motoren vil tage skade.

Derfor bliver løsningen:

$$\text{Udveksling [-]} \quad i_{gr} = 32.2$$

$$\text{Omdrejningshastighed, motor [rpm]} \quad RPM = 10723$$

$$\text{Moment på motor [Nmm]} \quad T_{mot} = 278$$

Da der ikke er mulighed for at fremstille én udveksling større end 1:27, udregnes omdrejningshastighed og moment, ud fra denne udveksling.

$$\text{Udveksling [-]} \quad i_{gr,24V} := 27$$

$$\text{Omdrejningshastighed, motor [rpm]} \quad RPM_{24V} := \omega_{hj} \cdot i_{gr,24V} = 8991$$

**Moment på motor [Nmm]**

$$T_{mot.24V} := \frac{T_{hj}}{i_{gr.24V}} = 332$$

**200W 36V**

**Motordata ved max spænding fra motorstyring ( 44 [V] )**

Start moment [Nmm]

$$T_{stall} := 1088$$

Hastighed/moment gradient [ $\frac{\text{rpm}}{\text{N}\cdot\text{mm}}$ ]

$$K_{rpm} := 0.63 \xi$$

**Solver, 3 ligninger med 3 ubekendte**

Given

$$i_{gr} = \frac{\text{RPM}_{mot}}{\omega_{hj}} \quad T_{mot} = \frac{T_{hj}}{i_{gr}} \quad T_{mot} = T_{stall} - \frac{\text{RPM}_{mot}}{K_{rpm}}$$

$$\begin{pmatrix} i_{gr} & i_{gr1} \\ \text{RPM} & \text{RPM}_1 \\ T_{mot} & T_{mot1} \end{pmatrix} := \text{Find}(i_{gr}, \text{RPM}_{mot}, T_{mot}) \rightarrow \begin{pmatrix} 20 & 0.9 \\ 6656.1 & 286 \\ 448.3 & 10432.7 \end{pmatrix}$$

Løsningerne i kolonne 2 er ved et uacceptabelt højt moment, hvor motoren vil tage skade.

Derfor bliver løsningen:

**Udveksling [ - ]**

$$i_{gr} = 19.988$$

**Omdrejningshastighed, motor [rpm]**

$$\text{RPM} = 6656$$

**Moment på motor [Nmm]**

$$T_{mot} = 448$$

## 200W 48V

**Motordata ved max spænding fra motorstyring (44 [V] )**

Start moment [Nmm]

$$T_{\text{stall}} := 674$$

Hastighed/moment gradient [  $\frac{\text{rpm}}{\text{N}\cdot\text{mnr}}$  ]

$$K_{\text{rpm}} := 0.66$$

**Solver, 3 ligninger med 3 ubekendte**

Given

$$i_{\text{gr}} = \frac{\text{RPM}_{\text{mot}}}{\omega_{\text{hj}}} \quad T_{\text{mot}} = \frac{T_{\text{hj}}}{i_{\text{gr}}} \quad T_{\text{mot}} = T_{\text{stall}} - \frac{\text{RPM}_{\text{mot}}}{K_{\text{rpm}}}$$

$$\begin{pmatrix} i_{\text{gr}} & i_{\text{gr}1} \\ \text{RPM} & \text{RPM}_1 \\ T_{\text{mot}} & T_{\text{mot}1} \end{pmatrix} := \text{Find}(i_{\text{gr}}, \text{RPM}_{\text{mot}}, T_{\text{mot}}) \rightarrow \begin{pmatrix} 12 & 1.5 \\ 3994 & 497.5 \\ 747 & 5997 \end{pmatrix}$$

Løsningerne i kolonne 2 er ved et uacceptabelt højt moment, hvor motoren vil tage skade.

Derfor bliver løsningen:

**Udveksling [ - ]**

$$i_{\text{gr}} = 11.994$$

**Omdrejningshastighed, motor [rpm]**

$$\text{RPM} = 3994$$

**Moment på motor [Nmm]**

$$T_{\text{mot}} = 747$$

## 150W 48V

**Motordata ved max spænding fra motorstyring ( 44 [V] )**

Start moment [Nmm]

$$T_{\text{stall}} := 2343$$

Hastighed/moment gradient [  $\frac{\text{rpm}}{\text{N}\cdot\text{mm}}$  ]

$$K_{\text{rpm}} := 2.97$$

**Solver, 3 ligninger med 3 ubekendte**

Given

$$i_{\text{gr}} = \frac{\text{RPM}_{\text{mot}}}{\omega_{\text{hj}}} \quad T_{\text{mot}} = \frac{T_{\text{hj}}}{i_{\text{gr}}} \quad T_{\text{mot}} = T_{\text{stall}} - \frac{\text{RPM}_{\text{mot}}}{K_{\text{rpm}}}$$

$$\begin{pmatrix} i_{\text{gr}} & i_{\text{gr}1} \\ \text{RPM} & \text{RPM}_1 \\ T_{\text{mot}} & T_{\text{mot}1} \end{pmatrix} := \text{Find}(i_{\text{gr}}, \text{RPM}_{\text{mot}}, T_{\text{mot}}) \rightarrow \begin{pmatrix} 15.9 & 5 \\ 5280.6 & 1678.1 \\ 565 & 1778 \end{pmatrix}$$

Løsningerne i kolonne 2 er ved et uacceptabelt højt moment, hvor motoren vil tage skade.

Derfor bliver løsningen:

**Udveksling [ - ]**

$$i_{\text{gr}} = 15.858$$

**Omdrejningshastighed, motor [rpm]**

$$\text{RPM} = 5281$$

**Moment på motor [Nmm]**

$$T_{\text{mot}} = 565$$

## 60W 48V

### Krav til ydelse

Hjulets max omdrejningshastighed [rpm]

$$\omega_{hj} := 333$$

Konstant moment på baghjul [Nmm]

$$T_{hj} := 150$$

### Motordata ved max spænding fra motorstyring ( 44 [V] )

Start moment [Nmm]

$$T_{stall} := 934$$

Hastighed/moment gradient [  $\frac{\text{rpm}}{\text{N}\cdot\text{mm}}$  ]

$$K_{rpm} := 8.333$$

### Solver, 3 ligninger med 3 ubekendte

Given

$$i_{gr} = \frac{RPM_{mot}}{\omega_{hj}} \quad T_{mot} = \frac{T_{hj}}{i_{gr}} \quad T_{mot} = T_{stall} - \frac{RPM_{mot}}{K_{rpm}}$$

$$\begin{pmatrix} i_{gr} & i_{gr1} \\ RPM & RPM_1 \\ T_{mot} & T_{mot1} \end{pmatrix} := \text{Find}(i_{gr}, RPM_{mot}, T_{mot}) \rightarrow \begin{pmatrix} 21.6 & 1.7 \\ 7205.3 & 577.7 \\ 69.3 & 864.7 \end{pmatrix}$$

Løsningerne i kolonne 2 er ved et uacceptabelt højt moment, hvor motoren vil tage skade.

Derfor bliver løsningen:

**Udveksling [ - ]**

$$i_{gr} = 21.638$$

**Omdrejningshastighed, motor [rpm]**

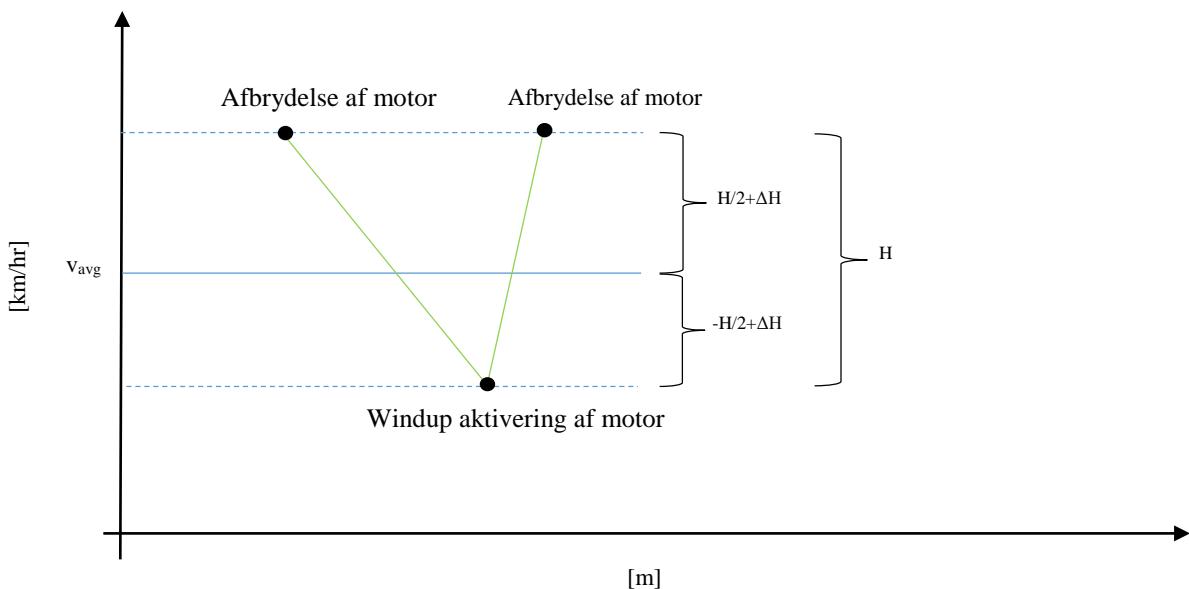
$$RPM = 7205$$

**Moment på motor [Nmm]**

$$T_{mot} = 69$$

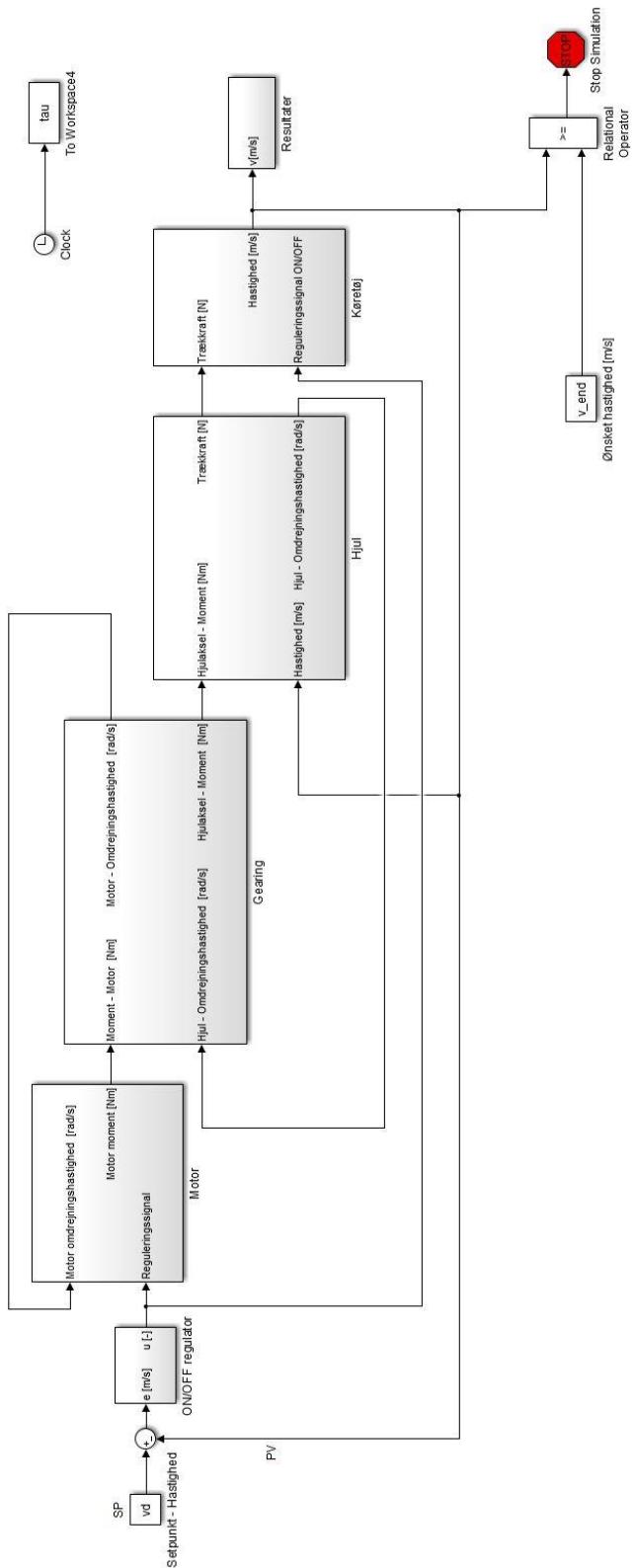
## 31 Bilag - Beskrivelse af Simulink model

I dette bilag beskrives opbygningen af Matlab/Simulink- modellerne der er anvendes til analysen af køretøjet. Simulink-modellerne er udarbejdet med udgangspunkt i bevægelsesligningen for køretøjet beskrevet i afsnit 7. Modellerne er vedhæftet i appendiks 14-01 og 15-01. I følgende afsnit beskrives opbygningen af model til simuleringen af cruisefasen, for et system hvor der anvendes et friløbslejet. Det tilhørende script til kan se i bilag, afsnit 37. Alle modellerne er udarbejdet efter samme grundprincip, men indeholder individuelle modifikationer. Modellerne består af en række systemer og subsystem. I det følgende vil de enkelte subsystemer bliver beskrevet. Modellen anvendes til at simulerede følgende cyklus:



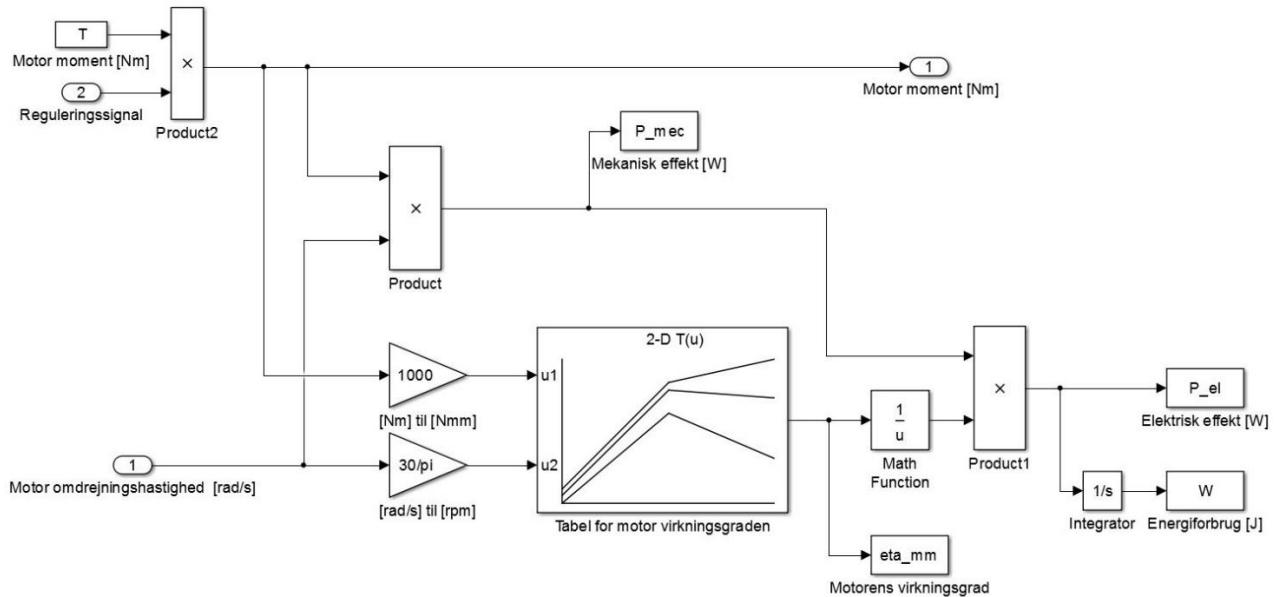
Figur 31-1 - Simuleringscyklus for cruisefasen med friløbslejet

Ved start af simuleringscyklussen er motoren afbrudt, og køretøjet coaster under påvirkning af modstandskræfter og friløbslejets friktionsmoment. Når hastigheden er faldet til den nedre grænse for hysteresebåndet foretages der windup af tandkransen, beslaget og motorakslen og tandhjulet op til denne hastighed, og køretøjet vil efterfølgende accelerer op i hastighed. På næste side ses en illustration af den overordnede model:



Figur 31-2 – Samlet model for kørsel med frikøbsleje

Nedenfor ses en illustration af Simulink modellen for motoren:



Figur 31-3 - Simulink model af motor

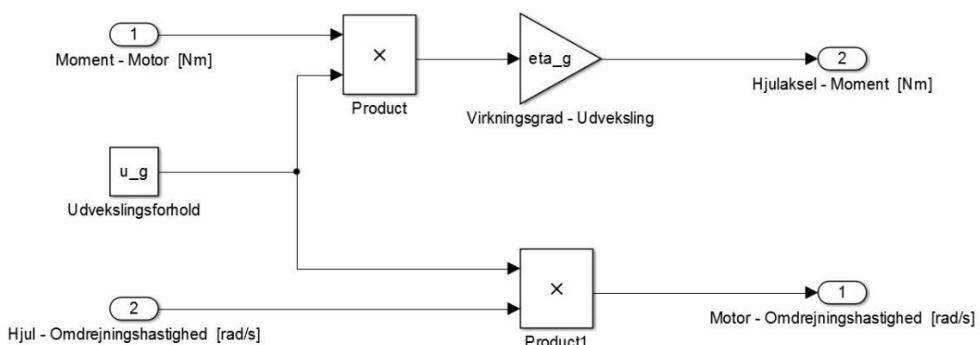
Ved cruise anvendes et konstant moment  $T_m$ , som er defineret for det enkelte motor. Momentet ganges med reguleringssignal, der afgiver om motoren er tændt eller slukket. Når motoren er aktiveret og der overføres moment, aflæses motorens effektivitet,  $\eta_m$  som en funktion af momentet  $T_m$  og motorens omdrejningshastighed  $\omega_m$  vha. en 2D- Lookup tabel for motorens effektivitet, se bilag, afsnit 32. Motorens mekaniske effekt, elektriske effekt og energiforbrug beregnes ud fra:

$$P_{mec} = T_m \omega_m$$

$$P_{el} = \frac{P_{mec}}{\eta_m}$$

$$W = \int P_{el}$$

Motorens moment transformeres i modellen af gearingen som er illustreret nedenfor:



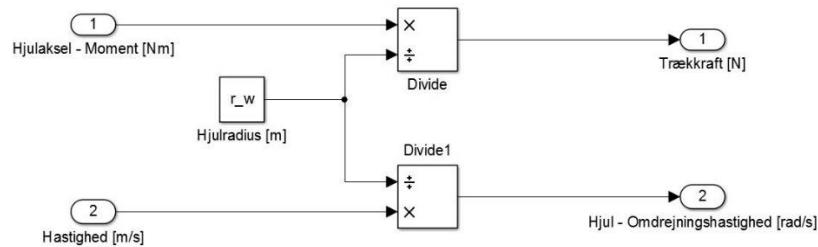
Figur 31-4 - Simulink model for gearing

I gearingen er udvekslingsforholdet  $u_g$ , virkningsgraden for gearing  $\eta_g$ , momentet på hjulakslen  $T_w$ , hjulets omdrejningshastighed  $\omega_w$ , og motorens omdrejningshastighed  $\omega_m$  er relateret ved følgende formler:

$$T_w = T_m u_g \eta_g$$

$$\omega_w = \frac{\omega_m}{u_g}$$

Hjulaksens moment transformeres til en trækkraft der ydes på underlaget gennem baghjulet:

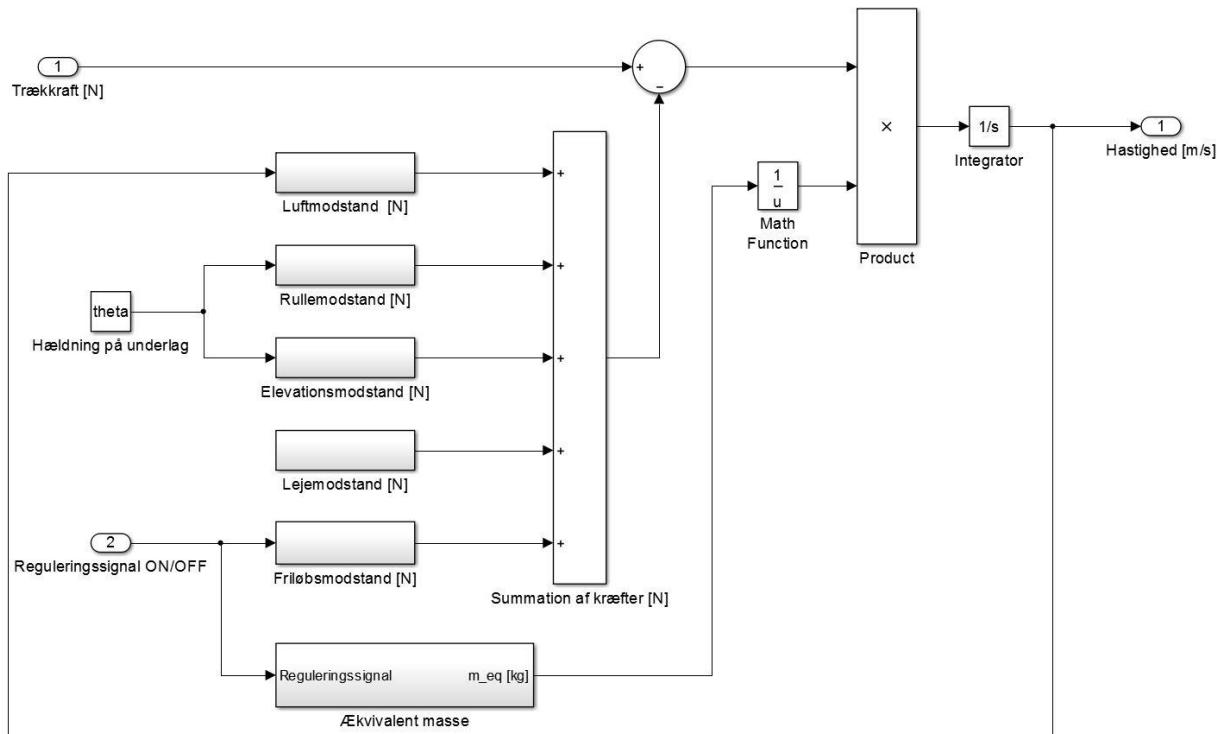


Figur 31-5 - Simulink model af baghjul

I udarbejdelsen af modellen antages der ikke at forekomme slip mellem baghjulet og underlaget, hvormed følgende relationer mellem trækkraften  $F_T$ , hjulradius  $r_w$  og køretøjets hastighed  $v$ , kan anvendes:

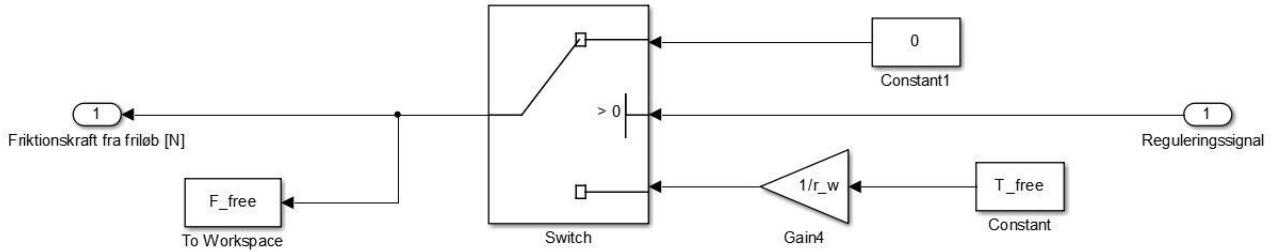
$$F_T = \frac{T_w}{r_w}$$

$$v = \omega_w r_w$$



Figur 31-6 - Simulink model af køretøjet

I ovenstående model beregnede størrelserne af modstands kræfterne som er udledt i afsnit 7, hvor bevægelsesligningen for køretøjet er opstillet. I denne specifikke model, hvor der anvendes et friløbsleje, vil der når motoren er deaktiveret blive introduceret en ekstra modstandskraft i form af friktionsmomentet for friløbslejet. Dette er illustreret nedenfor:

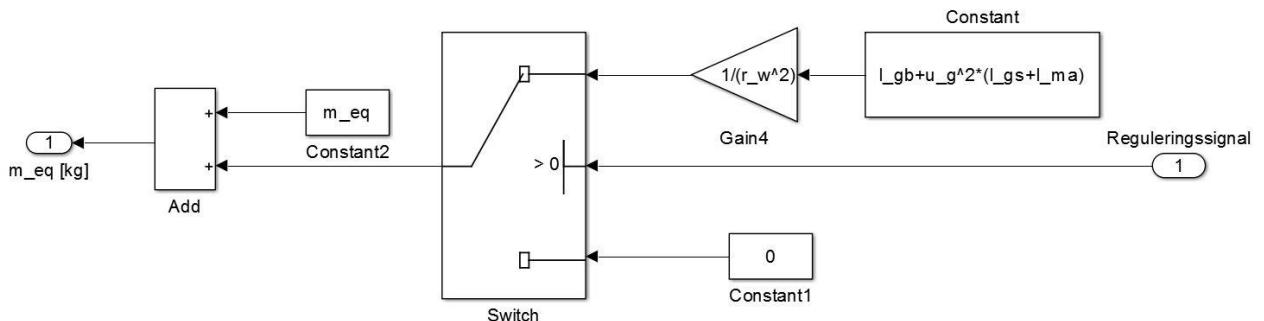


Figur 31-7 – Simulink model af friløbsmodstand

Friktionsmomentet for friløbslejet  $F_{free}$  og hjulradisen  $r_w$  er givet ved følgende sammenhæng:

$$F_{free} = \frac{T_{free}}{r_w}$$

Friktionsmomentet reguleres vha. en switch som skifter når reguleringssignalet skifter værdi og motoren dermed aktiveres. Når motoren aktiveres vil den roterende masse af tandkrans, beslag osv. skulle adderes den ækvivalente masse for køretøjet. Dette udføres vha. en tilsvarende switch:



Figur 31-8 – Simulink model for regulering af ækvivalent masse

Når motoren ikke er aktiveres vil den ækvivalente masse være givet ved beskrivelse i bilag, afsnit 7. Når motorens aktiveres vil den ækvivalente masse være givet ved:

$$m_{eq} = m_{eq} + \frac{I_{gb} + u_g * (I_{gs} + I_{ma})}{r_w^2}$$

## 32 Bilag - Surface fit – Motoreffektivitetsdiagram

```
% Script til importering og generering af surface fit virkningsgraderne for  
% maxon motorer.
```

### Import af data

```
% Den ønskede motor vælges ud fra nedenstående:  
% 60W_48V  
% 150W_48V  
% 200W_24V  
% 200W_36V  
% 200W_48V  
  
% Navnet på motoren placeres i nedenstående sti, henviser til specifikt ark  
% i exceldokument.  
  
data = xlsread('C:\Dropbox\M7BAC - Dan og Kenneth - Drivlinje og styretøj\02 - Beregninger\01 -  
Motorydelse\02 - Implementering af testdata for motor\maxon_ motorer.xlsx','200W_36V');
```

### Allokering af importerede data

```
x = data(:,1); % Omdrejningshastighed [rpm]  
y = data(:,2); % Moment [Nm]  
z = data(:,3); % Virkningsgrad [-]
```

### Fjernelse af midlertidige variable

```
clearvars data raw;
```

### Surface fit

```
% Metode  
ft='linearinterp';  
  
% Fit surface  
eta=fit([x,y],z,ft, 'Normalize','on');  
  
%Tabel - Surface data  
speedbreakpoints=linspace(0,9000,100);  
torquebreakpoints=linspace(0,900,100);  
  
%Værdier til 2D lookup tabel  
[tSpeed,tTorque]=meshgrid(speedbreakpoints,torquebreakpoints);  
tEta=eta(tSpeed,tTorque);
```

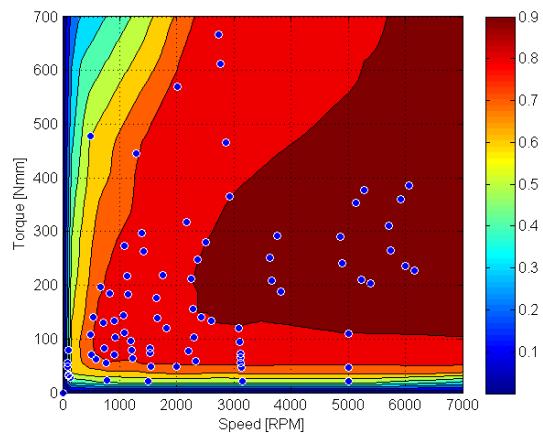
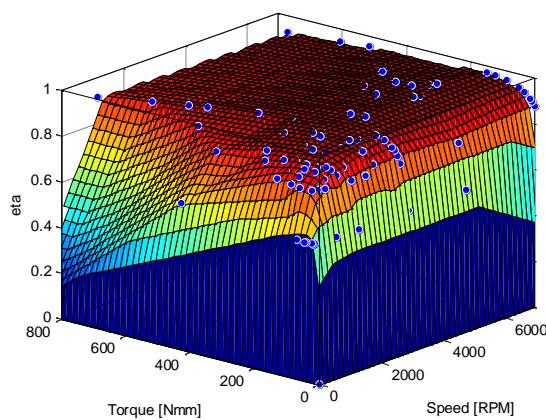
## Eksportering af data

```
save('200w36v.mat', 'speedbreakpoints', 'torquebreakpoints', 'tEta')
```

## Plot

```
figure(1)
plot(eta,[x,y],z);
axis([0 7000 0 800]);
xlabel( 'Speed [RPM]' );
ylabel( 'Torque [Nmm]' );
zlabel( 'eta' )

figure(2)
plot( eta, [x, y], z, 'style', 'Contour' );
axis([0 7000 0 700]);
xlabel( 'Speed [RPM]' );
ylabel( 'Torque [Nmm]' );
colorbar
grid on
```



*Published with MATLAB® R2013b*

### 33 Bilag - Energi til ind-/udkobling af motor

Nedenfor foretages en estimering af energiforbrug til ind-og udkobling af motoren under cruisefasen. Der tages udgangspunkt i målinger på en gearmotor som er til rådighed i studiets værksted og som har en passende dimension:

Spænding

$$U_m := 12V$$

Strøm

$$I_m := 0.42A$$

Tid per omgang

$$t_{omg} := 1.63s$$

Indkoblingsvinkel

$$\alpha_k := 90\text{deg}$$

Tid, ind- eller udkobling

$$t_k := t_{omg} \cdot \frac{\alpha_k}{2 \cdot \pi} = 0.407s$$

Effekt

$$P_m := U_m \cdot I_m = 5.04W$$

Energi per ind- eller udkobling

$$E_k := P_m \cdot t_k = 2.054J$$

## 34 Bilag - Energiforbrug under cruise

```
% Program til bestemmelse af energiforbrug under cruisefasen for de forskellige maxon motorer.
```

```
% Alle variable er angivet i SI-enheder hvis ikke andet er angivet
```

```
clc  
clear all  
close all
```

### Input - Omgivelser og underlag

```
g=9.81; % Tyngdeacceleration  
rho_l=1.204; % Densitet af luft  
theta=atan(0/100)*(pi/180); % Hældning på underlag(rad)  
v_w=0; % Vindhastighed, positiv ved modvind og vice versa
```

### Input - Køretøjsdata

```
m_v=32; % Masse af køretøj  
m_d=50; % Masse af fører  
m_w=0.8; % Masse af hjul  
m_t=m_v+m_d; % Samlet masse af køretøj inkl. fører  
n_w=3; % Hjulantal  
d_w=0.478; % Diameter af hjul  
r_w=d_w/2; % Radius af hjul  
d_l=0.02; % Diameter i lejer  
mu_l=0.0015; % Frikionskoefficent for lejer  
eta_g=1; % Effektivitet for gearing  
C_RR=0.002; % Rullemodstandscoefficent  
C_A=0.102; % Aerodynamisk modstandscoefficent  
A_F=0.2718; % Frontareal
```

### Input - Roterende masser

```
I_w=4.8e-2; % Masseinertimoment for hjul  
I_gb=7.3e-3; % Masseinertimoment for tandkrans  
I_gs=8e-6; % Masseinertimoment for tandhjul  
I_ma=54e-6; % Masseinertimoment for motoraksel
```

## Input - Motordata

```
%Konstant moment  
T=0.250; % [Nm] Konstant moment  
  
%Udvæksling - Gearing - Forskellige motorer  
% u_g=21.64; % 60W48V  
% u_g=15.86; % 150W48V  
% u_g=27; % 200W24V  
u_g=19.998; % 200W36V  
% u_g=11; % 200W48V
```

## Input - Motorvirkningsgrad

```
%Importing af variable fra script til bestemmelse af motor virkningsgrad ud fra testdata  
load('200W36V');
```

## Ækvivalent masse - Inkludering af roterende masse:

```
m_eq=m_t*(1+(1/(m_t*r_w^2))*(I_w+I_gb+u_g^2*(I_gs+I_ma)));
```

## Simulering - Begyndelsesbetingelser

```
H=6/3.6; % Hysteres - af ON/OFF  
deltaH=-0.187/3.6; % Forskydning af hysteres  
vd=(24.8/3.6); % Ønskede gennemsnitshastighed  
td=234; % Tid per omgang  
sd=vd*td; % Banelængde  
t0=0; % Begyndelsestidspunkt  
v0=(24.8/3.6)+H/2-deltaH-10*eps; % Begyndelseshastighed  
v_end=(24.8/3.6)+H/2-deltaH-1*eps; % Sluhastighed
```

## Input - Energi til ind- og udkobling

```
E_windup=0.5*((I_ma+I_gs)*(((vd-(H/2))/r_w)*u_g)^2*(1/0.75)); % Energi til at accelererer motoraksel  
og tandhjul op i hastighed  
E_k=2; % Energi til aktuator ved indkobling
```

## Simulering - Kørsel

```
tic  
simtime=234*2; % Simuleringstid  
sim('model_cruise',simtime) % Kørsel af simulering  
toc
```

Elapsed time is 5.299034 seconds.

## Output - Beregninger

```
v_min=min(v); % Minimumshastighed  
v_max=max(v); % Maksimalhastighed  
v_avg=mean(v); % Gennemsnitshastighed  
v_diff=(vd-mean(v))*3.6 % Parametre til justering  
E_cruise_J=(max(s)/(max(w)+E_windup+2*E_k)) % Energiforbrug[m/J]  
W_run=16117/E_cruise_J % Energiforbrug ved gennemkørsel af banelængde  
E_cruise=E_cruise_J*3600 % Energiforbrug [km/kwh]
```

W\_run =

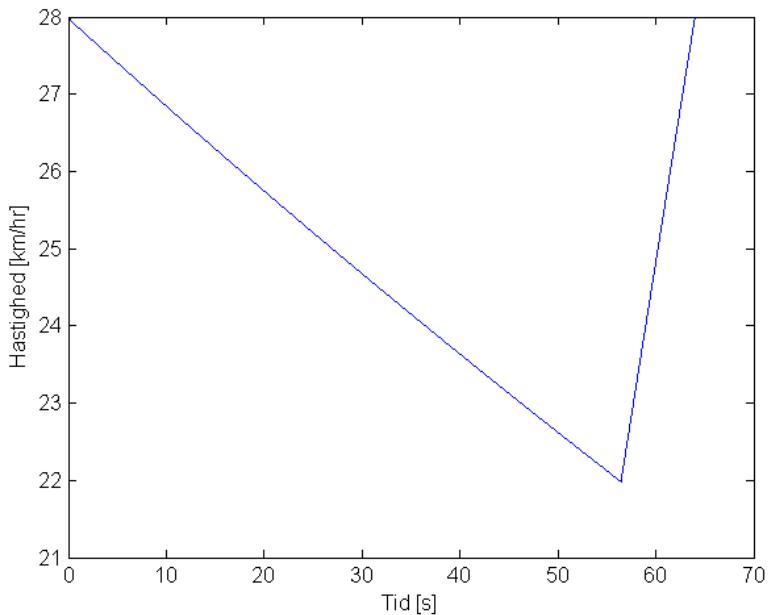
4.3072e+04

E\_cruise =

1.3472e+03

## Output - Plot

```
plot(tau,v*3.6)  
xlabel('Tid [s]');  
ylabel('Hastighed [km/hr]');
```



[Published with MATLAB® R2013b](#)

Matlab script og Simulink model er vedhæftet elektronisk i appendiks 14-01.

