



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

BACHELOROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering: Maskiningeniør – bachelorstudium i ingeniørfag	Vår semesteret, 2021 Åpent
Forfatter: Andrei Popescu
Fagansvarlig: <i>Hirpa G. Lemu, UiS.</i> Veileder(e): <i>Hirpa G. Lemu, UiS.</i>	
Tittel på bacheloroppgaven: Design for additiv tilvirkning og topologioptimalisering av hjulspindelen på ION Formula Student – racerbil Engelsk tittel: Design for Additive Manufacturing (DfAM) and topology optimization of metal additive fabricated upright for the ION Formula student - racecar	
Studiepoeng: 20 poeng. Essay i vitenskapsteori/etikk er inkludert.	
Emneord: Topologioptimalisering Generative design Additiv tilvirkning Hjulspindel Formula Student Racerbil ION Racing	Sidetall:72 + vedlegg/annet: 22 29.05.2022

Forord

Takk til veilederen Hirpa Lemu Gelgele.

Takk til Jan-Tore Jakobsen veiledning med 3D printing.

Takk til Andreas Gard Skartvedt, tidligere medlemer Trygve Pollen, Aksel Søråunet og resten av ION Racing teamet for et godt samarbeid.

Til slutt vil jeg takke familien, nærme venner og felles studenter.

Innholdsfortegnelse

1. Innledning	10
1.1 Bakgrunn.....	10
1.2 Formål.....	2
1.3 Formula Student.....	2
1.4 ION Racing.....	3
1.5 Bilspport.....	3
1.6 Avgrensing.....	4
2. Litteratur	5
2.1 Innledning	Feil! Bokmerke er ikke definert.
2.2 Dekkdata og friksjon koeffisient.....	Feil! Bokmerke er ikke definert.
2.3 Hjuloppheng.....	5
2.3.1 Opphengsgeometri.....	5
2.3.2 Bærearmer og push/pull armer.....	Feil! Bokmerke er ikke definert.
2.3.3 Styring	6
2.3.4 Hjulaksel og hjullager	7
2.3.5 Kulelager	8
2.4 Hjulspindel.....	10
2.5 Spenningsanalyse.....	11
2.6 Design optimalisering	12
2.6.1 Topologioptimalisering	13
2.6.2 Generative design.....	14
2.6.3 Topologioptimalisering og Generative Design.....	16
2.7 Tilvirkningsmetoder.....	16
2.7.1 Additive tilvirkning	17
2.7.2 Subtraktive tilvirkning	18
2.8 Materialer.....	18
2.8.1 7075 T6 Aluminiumslegering.....	18
2.8.2 AlSi10Mg Aluminiumslegering.....	19
2.8.3 Ti-6Al-4V Titanlegering	19
2.8.4 17-4PH Rustfritt stål.....	20
3. Metodikk	21
3.1 Innledning	21
3.2 Beregning av krefter	21
3.2.1 Statisk og dynamisk last.....	21
3.2.2 Hjulspindel	31

3.3	Spenningsanalyse.....	36
3.3.1	<i>Mesh</i>	38
3.3.2	<i>Constrains</i>	40
3.3.3	<i>Laster</i>	40
4.	Design optimalisering	42
4.1	Innledning	42
4.2	Spenningsanalyse av tidligere design.....	42
4.2.1	<i>Mesh</i>	44
4.2.2	<i>Constrains og laster</i>	47
4.2.3	<i>Resultat</i>	48
4.3	Topologioptimalisering.....	52
4.3.1	<i>Tilpasning av design til optimalisering</i>	52
4.3.2	<i>Spenningsanalyse</i>	53
4.3.3	<i>Design optimalisering</i>	54
4.3.4	<i>Resultat</i>	56
4.4	Generative design.....	59
4.4.1	<i>Design klargjøring</i>	59
4.4.2	<i>Betingelser</i>	60
4.4.3	<i>Resultat</i>	61
4.5	Design validering	64
4.6	Resultater	64
5.	Prototype	65
5.1	Prosess	65
5.2	Resultat	67
6.	Diskusjon	68
7.	Konklusjon	70
8.	Bibliografi.....	71
9.	Vedlegg	73