## 35 Bilag - Resultater - Cruise

I dette bilag beskrives resultaterne fra simuleringerne af de forskellige maxon motorer ved forskellige hystereser og momenter. Følgende motorer er undersøgt:

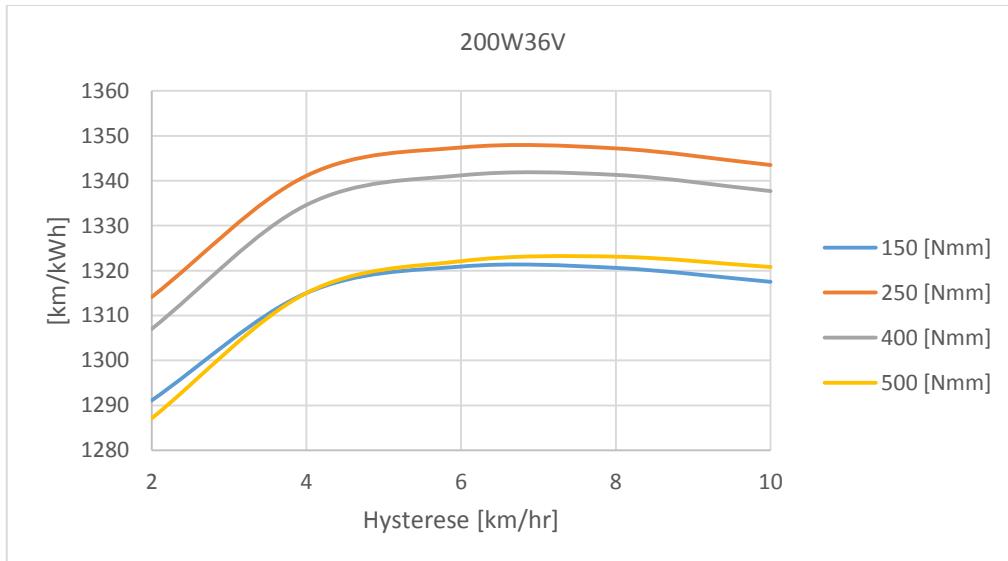
- 60W48V
- 150W48V
- 200W24V
- 200W36V
- 200W48V

Motorernes energiforbrug er udregnet ved varierende momenter og hysteresser, for at kortlægge hvilket moment motoren arbejder mest effektivt ved under cruisefasen. Modellen er anvendes er beskrevet i bilag, afsnit 34. Nedenfor ses resultaterne af simuleringen for 200W36V:

Hysterese [km/hr]	150 [Nmm]	250[Nmm]	400 [Nmm]	500[Nmm]
<b>2</b>	1291.1	1314.1	1307	1287.1
<b>4</b>	1315	1341.1	1334.6	1315
<b>6</b>	1320.9	1347.4	1341.2	1322.1
<b>8</b>	1320.6	1347.2	1341.3	1323.1
<b>10</b>	1317.5	1343.5	1337.7	1320.8

Tabel 35-1 - Energiforbrug for 200W36V ved forskellige momenter og hysteresser

Ovenstående data er nedenfor illustreret grafisk:



Figur 35-1 - Energiforbrug for 200W36V ved forskellige momenter og hysteresser

Som det kan ses af ovenstående diagram er 200W36V motoren mest effektiv ved en moment på 250 [Nmm]. Dette moment vil derfor blive anvendt i efterfølgende simuleringer med motoren. På tilsvarende vis er der udført simuleringerne af de resterende motorer, hvor de mest effektive momenter for de enkelte motorer er givet ved:

60W48V	150W48V	200W24V	200W36V	200W48V
80 [Nmm]	100 [Nmm]	250 [Nmm]	250 [Nmm]	200 [Nmm]

Tabel 35-2 – Momenter for de individuelle motorer

## 36 Bilag - Energiforbrug under cruise – Kørsel med koblingsfunktion

```
% Program til bestemmelse af energiforbrug under cruise, hvor der anvendes  
% ind-/udkobling af motoren.
```

```
% Alle enheder er angivet i SI-enheder, hvis ikke andet er angivet.
```

```
clc  
clear all  
close all
```

### Input - Omgivelser og underlag

```
g=9.81; % Tyngdeacceleration  
rho_l=1.204; % Densitet af luft  
theta=atan(0/100)*(pi/180); % Hældning på underlag(rad)  
v_w=0; % Vindhastighed, positiv ved modvind og vice versa
```

### Input - Køretøjsdata

```
m_v=32; % Masse af køretøj  
m_d=50; % Masse af fører  
m_w=0.8; % Masse af hjul  
m_t=m_v+m_d; % Samlet masse af køretøj inkl. fører  
n_w=3; % Hjulantal  
d_w=0.478; % Diameter af hjul  
r_w=d_w/2; % Radius af hjul  
d_l=0.02; % Diameter i lejer  
mu_l=0.0015; % Friktionskoefficent for lejer  
eta_g=1; % Effektivitet for gearing  
C_RR=0.002; % Rullemodstandscoefficent  
C_A=0.102; % Aerodynamisk modstandscoefficent  
A_F=0.2718; % Frontareal
```

### Input - Roterende masser

```
I_w=4.8e-2; % Masseinertimoment for hjul  
I_gb=7.2e-3; % Masseinertimoment for tandkrans  
I_gs=8e-6; % Masseinertimoment for tandhjul  
I_ma=54e-6; % Masseinertimoment for motoraksel
```

## Input - Motordata

```
%Konstant moment  
T=0.250; % [Nm] Konstant moment  
  
%Udveksling - Gearing  
% u_g=21.64; % 60w48V  
% u_g=15.86; % 150w48V  
% u_g=27; % 200w24V  
u_g=19.998; % 200w36V  
% u_g=11; % 200w48V
```

## Input - Motorvirkningsgrad

```
%Importing af variable fra script til bestemmelse af motor virkningsgrad ud  
%fra testdata  
  
load('200w36v');
```

## Ækvivalent masse - Inkludering af roterende masse:

```
m_eq=m_t*(1+(1/(m_t*r_w^2))*(n_w*I_w+I_gb));
```

## Simulering - Begyndelsesbetingelser

```
H=6/3.6; % Hysteres - af ON/OFF regulering  
deltaH=-0.0187/3.6; % Forskydning af hysteres  
vd=(24.8/3.6); % Ønskede gennemsnitshastighed  
td=234; % Tid per omgang  
sd=1611.7; % Banelængde  
t0=0; % Begyndelsestidspunkt  
v0=(24.8/3.6)+H/2-deltaH-10*eps; % Begyndelseshastighed  
v_end=(24.8/3.6)+H/2-deltaH-1*eps; % Sluhastighed
```

## Input - Energi til ind- og udkobling og windup

```
E_windup=0.5*(I_ma+I_gs)*(((vd-(H/2))/r_w)*u_g)^2*(1/0.75); % Energi til at accelererer motoraksel  
og tandhjul op i hastighed  
E_k=2; % Energi til aktuator ved indkobling/udkobling
```

## Simulering - Kørsel

```
tic  
simtime=234*2; % Simuleringstid  
sim('model_clutch',simtime) % Kørsel af simulering  
toc
```

Elapsed time is 5.419999 seconds.

## Output - Beregninger

```
v_min=min(v); % Minimumshastighed  
v_max=max(v); % Maksimalhastighed  
v_avg=mean(v); % Gennemsnitshastighed  
v_diff=(vd-mean(v))*3.6 % Parametre til justering  
E_cruise_J=(max(s)/(max(w)+E_windup+2*E_k)) % Energiforbrug[m/J]  
W_run=16117/E_cruise_J % Energiforbrug ved gennemkørsel af banelængde  
E_cruise=E_cruise_J*3600 % Energiforbrug [km/kwh]
```

W\_run =

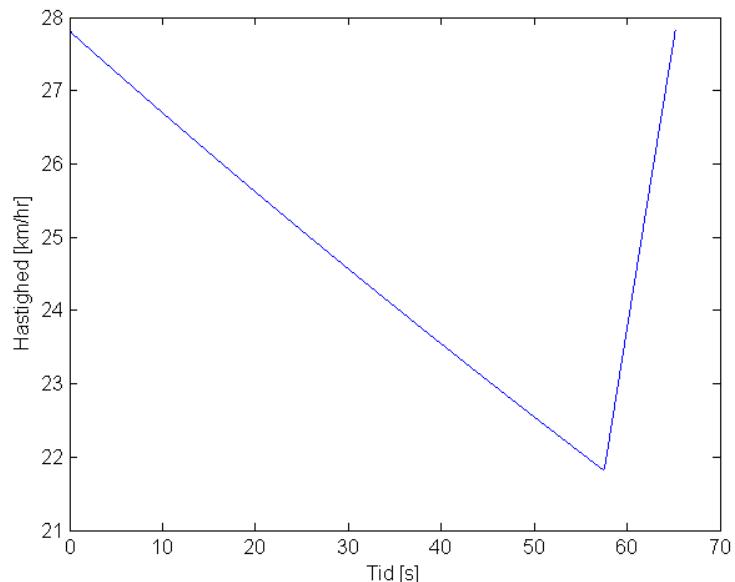
4.3072e+04

E\_cruise =

1.3471e+03

## Output - Plot

```
plot(tau,v*3.6)  
xlabel('Tid [s]');  
ylabel('Hastighed [km/hr]');
```



[Published with MATLAB® R2013b](#)

Modellen er ligeledes vedhæftet i appendiks 15-01.

## 37 Bilag - Energiforbrug under cruise - Kørsel med friløbsleje

```
% Program til bestemmelse af energiforbrug under cruise, hvor der anvendes et friløbsleje.
```

```
% Alle enheder er angivet i SI-enheder hvis ikke andet er angivet.
```

```
clc  
clear all  
close all
```

### Input - Omgivelser og underlag

```
g=9.81; % Tyngdeacceleration  
rho_l=1.204; % Densitet af luft  
theta=atan(0/100)*(pi/180); % Hældning på underlag(rad)  
v_w=0; % Vindhastighed, positiv ved modvind og vice versa
```

### Input - Køretøjsdata

```
m_v=32; % Masse af køretøj  
m_d=50; % Masse af fører  
m_w=0.8; % Masse af hjul  
m_t=m_v+m_d; % Samlet masse af køretøj inkl. fører  
n_w=3; % Hjulantal  
d_w=0.478; % Diameter af hjul  
r_w=d_w/2; % Radius af hjul  
d_l=0.02; % Diameter i lejer  
mu_l=0.0015; % Frikitionskoefficent for lejer  
eta_g=1; % Effektivitet for gearing  
C_RR=0.002; % Rullemodstandscoefficent  
C_A=0.102; % Aerodynamisk modstandscoefficent  
A_F=0.2718; % Frontareal  
T_free=7.2e-3; % Modstandsmoment i friløb
```

### Input - Roterende masser

```
I_w=4.8e-2; % Masseinertimoment for hjul  
I_gb=7.3e-3; % Masseinertimoment for tandkrans  
I_gs=8e-6; % Masseinertimoment for tandhjul  
I_ma=54e-6; % Masseinertimoment for motoraksel
```

## Input - Motordata

```
%Konstant moment
T=0.250; % Konstant moment

%Udvæksling - Gearing - Forskellige motorer
% u_g=21.64; % 60w48V
% u_g=15.86; % 150w48V
% u_g=27; % 200w24V
u_g=19.998; % 200w36V
% u_g=11; % 200w48V
```

## Input - Motorvirkningsgrad

```
%Importing af variable fra script til bestemmelse af motor virkningsgrad ud
%fra testdata

load('200w36v');
```

## Ækvivalent masse - Inkludering af roterende masse:

```
m_eq=m_t*(1+(1/(m_t*r_w^2))*(n_w*I_w));
```

## Simulering - Begyndelsesbetingelser

```
H=6/3.6; % Hysteres - af ON/OFF
deltaH=-0.0185/3.6; % Forskydning af hysteres
vd=(24.8/3.6); % Ønskede gennemsnitshastighed
td=234; % Tid per omgang
sd=vd*td; % Banelængde
t0=0; % Begyndelsestidspunkt
v0=(vd)+H/2-deltaH-10*eps; % Begyndelseshastighed
v_end=(vd)+H/2-deltaH-1*eps; % Sluhastighed
```

## Input - Energi til windup af motoraksel, lille tandhjul og tandkrans

```
E_windup=0.5*((((I_ma+I_gs)*(((vd-(H/2))/r_w)*u_g)^2)+((I_gb)*((vd-(H/2))/r_w)^2))*(1/0.75);
```

## Simulering - Kørsel

```
tic
simtime=234; % simuleringstid
sim('model_freewheel',simtime) % Kørsel af simulering
toc
```

Elapsed time is 6.200763 seconds.

## Output - Beregninger

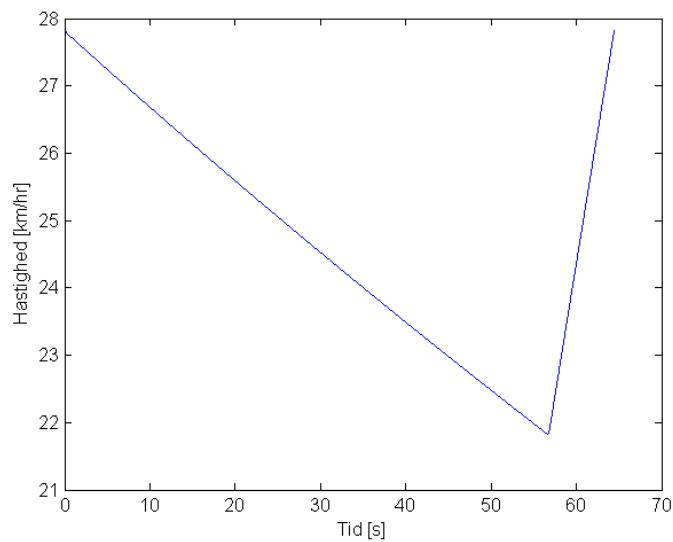
```
v_min=min(v); % Minimumshastighed  
v_max=max(v); % Maksimalhastighed  
v_avg=mean(v); % Gennemsnitshastighed  
v_diff=(vd-mean(v))*3.6; % Parametre til justering  
E_cruise_J=(max(s)/(max(w)+E_windup)); % Energiforbrug [m/J]  
W_run=16117/E_cruise_J % Energiforbrug ved gennemkørsel af løbslængde  
E_cruise=E_cruise_J*3600 % Energiforbrug [km/kwh]
```

```
W_run =  
4.3747e+04
```

```
E_cruise =  
1.3263e+03
```

## Output - Plot

```
plot(tau,v*3.6)  
xlabel('Tid [s]');  
ylabel('Hastighed [km/hr]');
```



*Published with MATLAB® R2013b*

Modellen er ligeledes vedhæftet i appendiks 15-01.

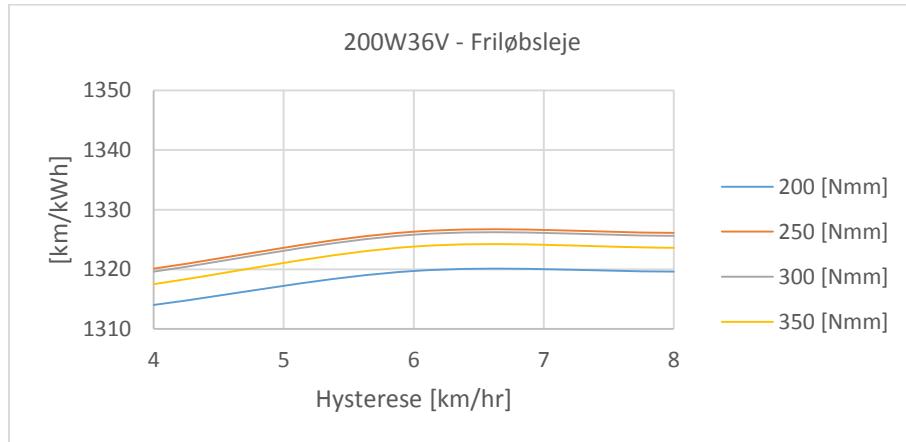
## 38 Bilag - Resultater – Kobling og Friløbsleje

I nedenstående tabel er resultaterne af simuleringerne for hhv. et transmissionssystem med koblingsfunktion og friløbsleje listet. Energiforbruget, angivet i [km/kWh] er undersøgt ved en række forskellige momenter [Nmm], samt ved en serie af hystereser [km/hr].

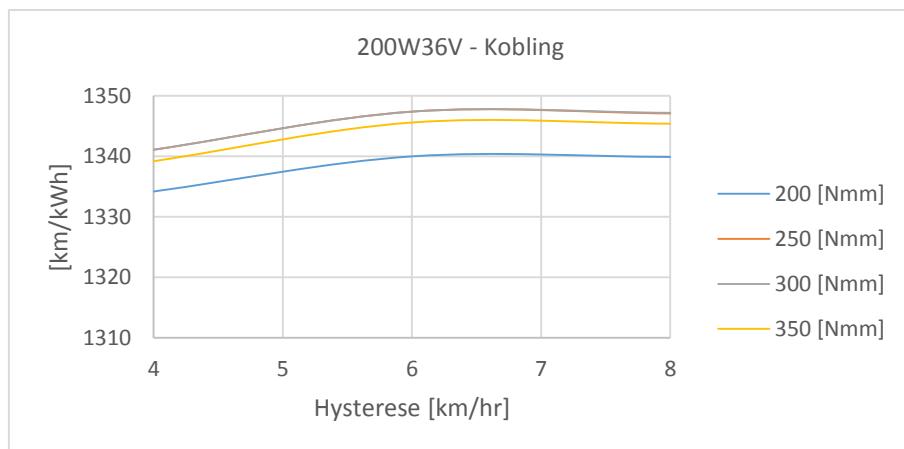
<b>Friløb</b>	<b>200 [Nmm]</b>	<b>250 [Nmm]</b>	<b>300 [Nmm]</b>	<b>350 [Nmm]</b>
<b>4 [km/hr]</b>	1314	1320,1	1319,6	1317,5
<b>6 [km/hr]</b>	1319,7	1326,3	1325,8	1323,8
<b>8 [km/hr]</b>	1319,6	1326,1	1325,6	1323,6
<b>Kobling</b>	<b>200 [Nmm]</b>	<b>250 [Nmm]</b>	<b>300 [Nmm]</b>	<b>350 [Nmm]</b>
<b>4 [km/hr]</b>	1334,2	1341,1	1341,1	1339,2
<b>6 [km/hr]</b>	1340	1347,4	1347,4	1345,6
<b>8 [km/hr]</b>	1339,9	1347,1	1347,2	1345,4

Tabel 38-1 – Resultater af simulering af kobling og friløbsleje

I nedenstående diagram er dataene indtegnet for hhv. friløbslejet og kobling, hvor en højere [km/kWh] er bedre:



Tabel 38-2 – Energiforbrug for friløbsleje ved forskellige hystereser og momenter



Tabel 38-3 – Energiforbrug for koblingsfunktion ved forskellige hystereser og momenter

Som det fremgår af ovenstående grafer vil energiforbruget ved anvendelse af et friløbsleje var højere end ved kørsel med koblingsfunktion.

## 39 Bilag - Accelerationsprincip - Fase 1 - Acceleration og coast

```
% Dette program anvendes til at bestemme energiforbrug under accelerationen  
% ved hhv. konstant og varierende moment. Modellen simulerer fase 1, hvor  
% køretøjet først accelereres op til maksimal hastighed og efterfølgende  
% coaster indtil den resterende distance kan tilbagelægges med konstant  
% hastighed. Outputs fra simuleringen anvendes som input i main_fase2.
```

```
% Alle variable er angivet i SI-enheder hvis ikke andet er angivet.
```

```
clc  
clear all  
close all
```

### Input - Omgivelser og underlag

```
g=9.81; % Tyngdeacceleration  
rho_l=1.204; % Densitet af luft  
theta=atan(0/100)*(pi/180); % Hældning på underlag(rad)  
v_w=0; % Vindhastighed, positiv ved modvind og vice versa
```

### Input - Køretøjsdata

```
m_v=32; % Masse af køretøj  
m_d=50; % Masse af fører  
m_w=0.8; % Masse af hjul  
m_t=m_v+m_d; % Samlet masse af køretøj inkl. fører  
n_w=3; % Hjulantal  
d_w=0.478; % Diameter af hjul  
r_w=d_w/2; % Radius af hjul  
d_l=0.02; % Diameter i lejer  
mu_l=0.0015; % Friktionskoefficent for lejer  
eta_g=1; % Effektivitet for gearing  
C_RR=0.002; % Rullemodstandskoefficient  
C_A=0.102; % Aerodynamisk modstandskoefficient  
A_F=0.2718; % Frontareal  
T_free=7.2e-3; % Modstandsmoment i friløb
```

### Input - Roterende masser

```
I_w=4.8e-2; % Masseinertimoment for hjul  
I_gb=7.3e-3; % Masseinertimoment for tandkrans  
I_gs=8e-6; % Masseinertimoment for tandhjul  
I_ma=54e-6; % Masseinertimoment for motoraksel
```

## Input - Specificering af accelerationsmetode

```
%Valg af accelerationsmetode
% 1 = Konstant
% 2 = Rampe

metode=2;

%Konstant moment - Acceleration
torque_const=0.448 ; % [Nm] Konstant moment

%Rampe - Acceleration

%Ramp 1
% omega_ramp=[0 1000 2250 3500 5000 7000 ]*(pi/30);
% torque_ramp=[0.1 0.1 0.2 0.25 0.475 0.500];

%Ramp 2
% omega_ramp=[0 250 650 850 1250 1660 2250 3326 7000]*(pi/30);
% torque_ramp=[0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.22 0.4 0.7];

%Ramp 3
% omega_ramp=[0 2000 4000 7000]*(pi/30);
% torque_ramp=[0.480 0.480 0.430 0.420];

%Ramp 4
% omega_ramp=[0 250 650 850 1250 1660 2250 3326 7000]*(pi/30);
% torque_ramp=[0.2 0.25 0.25 0.25 0.25 0.25 0.25 0.45 0.6];

%Ramp 5
% omega_ramp=[0 250 650 850 1250 1660 2250 3326 7000]*(pi/30);
% torque_ramp=[0.2 0.25 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275 0.45 0.6];

%Ramp 6
omega_ramp=[0 250 650 850 1250 1660 2250 3326 7000]*(pi/30);
torque_ramp=[0.25 0.25 0.275 0.275 0.275 0.275 0.275 0.45 0.5];
```

## Input - Motorvirkningsgrad

```
% Importing af variable fra script til bestemmelse af motor virkningsgrad ud fra testdata

load('200w36v');

% Udveksling - Gearing - Forskellige motorer

% u_g=21.64; % 60W48V
% u_g=15.86; % 150W48V
% u_g=27; % 200W24V
u_g=19.998; % 200W36V
% u_g=11; % 200W48V
```

Ækvivalent masse - Inkludering af roterende masse:

```
m_eq=m_t*(1+(1/(m_t*r_w^2))*(n_w*I_w+I_gb+u_g^2*(I_gs+I_ma)));
```

Simulering - Begyndelsesbetingelser

```
v0=0/3.6; % Begyndelseshastighed  
t0=0; % Begyndelsestidspunkt  
td=20; % Accelerationstid  
vd=30/3.6; % Ønskede hastighed  
sd=1611.7; % Banelængde
```

Simulering - Run

```
simtime=60.1; % Simuleringstid  
sim('model_fase1',simtime) % Kørsel af simulering
```

Output - Beregninger

```
delta_x=sd-s(end) % Resterende distance  
delta_tau=234-simtime; % Resterende tid  
delta_v=(delta_x/delta_tau) % Gennemsnitshastighed for fase 2  
v_end=v(end) % Hastighed ved slutning af simulering  
difference=delta_v-v(end) % Forskel  
W_acc=W(end) % Energiforbrug under fase1
```

delta\_x =

1.2513e+03

delta\_v =

7.1954

v\_end =

7.1948

difference =

6.5041e-04

W\_acc =

3.4958e+03

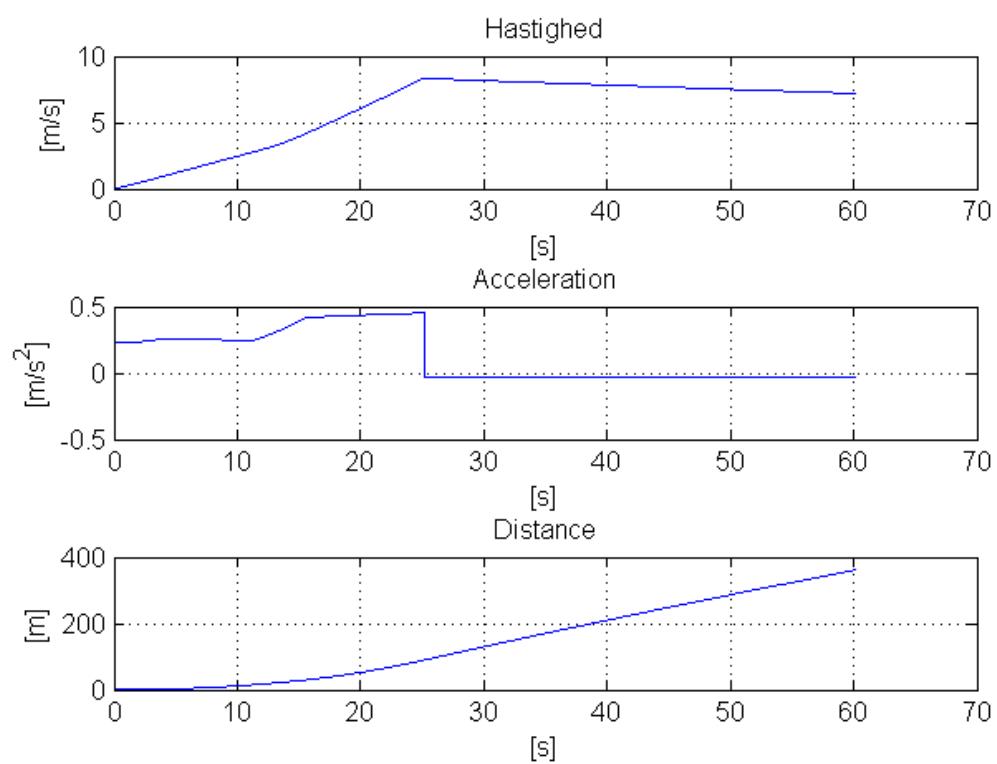
## Output - Lagring af resultater

```
%Resultater gemmes i .mat fil til anvendelse som input til main_fase2. Der  
%vælges samme princippet som under specifecering af accelerationsmetode:
```

```
%constant  
%ramp_1  
%ramp_2  
%ramp_3  
%ramp_4  
%ramp_5  
%ramp_6  
  
save('ramp_6.mat','delta_x','delta_v','w_acc')
```

## Output - Plot

```
figure(1)  
subplot(3,1,1)  
plot(tau,v)  
grid  
title('Hastighed')  
xlabel('[s]')  
ylabel('[m/s]')  
  
subplot(3,1,2)  
plot(tau,a)  
grid  
title('Acceleration')  
xlabel('[s]')  
ylabel('[m/s^2]')  
  
subplot(3,1,3)  
plot(tau,s)  
title('Distance')  
grid  
xlabel('[s]')  
ylabel('[m]')
```



*Published with MATLAB® R2013b*

## 40 Bilag - Accelerationsprincip - Fase 2 – Cruise

```
%Dette program anvendes til at bestemme energiforbrug under fase 2 af  
%accelerationsprincippet. Inputet til modellen er hastigheden og distansen  
%fastlagt i model_fase1. Der anvendes en tilsvarende cyklus som i  
%main_cruise. Energiforbrug i denne fase beregnes ved at multiplicere den  
%resterende distance, fra main_fase1, med eneriforbrug beregnet i denne  
%model.
```

```
% Alle variable er angivet i SI-enheder hvis ikke andet er angivet.
```

```
clc  
clear all  
close all
```

### Input - Omgivelser og underlag

```
g=9.81; % Tyngdeacceleration  
rho_l=1.204; % Densitet af luft  
theta=atan(0/100)*(pi/180); % Hældning på underlag(rad)  
v_w=0; % Vindhastighed, positiv ved modvind og vice versa
```

### Input - Køretøjsdata

```
m_v=32; % Masse af køretøj  
m_d=50; % Masse af fører  
m_w=0.8; % Masse af hjul  
m_t=m_v+m_d; % Samlet masse af køretøj inkl. fører  
n_w=3; % Hjulantal  
d_w=0.478; % Diameter af hjul  
r_w=d_w/2; % Radius af hjul  
d_l=0.02; % Diameter i lejer  
mu_l=0.0015; % Friktionskoefficent for lejer  
eta_g=1; % Effektivitet for gearing  
C_RR=0.002; % Rullemodstandskoefficient  
C_A=0.102; % Aerodynamisk modstandskoefficient  
A_F=0.2718; % Frontareal  
T_free=7.2e-3; % Modstandsmoment i friløb
```

### Input - Roterende masser

```
I_w=4.8e-2; % Masseinertimoment for hjul  
I_gb=7.3e-3; % Masseinertimoment for tandkrans  
I_gs=8e-6; % Masseinertimoment for tandhjul  
I_ma=54e-6; % Masseinertimoment for motoraksel
```

## Input - Motordata

```
%Konstant moment  
T=0.250; % Konstant moment  
  
%Udveksling - Gearing - Forskellige motorer  
  
% u_g=21.64; % 60W48V  
% u_g=15.86; % 150W48V  
% u_g=27; % 200W24V  
u_g=19.998; % 200W36V  
% u_g=11; % 200W48V
```

## Input - Motorvirkningsgrad

```
%Importing af variable fra script til bestemmelse af motor virkningsgrad ud  
%fra testdata  
  
load('200W36V');
```

## Input - Parametre fra fase 1

```
%Følgende tilfælde kan indhentes i modellen:  
  
%constant  
%ramp_1  
%ramp_2  
%ramp_3  
%ramp_4  
%ramp_5  
%ramp_6  
  
load('ramp_6')
```

## Ækvivalent masse - Inkludering af roterende masse:

```
m_eq=m_t*(1+(1/(m_t*r_w^2))*(n_w*I_w));
```

## Simulering - Begyndelsesbetingelser

```
H=6/3.6; % Hysterese - af ON/OFF  
deltaH=-0.0671/3.6; % Forskydning af hysterese  
vd=delta_v; % Nødvendig gennemsnitshastighed fra fase 1  
t0=0; % Begyndelsestidspunkt  
v0=(vd)+H/2-deltaH-10*eps; % Begyndelseshastighed  
v_end=(vd)+H/2-deltaH-1*eps; % Sluthastighed
```

Input - Energi til windup af motoraksel, lille tandhjul og tandkrans

```
E_windup=0.5*((I_ma+I_gs)*(((vd-(H/2))/r_w)*u_g)^2)+((I_gb)*((vd-(H/2))/r_w)^2)*(1/0.75);
```

Simulering - Kørsel

```
tic  
simtime=234; % Simuleringstid  
sim('model_fase2',simtime) % Kørsel af simulering  
toc
```

Elapsed time is 5.959497 seconds.

Output - Beregninger

```
v_min=min(v); % Minimumshastighed  
v_max=max(v); % Maksimalhastighed  
v_avg=mean(v); % Gennemsnitshastighed  
v_diff=(vd-mean(v))*3.6 % Parametre til justering  
w_cruise=(max(s)/(max(w)+E_windup))*delta_x % [J]  
w_total=w_acc+w_cruise % [J]
```

v\_diff =

4.9169e-05

w\_cruise =

448.1580

w\_total =

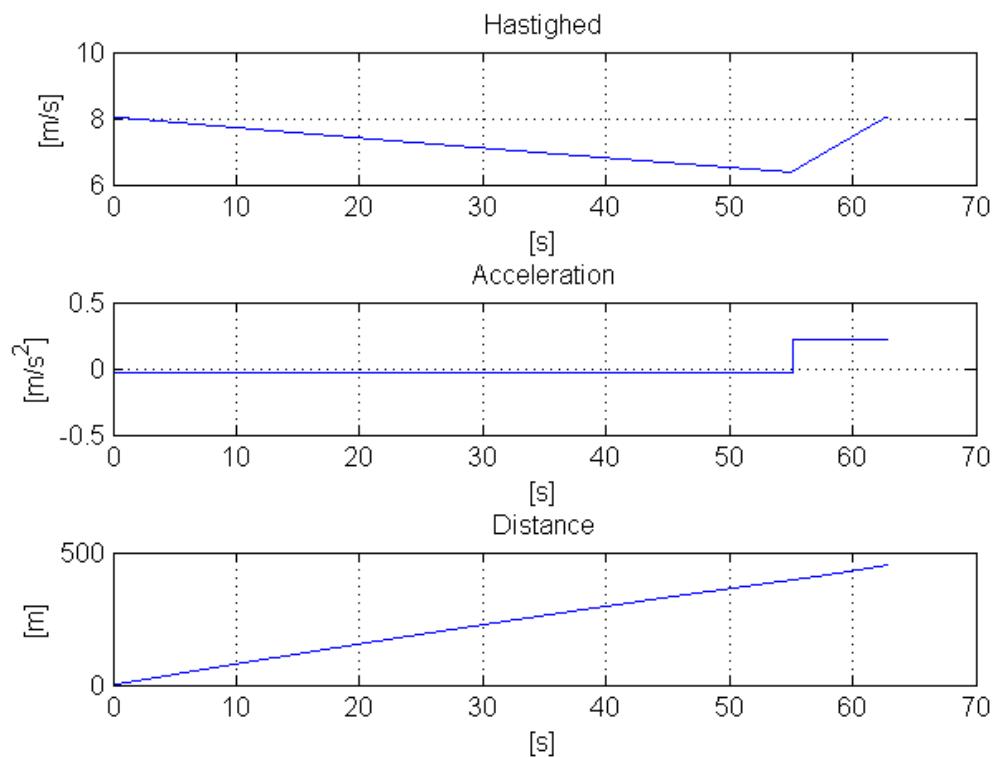
3.9440e+03

## Output - Plot

```
figure(1)
subplot(3,1,1)
plot(tau,v)
grid
title('Hastighed')
xlabel('[s]')
ylabel('[m/s]')

subplot(3,1,2)
plot(tau,a)
grid
title('Acceleration')
xlabel('[s]')
ylabel('[m/s^2]')

subplot(3,1,3)
plot(tau,s)
title('Distance')
grid
xlabel('[s]')
ylabel('[m]')
```



[Published with MATLAB® R2013b](#)

## 41 Bilag - Resultater – Accelerationsprincip

I dette bilag fremvises resultaterne fra simuleringerne af de forskellige momentramper, hvor det ønskes undersøgt om et varierende accelerationsmoment kan mindske energiforbruget under accelerationen. Der er undersøgt seks forskellige ramper. Værdierne omdrejningshastighed og tilhørende motormoment for ramperne er listet i scriptet for fase 1 der kan ses i bilag, afsnit 39. I simuleringerne udregnes følgende parameter:

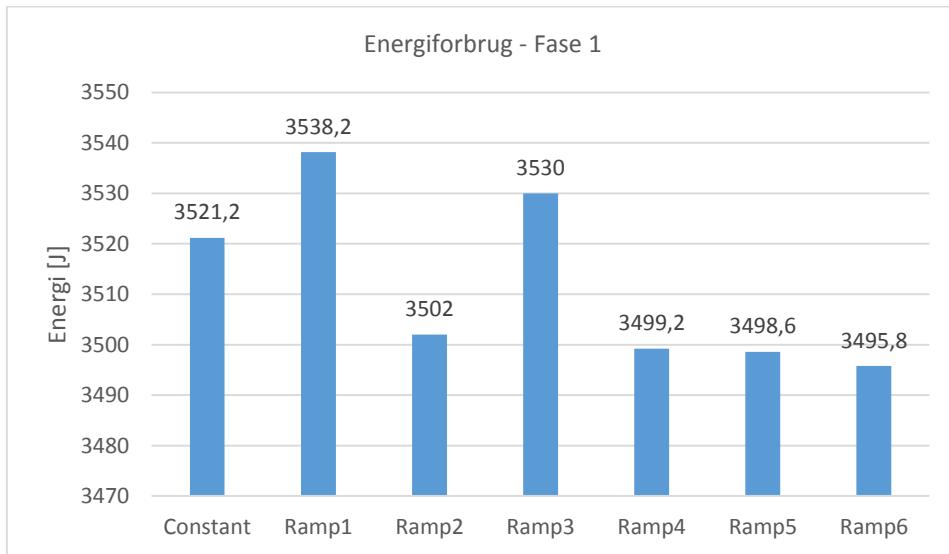
- $\Delta v_{avg}$ : Gennemsnitshastighed nødvendig i fase 2, cruise [m/s]
- $\Delta x$ : Resterende distance der skal tilbagelægges i fase 2 [m]
- $W_{fase1}$ : Energiforbrug i fase 1 [J]
- $W_{fase2}$ : Energiforbrug i fase 2 [J]
- $W_{total}$ : Samlede energiforbrug [J]

I nedenstående tabel er ovenstående parametre for de forskellige accelerationsramper indskrevet:

Metode	$\Delta v_{avg}$ [m/s]	$\Delta x$ [m]	$W_{fase1}$ [J]	$W_{fase2}$ [J]	$W_{total}$ [J]
Constant	7,02	1215	3521,2	442,41	3963,61
Ramp1	7,94	1388,3	3538,2	463,31	4001,51
Ramp2	7,36	1287	3502	454,32	3956,32
Ramp3	7,00	1209,1	3530	440,9	3970,9
Ramp4	7,24	1264,2	3499,2	451,05	3950,25
Ramp5	7,20	1258	3498,6	450,33	3948,93
Ramp6	7,20	1251,3	3495,8	449,91	3943,8

Tabel 41-1 – Resultater fra simulering af accelerationsprincipper

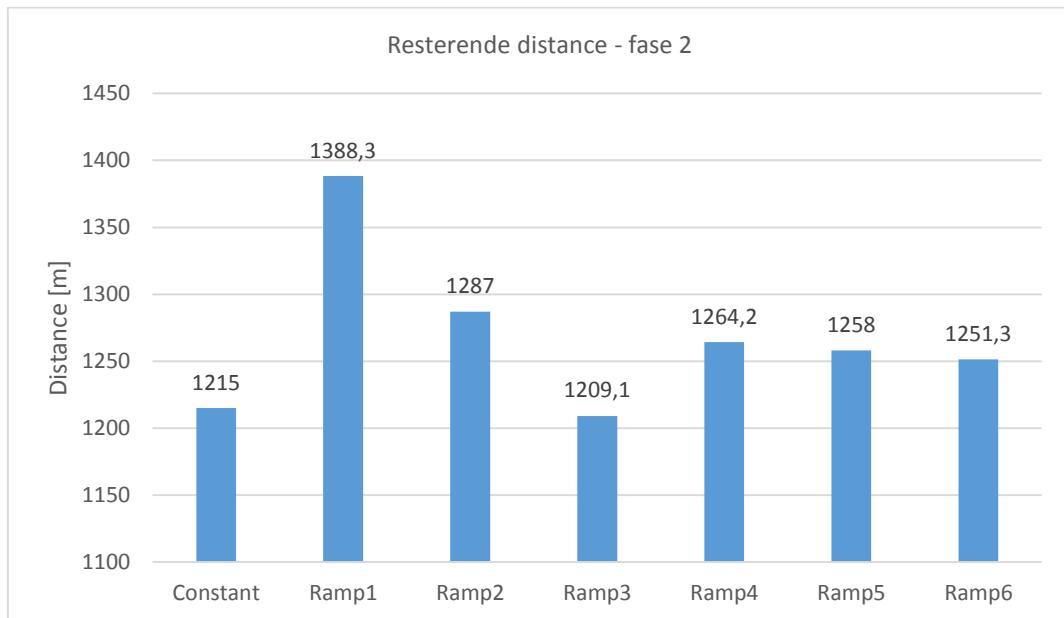
Nedenfor er energiforbruget i fase 1 for de forskellige ramper illustreret:



Figur 41-1 - Energiforbrug i fase 1 for accelerationsprincipper

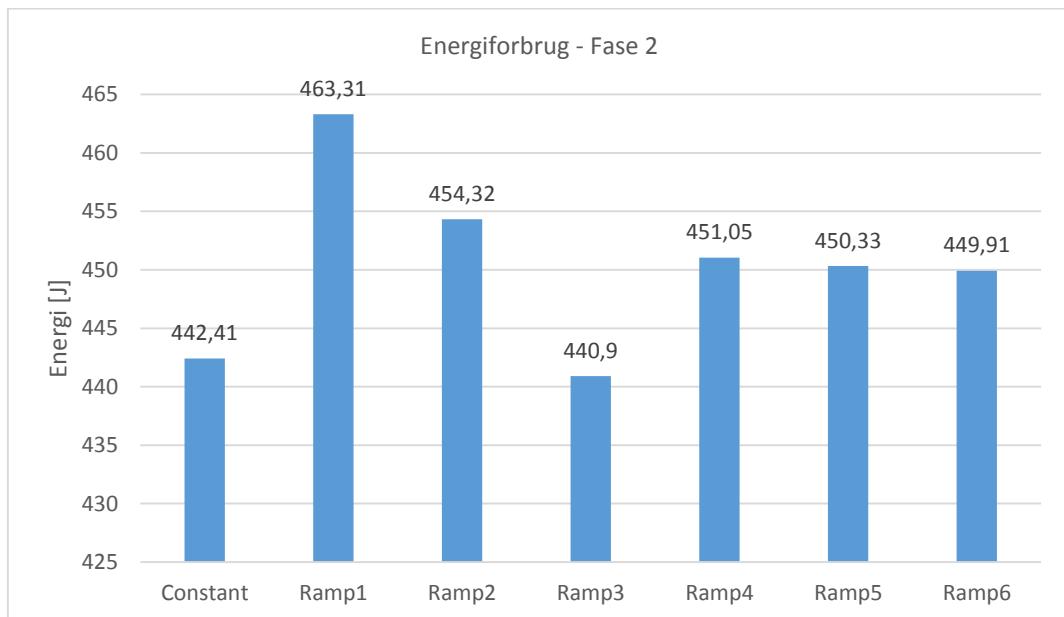
Som det fremgår af ovenstående er det muligt at mindske energiforbruget ved at foretage accelerationen med et varierende moment. Acceleration med en momentrampe medfører at den efterfølgende cruisefase, med undtagelse af rampe 3, skal gennemkøres med en højere gennemsnitshastighed.

I nedenstående diagram er den resterende distance, der skal tilbagelægges i fase 2 med gennemsnitshastigheden listet i Tabel 41-1, illustreret:



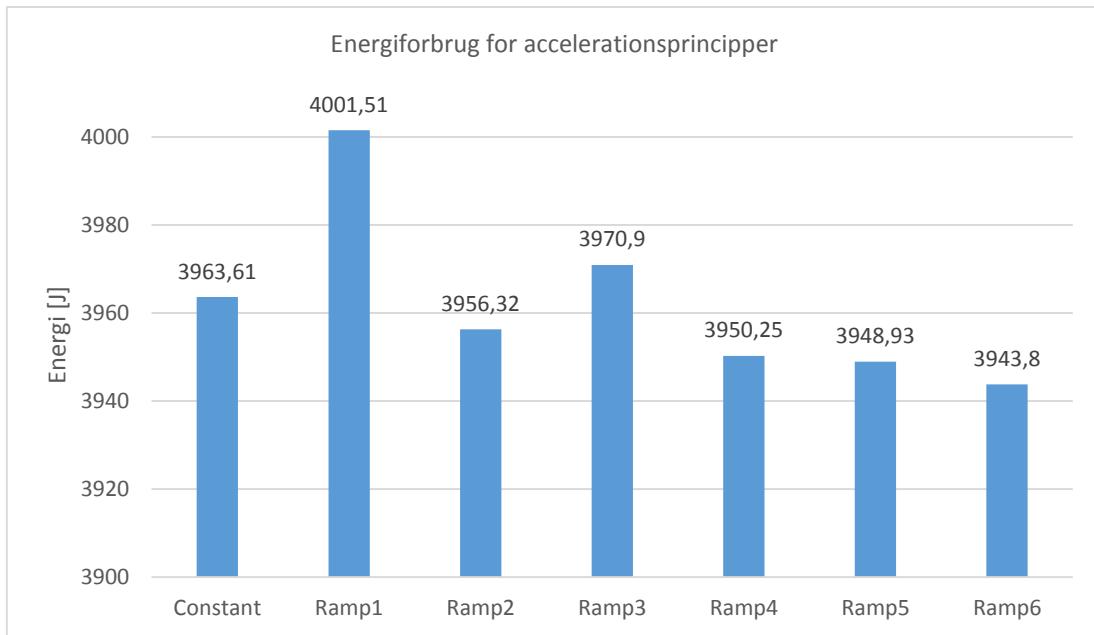
Figur 41-2 - Resterende distance for accelerationsprincipper

Som det fremgår af ovenstående ligger rampe 1 væsentligt højere end de resterende ramper og konstant moment. Nedenfor er energiforbruget i fase 2 illustreret grafisk:



Figur 41-3 - Energiforbrug i fase 3 for accelerationsprincipper

Energiforbruget i fase 2 stemmer overens med den resterende distance der skal tilbagelægges. Nedenfor ses det samlede energiforbrug for de forskellige accelerationsprincipper:

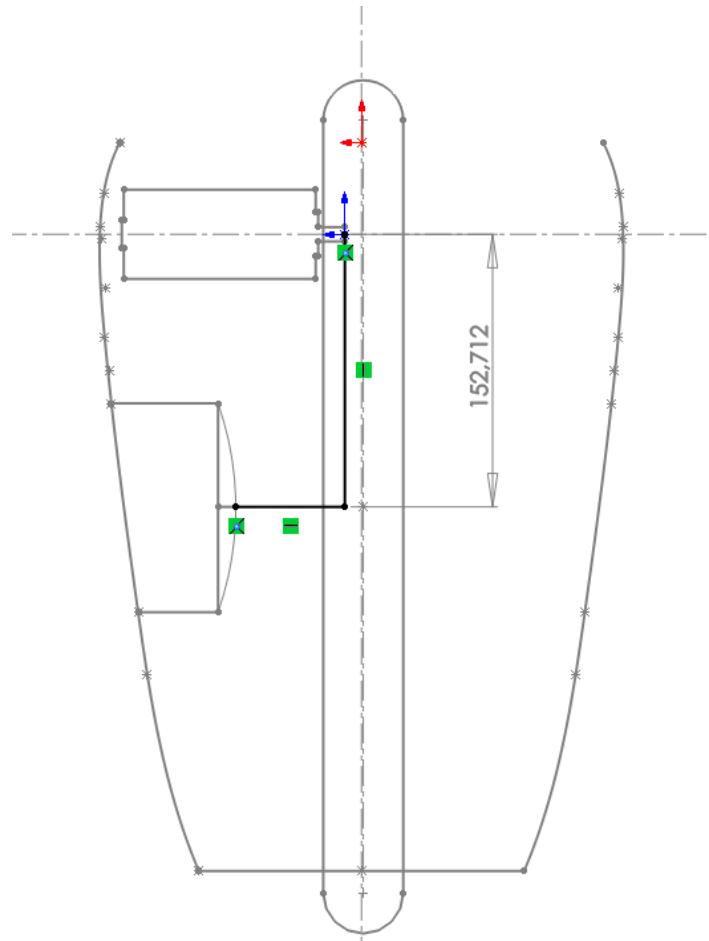


*Figur 41-4 - Samlede energiforbrug for accelerationsprincipper*

Som det fremgår er det muligt at mindske det samlede energiforbrug ved at anvende en accelerationsrampe for motorens moment. Energiforbruget ved rampe 6 er 0,5 [%] lavere end ved kørsel med konstant moment.

## 42 Bilag - Dimensionering af udveksling

Udvekslingen dimensioneres ud fra ønsket aksel afstand.



Figur 42-1 - Ønsket akselafstand

**Delecirkler fra ønsket akselafstand på 152,7 [mm]**

Ønsket udveksling

$$i_{gr} := -20$$

Delecirkeldiameter, tandkrans

Given

$$\frac{-d_t}{2} + \frac{i_{gr}}{2} = 152.7 \text{ mm}$$

$$d'_2 := \text{Find}(d_t) \rightarrow -321.5 \text{ mm}$$

$$d'_1 := \frac{d'_2}{i_{gr}} = 16.07 \text{ mm}$$

Delecirkeldiameter, tandjul

## Beregning af tandantal

<b>Reihe 1</b>	0,1	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
	0,9	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	32	40	50	60			
<b>Reihe 2</b>	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85
	0,95	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9
11	14	18	22	28	36	45	55	70			

Tabel 42-1 - Standard moduler

Modul

$$m_n := 1\text{mm}$$

Tandantal, hjul 1

$$z_1 := \text{floor}\left(\frac{d'_1}{m_n}\right) = 16$$

Tandantal, hjul 2

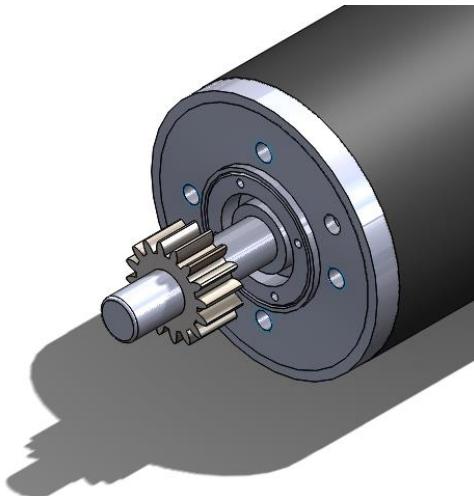
$$z_2 := \text{ceil}(z_1 \cdot i_{gr}) = -320$$

Reel akselafstand

$$a_{12} := \frac{(|z_2| - z_1) \cdot m_n}{2} = 152 \cdot m_n$$

Reel udveksling

$$i_{re} := \frac{z_2}{z_1} = -20$$



Tabel 42-2 – maxon 200W36V med et tandhjul, 16 tænder, modul 1

## Tandhjulsdata

Modul	$m_n = 1 \cdot \text{mm}$
Tandhøjde	$h_z = 2.25 \cdot \text{mm}$
Indgrebsvinkel	$\alpha = 20 \cdot \text{deg}$
Ligefortanding	$\beta = 0 \cdot \text{deg}$
Akselafstand	$a_d = -152 \cdot \text{mm}$

## Hjul 1

Type	Udvendig fortanding
Tandantal	$z_1 = 16$
Tandbredde	$b_1 := \psi_m \cdot m_n = 12 \cdot \text{mm}$
Korrektionsfaktor	$x_1 = 0 \cdot \text{mm}$
Delecirkeldiameter	$d_1 = 16 \cdot \text{mm}$
Tandtopdiameter	$d_{a1} = 18 \cdot \text{mm}$
Tandfods diameter	$d_{f1} = 13.5 \cdot \text{mm}$
Grundcirkeldiameter	$d_{b1} = 15.04 \cdot \text{mm}$
Max akseldiameter, Roloff Matek	$d_{aksell.max} = 65 \cdot \text{mm}$

## Hjul 2

Type	Indvendig fortanding
Tandantal	$z_2 = -320$
Tandbredde	$b_2 := \psi_m \cdot m_n - 2\text{mm} = 10\text{mm}$
Korrektionsfaktor	$x_2 = 0 \cdot \text{mm}$
Delecirkeldiameter	$d_2 = -320 \cdot \text{mm}$
Tandtopdiameter	$d_{a2} = -318 \cdot \text{mm}$
Tandfods diameter	$d_{f2} = -322.5 \cdot \text{mm}$
Grundcirkeldiameter	$d_{b2} = -300.7 \cdot \text{mm}$
Krans godstykke	$t_2 := 9.75 \cdot \text{mm}$
Kransens yderdiameter	$D_{z2} :=  d_{f2}  + 2 \cdot t_2 = 342 \cdot \text{mm}$

## 43 Bilag - Beregning af tandhjulsbelastning

Beregning af tandhjulsbelastning jf. [5]. I beregningen er der regnet med, at begge tandhjul er i stål, og begge tandhjul er med udvendig fortanding.

### Data input

Udveksling

$$i_{re} = -20$$

Max moment på hjul

$$T_{max} := 11 \text{ N}\cdot\text{m}$$

### Tandhjulsdimensioner

Indgrebsvinkel

$$\alpha := 20^\circ$$

Delecirkeldiameter,  $z_1$

$$d_1 := z_1 \cdot m_n = 16 \text{ mm}$$

Tandtopdiameter,  $z_1$

$$d_{a1} := z_1 \cdot m_n + 2 \cdot m_n = 18 \text{ mm}$$

Tandfods diameter,  $z_1$

$$d_{fl} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 13.5 \text{ mm}$$

Grundcirkeldiameter,  $z_1$

$$d_{b1} := d_1 \cdot \cos(\alpha) = 15.04 \text{ mm}$$

Minimum kranstykkelse

$$s_R := 3.5 \cdot m_n = 3.5 \text{ mm}$$

Max akseldiameter,  $z_1$

$$d_{aksel11.max} := d_{fl} - 2 \cdot s_R = 6.5 \text{ mm}$$

Delecirkeldiameter,  $z_2$

$$d_2 := m_n \cdot z_2 = -320 \text{ mm}$$

Tandtopdiameter,  $z_2$

$$d_{a2} := z_2 \cdot m_n + 2 \cdot m_n = -318 \text{ mm}$$

Tandfods diameter,  $z_2$

$$d_{fl2} := d_2 - 2.5 \cdot m_n = -322.5 \text{ mm}$$

Grundcirkeldiameter,  $z_2$

$$d_{b2} := d_2 \cdot \cos(\alpha) = -300.7 \text{ mm}$$

Akselafstand

$$a_d := \frac{d_1 + d_2}{2} = -152 \text{ mm}$$

Tandhøjde

$$h_z := 2.25 \cdot m_n = 2.25 \text{ mm}$$

## Kontrol af indgrebsgrad

$$\varepsilon_\alpha := \frac{0.5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin(\alpha)}{\pi \cdot m_n \cdot \cos(\alpha)} = 1.764$$

Indgrebsgrad

$$\varepsilon_\alpha \geq 1.25 \rightarrow \text{OK}$$

## Tandfodsspænding

### Hjul 1

Sikkerhedsfaktor KA [5, TB 3-5a]

$$K_A := 1.25$$

Motormoment

$$T_{\text{mot.max}} := \frac{T_{\text{max}}}{|i_{re}|} = 550 \text{ N}\cdot\text{mn}$$

Skråfortandingsvinkel

$$\beta := 0 \text{ deg}$$

Modul-bredde forhold [5, TB 21-14b]

$$\psi_m := 1.2$$

Korrektionsfaktor

$$x_1 := 0$$

Formfaktor [5, TB 21-20a]

$$Y_{Fa1} := 3.15$$

Dækningsfaktor

$$Y_\varepsilon := 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.675$$

Skråfaktor, ligefortanding

$$Y_\beta := 1.0$$

Mindste sikkerhedsfaktor

$$S_{F,\min} := 2$$

$$\sigma_{F1} := \frac{K_A \cdot T_{\text{mot.max}}^{2 \cdot \cos(\beta)}}{\psi_m \cdot m_h^3 \cdot z_1} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot S_{F,\min} = 30.5 \text{ MPa}$$

## Hjul 2

Korrektionsfaktor

$$x_2 := 0$$

Antaget formfaktor

$$Y_{Fa2} := 2$$

Tandfodsspænding

$$\sigma_{F2} := \frac{K_A \cdot T_{mot.\max}^{2 \cdot \cos(\beta)}}{\psi_m \cdot m_n^3 \cdot z_2} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot S_{F.\min} = -1 \text{ MPa}$$

## Tandflankespænding

### Hjul 1 + 2

$$F_t := \left| \frac{T_{mot.\max}}{d_1 \cdot \frac{1}{2}} \right| = 68.8 \text{ N}$$

Trykkraft på tand

$$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = 0 \quad \rightarrow \quad Z_H := 2.5$$

Zonefaktor [5, TB 21-22a],

Elasticitetsfaktor [5, TB 21-22b], stål/stål

$$Z_E := 189.8 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}}$$

Skråfortandingsfaktor, ligefortanding

$$\varepsilon_\beta := 0$$

Dækningsfaktor [5, TB 21-22c]

$$Z_\varepsilon := 0.87$$

Sikkerhed mod tandflankebrud

$$S_{H.\min} := 1.5$$

Tandflankespænding, IHA's metode, [6]

$$\sigma_H := Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\cos(\beta)} \cdot S_{H.\min} \sqrt{\frac{2 \cdot K_A \cdot \frac{T_{\max}}{|i_{re}|} \cdot \cos(\beta)^2}{\psi_m \cdot z_1^2 \cdot m_n^3} \cdot \frac{i_{re} + 1}{i_{re}}}$$

$$\sigma_H = 404 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

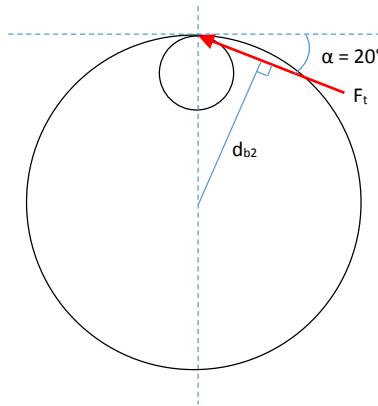
## 44 Bilag - Kræfter i tandindgreb

Beregnet ved max moment

Moment i tandkrans

$$M_t := 11 \cdot N \cdot m$$

Den samlede kraft på tandkransen bestemmes ud fra tandkransens grundcirkeldiameter, som er udregnet i bilag, afsnit 42.



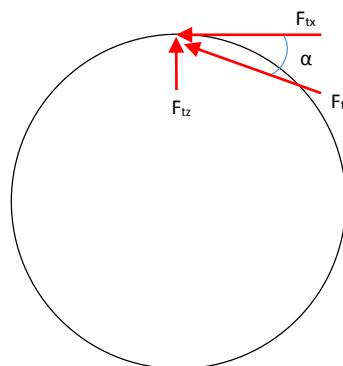
Figur 44-1 - Samlet kraft på tandkrans

Grundcirkeldiameter, tandkrans

$$d_{b2} := 300.7 \text{ mm}$$

Samlet kraft på tandkrans

$$F_t := \frac{M_t}{d_{b2} \cdot 0.5} = 73.2 \text{ N}$$



Figur 44-2 - Tandkraftens komposanter

Indgrebsvinkel

$$\alpha := 20 \text{ deg}$$

Komposant i z-aksens retning

$$F_{tz} := F_t \cdot \sin(\alpha) = 25 \text{ N}$$

Komposant i x-aksens retning

$$F_{tx} := F_t \cdot \cos(\alpha) = 68.8 \text{ N}$$

## 45 Bilag - Andres erfaring med tandhjul i plast

Sammenligning med belastning på tandhjul i plast, anvendt af Aalborg Universitet

### Kraft på tand, Aalborg Universitet, tandhjul i POM

Modul  $m_n := 1.5 \cdot \text{mm}$

Tandantal på lille hjul  $z_1 := 12$

Delecirkeldiameter på lille hjul  $d_1 := m_n \cdot z_1 = 18 \cdot \text{mm}$

Motormoment  $M_1 := 800 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$

Tandkraft  $F_t := \frac{M_1}{d_1 \cdot 0.5} = 89 \cdot \text{N}$

### Kraft på tand, AU

Modul  $m_n := 1 \cdot \text{mm}$

Tandantal, tandkrans  $z_2 := 331$

Delecirkeldiameter, tandkrans  $d_2 := m_n \cdot z_2 = 331 \cdot \text{mm}$

Moment på baghjul  $M_2 := T_{\max} = 11 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Tandkraft  $F_t := \frac{M_2}{d_2 \cdot 0.5} = 66 \cdot \text{N}$

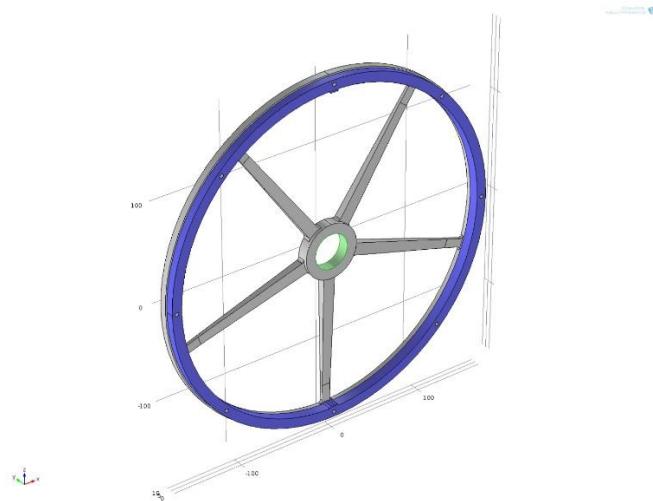
## 46 Bilag - FEA beskrivelse

I dette bilag beskrives opbygningen af FEA-modellerne. Analyserne er udarbejdet i COMSOL Multiphysics. Materialerne der anvendes i simuleringerne er aluminiumslegeringen EN-AW-5474 til beslaget, og plasttypen Lubramid T600 til tandkransen. Materialedataene for disse er givet ved:

Materiale	Densitet [kg/m <sup>3</sup> ]	E-modul [GPa]	Poisson forhold
EN-AW-5457	2660	70	0,38
Lubramid T600	1140	2	0,4

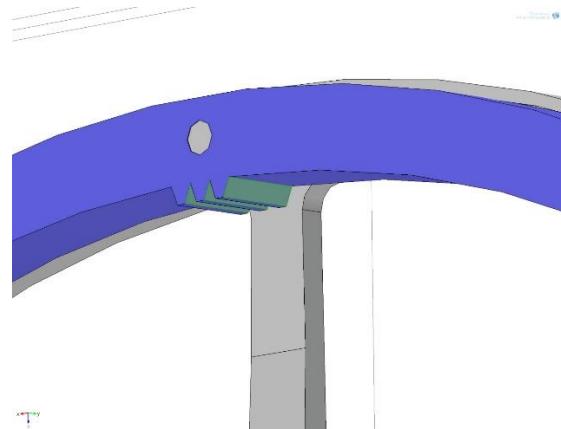
Tabel 46-1 - Materialedata

Beslaget er i analyserne fastholdt ved hjælp af en fast indspænding på inderringen, som er illustreret ved de grønne overflader nedenfor:



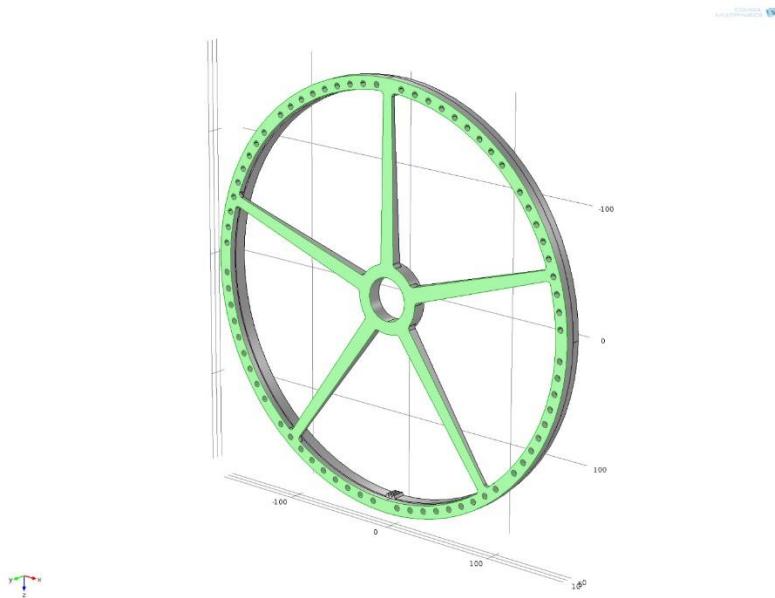
Figur 46-1 - Indspænding af beslaget

Kræfterne påsættes på overfladen af tandkransens tænder. Modellen indeholder en simplificeret tandkrans, hvor der kun er tegnet 3 tænder. Dette skyldes at simuleringstiden stiger markant ved anvendelse af en model med alle tænder. Stivheden af konstruktionen vil sandsynligvis blive højere med alle tænder, og opsætning er derfor pessimistisk. Nedenfor ses en illustration af flader hvor kræfterne påtrykkes tænderne:



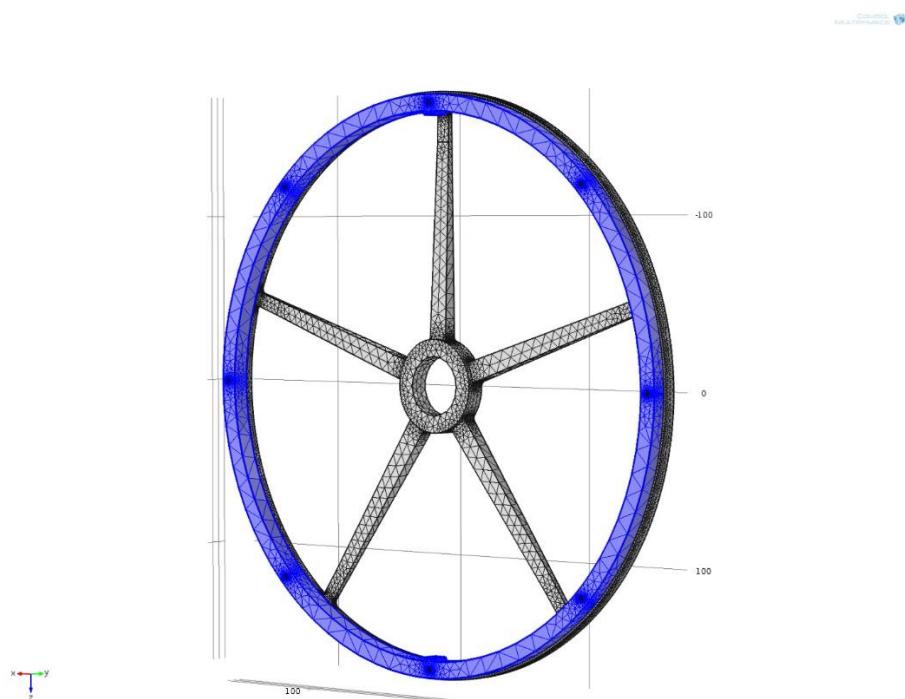
Figur 46-2 - Kræfter på tandkrans

Forskydningerne i x, y, z-retningerne evalueres vha. tre probes som aflæser de maksimale forskydningerne på fladen markeret med grønt nedenfor:



Figur 46-3 - Overflade hvor forskydningerne evalueres

Til estimering af vægten af beslaget foretage en integration af densitet om domainet der omfatter beslaget. I simuleringerne anvendes der et mesh, som er forfinet omkring de kritiske punkter i konstruktion, herunder de simplificerede bolte-/stifteforbindelser og skarpe hjørne. Nedenfor ses en illustrationen af det anvendte mesh:



Figur 46-4 - Mesh af modellen

Der anvendes samme mesh til både Brute Force og objektfunktions analysen.

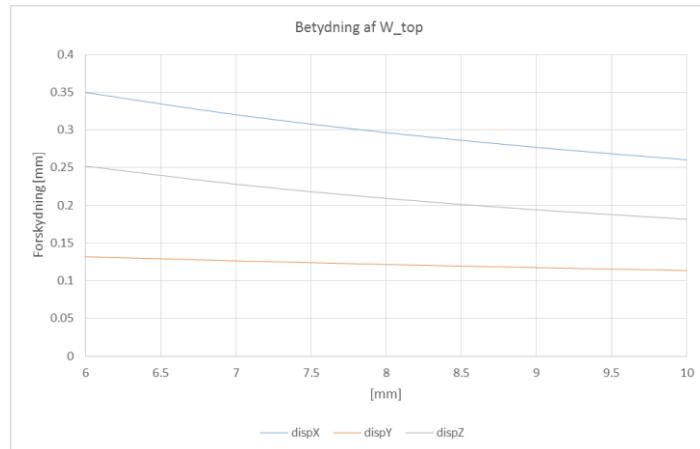
## 47 Bilag - Resultater – Brute Force

I dette bilag fremvises resultaterne fra Brute Force analysen. Samtlige resultater for de forskellige kombinationer af designvariablene kan ses Excel arket vedlagt i appendiks 20-01. I analysen er nedenstående værdier anvendt for de enkelte designvariable:

Dimension	Designvariable	Værdier
Antal eger	N	3,5,7,9
Bredde af eger- Top	W_top	6,7,8,9,10
Bredde af eger - Bund	W_bund	10,11,12,13,14
Dybde af eger - Bund	B_bund	6,7,8,9,10,11

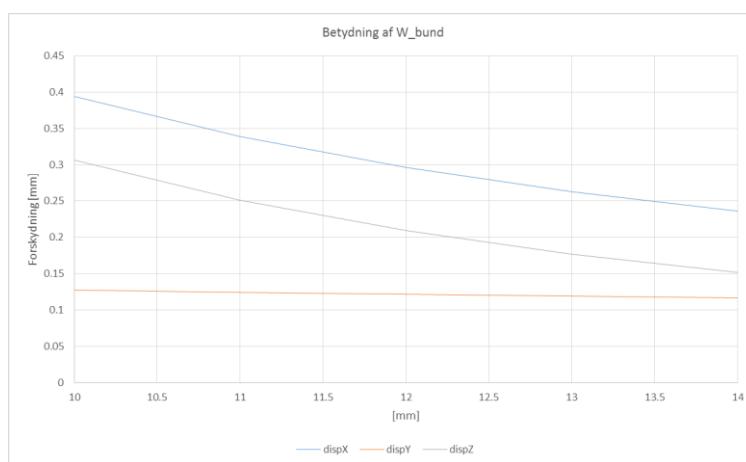
Tabel 47-1 - Værdier for designvariable til Brute Force analyse

Nedenfor vil betydningen for forskydningerne i beslaget, som funktion af de enkelte designvariable blive illustreret. I diagrammerne fastholdes de 2 resterende designvariable. Antallet af eger er 5 i alle tilfælde. Nedenfor ses forskydningerne i x, y, z-retningen, hvor bredden af egerne i toppen varieres:



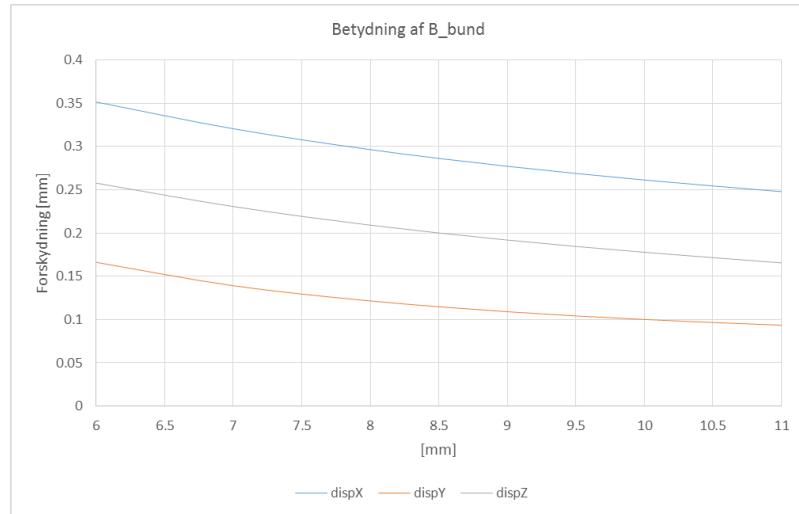
Figur 47-1 – Variation af  $W_{top}$ ,  $N=5$ ,  $W_{bund}=10$ ,  $B_{bund}=8$

Som det fremgår har variationen af bredden af egerne i toppen størst betydning for forskydningerne i x- og z-retningen, hvor y-retningen ikke påvirkes i samme grad. Nedenfor er betydningen af egerens bredde i bunden illustreret:



Figur 47-2 - Variation af  $W_{bund}$ ,  $N=5$ ,  $W_{top}=8$ ,  $B_{bund}=8$

Ved variationen af  $W_{bund}$  forekommer samme tendens, hvor betydningen er størst i x- og z-retningen, og y-retning stort set er konstant. Slutteligt at dybden af eger, i y-retningen, illustreret nedenfor:

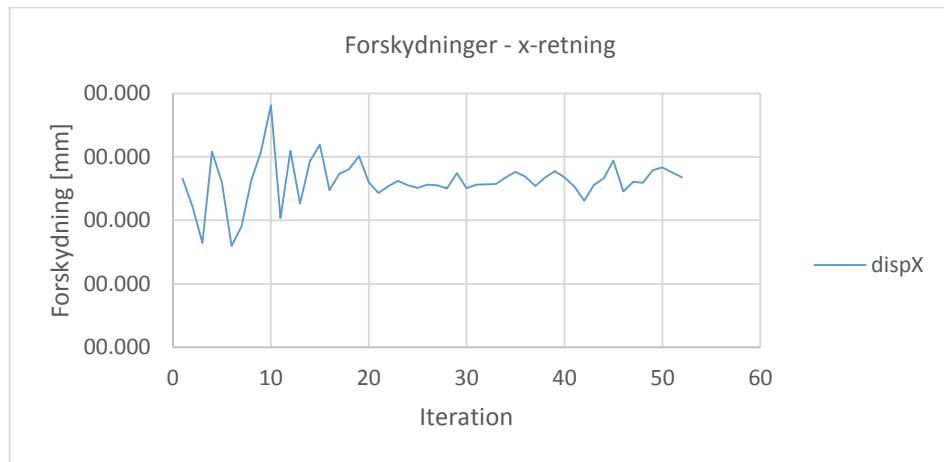


Figur 47-3 - Variation af  $B_{bund}$ ,  $N=5$ ,  $W_{top}=8$ ,  $W_{bund}=10$

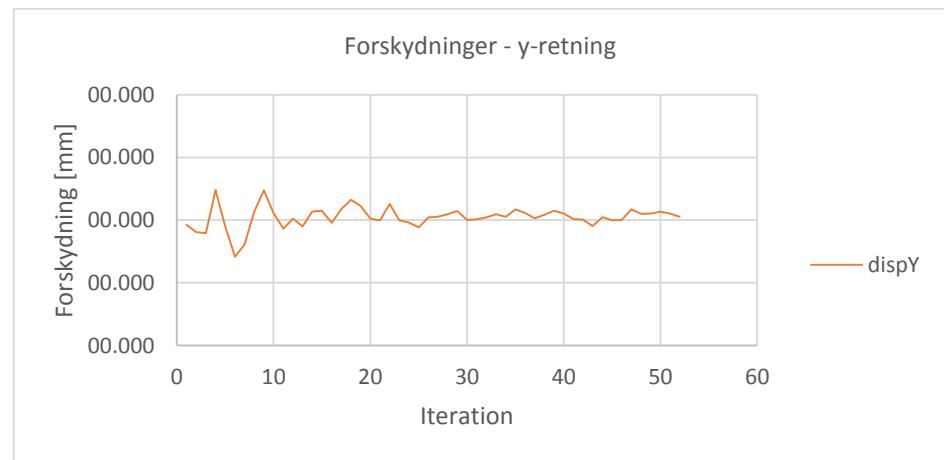
Ved variation af egerne dybde kan der observeres en ensartet variation i forskydningerne i x, y, z-retningerne. Denne parameter har således stor betydningen for forskydningen i y-retningen.