Figur liste

Figur 2-1: Simuleringsprosess.....	12
Figur 2-2: Topologioptimalisering prosess	13
Figur 2-3: Ansys Mechanical topologioptimalisering - før (Venstre) etter (Høyre).....	14
Figur 2-4: Generative design prosess	15
Figur 2-5: Autodesk Fusion360 Generative Design menyvalg	16
Figur 3-1: Krefter ved maks rattutslag	33
Figur 3-2: Krefter ved maks brems	35
Figur 3-3: Simulering i Autodesk Fusion360.....	37
Figur 3-4: Simulering i Ansys Workbench/Mechanical.....	38
Figur 3-5: Ansys Mechanical Mesh metoder	39
Figur 3-6: 6DOF - Six degrees of freedom [14].....	40
Figur 3-7: Ansys constrains og laster.....	41
Figur 4-1: Hjulspindel venstre side 2017 sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre).....	43
Figur 4-2: Hjulspindel høyre side 2018 sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)	43
Figur 4-3: Project Schematic av tidligere design på hjulspindel.....	44
Figur 4-4: Tidligere design: Mesh - Element Quality opplysning A B C D	45
Figur 4-5: Tidligere design: Mesh metric - Element Quality – grafisk.....	46
Figur 4-6: Tidligere design: Mesh metric - Element Quality – modell A B C.....	47
Figur 4-7: Tidligere design: Constrains Fixed support (Venstre), Cylindrical Support (høyre).....	47
Figur 4-8: Tidligere design: Last - Maks sving (Venstre), Maks brems i rett strekning(høyre) .	48
Figur 4-9: Tidligere design: Case 1 -Total deformasjon sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)	49
Figur 4-10: Tidligere design: Case 1 - Ekvivalent spenning sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre).....	49
Figur 4-11: Tidligere design: Case 2 - Total deformasjon sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)	50
Figur 4-12: Tidligere design: Case 2 – Ekvivalent spenning sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre).....	50
Figur 4-13: Tidligere design: Maks spenning - Case 1 (Opp) Case 2 (Ned).....	51
Figur 4-14: Tilpasning for TO: - før (Venstre) etter (høyre).....	52
Figur 4-15: Tilpasning for TO: Feste for øvre A-kryss - før (Venstre) etter (høyre).....	53
Figur 4-16: Tilpasning for TO: Feste for nedre A-kryss og svingearm - før (Venstre) etter (høyre).....	53

Figur 4-17: Project Schematic av den optimaliserte modellen.....	53
Figur 4-18: Mesh TO - sett forfra (venstre), bakfra (høyre)	54
Figur 4-19: TO prosjekt (Venstre), Sperret områder (Høyre)	55
Figur 4-20 TO Mass Repsonse Convergence fra Ansys	56
Figur 4-21: Resultat etter TO	57
Figur 4-22 Resultat etter bearbeiding i Ansys SpaceClaim	58
Figur 4-23: Design space i Fusion360.....	60
Figur 4-24: Graf med design mulighetene i Fusion360	61
Figur 4-25: GD Alu 0.689g 1,5 - framside(høyre) bakside(venstre).....	62
Figur 4-26: GD Alu 0.343g 1,5 - framside(høyre) bakside(venstre).....	62
Figur 4-27: GD Ti 0.37g 1,5 - framside(høyre) bakside(venstre)	63
Figur 4-28: GD Ti 0,714g 4.41 - framside(høyre) bakside(venstre)	63
Figur 5-1: Eiger.io sliceing.....	66

Tabell liste

Tabell 2-1: Mekaniske og fysiske egenskaper	18
Tabell 3-1: Generelle data	21
Tabell 3-2: Statisk last.....	23
Tabell 3-3: Lastfordeling.....	24
Tabell 3-4: Lastoverføring ved akselerasjon	26
Tabell 3-5: Lastoverføring ved bremsing.....	27
Tabell 3-6: Akselerasjon- og G-krefter	28
Tabell 3-7: Krefter i sving	31
Tabell 3-8: Generelle data for hjulspindel.....	32
Tabell 3-9: Krefter i hjulspindel i sving	33
Tabell 3-10: Krefter i hjulspindel ved maks brems i rett strekning.....	35
Tabell 3-11: Krefter i hjulspindel ved maks brems i sving	36