## 48 Bilag - Resultater - Objektfunktion

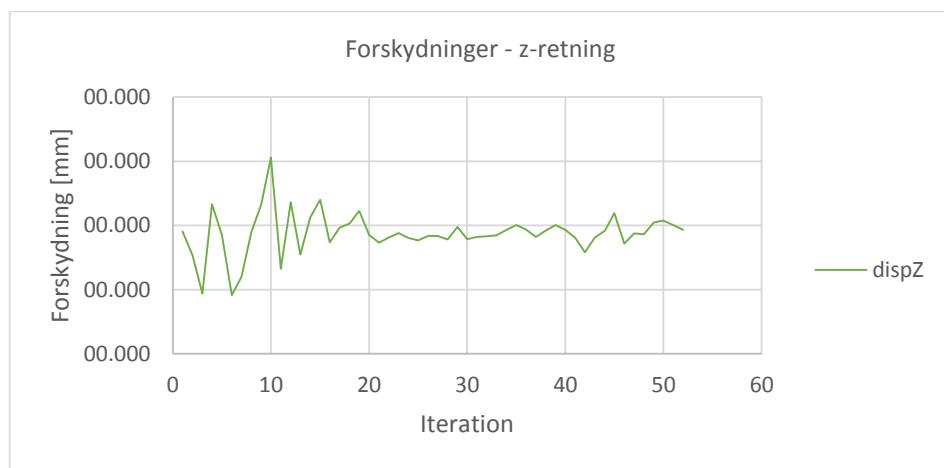
I dette bilag fremvises resultaterne fra simuleringen hvor der foretages en minimering af den opstillede objektfunktion. Nedenfor er forskydningerne i de forskellige retningerne indtegnet i individuelle diagrammer:



Figur 48-1 – Forskydning i x-retning som funktion af iteration

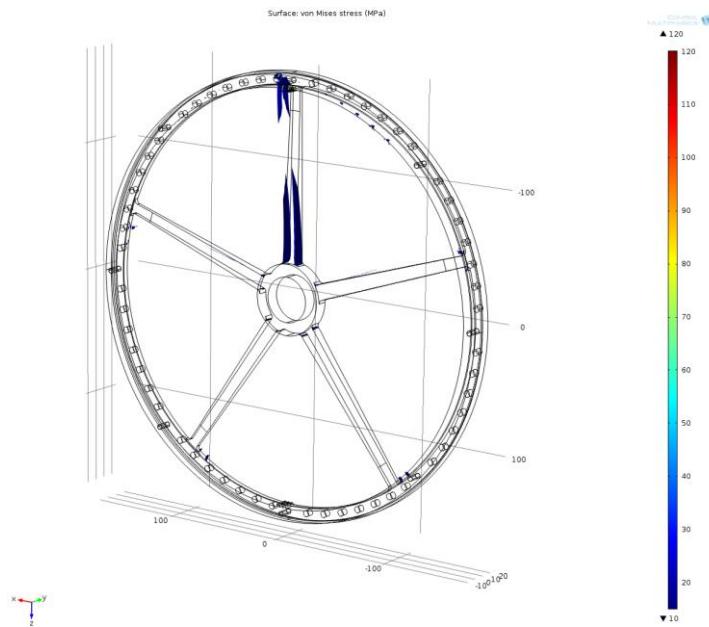


Figur 48-2 - Forskydning i y-retning som funktion af iteration



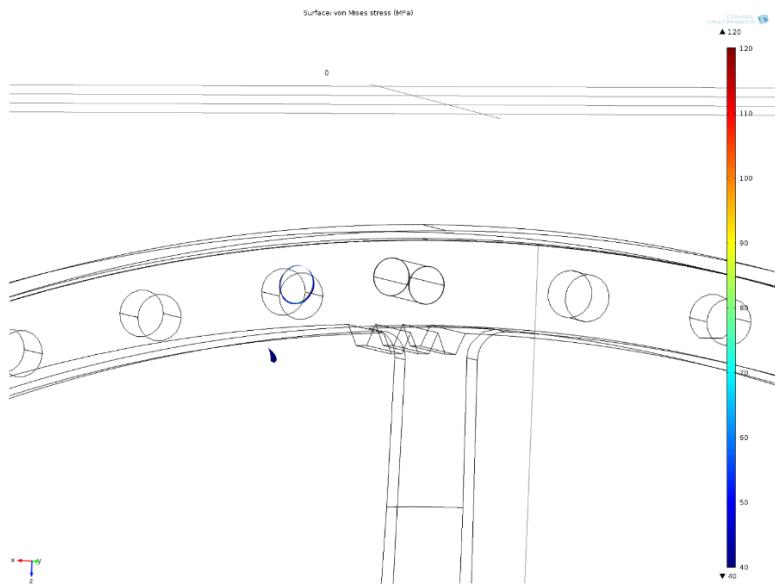
Figur 48-3 - Forskydning i z-retning som funktion af iteration

Spændingerne i konstruktionen er generelt lave. Nedenfor ses en illustrationen af Von Mises spændingerne, hvor det kun er spændinger over 10 MPa der er illustreret:



Figur 48-4 - Von Mises spændinger mellem 10-120 [MPa]

Som det fremgår af ovenstående illustration er spændinger lave gennem hele konstruktion. Egen der er placeret direkte under angrebspunktet for kræfter oplever som forventet højere spændingerne end de restende eger. De høje maksimale spændinger, 120 [MPa] fremkommer lokalt ved den simplificerede bolteforbindelse, og skarpe kanter i konstruktionen. Nedenfor ses en illustration af spændingerne over 40 [MPa]:



Figur 48-5 – Von Mises spændinger over 40 [MPa]

Som det kan ses på ovenstående figur er det helt lokalt, at spændingskoncentrationerne overstiger 40 [MPa], og det vurderes at dette skyldes simplificeringerne af strukturen. Overordnet ses der spændingerne i beslaget og inden for flydespændingen på 90 [MPa] for aluminiumstypen EN-AW-5754.

Nedenfor er værdierne af designvariablene under de forskellige iterationer.

n	W_top	W_bund	B_bund	D_center	Mass	dispX	dispY	dispZ	Objekt
1	0.008	0.012	0.008	0.058	0.2867	0.2328	0.1962	0.1954	73.9559
2	0.0092	0.012	0.008	0.058	0.2913	0.2109	0.1904	0.1769	76.3629
3	0.008	0.0138	0.008	0.058	0.2962	0.1822	0.1895	0.1470	78.9451
4	0.008	0.012	0.00695	0.058	0.2780	0.2541	0.2239	0.2165	89.6711
5	0.008	0.012	0.008	0.0595	0.2900	0.2299	0.1952	0.1926	75.7073
6	0.0086	0.0129	0.00905	0.05875	0.3046	0.1799	0.1707	0.1456	83.5103
7	0.00845	0.012675	0.008525	0.058562	0.2977	0.1949	0.1808	0.1598	79.7764
8	0.00815	0.012225	0.007475	0.058187	0.2844	0.2316	0.2068	0.1948	73.7735
9	0.008	0.012	0.00695	0.058	0.2780	0.2541	0.2239	0.2165	89.6711
10	0.008675	0.010313	0.007738	0.058844	0.2804	0.2905	0.2058	0.2529	140.4849
11	0.008169	0.012928	0.007934	0.058211	0.2921	0.2020	0.1931	0.1662	76.7824
12	0.008506	0.011184	0.007803	0.058633	0.2842	0.2548	0.2012	0.2179	80.4012
13	0.008253	0.012492	0.007902	0.058316	0.2901	0.2133	0.1950	0.1773	75.7331
14	0.007002	0.012359	0.007688	0.059002	0.2844	0.2464	0.2067	0.2063	74.6112
15	0.007323	0.0118	0.00768	0.059028	0.2828	0.2596	0.2075	0.2198	82.6678
16	0.008021	0.012319	0.007846	0.058494	0.2882	0.2237	0.1979	0.1867	74.7695
17	0.007586	0.012451	0.007505	0.057342	0.2819	0.2366	0.2087	0.1984	73.1549
18	0.007379	0.012677	0.007257	0.056263	0.2778	0.2402	0.2162	0.2015	75.5918
19	0.007348	0.012198	0.007488	0.057771	0.2805	0.2504	0.2113	0.2111	76.5824
20	0.007852	0.012289	0.007757	0.058314	0.2863	0.2299	0.2010	0.1924	73.7600
21	0.008793	0.012124	0.00768	0.05692	0.2853	0.2215	0.1998	0.1865	73.2568
22	0.008191	0.012545	0.007208	0.057381	0.2821	0.2269	0.2130	0.1906	75.3771
23	0.008048	0.012136	0.007802	0.057845	0.2856	0.2312	0.2000	0.1940	73.3952
24	0.007989	0.012275	0.007897	0.057023	0.2851	0.2275	0.1981	0.1903	73.1386
25	0.007909	0.0123	0.008107	0.05644	0.2854	0.2256	0.1943	0.1882	73.3173
26	0.008355	0.012204	0.007685	0.056251	0.2826	0.2281	0.2021	0.1918	71.9508
27	0.008607	0.012162	0.007649	0.05522	0.2809	0.2275	0.2027	0.1918	71.1061
28	0.00844	0.01237	0.007563	0.055407	0.2810	0.2249	0.2046	0.1891	71.4488
29	0.007518	0.012505	0.007627	0.055576	0.2791	0.2371	0.2072	0.1986	71.2027
30	0.008429	0.012264	0.007778	0.055	0.2814	0.2254	0.2001	0.1894	71.2594
31	0.008119	0.0123	0.007776	0.056162	0.2828	0.2280	0.2008	0.1911	71.9890
32	0.008184	0.012313	0.007715	0.055731	0.2817	0.2282	0.2022	0.1916	71.4797
33	0.008294	0.012334	0.007612	0.055	0.2798	0.2287	0.2046	0.1923	70.8594
34	0.007994	0.012265	0.007766	0.055	0.2796	0.2340	0.2026	0.1966	70.4756
35	0.007778	0.01237	0.007549	0.055398	0.2784	0.2382	0.2084	0.2003	71.2012
36	0.007843	0.012394	0.007636	0.055365	0.2794	0.2343	0.2058	0.1967	70.8994
37	0.008421	0.012242	0.007734	0.055	0.2809	0.2271	0.2014	0.1910	71.0064
38	0.007805	0.012413	0.007713	0.055	0.2793	0.2337	0.2043	0.1960	70.4997
39	0.007547	0.012461	0.00763	0.055183	0.2782	0.2387	0.2075	0.2002	70.8415
40	0.007876	0.012381	0.007658	0.055205	0.2793	0.2340	0.2053	0.1964	70.7274
41	0.008377	0.012265	0.007766	0.055	0.2811	0.2266	0.2008	0.1904	71.1123
42	0.007994	0.012839	0.007766	0.055	0.2827	0.2156	0.2003	0.1790	71.9183
43	0.007994	0.012265	0.008101	0.055	0.2825	0.2278	0.1952	0.1906	71.8177

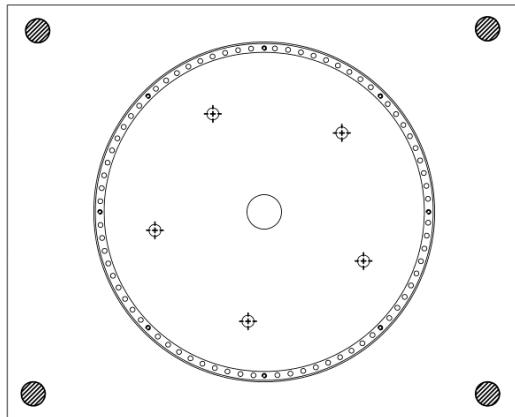
44	0.007994	0.012265	0.007766	0.055479	0.2806	0.2331	0.2023	0.1958	70.9497
45	0.008185	0.01169	0.007933	0.055239	0.2792	0.2469	0.2000	0.2094	72.2621
46	0.008042	0.012552	0.007808	0.05506	0.2818	0.2227	0.2002	0.1859	71.4878
47	0.008209	0.012408	0.007452	0.055269	0.2791	0.2303	0.2087	0.1938	71.6854
48	0.008155	0.012373	0.007614	0.055202	0.2799	0.2296	0.2050	0.1929	70.9992
49	0.008218	0.012031	0.007648	0.055281	0.2789	0.2393	0.2052	0.2023	70.6039
50	0.007804	0.012202	0.007631	0.055481	0.2785	0.2417	0.2068	0.2038	71.0114
51	0.007947	0.012218	0.007665	0.05536	0.2791	0.2378	0.2053	0.2002	70.6664
52	0.007994	0.012265	0.007766	0.055	0.2796	0.2340	0.2026	0.1966	70.4756

Tabel 48-1 - Resultater fra minimering af objektfunktion

Ved afslutningen af simuleringen er objektfunktionen minimeret til en værdi på 70,47. Massen af beslaget er da givet ved 279,6 [g].

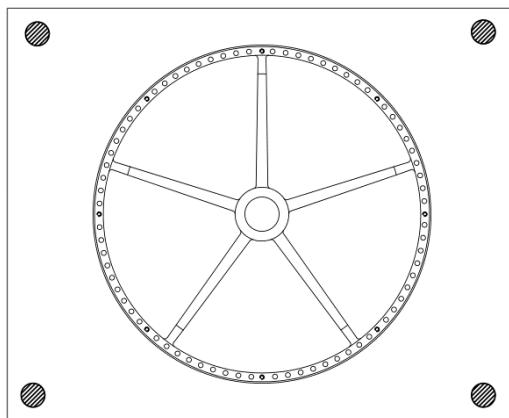
## 49 Bilag - Fremstilling af tandkransbeslag

Undervejs i forløbet med designet af tandkransbeslag har der løbende været kontakt med værkstedpersonalet omkring mulighederne for fremstilling af dette. Beslaget skal fremstilles ud fra en 12 [mm] tykplade aluminiumslegering EN-AW-5457 og fræses i CNC-fræseren. Fremstilling af beslaget kan opdeles i to step, hvor den første er illustreret nedenfor:



Figur 49-1 - Step 1 i fræsning af beslag

Først anvendes en fil, hvor der er markeret 5 huller i områderne, hvor der ellers vil være luft mellem eger. Disse huller udbores ligeledes i den underliggende plads. Dermed kan pladen fastspændes den underliggende plade. Den underliggende plade fastholdes i de fire hjørner. Fræsningen af yderringen m. reces inkl. huller udføres i første step. Efterfølgende fikseres beslaget i hullerne i yderringen, og egerne kan dermed fræses ud:



Figur 49-2 - Step 2 - Fræsning af beslag

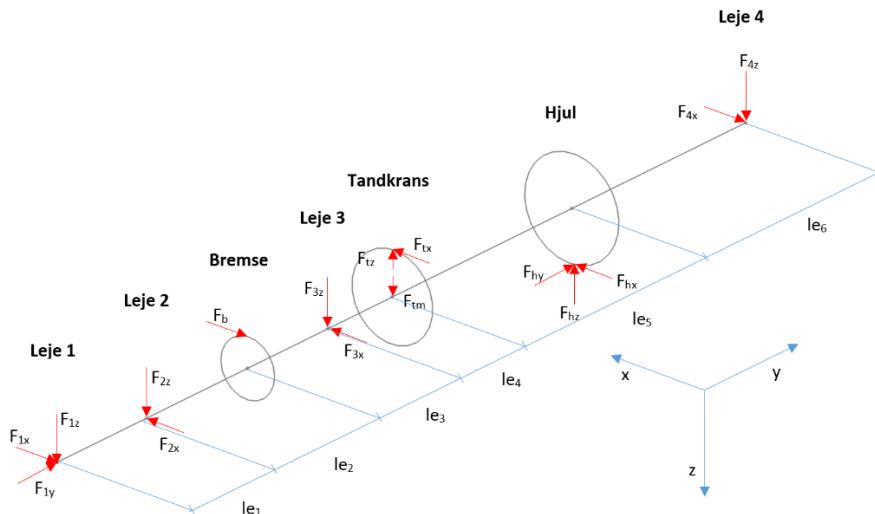
Step 1 og 2 i fræsningen beslaget anvender to separate Cam-filer som indlæses i CNC-fræseren.

## 50 Bilag - Fordimensionering af aksel

I dette bilag beskrives for dimensionering af den gennemgående hjulaksel.

### Beregning af laster på aksel

18,7 [km/hr] i sving med radius 6 meter + bremsning



Figur 50-1 - FBD af aksel

### Kræfter på baghjul, reference [3, s.76]:

$$\text{Radialkraft} \quad F_{hz} := 151\text{N}$$

$$\text{Aksialkraft} \quad F_{hy} := 120\text{N}$$

$$\text{Tangentialkraft, bremsekraft} \quad F_{hx} := -120\text{N}$$

### Momenter i tandkrans og bremse

Momentet i tandkransen vil være lig friløbets friktionsmoment. I dimensioneringssammenhæng sættes dette lig 0, da det ikke vil have indflydelse på belastningen af akslen.

$$\text{Moment i tandkrans} \quad M_t := 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Kraft på tandkrans i retning x} \quad F_{tx} := 0\text{N}$$

$$\text{Kraft på tandkrans i retning z} \quad F_{tz} := 0\text{N}$$

$$\text{Kraft fra tandkransens vægt, estimeret} \quad F_{tm} := (200\text{gm} + 200\text{gm} + 110\text{gm}) \cdot g = 5\text{N}$$

Kræfterne i bremsen beregnes ud fra hjulets tangentialkraft, da det er max friktionskraft mellem dæk og asfalt.

Dækkets yderdiameter

$$d_h := 478\text{mm}$$

Bremsemoment

$$M_b := -F_{hx} \cdot \frac{d_h}{2} = 28.7\text{ N}\cdot\text{m}$$

Bremseskivens diameter

$$d_b := 140\text{mm}$$

Kraft i bremseskive

$$F_b := \frac{M_b}{d_b \cdot 0.5} = 410\text{N}$$

### Kræfter fra egenvægt af motor og ophæng

Masse, motor

$$m_{mot} := 1.1\text{kg}$$

Masse, 20 [mm] leje

$$m_{leje} := 40\text{g}$$

Masse, lille tandhjul

$$m_{z1} := 13\text{g}$$

Masse, bremsekaliber, estimeret

$$m_{bk} := 0.2\text{kg}$$

Masse, ophæng, estimeret

$$m_{op} := 0.4\text{kg}$$

Masse, samlet ophæng

$$m_{ops} := m_{mot} + 2 \cdot m_{leje} + m_{z1} + m_{bk} + m_{op} = 1.793\text{kg}$$

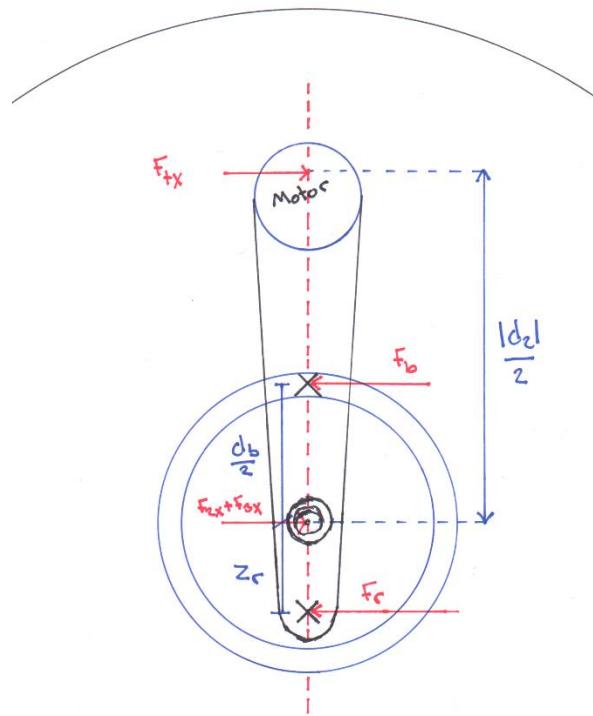
Kræfter i leje 2 og 3, retning z

$$F_{2z} := \frac{m_{ops}}{2} \cdot g = 8.8\text{N}$$

$$F_{3z} := F_{2z} = 8.8\text{N}$$

## Kræfter i ophæng fra bremsning

Som vist på Figur 50-2 vil der være en reaktionskraft i ophænget, når der bremses.



Figur 50-2 - Kraft i reaktionsarm

Placering af reaktionsarm, estimat

$$z_r := 50\text{mm}$$

Kraft i reaktionsarm

$$F_{bR} := F_b \cdot \frac{d_b}{2z_r} = 574\text{N}$$

Reaktionskraft i ophæng

$$F_{23x} := F_b + F_{bR} = 983\text{N}$$

Kraft i leje 2 og 3, retning x

$$F_{2x} := F_{23x} \cdot 0.5 = 492\text{N}$$

$$F_{3x} := F_{23x} \cdot 0.5 = 492\text{N}$$

## Afstande på akslen

Længde 1  $le_1 := 26\text{mn}$

Længde 2  $le_2 := 12\text{mn}$

Længde 3  $le_3 := 11\text{mn}$

Længde 4  $le_4 := 13\text{mn}$

Længde 5  $le_5 := 35\text{mn}$

Længde 6  $le_6 := 33\text{mn}$

Total længde  $L_t := \sum_{i=1}^6 le_i = 130\text{ mn}$

## Bestemmelse af kræfter i leje 4

Summation af moment omkring leje 1, momenter omkring z-aksen

$$\Sigma M_{0z} = 0 = -F_{2x}le_1 + F_b \cdot \sum_{i=1}^2 le_i - F_{3x} \sum_{i=1}^3 le_i - F_{hx} \cdot \sum_{i=1}^5 le_i + F_{4x} \sum_{i=1}^6 le_i$$

$$\rightarrow F_{4x} := \frac{-F_{2x}le_1 + F_b \cdot \sum_{i=1}^2 le_i - F_{3x} \sum_{i=1}^3 le_i - F_{hx} \cdot \sum_{i=1}^5 le_i}{\sum_{i=1}^6 le_i} = 74\text{N}$$

Summation af moment omkring leje 1, momenter omkring x-aksen

$$\Sigma M_{0x} = 0 = -F_{hy} \cdot \frac{d_h}{2} + F_{2z} \cdot l_e_1 + F_{3z} \sum_{i=1}^3 l_e_i + F_{tm} \cdot \sum_{i=1}^4 l_e_i - F_{hz} \sum_{i=1}^5 l_e_i + F_{4z} \sum_{i=1}^6 l_e_i$$

$$\rightarrow F_{4z} := \frac{-F_{hy} \cdot \frac{d_h}{2} + F_{2z} \cdot l_e_1 + F_{3z} \sum_{i=1}^3 l_e_i + F_{tm} \cdot \sum_{i=1}^4 l_e_i - F_{hz} \sum_{i=1}^5 l_e_i}{\sum_{i=1}^6 l_e_i} = 326N$$

### Bestemmelse af kræfter i leje 1

Summation af kræfter i retning x

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{1x} + F_{2x} - F_b + F_{3x} + F_{hx} - F_{4x}$$

$$\rightarrow F_{1x} := F_{2x} - F_b + F_{3x} + F_{hx} - F_{4x} = 379N$$

Summation af kræfter i retning y

$$\Sigma F_y = 0 = F_{1y} + F_{hy}$$

$$\rightarrow F_{1y} := -F_{hy} = -120N$$

Summation af kræfter i retning z

$$\Sigma F_z = 0 = F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_{tm} - F_{hz} + F_{4z}$$

$$\rightarrow F_{1z} := -F_{2z} - F_{3z} - F_{tm} + F_{hz} - F_{4z} = -197N$$

## Alle kræfter

Retning x	Retning y	Retning z
$F_{1x} = 379\text{N}$	$F_{1y} = -120\text{N}$	$F_{1z} = -197\text{N}$
$F_{2x} = 492\text{N}$		$F_{2z} = 9\text{N}$
$F_b = 410\text{N}$		$F_{3z} = 9\text{N}$
$F_{3x} = 492\text{N}$		$F_{tm} = 5\text{N}$
$F_{hx} = -120\text{N}$	$F_{hy} = 120\text{N}$	$F_{hz} = 151\text{N}$
$F_{4x} = 74\text{N}$		$F_{4z} = 326\text{N}$

## Snitkræfter

Retning x	Retning z
$V_{0x} := -F_{1x} = -379\text{N}$	$V_{0z} := -F_{1z} = 197\text{N}$
$V_{1x} := V_{0x} + F_{2x} = 112\text{N}$	$V_{1z} := V_{0z} - F_{2z} = 189\text{N}$
$V_{2x} := V_{1x} - F_b = -297\text{N}$	$V_{2z} := V_{1z} = 189\text{N}$
$V_{3x} := V_{2x} + F_{3x} = 194\text{N}$	$V_{3z} := V_{2z} - F_{3z} = 180\text{N}$
$V_{4x} := V_{3x} = 194\text{N}$	$V_{4z} := V_{3z} - F_{tm} = 175\text{N}$
$V_{5x} := V_{4x} + F_{hx} = 74\text{N}$	$V_{5z} := V_{4z} + F_{hz} = 326\text{N}$
$V_{6x} := V_{5x} - F_{4x} = 0\text{N}$	$V_{6z} := V_{5z} - F_{4z} = 0\text{N}$

## Momenter

<b>Omkring z</b>	<b>Omkring x</b>
$M_{0z} := 0 \cdot N \cdot m$	$M_{0x} := 0 \cdot N \cdot m$
$M_{1z} := V_{0x} \cdot le_1 = -9.86 N \cdot m$	$M_{1x} := V_{0z} \cdot le_1 = 5.13 N \cdot m$
$M_{2z} := M_{1z} + V_{1x} \cdot le_2 = -8.51 N \cdot m$	$M_{2x} := M_{1x} + V_{1z} \cdot le_2 = 7.4 N \cdot m$
$M_{3z} := M_{2z} + V_{2x} \cdot le_3 = -11.78 N \cdot m$	$M_{3x} := M_{2x} + V_{2z} \cdot le_3 = 9.47 N \cdot m$
$M_{4z} := M_{3z} + V_{3x} \cdot le_4 = -9.26 N \cdot m$	$M_{4x} := M_{3x} + V_{3z} \cdot le_4 = 11.81 N \cdot m$
$M_{5z} := M_{4z} + V_{4x} \cdot le_5 = -2.45 N \cdot m$	$M_{5x1} := M_{4x} + V_{4z} \cdot le_5 = 17.93 N \cdot m$
	$M_{5x2} := M_{4x} + V_{4z} \cdot le_5 - F_{hy} \cdot \frac{d_h}{2} = -10.75 N \cdot m$
$M_{6z} := M_{5z} + V_{5x} \cdot le_6 = 0 \cdot N \cdot m$	$M_{6x} := M_{5x2} + V_{5z} \cdot le_6 = -0 \cdot N \cdot m$

<b>Samlet bøjnngsmoment</b>	<b>Torsion</b>
$M_{b0} := \sqrt{M_{0x}^2 + M_{0z}^2} = 0 \cdot N \cdot m$	$T_0 := 0 \cdot N \cdot m$
$M_{b1} := \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1z}^2} = 11.116 N \cdot m$	$T_1 := T_0 = 0 \cdot N \cdot m$
$M_{b2} := \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2z}^2} = 11.276 N \cdot m$	$T_{2.1} := T_1 = 0 \cdot N \cdot m$
	$T_{2.2} := T_{2.1} + M_b = 28.7 N \cdot m$
$M_{b3} := \sqrt{M_{3x}^2 + M_{3z}^2} = 15.117 N \cdot m$	$T_3 := T_{2.2} = 28.7 N \cdot m$
$M_{b4} := \sqrt{M_{4x}^2 + M_{4z}^2} = 15.004 N \cdot m$	$T_4 := T_3 = 28.7 N \cdot m$
$M_{b5.1} := \sqrt{M_{5x1}^2 + M_{5z}^2} = 18.1 N \cdot m$	$T_{5.1} := T_4 = 28.7 N \cdot m$
$M_{b5.2} := \sqrt{M_{5x2}^2 + M_{5z}^2} = 11.029 N \cdot m$	$T_{5.2} := T_4 - M_b = 0 \cdot N \cdot m$
$M_{b6} := \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6z}^2} = 0 \cdot N \cdot m$	$T_6 := T_{5.2} = 0 \cdot N \cdot m$

## Referencemoment

Dynamisk sikkerhedsfaktor, [5, TB 3-5]  $K_A := 1.25$

Referencemoment
$M_{v0} := \sqrt{(M_{b0} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_0 \cdot K_A)^2} = 0 \cdot N \cdot m$
$M_{v1} := \sqrt{(M_{b1} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_1 \cdot K_A)^2} = 13.9 \cdot N \cdot m$
$M_{v2.1} := \sqrt{(M_{b2} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{2.1} \cdot K_A)^2} = 14.1 \cdot N \cdot m$
$M_{v2.2} := \sqrt{(M_{b2} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{2.2} \cdot K_A)^2} = 34.1 \cdot N \cdot m$
$M_{v3} := \sqrt{(M_{b3} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_3 \cdot K_A)^2} = 36.3 \cdot N \cdot m$
$M_{v4} := \sqrt{(M_{b4} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_4 \cdot K_A)^2} = 36.3 \cdot N \cdot m$
$M_{v5.1} := \sqrt{(M_{b5.1} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{5.1} \cdot K_A)^2} = 38.4 \cdot N \cdot m$
$M_{v5.2} := \sqrt{(M_{b5.2} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{5.2} \cdot K_A)^2} = 13.8 \cdot N \cdot m$
$M_{v6} := \sqrt{(M_{b6} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_6 \cdot K_A)^2} = 0 \cdot N \cdot m$

## Beregning af mindste diameter, se reference [7]

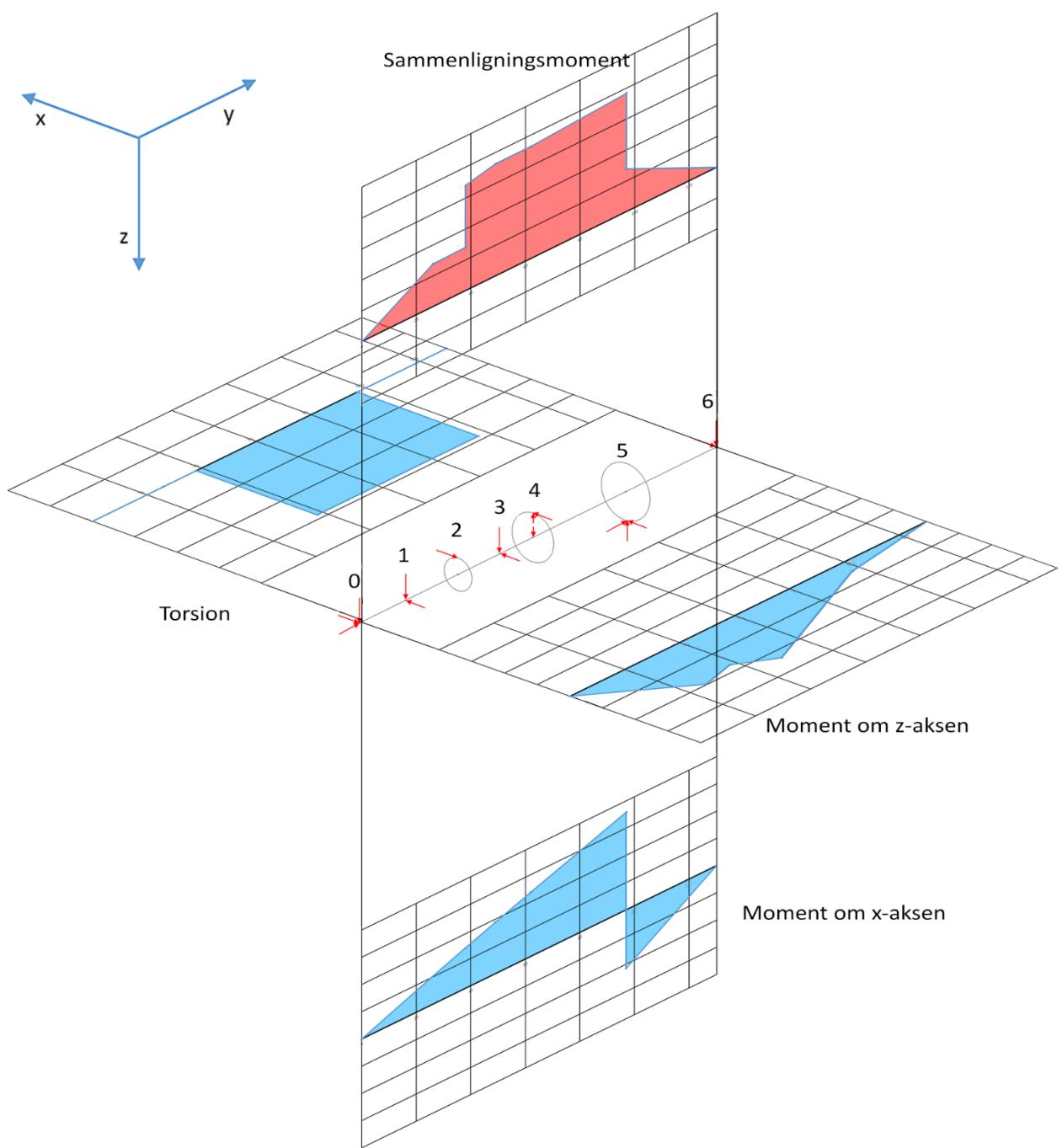
Valgt ståltype 25CrMo4

Max bøjningsspænding for stål, [5, TB 1-1]  $\sigma_{bWN} := 450 \cdot MPa$

Mindste sikkerhedsfaktor for akseldiameter  $S_{Dmin} := 3$

Tilladelig spænding  $\sigma_{b,zul} := \frac{\sigma_{bWN}}{S_{Dmin}} = 150 \cdot MPa$

Mindste diameter  $d_{min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{v5.1}}{\pi \cdot \sigma_{b,zul}}} = 13.766 \cdot mn$



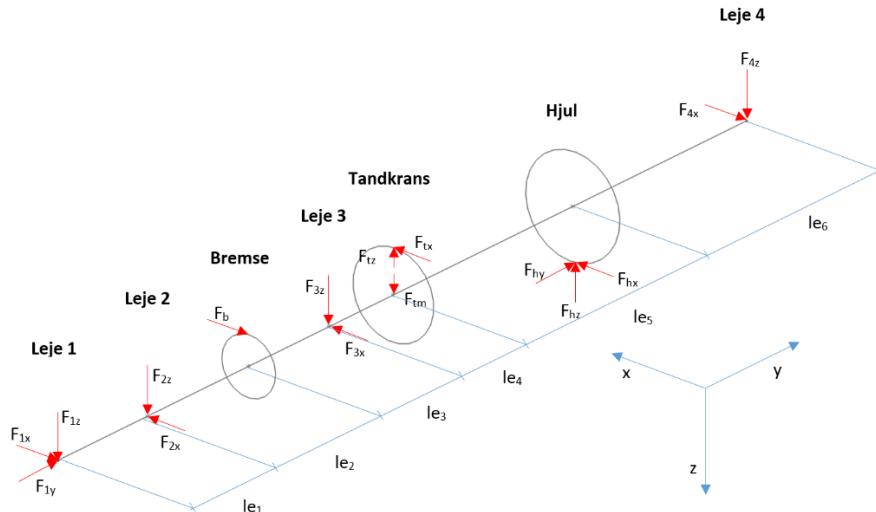
Figur 50-3 - Momentdiagram for aksel, fordimensionering

## 51 Bilag - Efterdimensionering af aksel

I dette bilag beskrives efterdimensionering af akslen.

### Beregning af laster på aksel

18,7 [km/hr] i sving med radius 6 meter + bremsning



Figur 51-1 - FBD af aksel

### Kræfter på baghjul, reference [3, s. 76]:

Radialkraft

$$F_{hz} := 151\text{N}$$

Aksialkraft

$$F_{hy} := 120\text{N}$$

Tangentialkraft, bremsekraft

$$F_{hx} := -120\text{N}$$

### Momenter i tandkrans og bremse

Momentet i tandkransen vil være lig friktionens friktionsmoment. I dimensioneringssammenhæng sættes dette lig 0, da det ikke vil have indflydelse på belastningen af akslen

Moment i tandkrans

$$M_t := 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Kraft på tandkrans i retning x

$$F_{tx} := 0\text{N}$$

Kraft på tandkrans i retning z

$$F_{tz} := 0\text{N}$$

Kraft fra tandkransens vægt

$$F_{tm} := (200\text{gm} + 200\text{gm} + 110\text{gm}) \cdot g = 5\text{N}$$

Kræfterne i bremsen beregnes ud fra hjulets tangentialkraft, da det er max friktionskraft mellem dæk og asfalt.

Dækkets yderdiameter

$$d_h := 478\text{mm}$$

Bremsemoment

$$M_b := -F_{hx} \cdot \frac{d_h}{2} = 28.7\text{N}\cdot\text{m}$$

Bremseskivens diameter

$$d_b := 140\text{mm}$$

Kraft i bremseskive

$$F_b := \frac{M_b}{d_b \cdot 0.5} = 410\text{N}$$

### Kræfter fra egenvægt af motor og ophæng

Masse, motor

$$m_{mot} := 1.1\text{kg}$$

Masse, 20 [mm] leje

$$m_{lj} := 40\text{gm}$$

Masse, lille tandhjul

$$m_{z1} := 13\text{gm}$$

Masse, bremsekaliber, estimeret

$$m_{bk} := 0.2\text{kg}$$

Masse, ophæng, estimeret

$$m_{op} := 0.4\text{kg}$$

Masse, samlet ophæng

$$m_{ops} := m_{mot} + 2 \cdot m_{lj} + m_{z1} + m_{bk} + m_{op} = 1.793\text{kg}$$

Kræfter i leje 2 og 3, retning z

$$F_{2z} := \frac{m_{ops}}{2} \cdot g = 8.8\text{N}$$

$$F_{3z} := F_{2z} = 8.8\text{N}$$

## Afstande på akslen

Længde 1

$$le_1 := 17\text{mn}$$

Længde 2

$$le_2 := 17.25\text{mn}$$

Længde 3

$$le_3 := 18.25\text{mn}$$

Længde 4

$$le_4 := 12\text{mn}$$

Længde 5

$$le_5 := 32\text{mn}$$

Længde 6

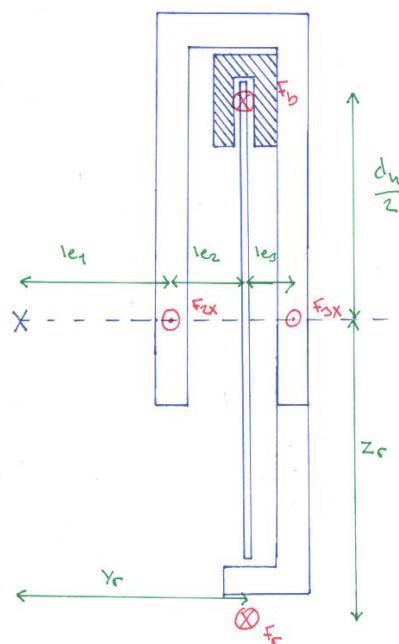
$$le_6 := 36.5\text{mn}$$

$$L_t := \sum_{i=1}^6 le_i = 133\text{ mn}$$

Total længde

## Kræfter i ophæng fra bremsning

Som vist på Figur 51-2 vil der være en reaktionskraft i ophænget, når der bremses.



Figur 51-2 - Kræfter i ophæng

Placeringen af reaktionsarmen er bestemt i bilag, afsnit 53.

I beregningen tages der ikke hensyn til, at bremsekaliberen ikke er monteret direkte over bremseskiven.

Placering af reaktionsarm

$$y_r := 35\text{mm}$$

$$z_r := 87.1\text{mm}$$

$$F_r := F_b \cdot \frac{d_b \cdot 0.5}{z_r} = 329\text{N}$$

Kraft i reaktionsarm

Moment i leje 2 omkring z-aksen

$$M_{2z} = 0 = F_b \cdot l e_2 + F_r (y_r - l e_1) - F_{3x} (l e_2 + l e_3)$$

$$F_{3x} := \frac{F_b \cdot l e_2 + F_r (y_r - l e_1)}{l e_2 + l e_3} = 366\text{N}$$

Kraft i leje 3, retning x

Kraft i leje 2, retning x

$$F_{2x} := F_b + F_r - F_{3x} = 373\text{N}$$

#### Bestemmelse af kræfter i leje 4

Summation af moment omkring leje 1, momenter omkring z-aksen. Kraften i leje 4, retning x burde give nul, ifølge bilag, afsnit 53, hvor reaktionsarmens placering er bestemt.

$$\begin{aligned} \sum M_{0z} = 0 &= -F_{2x} l e_1 + F_b \sum_{i=1}^2 l e_i - F_{3x} \sum_{i=1}^3 l e_i - F_{hx} \sum_{i=1}^5 l e_i + F_{4x} \sum_{i=1}^6 l e_i \\ F_{4x} &:= \frac{-F_{2x} l e_1 + F_b \sum_{i=1}^2 l e_i - F_{3x} \sum_{i=1}^3 l e_i - F_{hx} \sum_{i=1}^5 l e_i}{\sum_{i=1}^6 l e_i} = -0\text{N} \end{aligned}$$

→

Summation af moment omkring leje 1, momenter omkring x-aksen

$$\Sigma M_{0x} = 0 = -F_{hy} \cdot \frac{d_h}{2} + F_{2z} \cdot l e_1 + F_{3z} \sum_{i=1}^3 l e_i + F_{tm} \cdot \sum_{i=1}^4 l e_i - F_{hz} \cdot \sum_{i=1}^5 l e_i + F_{4z} \cdot \sum_{i=1}^6 l e_i$$

$$F_{4z} := \frac{-\left( -F_{hy} \cdot \frac{d_h}{2} + F_{2z} \cdot l e_1 + F_{3z} \sum_{i=1}^3 l e_i + F_{tm} \cdot \sum_{i=1}^4 l e_i - F_{hz} \cdot \sum_{i=1}^5 l e_i \right)}{\sum_{i=1}^6 l e_i} = 318N$$

→

### Bestemmelse af kræfter i leje 1

Summation af kræfter i retning x

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{1x} + F_{2x} - F_b + F_{3x} + F_{hx} - F_4,$$

$$\rightarrow F_{1x} := F_{2x} - F_b + F_{3x} + F_{hx} - F_{4x} = 210N$$

Summation af kræfter i retning y

$$\Sigma F_y = 0 = F_{1y} + F_{hy}$$

$$\rightarrow F_{1y} := -F_{hy} = -120N$$

Summation af kræfter i retning z

$$\Sigma F_z = 0 = F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_{tm} - F_{hz} + F_{4z}$$

$$\rightarrow F_{1z} := -F_{2z} - F_{3z} - F_{tm} + F_{hz} - F_{4z} = -190N$$

## Alle kræfter

Retning x	Retning y	Retning z
$F_{1x} = 210\text{ N}$	$F_{1y} = -120\text{ N}$	$F_{1z} = -190\text{ N}$
$F_{2x} = 373\text{ N}$		$F_{2z} = 9\text{ N}$
$F_b = 410\text{ N}$		$F_{3z} = 9\text{ N}$
$F_{3x} = 366\text{ N}$		$F_{tm} = 5\text{ N}$
$F_{hx} = -120\text{ N}$	$F_{hy} = 120\text{ N}$	$F_{hz} = 151\text{ N}$
$F_{4x} = -0\text{ N}$		$F_{4z} = 318\text{ N}$

## Snitkræfter

Retning x	Retning z
$V_{0x} := -F_{1x} = -210\text{ N}$	$V_{0z} := -F_{1z} = 190\text{ N}$
$V_{1x} := V_{0x} + F_{2x} = 163\text{ N}$	$V_{1z} := V_{0z} - F_{2z} = 181\text{ N}$
$V_{2x} := V_{1x} - F_b = -246\text{ N}$	$V_{2z} := V_{1z} = 181\text{ N}$
$V_{3x} := V_{2x} + F_{3x} = 120\text{ N}$	$V_{3z} := V_{2z} - F_{3z} = 172\text{ N}$
$V_{4x} := V_{3x} = 120\text{ N}$	$V_{4z} := V_{3z} - F_{tm} = 167\text{ N}$
$V_{5x} := V_{4x} + F_{hx} = -0\text{ N}$	$V_{5z} := V_{4z} + F_{hz} = 318\text{ N}$
$V_{6x} := V_{5x} - F_{4x} = 0\text{ N}$	$V_{6z} := V_{5z} - F_{4z} = 0\text{ N}$

## Momenter

Omkring z	Omkring x
$M_{0z} := 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{0x} := 0 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{1z} := V_{0x} \cdot e_1 = -3.56 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{1x} := V_{0z} \cdot e_1 = 3.23 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{2z} := M_{1z} + V_{1x} \cdot e_2 = -0.75 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{2x} := M_{1x} + V_{1z} \cdot e_2 = 6.35 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{3z} := M_{2z} + V_{2x} \cdot e_3 = -5.25 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{3x} := M_{2x} + V_{2z} \cdot e_3 = 9.65 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{4z} := M_{3z} + V_{3x} \cdot e_4 = -3.81 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{4x} := M_{3x} + V_{3z} \cdot e_4 = 11.72 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{5z} := M_{4z} + V_{4x} \cdot e_5 = 0.02 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{5x1} := M_{4x} + V_{4z} \cdot e_5 = 17.07 \text{ N}\cdot\text{m}$
	$M_{5x2} := M_{4x} + V_{4z} \cdot e_5 - F_{hy} \cdot \frac{d_h}{2} = -11.61 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{6z} := M_{5z} + V_{5x} \cdot e_6 = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	$M_{6x} := M_{5x2} + V_{5z} \cdot e_6 = -0 \text{ N}\cdot\text{m}$

Samlet bøjningsmoment	Torsion
$M_{b0} := \sqrt{M_{0x}^2 + M_{0z}^2} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_0 := 0 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{b1} := \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1z}^2} = 4.8 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_1 := T_0 = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{b2} := \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2z}^2} = 6.4 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_{2.1} := T_1 = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$
	$T_{2.2} := T_{2.1} + M_b = 28.7 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{b3} := \sqrt{M_{3x}^2 + M_{3z}^2} = 11 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_3 := T_{2.2} = 28.7 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{b4} := \sqrt{M_{4x}^2 + M_{4z}^2} = 12.3 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_4 := T_3 = 28.7 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{b5.1} := \sqrt{M_{5x1}^2 + M_{5z}^2} = 17.1 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_{5.1} := T_4 = 28.7 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{b5.2} := \sqrt{M_{5x2}^2 + M_{5z}^2} = 11.6 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_{5.2} := T_4 - M_b = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$
$M_{b6} := \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6z}^2} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_6 := T_{5.2} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$

## Referencemoment

Dynamisk sikkerhedsfaktor, RM TB 3-5

$$K_A := 1.25$$

<b>Referencemoment</b>
$M_{v0} := \sqrt{(M_{b0} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_0 \cdot K_A)^2} = 0 \cdot N \cdot m$
$M_{v1} := \sqrt{(M_{b1} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_1 \cdot K_A)^2} = 6 \cdot N \cdot m$
$M_{v2.1} := \sqrt{(M_{b2} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{2.1} \cdot K_A)^2} = 8 \cdot N \cdot m$
$M_{v2.2} := \sqrt{(M_{b2} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{2.2} \cdot K_A)^2} = 32.1 \cdot N \cdot m$
$M_{v3} := \sqrt{(M_{b3} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_3 \cdot K_A)^2} = 33.9 \cdot N \cdot m$
$M_{v4} := \sqrt{(M_{b4} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_4 \cdot K_A)^2} = 34.7 \cdot N \cdot m$
$M_{v5.1} := \sqrt{(M_{b5.1} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{5.1} \cdot K_A)^2} = 37.7 \cdot N \cdot m$
$M_{v5.2} := \sqrt{(M_{b5.2} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_{5.2} \cdot K_A)^2} = 14.5 \cdot N \cdot m$
$M_{v6} := \sqrt{(M_{b6} \cdot K_A)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_6 \cdot K_A)^2} = 0 \cdot N \cdot m$

## Beregning af mindste diameter

Valgt ståltype

25CrMo4

Max bøjningsspænding for stål, RM TB 1-1

$$\sigma_{bWN} := 450 \text{ MPa}$$

Mindste sikkerhedsfaktor for akseldiameter

$$S_{Dmin} := 3$$

Tilladelig spænding

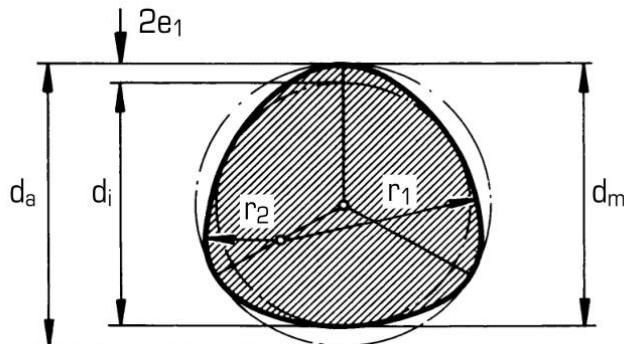
$$\sigma_{b,zul} := \frac{\sigma_{bWN}}{S_{Dmin}} = 150 \text{ MPa}$$

Mindste diameter

$$d_{min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{v5.1}}{\pi \cdot \sigma_{b,zul}}} = 13.68 \text{ mm}$$

## 52 Bilag - Beregning af polygonforbindelse – Profil P3G

Beregningen udføres for at kontrollere at det valgte polygonforbindelse er i stand til at overfører kræfter til hjulet. Der anvendes beregningsmetoden fra Roloff Matek [5,s.379]. Forbindelsen har følgende form:



Figur 52-1 – P3G profil

Geometri for profil:

$$d_m := 18\text{mm}$$

$$d_a := 19.12\text{mm}$$

$$d_i := 16.88\text{mm}$$

$$e_1 := 0.56\text{mm}$$

Længde af flade:

$$L := 50\text{mm}$$

Maksimalt moment:

$$T := 30\text{N}\cdot\text{m}$$

Flydespænding - 25CrMo4

$$R_e := 700\text{MPa}$$

Sikkerhedsfaktor

$$S_F := 2.5$$

$$p_{zul} := \frac{R_e}{S_F} = 280\cdot\text{MPa}$$

Tilladelige fladetryk:

$$p_m := \frac{T}{L \left( 0.75 \cdot \pi \cdot e_1 \cdot d_m + 0.05 \cdot d_m^2 \right)} = 15\cdot\text{MPa}$$

### Middel fladetryk:

Da middelfladetrykket er lavere end det tilladelige fladetryk er forbindelsen ok. Derudover skal den mindst tilladelige tykkelse af navet tjekkes:

Profilfaktor:

$$c := 1.44$$

Flydespænding – Aluminium:

$$R_{e,alu} := 90 \text{ MPa}$$

Tilladelige spænding:

$$\sigma_{z,zul} := \frac{R_{e,alu}}{S_F}$$

Mindste godstykke:

$$s_{nav} := c \cdot \sqrt{\frac{T}{\sigma_{z,zul} L}} = 5.9 \cdot \text{mm}$$

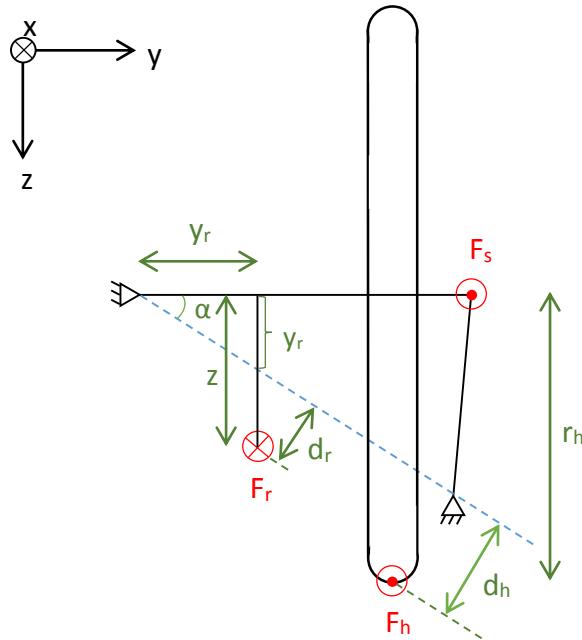
Navets skal altså have en godstykke på mindst 5,9 [mm], hvilket givet en samlet ydre minimums diameter:

$$d_{nav,min} := d_m + 2 \cdot s_{nav} = 29.758 \cdot \text{mm}$$

Hvilket er tilstrækkeligt da navet til baghjulet skal være 30 [mm].

## 53 Bilag - Placing af reaktionsarm op ophæng

I dette bilag beskrives beregningen for reaktionarmens placering på ophænget. Nedenfor ses en skitse af opbygningen.



Figur 53-1 - FBD af konstruktion

$$r_h := \frac{478\text{mm}}{2} = 239\text{mn}$$

$$d_h := 45.13\text{mm}$$

$$\alpha := 58.0^\circ$$

Der gættes på en afstand  $y_r$

$$y_r := 16.6\text{mm}$$

$$F_h := 120\text{N}$$

### Betragtning om moment i aksel

$$F_h \cdot r_h = F_r \cdot z_r$$

### Betragtning om moment omkring styreakse

$$F_h \cdot d_h = F_r \cdot d_r$$

### Trigonometrisk sammenhæng mellem $z_r$ , $y_r$ og $d_r$

$$d_r = (z_r - y_r \cdot \tan(\alpha)) \cdot \cos(\alpha)$$

## Løsning af 2 ligninger med 2 ubekendte

Given

$$F_h \cdot r_h = F_r \cdot z_r$$

$$F_h \cdot d_h = F_r \cdot [(z_r - y_r \cdot \tan(\alpha)) \cdot \cos(\alpha)]$$

$$\begin{pmatrix} F_r \\ z_r \end{pmatrix} := \text{Find}(F_r, z_r) \rightarrow \begin{bmatrix} \frac{0.002(135390N \cdot mm - 717 \cdot N \cdot m \cos(58.01\deg))}{mm \cos(58.01\deg) \cdot \tan(58.01\deg)} \\ \frac{-19837m \cdot mm \cos(58.01\deg) \cdot \tan(58.01\deg)}{225650mm - 1195m \cdot \cos(58.01\deg)} \end{bmatrix}$$

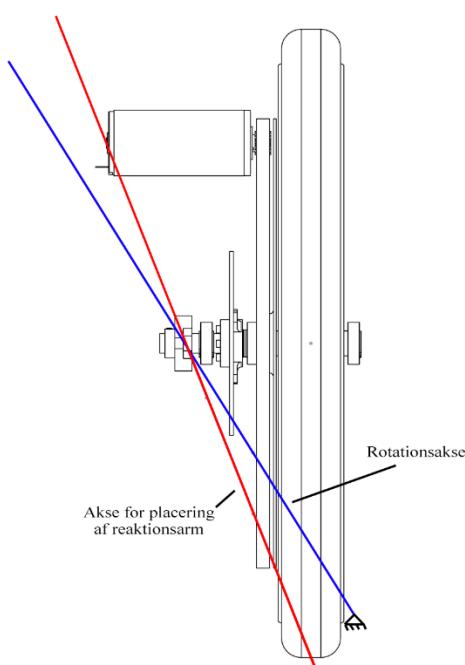
Kraft i reaktionsarm

$$F_r = 695N$$

Afstand fra aksel til reaktionsarm

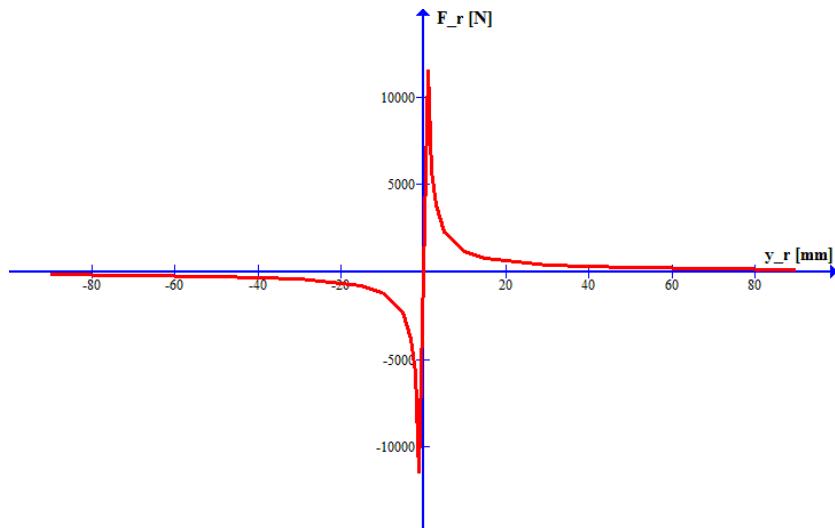
$$z_r = 41.3 \cdot mm$$

Det bemærkes, at alle placeringer på linjen mellem hjulets kontaktpunkt og det sfæriske leje er mulige placeringer for reaktionsarmen, se Figur 53-2:



Figur 53-2 - Akse for placering af reaktionsarm

For at bestemme den bedste placering af reaktionsarmen, plottes reaktionskraften som funktion af placering i y-aksens retning. Det ses, at for en afstand gående mod 0 [mm], er kraften gående mod uendelig. Det ses også som forventet, at hvis reaktionsarmen placeres over det sfæriske leje, vil kraften ændre retning.



Figur 53-3 - Kraft i reaktionsarm som funktion af placering i retning y

Det ønskes at placere reaktionsarmen, således at der opnås en stor stivhed ifm. kræfter fra motor. Derfor er det ønskeligt at placere armen lige under lejet til højre på figuren herover. Dette er ikke muligt, da der skal være plads til at hjulet med tandkrans kan dreje. Det vælges at placere armen 20 [mm] til venstre for tandkransen. Placering af reaktionsarmen beregnes.

$$y_r := 35 \text{ mm}$$

### Løsning af 2 ligninger med 2 ubekendte

Given

$$F_h \cdot r_h = F_r \cdot z_r$$

$$F_h \cdot d_h = F_r \cdot [(z_r - y_r \cdot \tan(\alpha)) \cdot \cos(\alpha)]$$

$$\begin{pmatrix} F_r \\ z_r \end{pmatrix} := \text{Find}(F_r, z_r) \rightarrow \begin{bmatrix} \frac{0.001142857142857135390.0 \text{ N} \cdot \text{mm} - 717.0 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \cos(58.01 \text{ deg})}{\text{mm} \cos(58.01 \text{ deg}) \cdot \tan(58.01 \text{ deg})} \\ \frac{8365.0 \text{ m} \cdot \text{mm} \cos(58.01 \text{ deg}) \cdot \tan(58.01 \text{ deg})}{45130.0 \text{ mm} - 239.0 \text{ m} \cdot \cos(58.01 \text{ deg})} \end{bmatrix}$$

Kraft i reaktionsarm

$$F_r = 329 \text{ N}$$

Afstand fra aksel til reaktionsarm

$$z_r = 87.1 \cdot \text{mm}$$

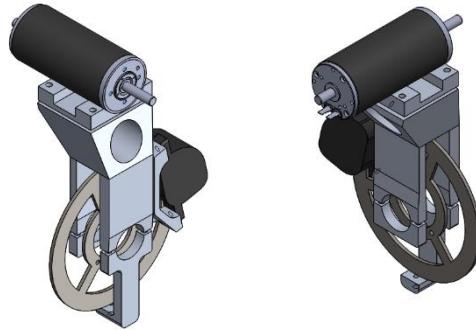
Bemærk, at kraften er blevet mere end halveret, pga. den større momentarm omkring akslen.

## 54 Bilag - Vægtreduktion af ophæng

Efter designet af ophænget er fastlagt, er det muligt at analysere belastningerne, og undersøge muligheden for at fjerne materiale på områder, hvor der ikke vil være store spændinger.

Vægtreduktion er her foretaget ved at udføre en FEM-analyse på hele ophænget. Derefter analyseres spændingerne, og der fjernes materiale i de områder, der har ingen eller små spændinger. På samme måde tilføres materialer på de steder, spændingerne er kritiske. Der anvendes den tankegang, at spændingerne altid vil løbe den direkte vej, og derfor tilstræbes det at have rette linjer, som spændingerne kan løbe i.

Konstruktionen optimeres mod stivhed over for kræfter fra tandindgrebet. Derudover skal konstruktionen kunne klare en hård opbremsning uden at tage skade. Derfor optimeres ophænget først, hvorefter styrkeanalyse foretages. Det forventes, at benet lige under tandindgrebet til være hårdest belastet, og derfor er dette ben udført i en godstykke på 11 [mm] mens det andet ben har en godstykke på 7 [mm].



Figur 54-1 - Ophæng inden vægtreduktion

Da der skal foretages mange simuleringer ved denne metode, tegnes ophænget i én part, hvor der fyldes materiale ind, hvor der er bolteforbindelser. Derved opnås hurtigere simuleringer, da der ikke skal foretages kontaktanalyse.

Fixtures:

Ved overløb omkring lejer fikseses parten med et hængsel, så cirkelbuerne er fastlåst, men konstruktionen kan rotere frit omkring lejrene.

Hullet til reaktionsarmen skæres firkantet for at kunne fiksere dette punkt med en *roller*. Derved opnås en reaktionskraft i én retning i lighed med virkeligheden, hvor reaktionsarmen er monteret på kugleled og fungerer som 2-kraft element.

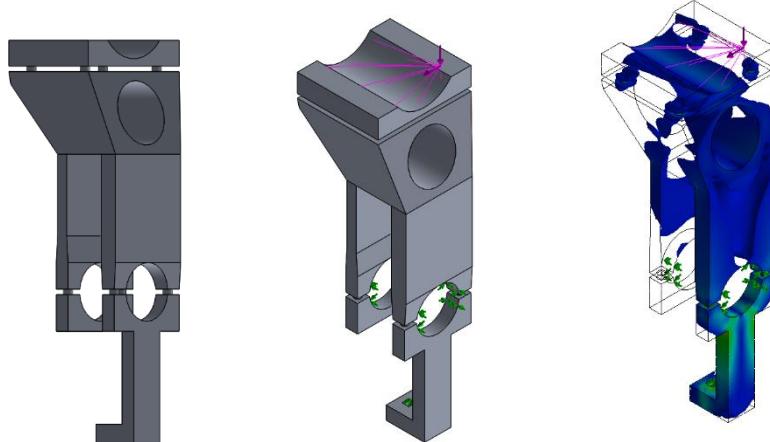
Last:

Der påføres en *remote load* i punktet for tandindgreb. Denne kraft har angrebsflade på motorenens anlægsflade.

Beregning af kræfter i tandindgreb er beregnet i Bilag, afsnit 50, under fordimensionering af aksel.

$$F_{tz} = 25 \text{ [N]}, F_{tx} = 68,8 \text{ [N]}$$

På figuren yderst til højre vises Von Mises spændinger over 0,6 [MPa].



Figur 54-2 - FEA af ophæng

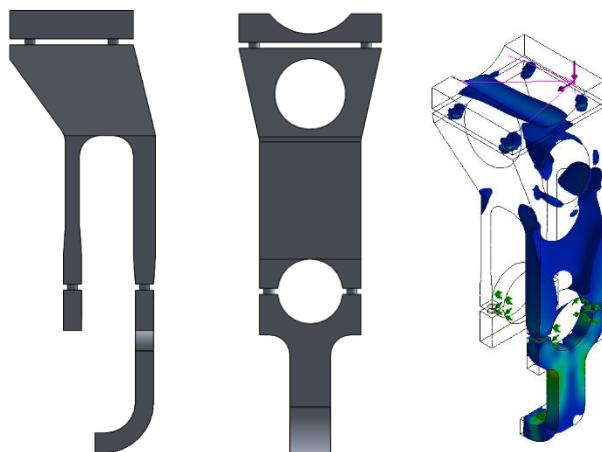
Masse	612,6 [g]
Udbøjning dX	0,084 [mm]
Udbøjning dY	0,0007 [mm]
Udbøjning dZ	0,0014 [mm]

Tabel 54-1 - Ophæng inden vægtreduktion

#### Tiltag 1 - Rundinger

Der ses store spændingskoncentrationer nær skarpe kanter, derfor indsættes rundinger på utsatte steder.

På figuren yderst til højre vises Von Mises spændinger over 1 [MPa].



Figur 54-3 - Ophæng efter tiltag 1

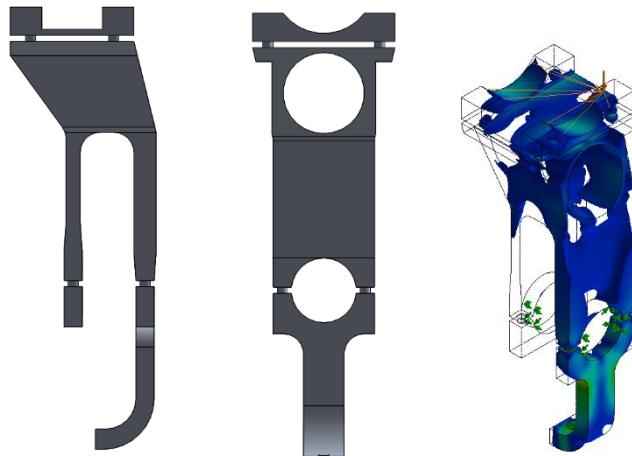
Masse	615 [g]
Udbøjning dX	0,07 [mm]
Udbøjning dY	0,0007 [mm]
Udbøjning dZ	0,0014 [mm]

Tabel 54-2 - Ophæng efter tiltag 1

## Tiltag 2 – Mindre gods i top

Det ses, at der er meget små spændinger i toppen af konstruktionen. Ydermere er deformation øverst mindre kritisk, end nederst. Dette fordi deformation nederst har indflydelse over en længere strækning og derfor større indflydelse på motorens forskydning. Derfor fjernes de skrå flanger og hullets diameter øges. Der foretages en udskæring i det motorbeslaget øverst, da der vurderes, at en flade i hver ende af motoren af nok til at holde den godt fikseret.

På figuren yderst til højre vises Von Mises spændinger over 1 [MPa].



Figur 54-4 - Ophæng efter tiltag 2

Masse	489 [g]
Udbøjning dX	0,076 [mm]
Udbøjning dY	0,0005 [mm]
Udbøjning dZ	0,003 [mm]

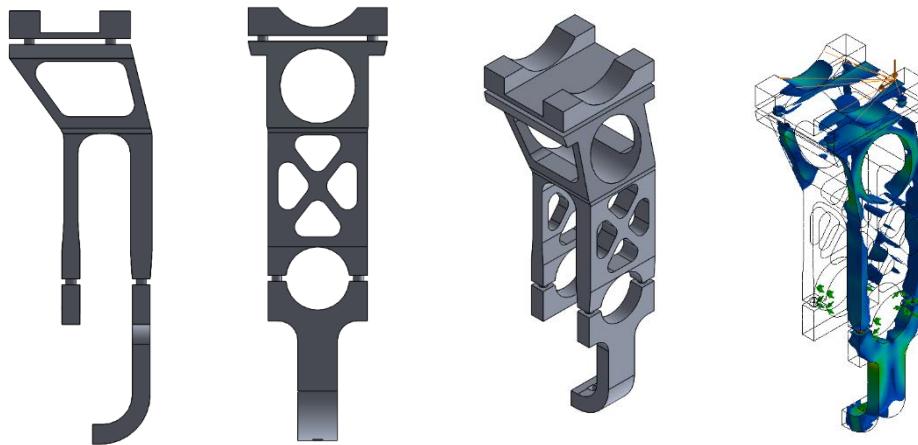
Tabel 54-3 - Ophæng efter tiltag 2

### Tiltag 3 – Udskæringer

Det ses, at der er små spændinger i konstruktionens ben. Derfor er det ønskeligt at fjerne materiale her. De største spændinger findes yderst i benene, men for høj stivhed er det nødvendig at have noget materiale i mellem benets sider. Dette udføres som et kryds med godstykkelser på støtterne på 4 [mm]. På AU's værksted kan der ved udfræsning i en dybde på 80 [mm] udføres rundinger ned til radius 6 [mm], derfor anvendes denne størrelse rundinger. Udskæringerne udformes identisk for begge ben, så de kan fræses i én opstilling.

Da der fortsat er meget små spændinger øverst i konstruktionen, og spændingerne løber yderligt, vælges det her at fjerne materiale fra den anden side, så motoren kommer til at stå på fire støtter.

På figuren yderst til højre vises Von Mises spændinger over 2 [MPa].



Figur 54-5 - Ophæng efter tiltag 3

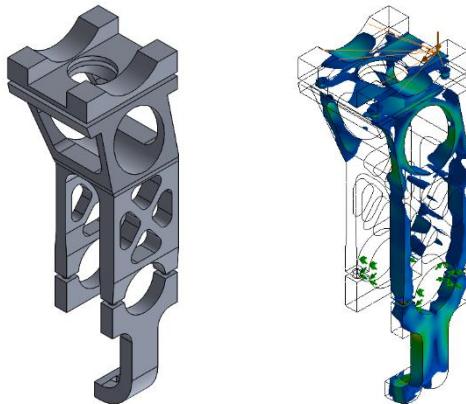
Masse	395 [g]
Udbøjning dX	0,089 [mm]
Udbøjning dY	0,0006 [mm]
Udbøjning dZ	0,003 [mm]

Tabel 54-4 - Ophæng efter tiltag 3

#### Tiltag 4 – Hul i top

Da der ikke er nævneværdige spændinger midt i motorbeslaget, udfræses et Ø28 hul igennem både motorbeslag og ophængets top.

På figuren yderst til højre vises Von Mises spændinger over 2 [MPa].



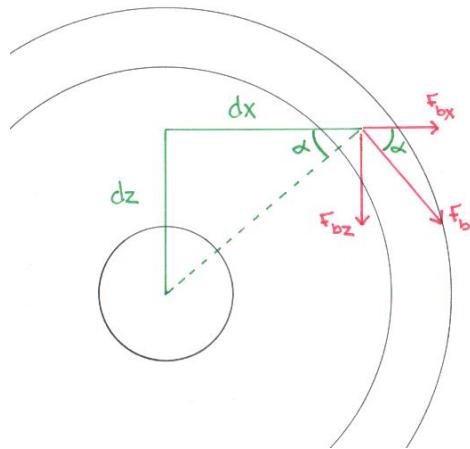
Figur 54-6 - Ophæng efter tiltag 4

Massé	382 [g]
Udbøjning dX	0,089 [mm]
Udbøjning dY	0,0006 [mm]
Udbøjning dZ	0,004 [mm]

Tabel 54-5 - Ophæng efter tiltag 4

## Styrke ved bremsning

Det vægtreducerede ophæng udsættes for en bremseanalyse for at undersøge, om der er styrkemæssige problemer i forbindelse med bremsning. Derfor indsættes bremsebeslaget, hvor bremsekaliberen monteres. Konstruktion med bremsebeslag vejer 427 [g]. Ved opmåling af assembly findes bremsekraftens placering ift. midten af lejet, og denne indsættes som en remote load i: x=48, y=-16,5, z=-40.



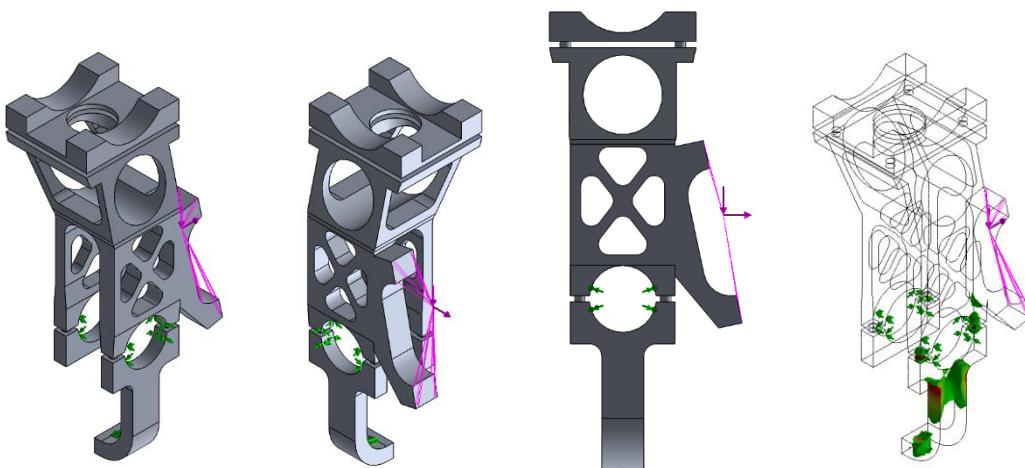
Figur 54-7 - Kræfter fra bremsning

Ud fra bremsekraften fundet i bilag, afsnit 50, kan kraftkomposanterne i indgrebspunktet beregnes.  $F_b = 410$  [N]

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{d_z}{d_x} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{40}{48} \right) = 39,8^\circ$$

$$F_{bx} = \cos(\alpha) \times F_b = \cos(39,8) \times 410 = 315 \text{ [N]}$$

$$F_{bz} = \sin(\alpha) \times F_b = \sin(39,8) \times 410 = 262 \text{ [N]}$$



Figur 54-8 - FEA af ophæng under bremsning

Det ses, at kan opstå kritiske spændinger i lejebeslaget med reaktionsarm. For at holde vægten nede, vælges det at udforme denne i en stærkere aluminium med en  $R_{0,2}$  på minimum 200 [MPa].

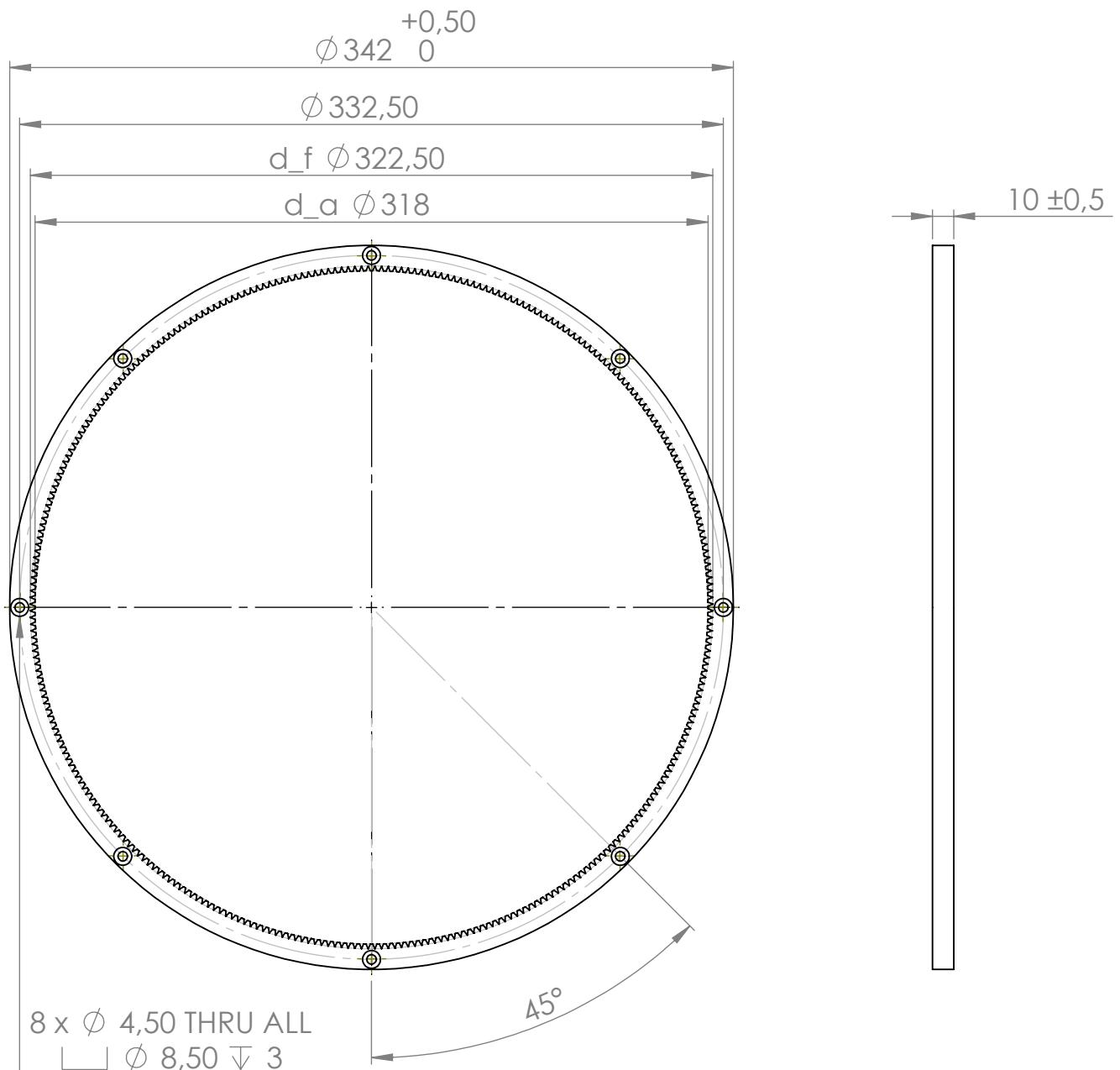
## 55 Bilag – Stykliste

Beskrivelse	Type	Leverandør	Varenumm	Antal	Pris / stk	Pris	Vægt / stk	Vægt
01 - Tandkrans 320T-m1	Emne	Niebuhr		1	4500	4500	161	161
02 - Tandkransbeslag	Emne	AU		1	0	0	271.9	271.9
03 - Lejebeslag leje 4	Emne	AU		1	0	0	23.8	23.8
04 - Skive til lejebeslag	Emne	AU		1	0	0	10	10
05 - Bøsnings ved leje 4	Emne	AU		1	0	0	3.5	3.5
06 - Ophæng	Emne	AU		1	0	0	240.5	240.5
07 - Motorbeslag	Emne	AU		1	0	0	66	66
08 - Bånd til motor	Emne	AU		2	0	0	10.1	20.2
09 - Lejebeslag leje 2	Emne	AU		1	0	0	9.5	9.5
10 - Lejebeslag leje 3	Emne	AU		1	0	0	48	48
11 - Bremsebeslag	Emne	AU		1	0	0	35.4	35.4
12 - Aksel	Emne	AU		1	0	0	224	224
13 - Nav	Emne	AU		1	0	0	66.2	66.2
14 - Beslag til bremseskive	Emne	AU		1	0	0	34	34
Afskærmning	Emne	AU		1	0	0	150	150
Bolt hex M10x20 button	Komponent			1	5	5	20	20
Bolt hex M3x10 TI	Komponent	Pro-Bolt	TISC310	3	30.86	92.58	0.42	1.26
Bolt hex M4x12 button head	Komponent	Pro-Bolt	LFB412FS	8	9.35	74.8	0.4	3.2
Bolt hex M4x12 TI	Komponent	Pro-Bolt	TISC412	4	31.03	124.12	0.9	3.6
Bolt hex M5x10 button head	Komponent	Pro-Bolt	TIFB510	6	34.26	205.56	1.4	8.4
Bolt hex M5x15 TI	Komponent	Pro-Bolt	TISC515	6	33.32	199.92	1.66	9.96
Bolt hex M5x25 TI	Komponent	Pro-Bolt	TISC525	2	35.19	70.38	2.33	4.66
Bolt hex M5x35 TI	Komponent	Pro-Bolt	TISC535	2	36.13	72.26	3.25	6.5
Bremsekaliber	Komponent	-		1	0	0	231	231
Bremseskive	Komponent			1	250	250	90	90
Friløbsleje CSK15	Komponent	PTI	CSK15	1	1072	1072	60	60
Gaffelende FJT-M6+PC	Komponent	Brd. Klee	230847020	1	21.8	21.8	4	4
Hjul	Komponent	AU		1	0	0	1050	1050
Leje sfærisk UFL002	Komponent	Ceramic Speed	UFL	1	0	0	100	100
Motor 200W36V	Komponent	maxonmotor	370355	1	2892	2892	1090	1090
Shim 15x21x1	Komponent	Brd. Klee	130416	5	4	20	1.33	6.65
Shim 4x8x1	Komponent	Brd. Klee	130306	12	1	12	0.3	3.6
Sporkugleleje 6002	Komponent	Ceramic Speed	6002	3	0	0	30	90
Spændebøsnings KTR105	Komponent	Manicus Teknik	KTR105	1	168	168	44	44
Stift 4x18	Komponent			4	2	8	1.8	7.2
Tandhjul 16T-m1	Komponent +	RS-online	521-6222	1	59.69	59.69	14	14
Vinkelled CS 8 M5	Komponent	Brd. Klee	140221111	1	0	0	20	20

Estimerede værdier er markeret med rød

Total:		
Komponentpris	9848 [dkr]	
Vægt	4232 [g]	
Vægt af eksisterende konstruktion	7187 [g]	
Vægtbesparelse	2955 [g]	
Vægtbesparelse, relativ	41.1 [%]	

## 56 Bilag - Arbejdstegninger



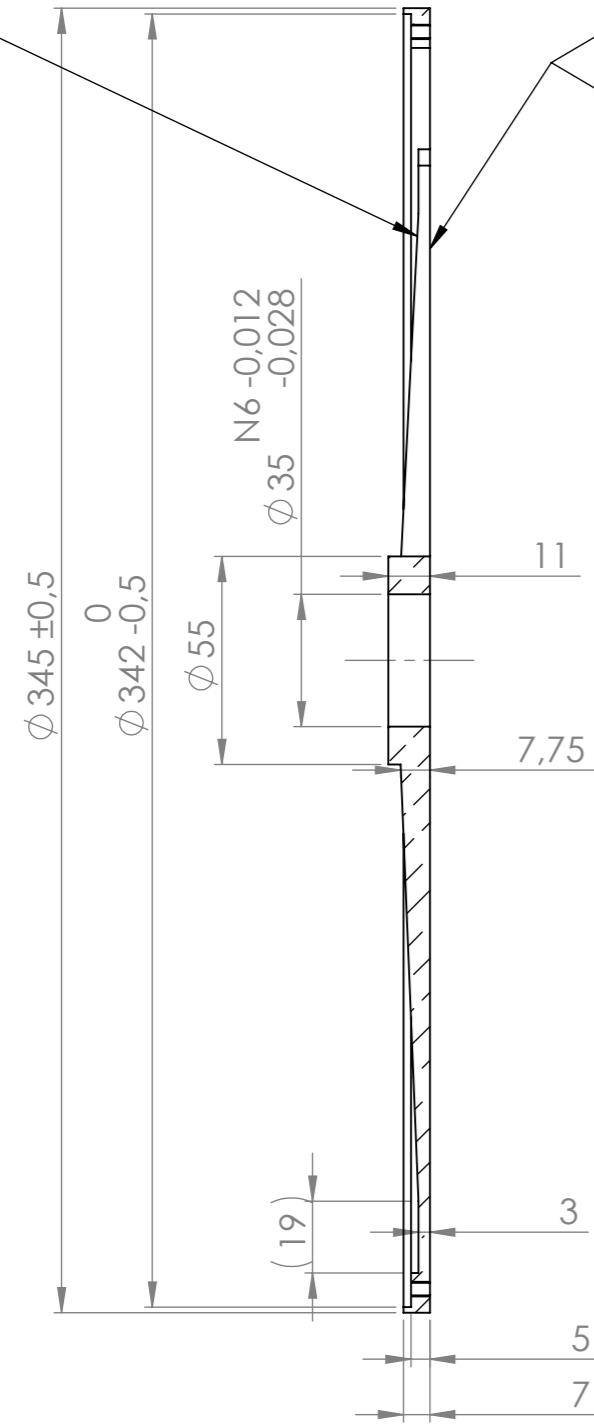
#### Yderligere oplysninger

Modul	1 [mm]
Indgrebsvinkel	$20^\circ$
Tandtantal	320
Skråvinkel	$0^\circ$ - ligefortanding
Delecirkeldiameter	320 [mm]
Korrektionsfaktor	0
Materiale	Lubramid 600T

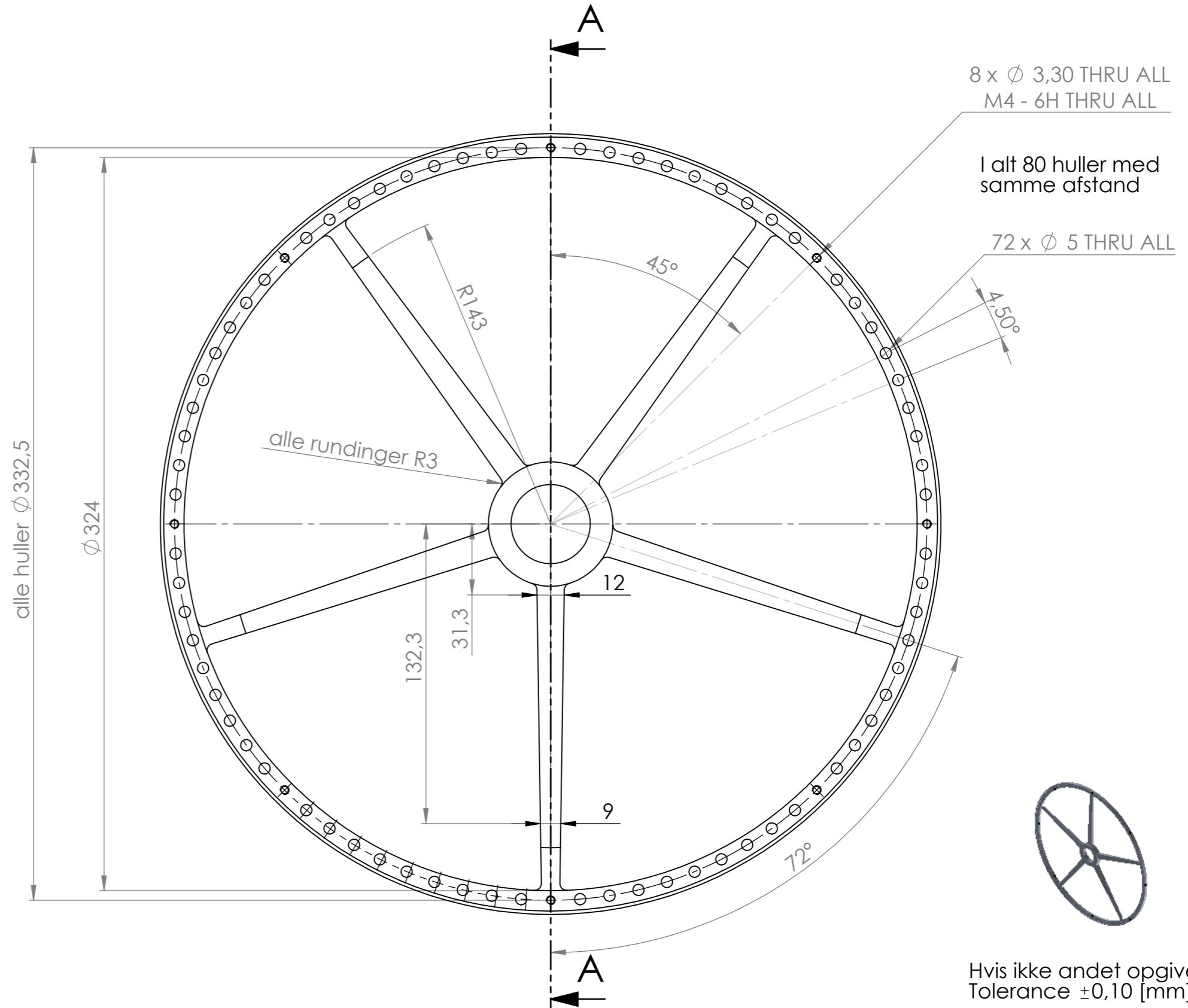
Hvis ikke andet angivet  
Tolerance:  $\pm 0,10$  [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	Material / Model no.
	<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus		Scale:  1:3	Group ID: M7BAC-9 Date: 09-12-2013 Student ID: KHN Initial:
			Drawing no.:	
	Tandkrans 320T-m1			01

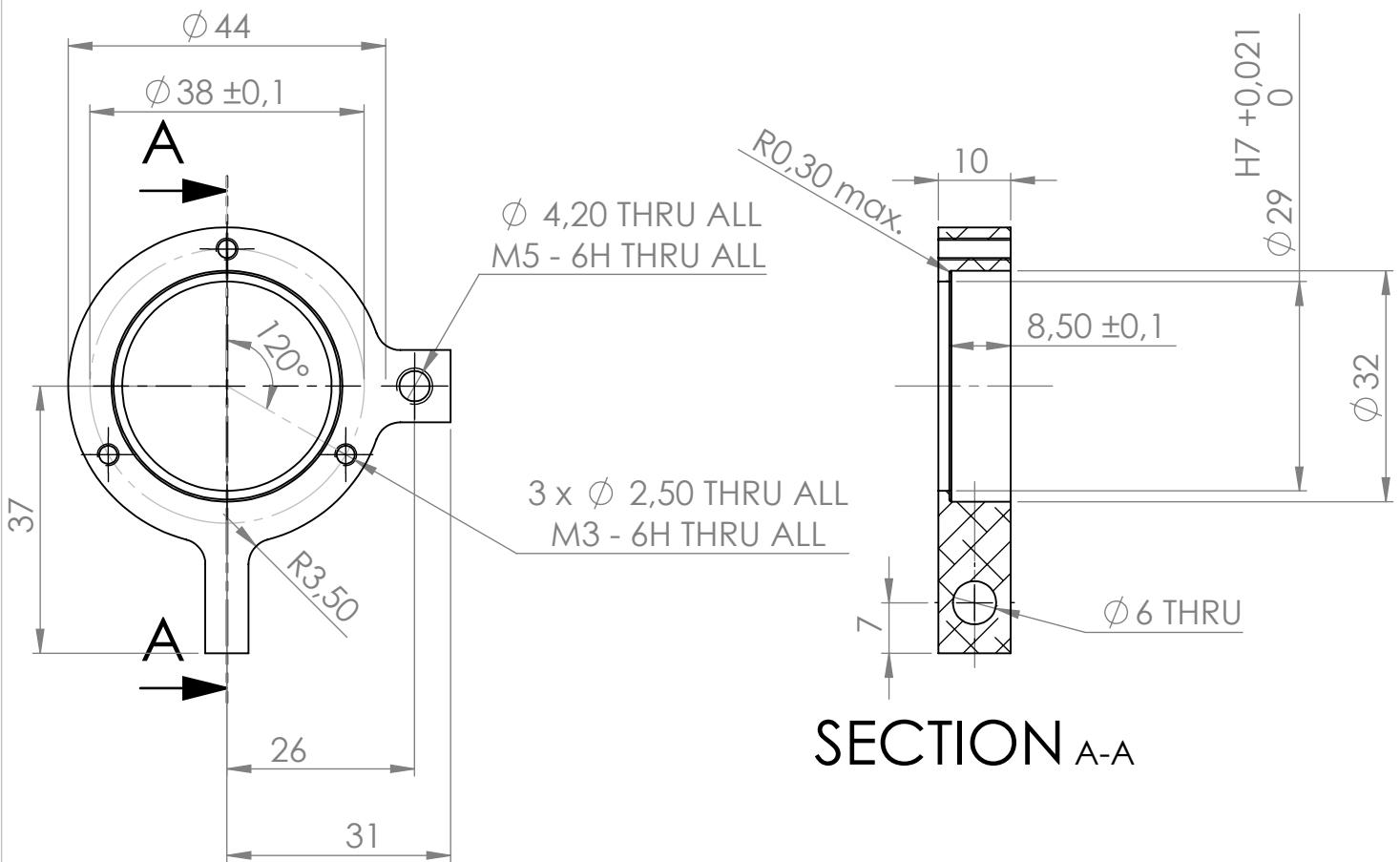
Mærker fra nedfræsning vha.  
CAM er OK



SECTION A-A

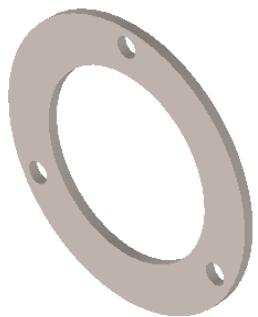
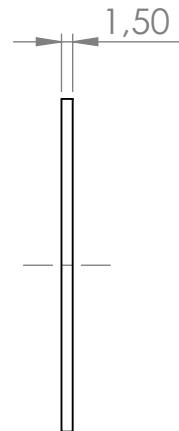
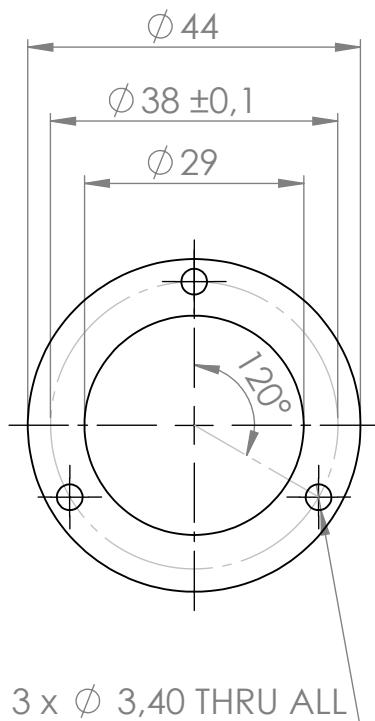


Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	Material / Model no.
Ingeniørhøjskolen i Århus Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus			Scale:	Group ID: M7BAC-9 Date: 11-12-2013
Description: Tandkransbeslag			Student ID: KHN Initial:	
			1:2	Drawing no.: 02



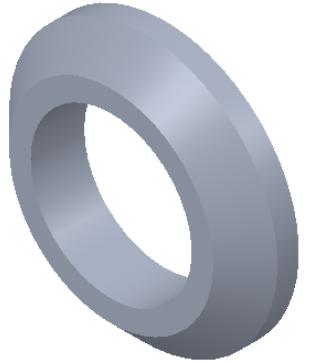
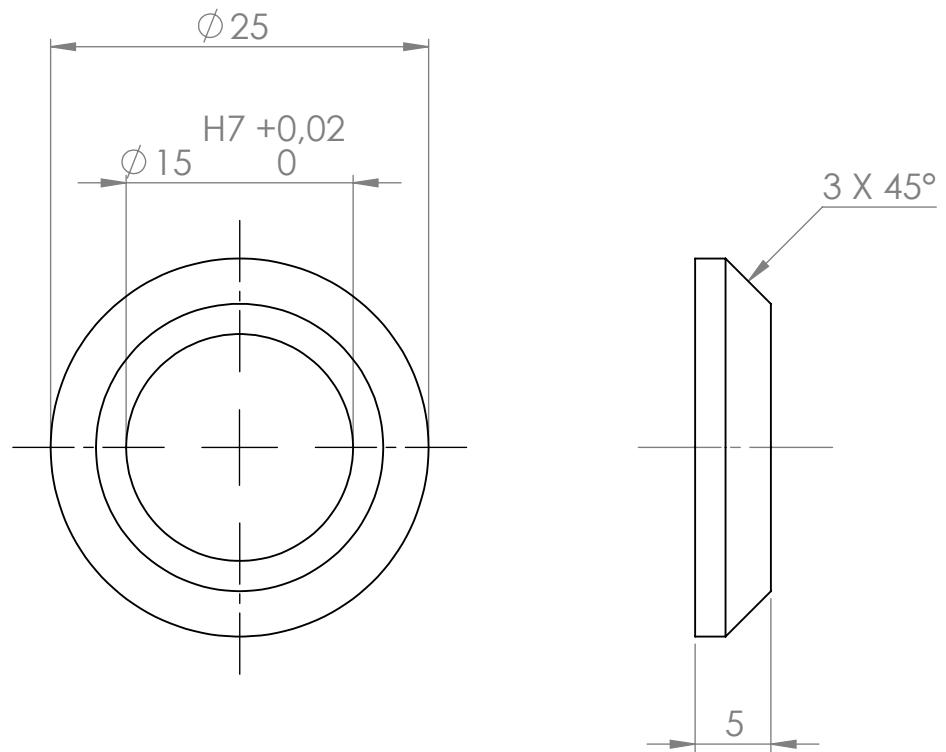
Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance:  $\pm 0,5$  [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	aluminium
				Material / Model no.
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus				Scale: 1:1
				Group ID: M7BAC-9 Date: 08-12-2013
				Student ID: DVT Initial:
Lejebeslag leje 4				Drawing no.: 03



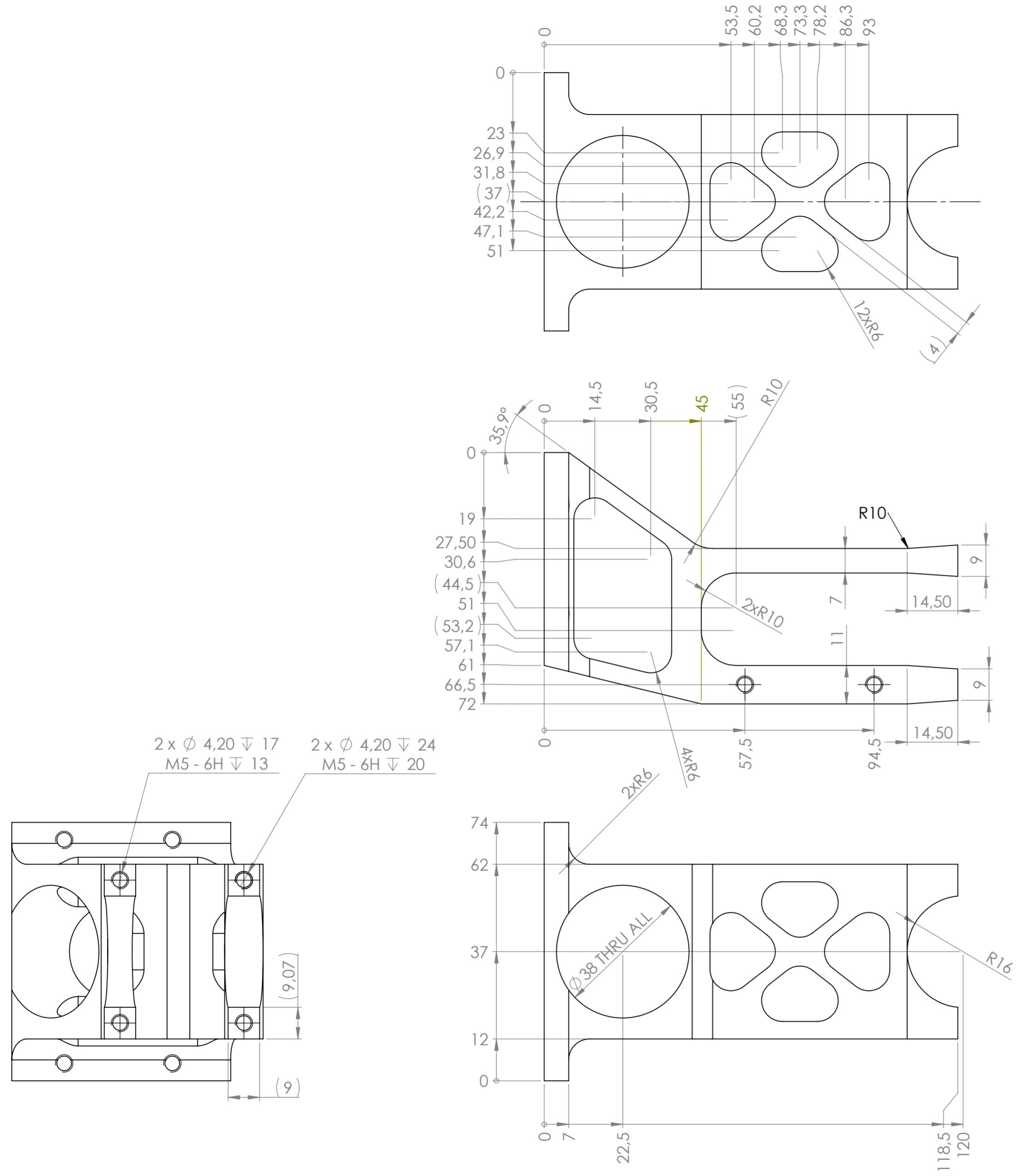
Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance:  $\pm 0,5$  [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	SS steel plate
				Material / Model no.
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus			Scale:  1:1	Group ID: M7BAC-9 Student ID: DVT
				Date: 08-12-2013 Initial:
<b>Skive til lejebeslag</b>				Drawing no.:  04

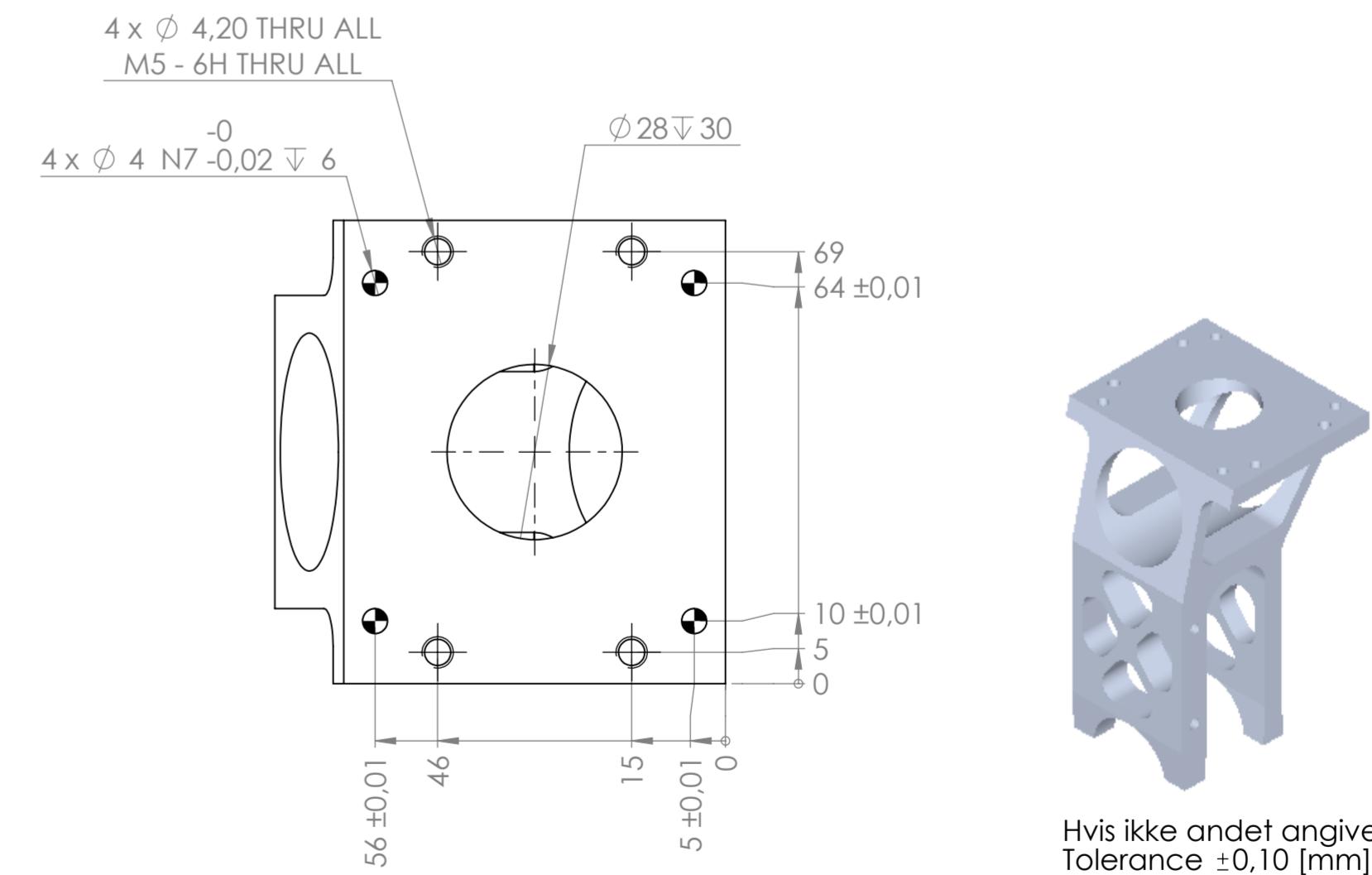


Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance:  $\pm 0,10$  [mm]

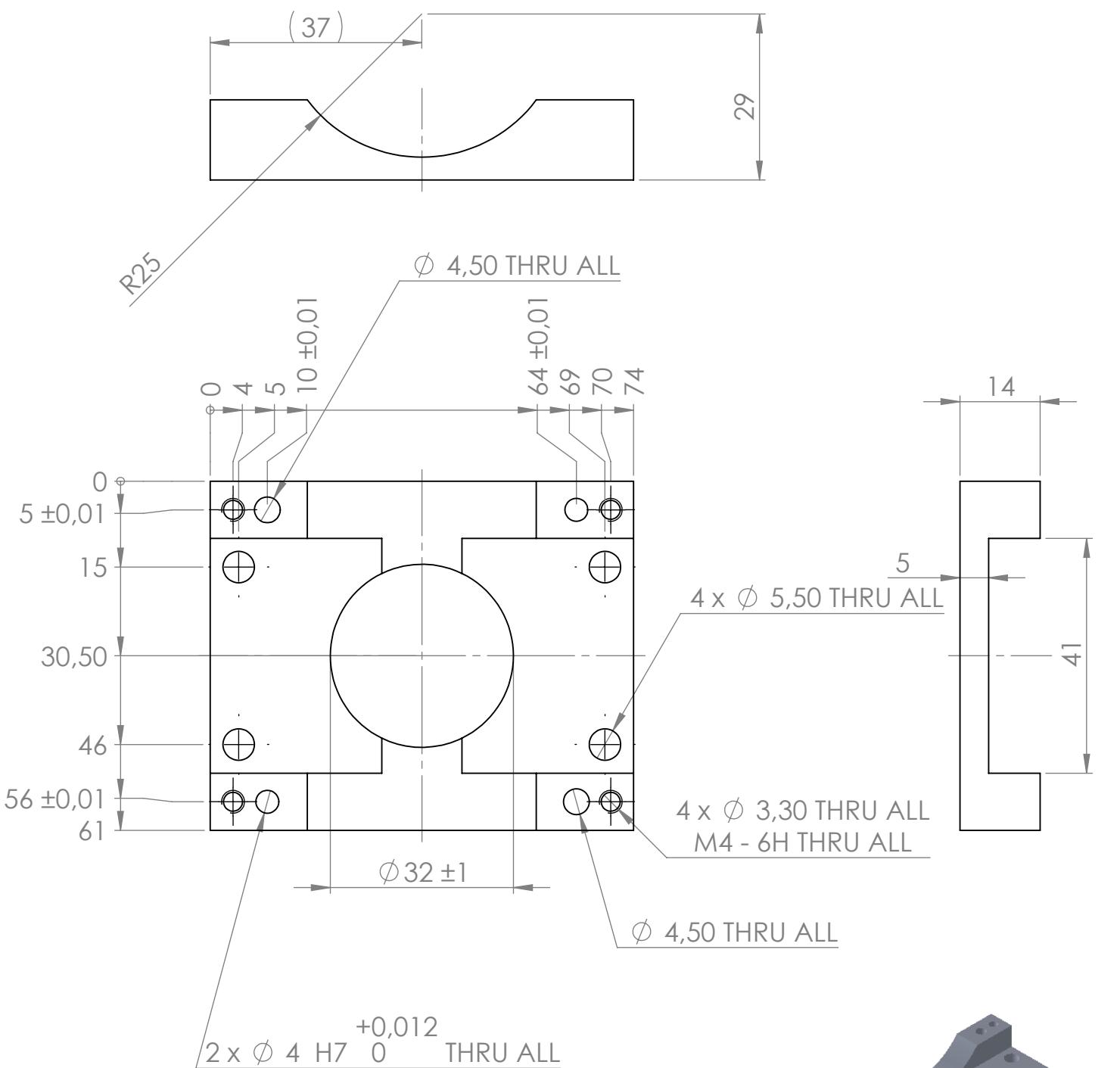
Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	aluminium
				Material / Model no.
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus				Scale:
				Group ID: <b>M7BAC-9</b>
				Date: <b>08-12-2013</b>
				Student ID: <b>DVT</b>
				Initial:
Bøsnings ved leje 4				Drawing no.: <b>05</b>



Fraeses ved hjælp af CAM software  
CAD fil: 06 - Ophæng.sldprt

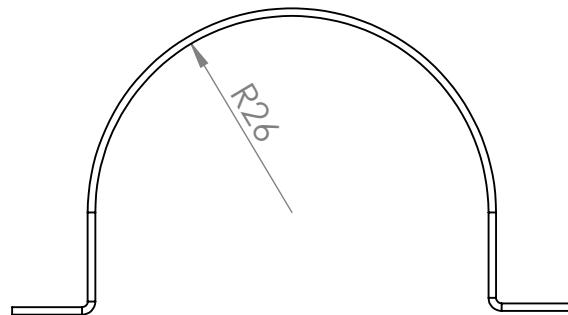
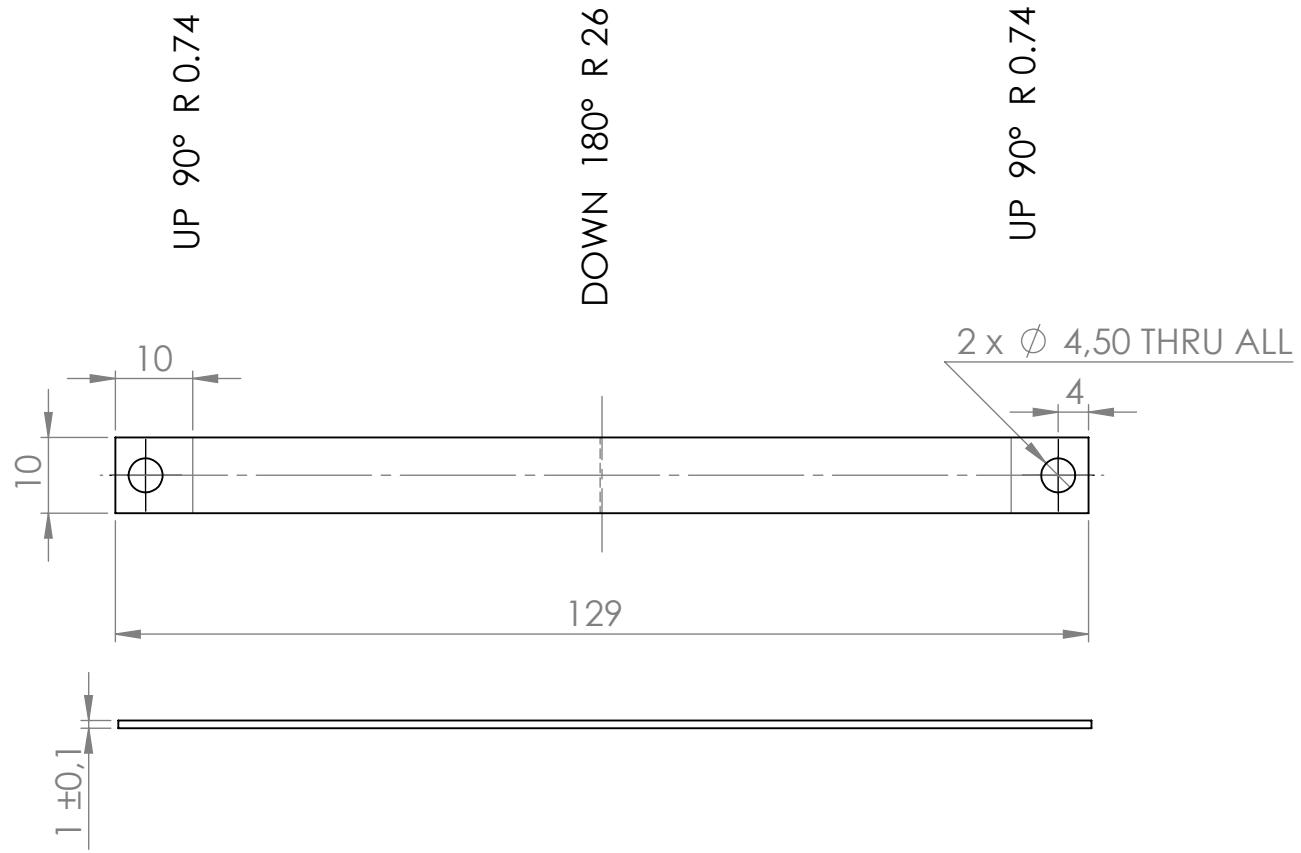


Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	Material / Model no.
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus				Scale: 1:1 Group ID: M7BAC-9 Date: 09-12-2013
Description: Ophæng				Student ID: DVT Initial:
Drawing no.: 06				



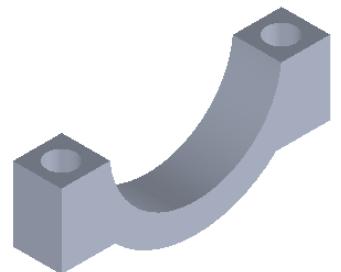
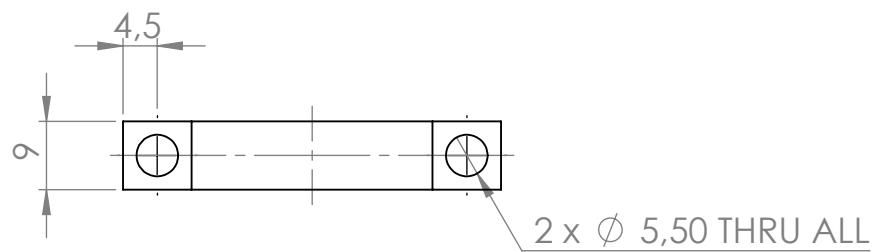
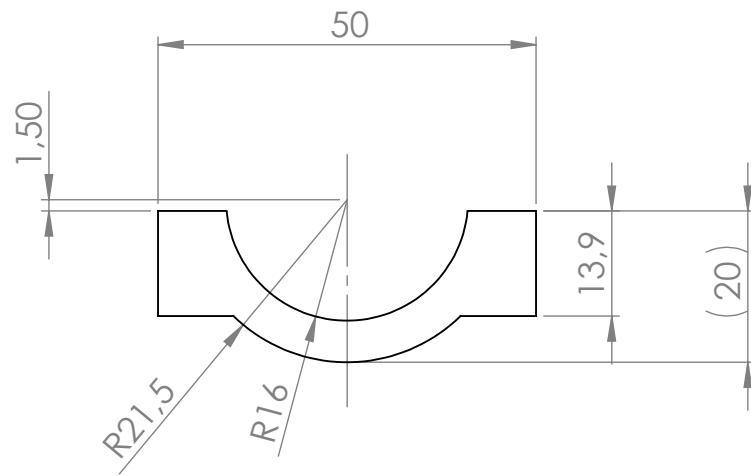
Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance: ± 0,10 [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	aluminium
				Material / Model no.
	<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus		Scale:  1:1	Group ID: M7BAC-9 Student ID: DVT
			Date: 09-12-2013	Initial:
Drawing no.:  Motorbeslag				07



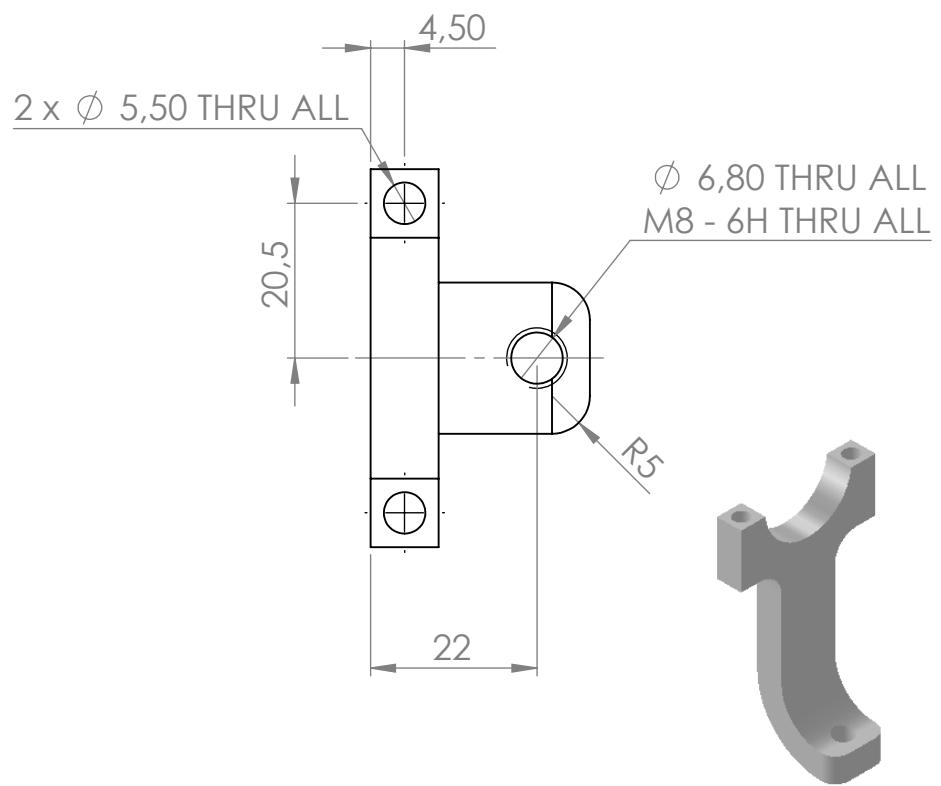
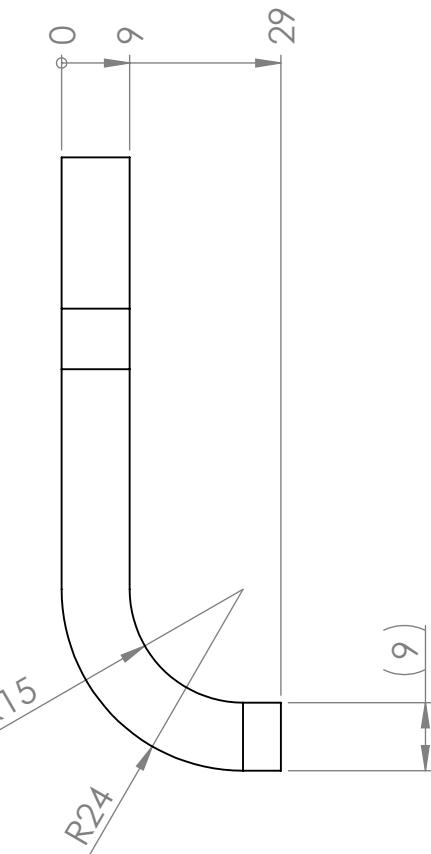
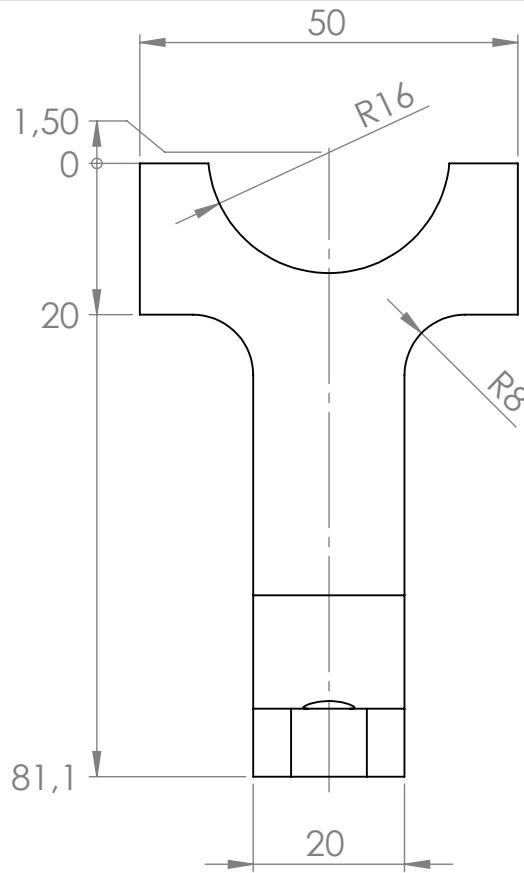
Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance:  $\pm 0,50$  [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	SS steel plate
				Material / Model no.
	<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus		Scale:  1:1	Group ID: M7BAC-9 Student ID: DVT
			Date: 10-12-2013	Initial:
Drawing no.:				08
Bånd til motor				



Alle tolerancer  $\pm 0,10$  [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	aluminium	
				Material / Model no.	
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus		Scale:	1:1	Group ID: <b>M7BAC-9</b>	Date: <b>09-12-2013</b>
				Student ID: <b>DVT</b>	Initial:
Lejebeslag leje 2			Drawing no.:	<b>09</b>	



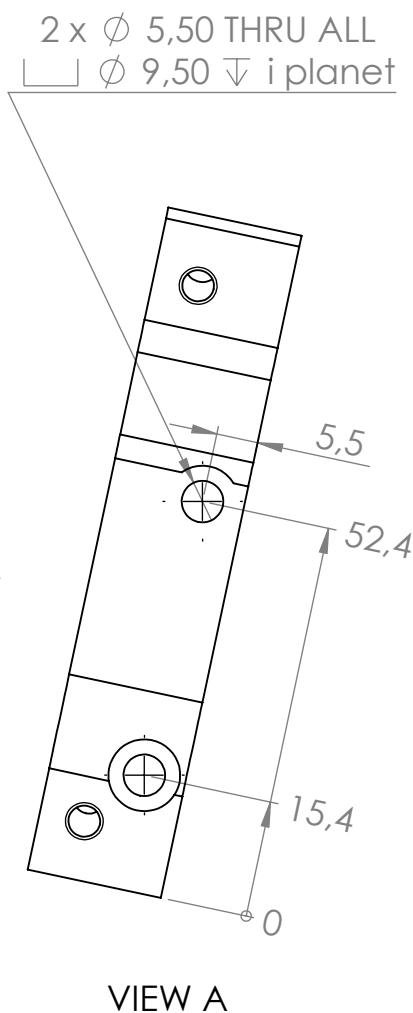
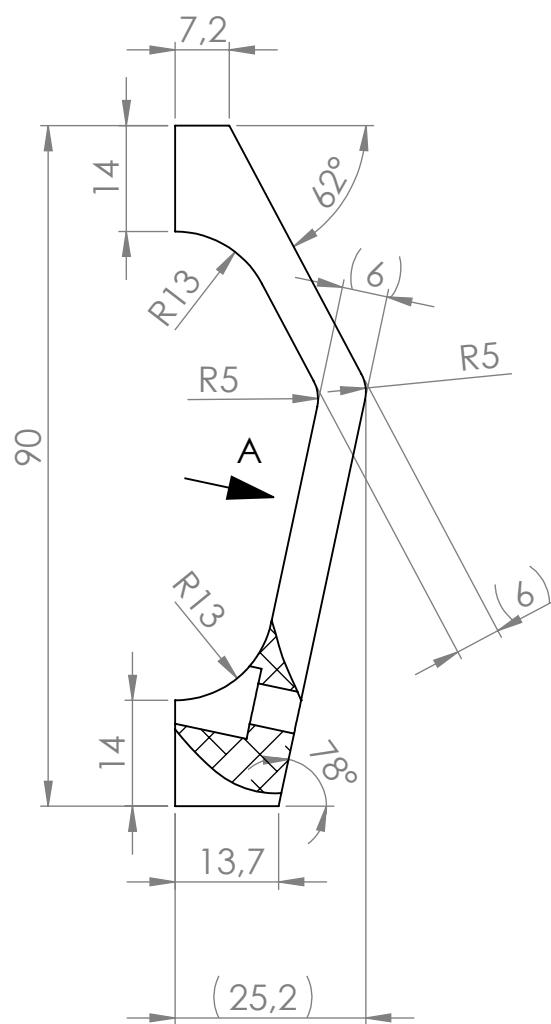
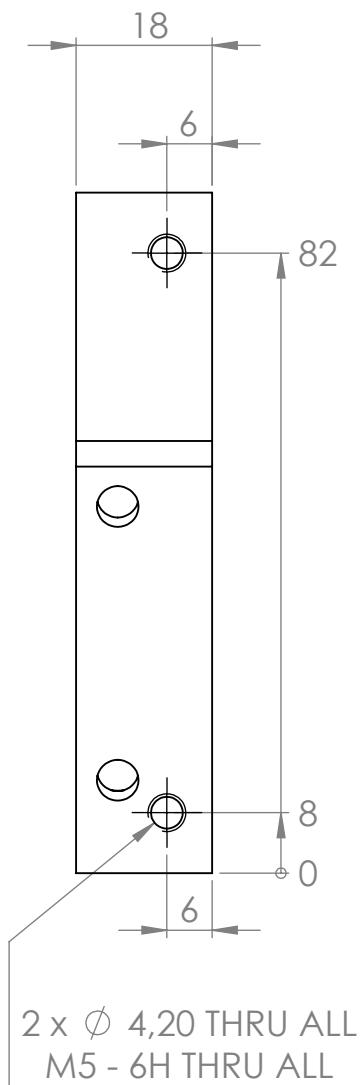
### Materiale:

Aluminium med R0,2 på min. 200 [MPa]

Der kan eksempelvis anvendes EN AW-6026

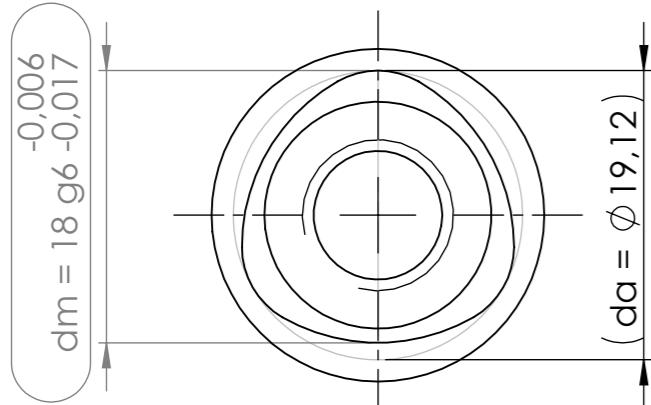
Alle tolerancer er  $\pm 0,10$  [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	se note Material / Model no.		
				Scale: 1:1	Group ID: M7BAC-9	Date: 09-12-2013
					Student ID: DVT	Initial:
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus						Drawing no.: 10
Lejebeslag leje 3						

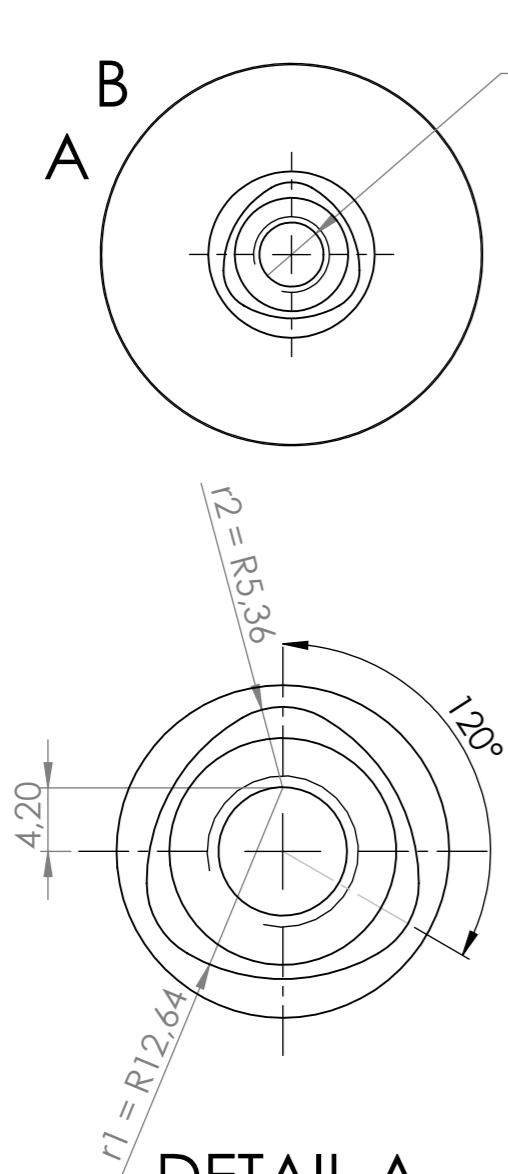


Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance:  $\pm 0,10$  [mm]

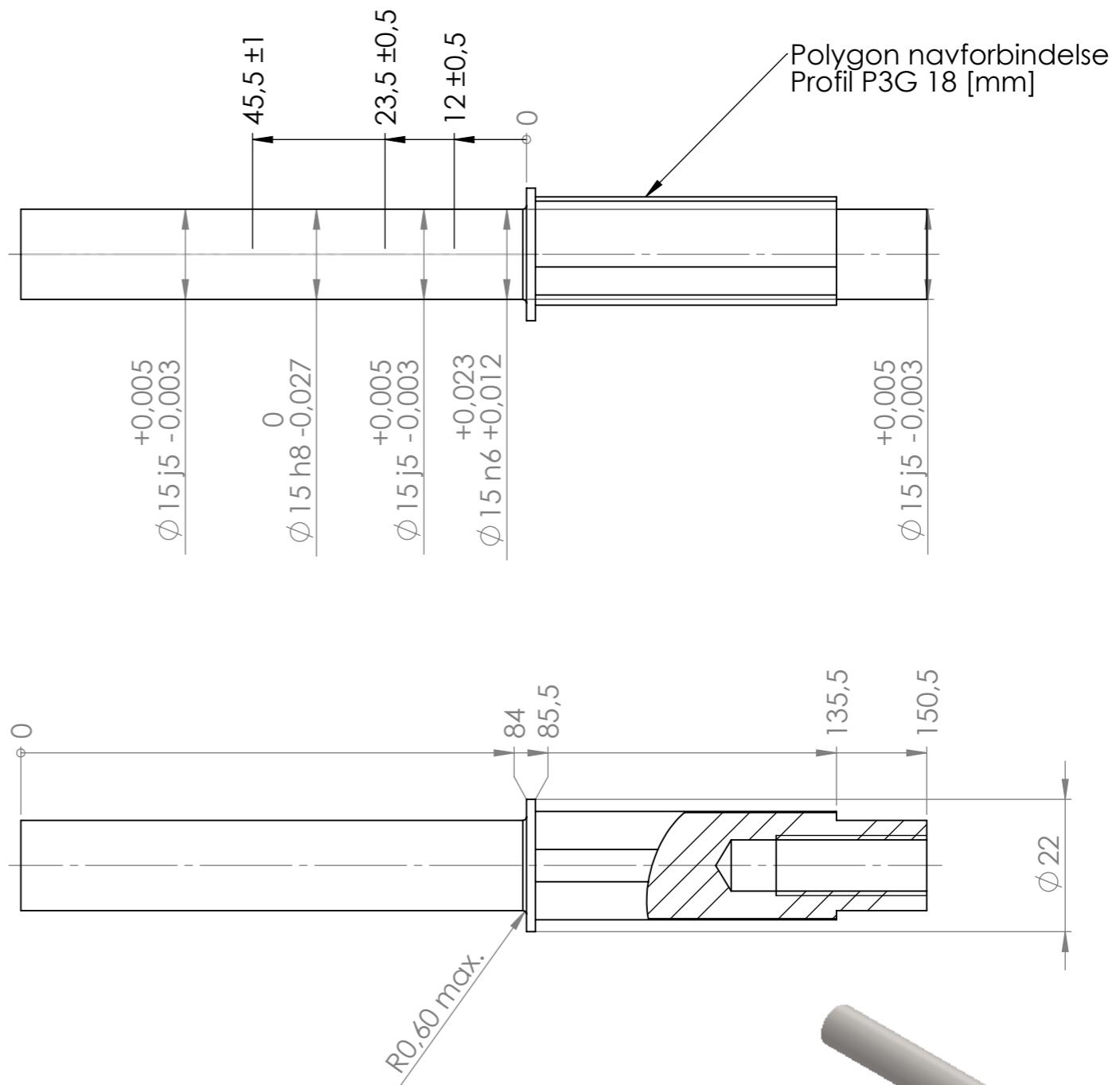
Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	aluminium
				Material / Model no.
	<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus		Scale: 1:1	Group ID: M7BAC-9 Student ID: DVT
			Date: 09-12-2013	Initial:
Drawing no.: <b>Bremsebeslag</b>				11



**DETAIL B**  
SCALE 2 : 1

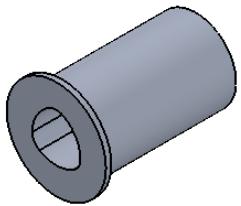
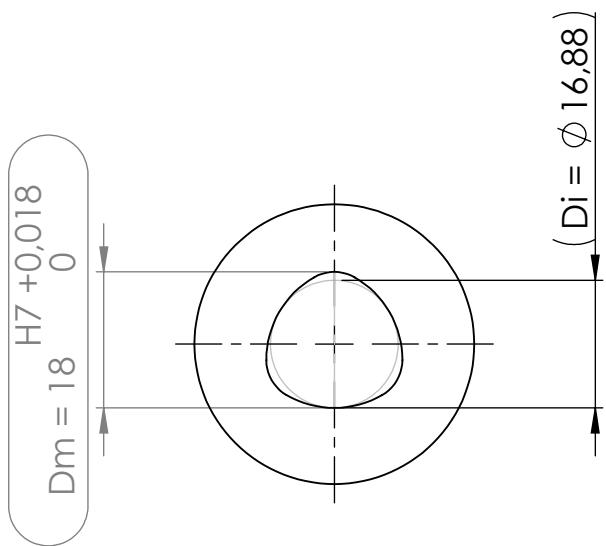
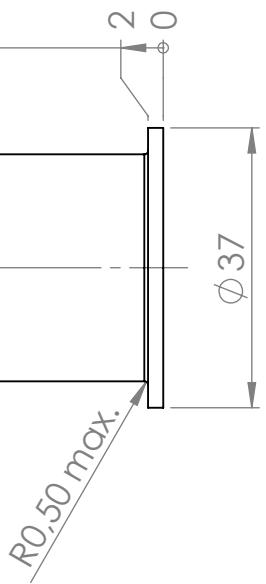
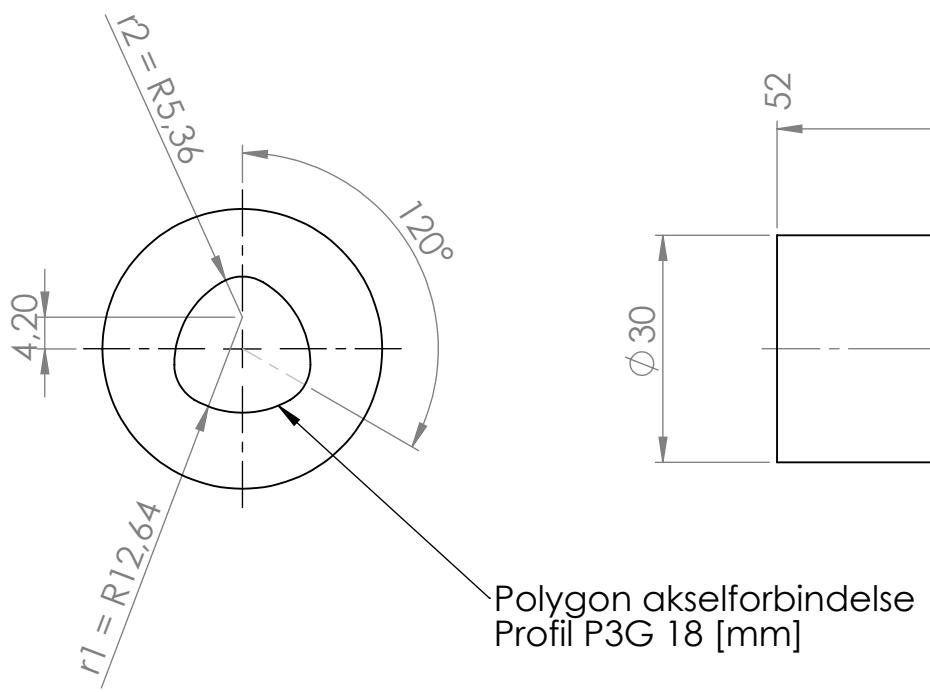


Ø 8,50 ↴ 32,50  
M10 - 6H ↴ 25



Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance: ±0,10 [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	Material / Model no.
	<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus		Scale: <b>1:1</b>	Group ID: <b>M7BAC-9</b> Date: <b>08-12-2013</b>
			Student ID: <b>DVT</b>	Initial:
Description:	Aksel	Drawing no.:		12

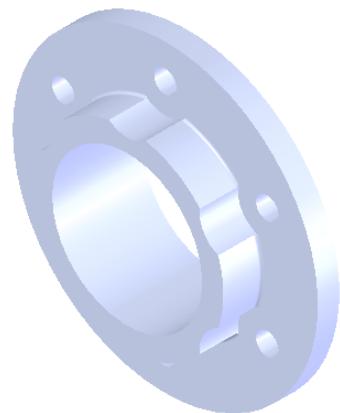
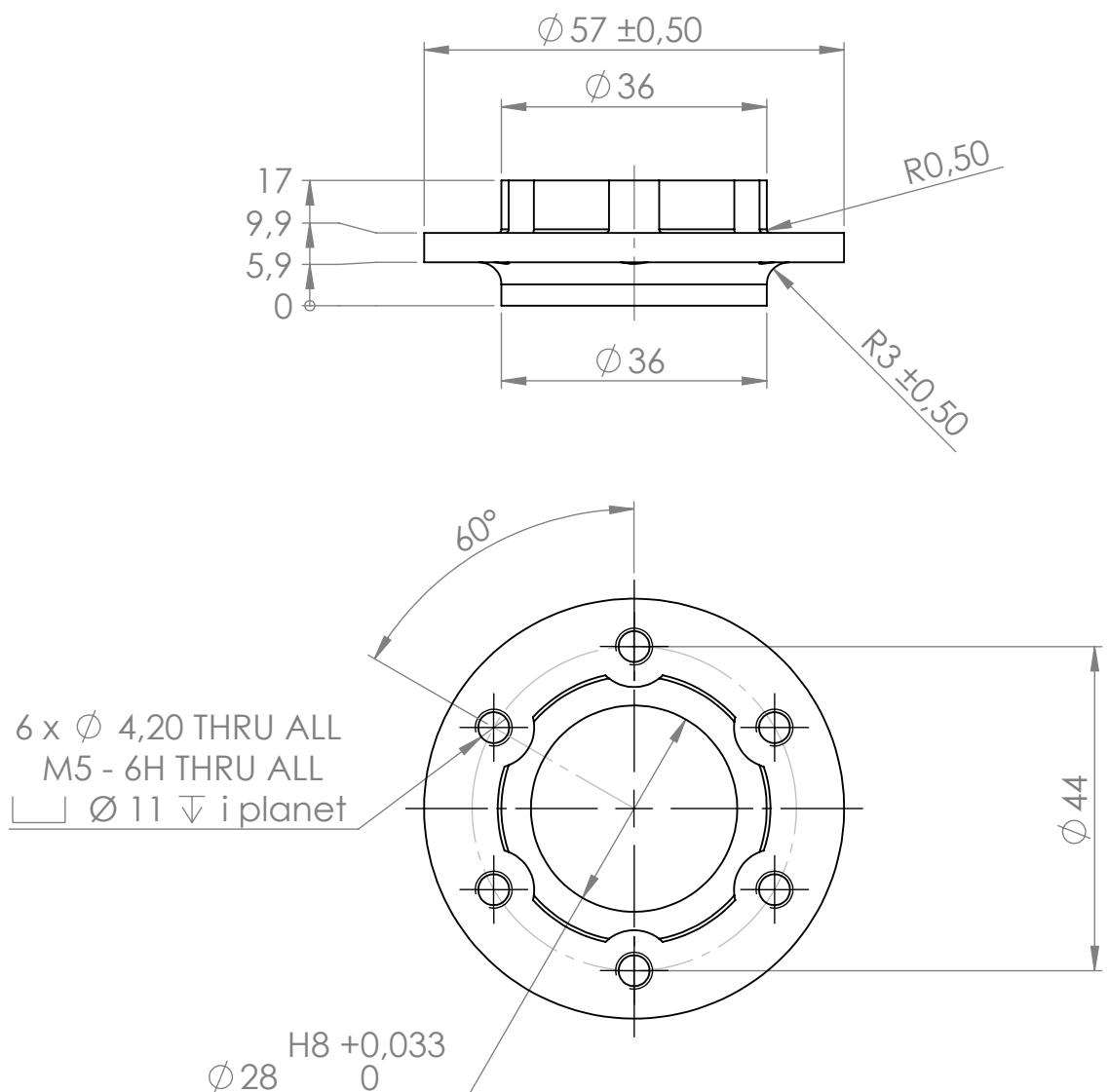


### Materiale:

Aluminium med R0,2 på min. 200 [MPa]  
Der kan eksempelvis anvendes EN AW-6026

Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance:  $\pm 0,10$  [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	se note
				Material / Model no.
				Scale: 1:1
				Group ID: M7BAC-9 Date: 08-12-2013
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus				Student ID: DVT Initial:
Drawing no.: Nav				13



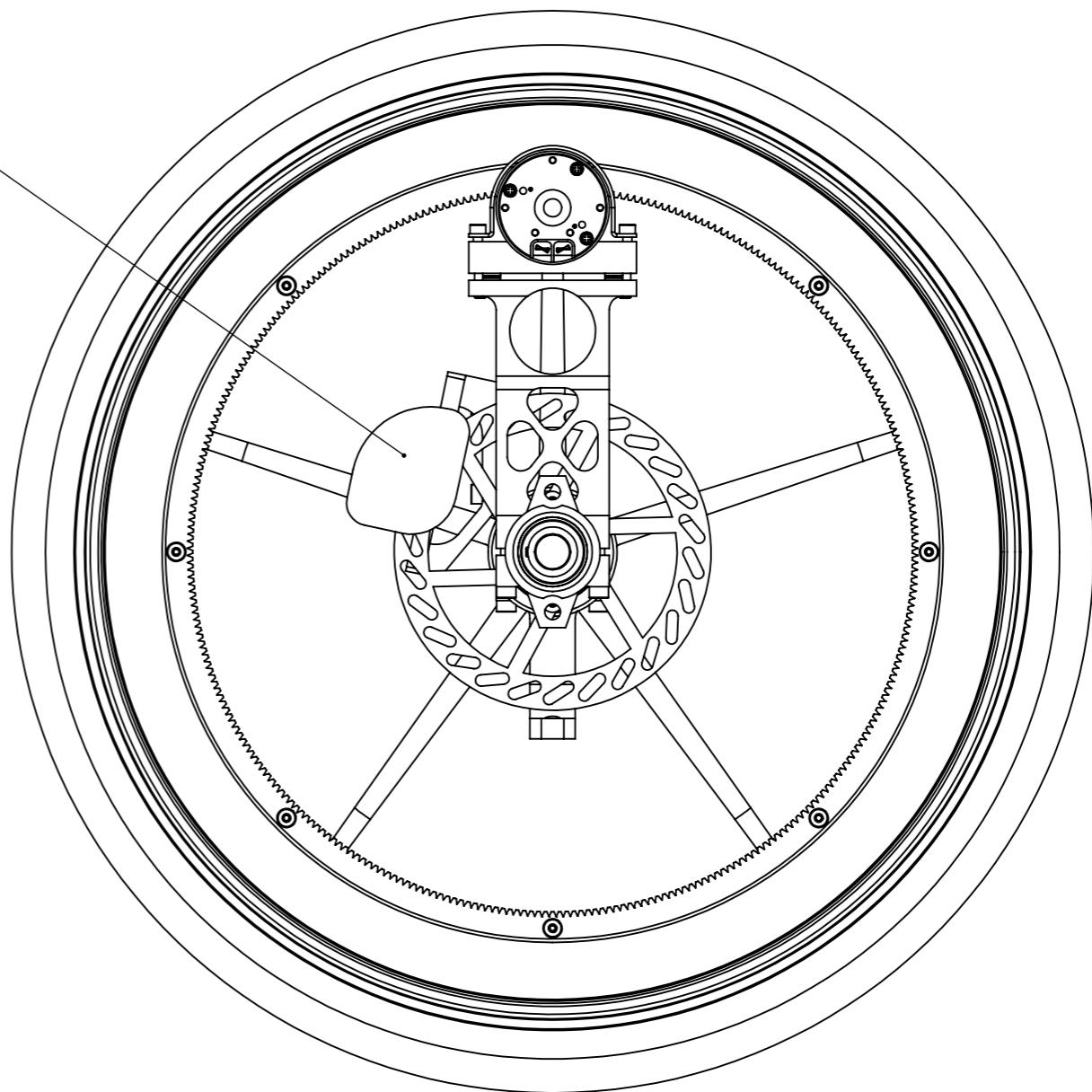
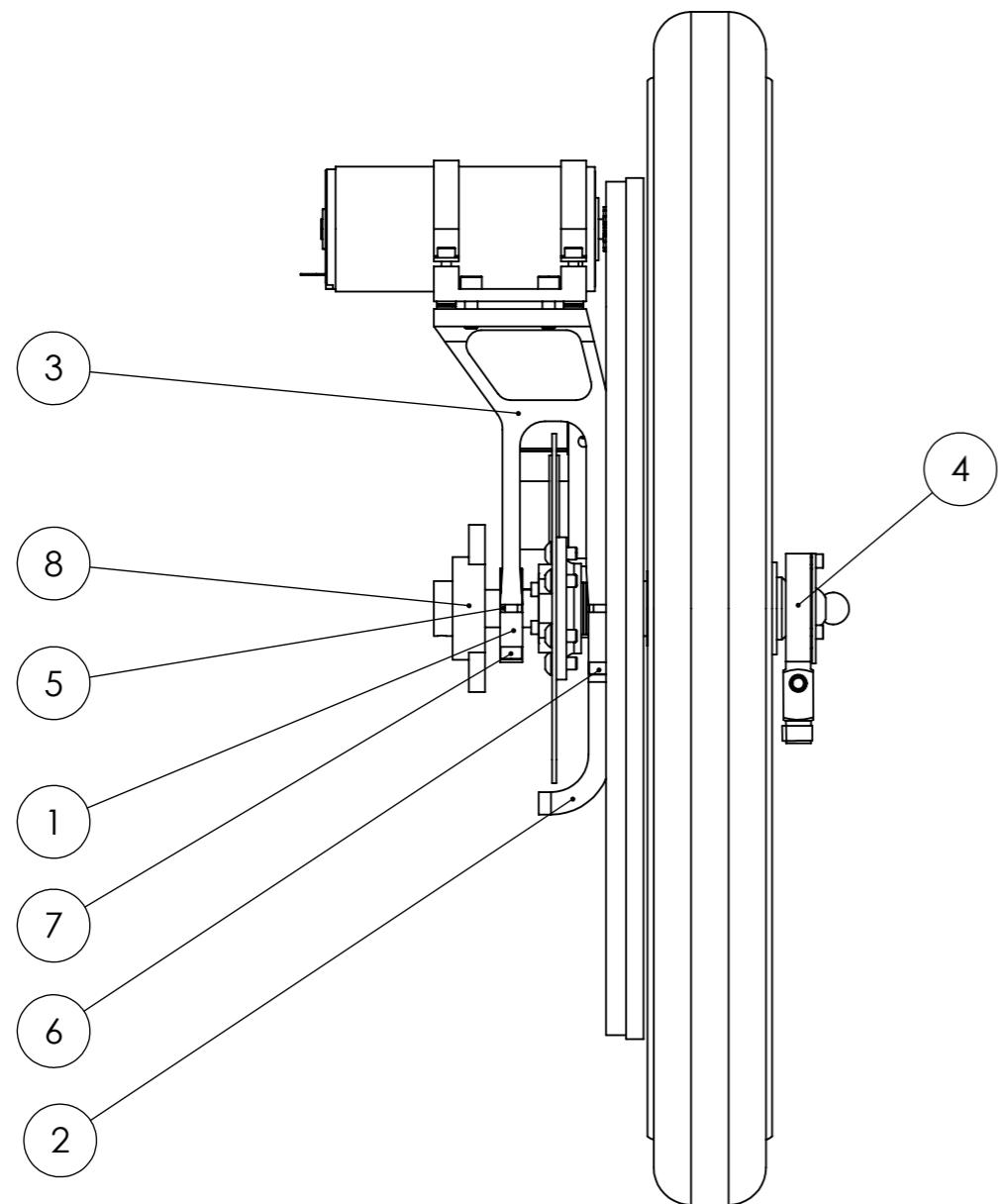
### Materiale:

Aluminium med R0,2 på min. 300 [MPa]

Der kan eksempelvis anvendes EN AW-2014

Hvis ikke andet opgivet  
Tolerance: ±0,10 [mm]

Qty.	Item	Item no.	Drawing no.	se note
				Material / Model no.
				Scale: 1:1
				Group ID: M7BAC-9 Date: 09-12-2013
<b>Ingeniørhøjskolen i Århus</b> Department of Mechanical Engineering Engineering College of Aarhus				Student ID: DVT Initial:
Beslag til bremseskive				Drawing no.: 14



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Lejebeslag leje 2	1	09	
1	Lejebeslag leje 3	2	10	
1	Samlet ophæng	3	S05	
1	Samlet aksel	4	S09	
1	Sporkugleleje	5	6002	
2	Bolt hex	6	M5x35	
2	Bolt hex	7	M5x25	
1	Leje sfærisk	8	UFL002	
1	Bremsekaliber	9		

**Ingeniørhøjskolen i Århus**  
Department of Mechanical Engineering  
Engineering College of Aarhus

Description:

Overordnet samling

Scale: 1:3 Group ID: M7BAC-9 Date: 09-12-2013  
Student ID: DVT Initial:

Drawing no.: S00

## maxon RE50 200W36V



## maxon RE50 200W36V - modificeret

Tætnes med tape i begge ender  
for at undgå metalstøv i motor



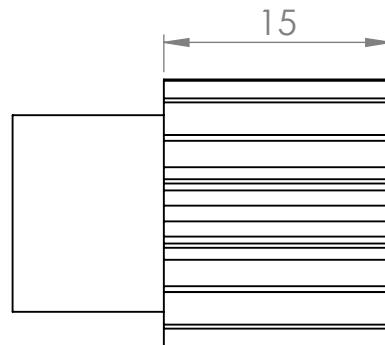
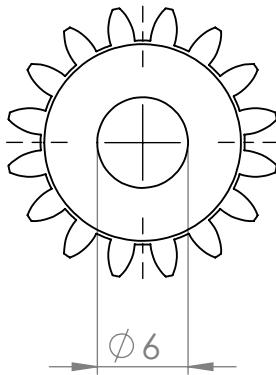
QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Motor	1	200W36V	

**Ingeniørhøjskolen i Århus**  
Department of Mechanical Engineering  
Engineering College of Aarhus

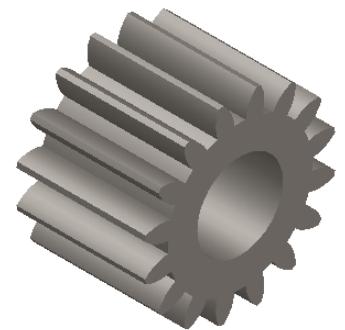
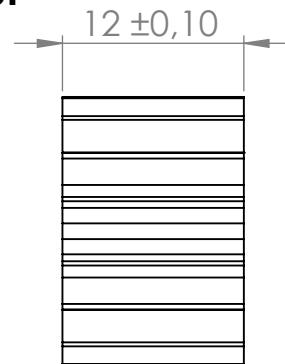
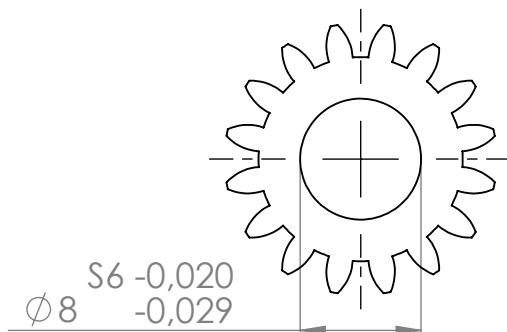
Scale: 1:1 Group ID: M7BAC-9 Date: 09-12-2013  
Student ID: DVT Initial:

Motor 200W36V modifceret	Drawing no.: S01
--------------------------	------------------

## Standard tandhjul



## Bearbejdet tandhjul



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Tandhjul	1	16T-m1	

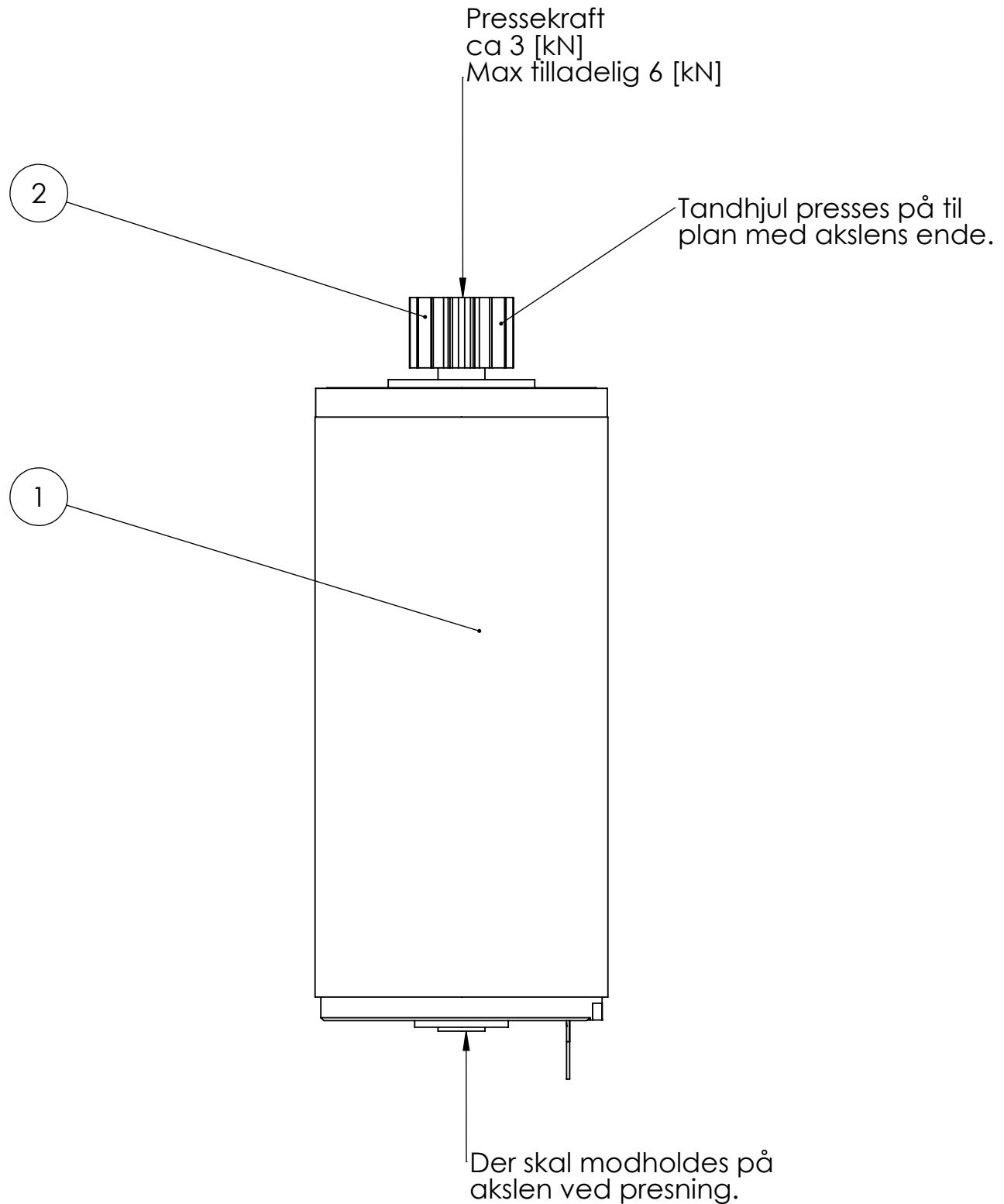
**Ingenørhøjskolen i Århus**  
Department of Mechanical Engineering  
Engineering College of Aarhus

Scale:	2:1	Group ID:	M7BAC-9	Date:	09-12-2013
		Student ID:	DVT	Initial:	

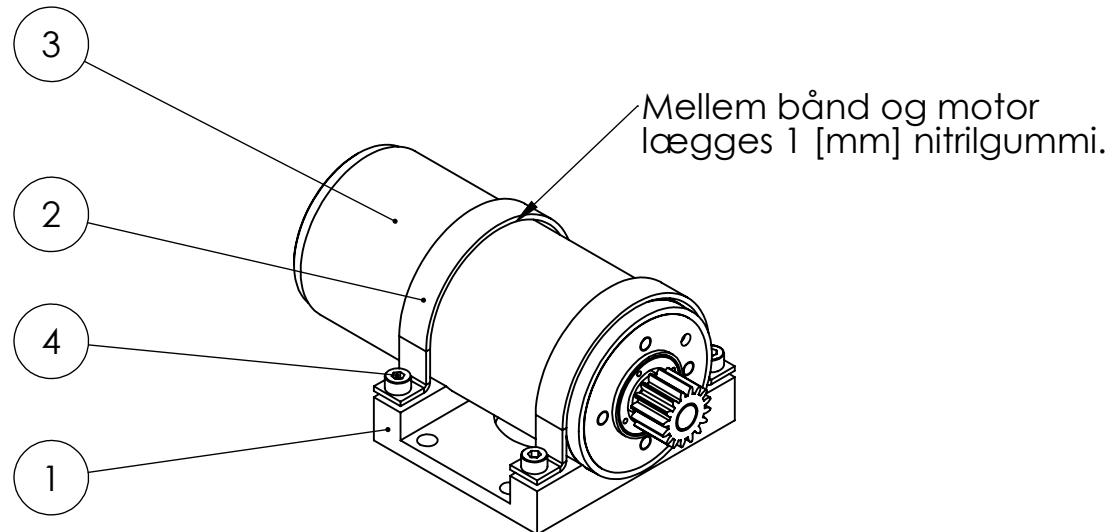
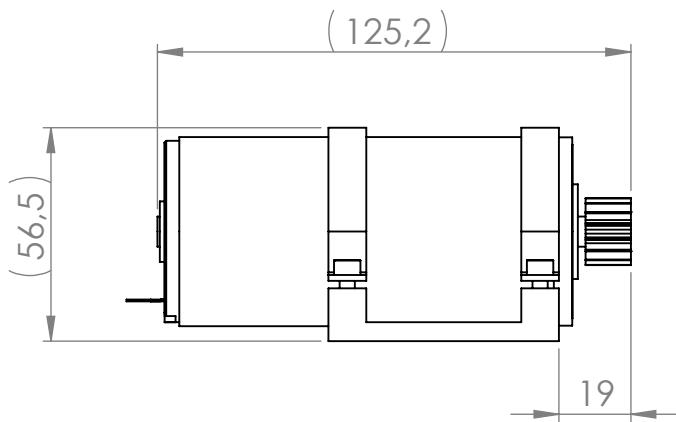
Bearbejdet tandhjul

Drawing no.:

S02



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Motor 200W36V modificeret	1	S01	
1	Bearbejdet tandhjul	2	S02	



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Motorbeslag	1	07	
2	Bånd til motor	2	08	
1	Motor med tandhjul	3	S03	
4	Bolt hex	4	M4x12	

**Ingenørhøjskolen i Århus**  
Department of Mechanical Engineering  
Engineering College of Aarhus

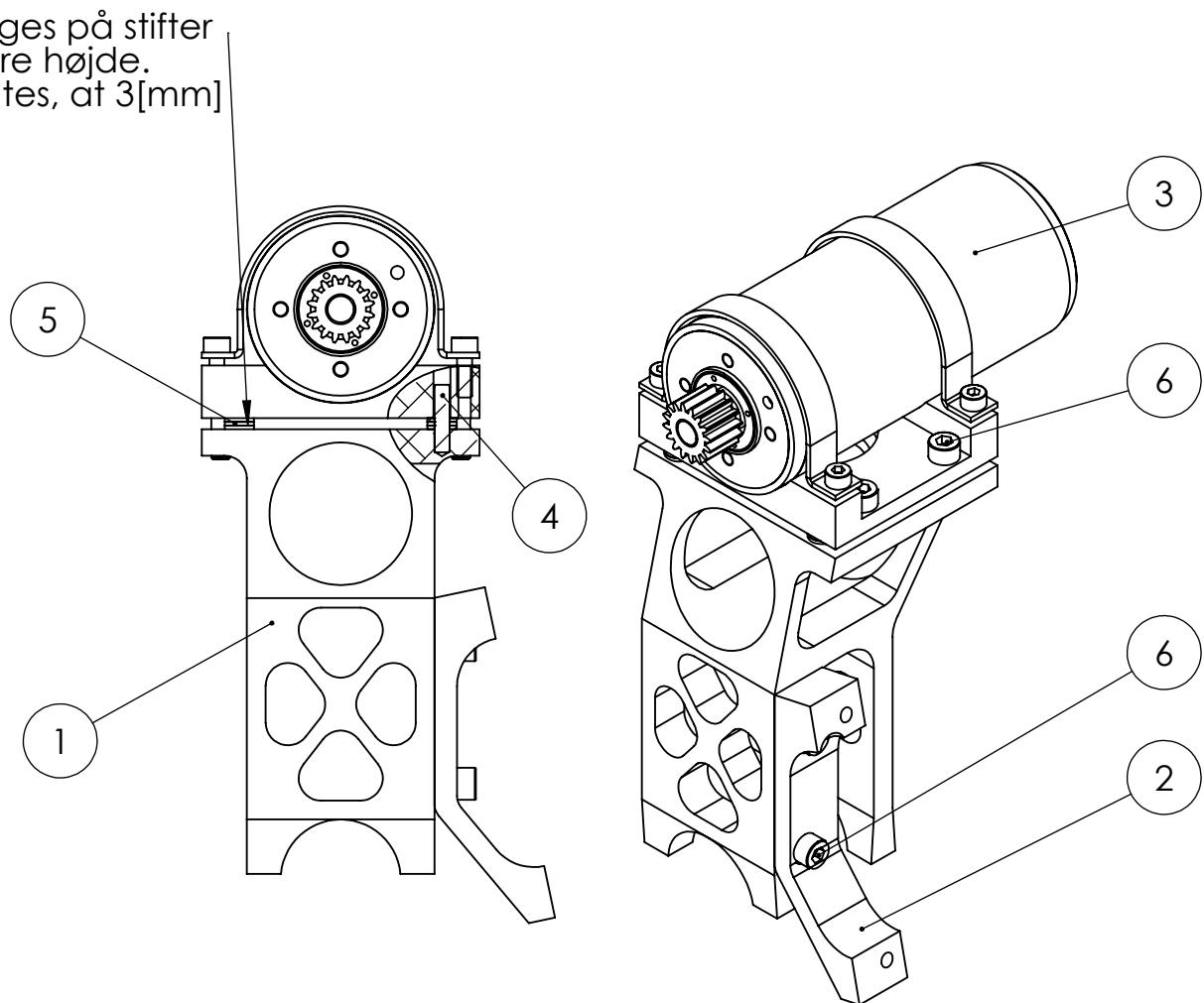
Scale: 1:2 Group ID: M7BAC-9 Date: 09-12-2013  
Student ID: DVT Initial:

Motor på beslag

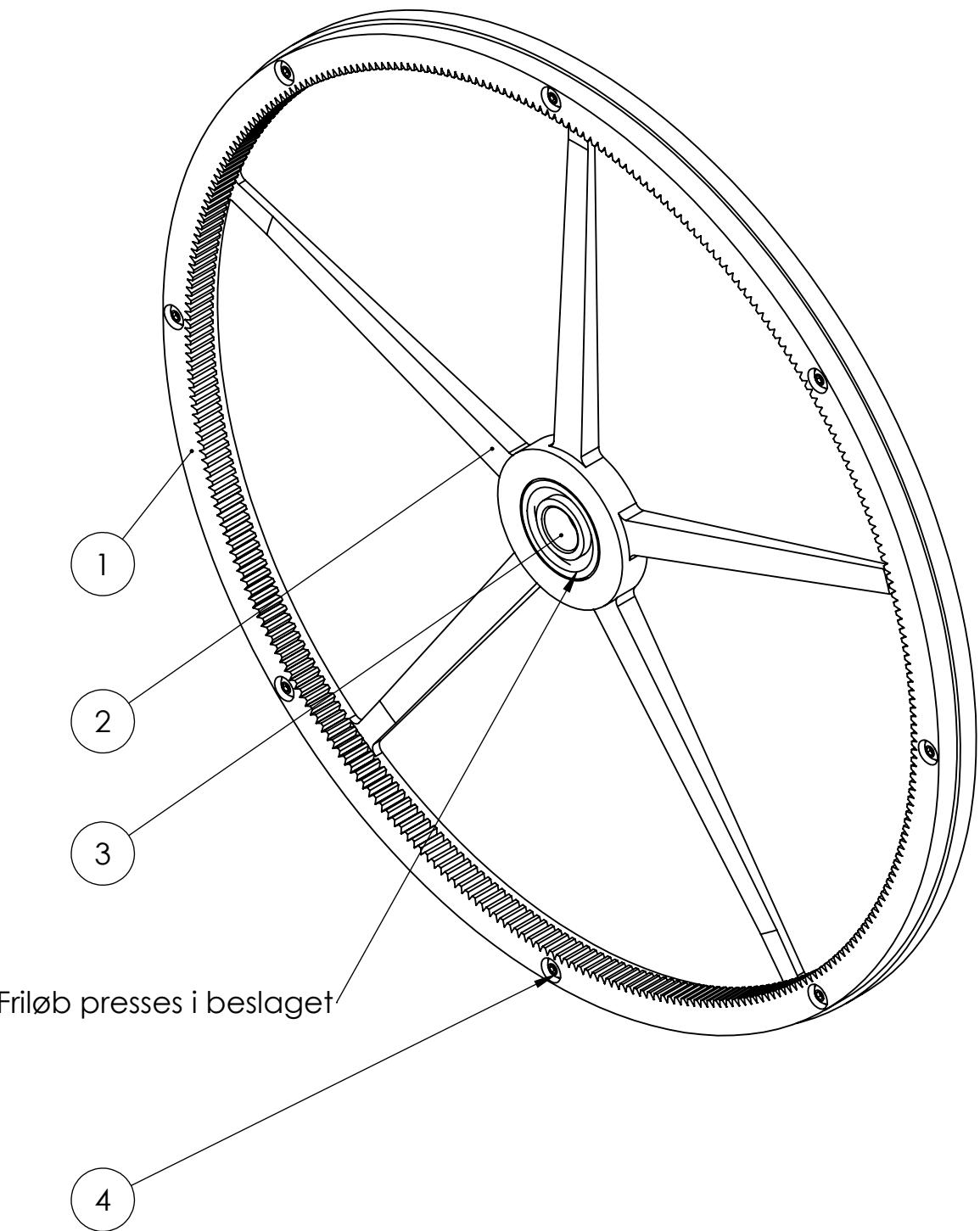
Drawing no.:

S04

Shims lægges på stifter  
for at justere højde.  
Det forventes, at 3[mm]  
vil passe.



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Ophæng	1	06	
1	Bremsebeslag	2	11	
1	Motor på beslag	3	S04	
4	Stift	4	4x18	
12	Shim	5	4x8x1	
6	Bolt hex	6	M5x16	



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Tandkrans 320T-m1	1	01	
1	Tandkransbeslag	2	02	
1	Friløbsleje	3	CSK15	
8	Bolt hex	4	M4x12 Button Head	

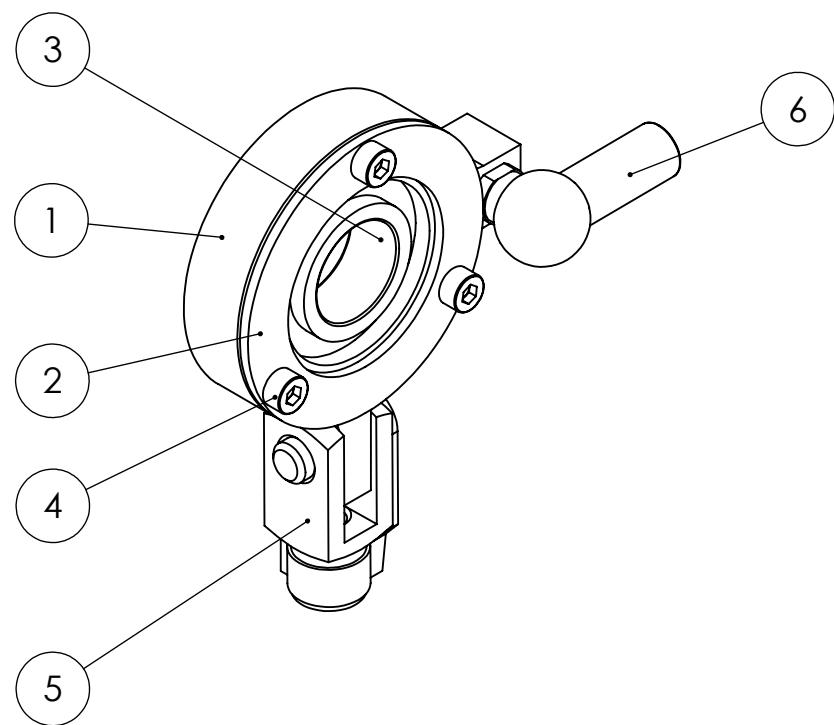
**Ingeniørhøjskolen i Århus**  
 Department of Mechanical Engineering  
 Engineering College of Aarhus

Scale:	1:2	Group ID: M7BAC-9	Date: 09-12-2013
		Student ID: KHN	Initial:

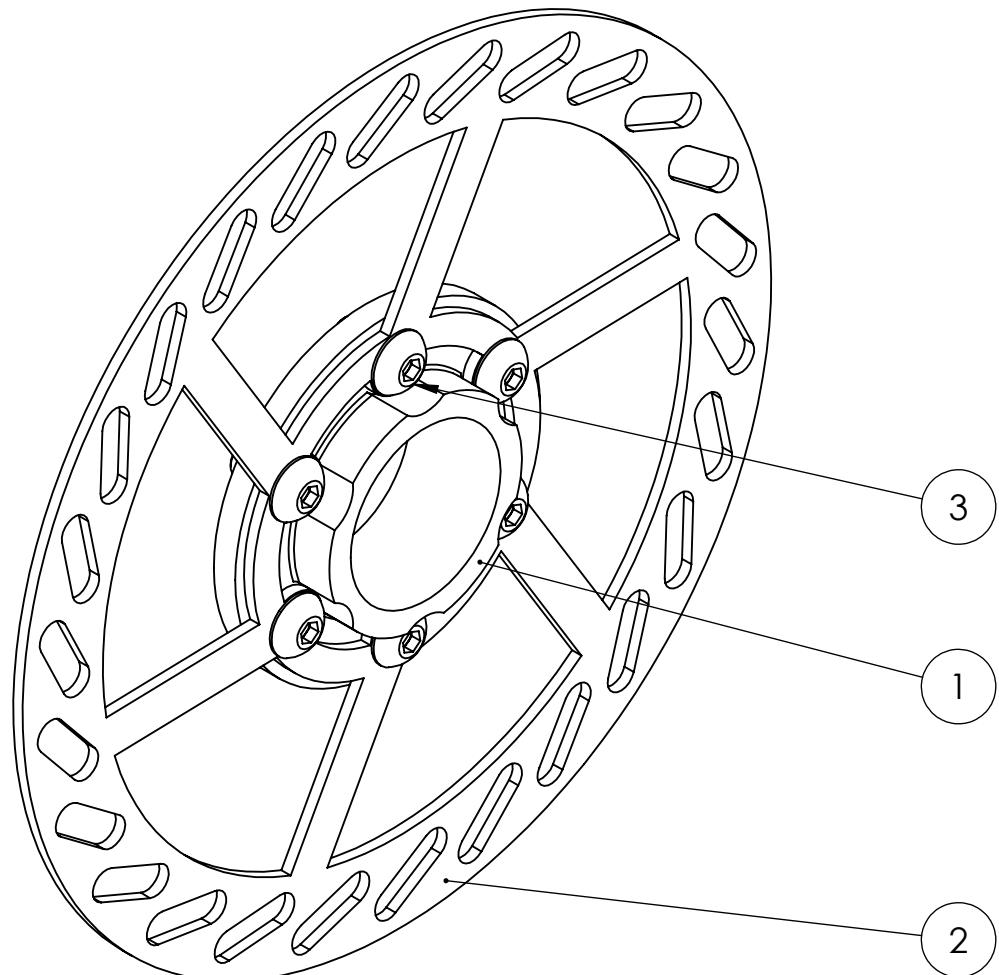
Samlet tandkrans

Drawing no.:

S06



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Lejebeslag leje 4	1	03	
1	Skive til lejebeslag	2	04	
1	Sporkugleleje	3	6002	
3	Bolt hex	4	M3x10	
1	Gaffelende	5	FJT-M6+PC	
1	Vinkelled	6	CS 8 M5	



QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Beslag til bremseskive	1	14	
1	Bremseskive	2		
6	Bolt hex	3	M5x10 Button Head	

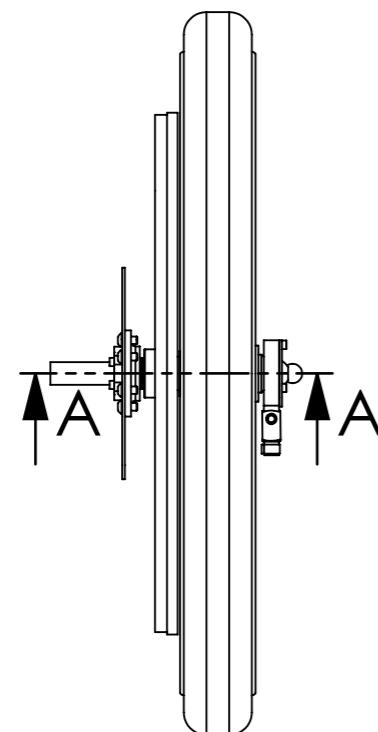
**Ingenørhøjskolen i Århus**  
 Department of Mechanical Engineering  
 Engineering College of Aarhus

Scale:	Group ID: M7BAC-9	Date: 09-12-2013
1:1	Student ID: DVT	Initial:

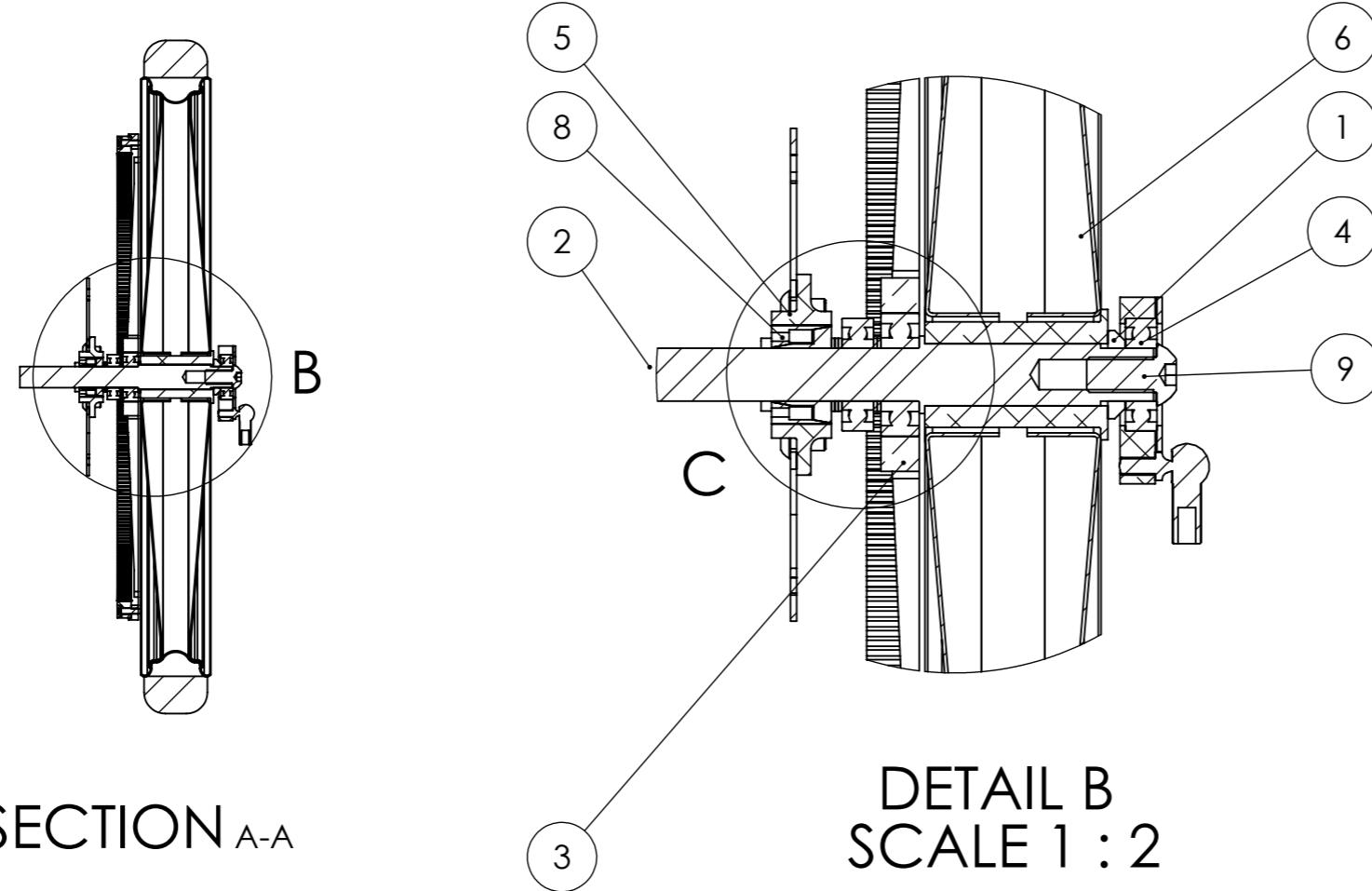
Samlet bremseskive

Drawing no.:

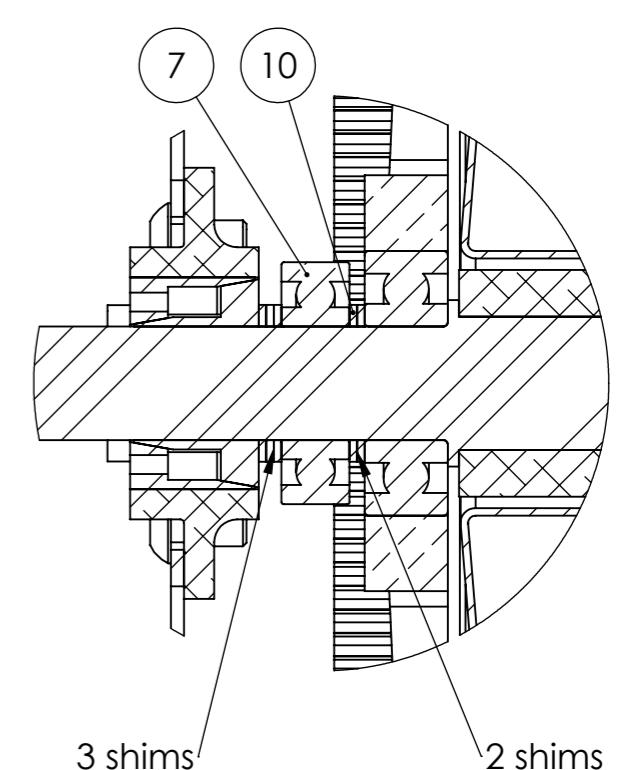
S08



SECTION A-A



DETAIL B  
SCALE 1 : 2



DETAIL C  
SCALE 1 : 1

QTY.	Description	Item no.	Drawing no.	Suppliers part no.
1	Bøsnings ved leje 4	1	05	
1	Aksel	2	12	
1	Samlet tandkrans	3	S06	
1	Samlet leje 4	4	S07	
1	Samlet bremseskive	5	S08	
1	Hjul	6	S10	
1	Sporkugleleje	7	6002	
1	Spændebøsnings	8	KTR105 15x28	
1	Bolt hex	9	M10x20 Button Head	
5	Shim	10	15x21x1	

Ingeniørhøjskolen i Århus  
Department of Mechanical Engineering  
Engineering College of Aarhus

Description:

Samlet aksel

Scale:  
1:5  
Group ID:  
M7BAC-9  
Student ID:  
DVT  
Date:  
09-12-2013  
Initial:

Description:  
Drawing no.:  
S09