Nomenklatur

Forkortelser

DAK	Dataassistert konstruksjon
DED	Direct Energy Deposition
FEA	Finite Element Analysis
FEM	Finite Element Method
FFF	Fused filament fabrication
FIA	Det internasjonale bilsportforbundet
FS	Formula Student
GD	Generative design
NBF	Norges bilsportforbund
PBD	Powder Bed Fusion
SLM	Selective Laser Melting
TO	Topologioptimalisering

Sammendrag

Oppgaven består av å designe en ny hjulspindel til ION Racing racerbilen ved hjelp av optimalisering dataverktøy og additive tilvirkning. Formålet er å finne en løsning som har mindre vekt uten å miste de fysiske og mekaniske egenskapene til hjulopphenget. Den rette additive metoden ble også valgt ved hjelp av tre prototyper som ble produsert ved Universitetet i Stavanger.

Basert på grunnlaget i denne oppgaven to nye modeller ble skapt ved hjelp av de to optimaliserings metodene. Den ene modellen (Figur 4-25) ble optimalisert mot å fjerne mest mulig vekt uten å miste alle de fysiske og mekaniske egenskapene. Materialvalget var AlSi10Mg Aluminiumslegering med en total vekt på 0.689kg og en sikkerhetsfaktor på 3. den andre modellen (Figur 4-28) ble optimalisert mot å maksimere styrken ved å beholde en lav vekt. Materialvalget var Ti-6Al-4V Titanlegering med en total vekt på 0,714 og en sikkerhetsfaktor på 4,4.

Totalt ble produsert tre prototyper for å kunne analysere additive tilvirkning prosessen og eventuelle uhell. To av prototypene ble lagt i PLA for å sjekke størrelsen og skalaen og en i 17-4HP Rustfritt stål. En begrensing ble funnet at en annen additive tilvirkning metode må vurderes for en ferdig lagt produkt, med grunnen av porer og support material ved FFF metoden. Den neste valget for tilvirkning metoden er å bruke en SLM-printer.

Det som gjenstår, er å produsere en prototype i riktig material og 1:1 skala som kan eventuelt testes på bilen. Deretter nødvendige endringer må gjøres for å kunne oppnå den mest optimale resultatet for stivhet/vekt forholdet.

Kapittel

1. Innledning

1.1 Bakgrunn

Topologioptimalisering og generative design sektoren har sitt en stor oppvokst i de siste årene med en antatt årlig vekstrate på 20.4% mellom 2022 og 2027 [1]. Autodesk har implementert topologioptimalisering og additive tilvirkning (Additive manufacturing – AM) til offentlig forbruk som gjør teknologien mindre kostbar. For ingeniørene er dette en stor fordel som hjelper til utvikling av strukturer med stor geometrisk kompleksitet. I billøp som i Formula Student så er det et stort fokus på vekt. Gjennom topologioptimalisering kan vekten på forskjellige komponenter reduseres uten å påvirke egenskapene. På denne bakgrunnen så dannet en felles interesse mellom forfatteren og ION Racing for å utvikle en hjulspindel via generative design og AM løsninger.

1.2 Formål

Formålet her er å finne en løsning på en optimalisert hjulspindel der ved bruk av topologi-optimalisering vil vekten reduseres uten å påvirke de mekaniske egenskapene. Den er en viktig del som kan påvirke kjøreegenskapene på en racerbil, som for eksempel ION sin Formula Student racerbil. Dette skal produseres ved bruk av et metall 3D printer og en CNC fresemaskin.

1.3 Formula Student

Formula Student (FS) er den største internasjonale og Europas mest etablerte konkurranse for ingeniørstudenter. Den arrangeres hvert år av Institusjon of Mechanical Engineers (IMechE) i samarbeid med industribedrifter og høyprofilerte ingeniører. Formålet er å engasjere og oppmuntre studenter innen ingeniør livet. Den tar plass på Silverstone i England (**andre plasser og?**) hvor over 100 lag fra universiteter samles for å konkurrere mot hverandre i statiske og dynamiske fremstillinger.

Formålet med konkurransen er med andre ord å bygge opp en mindre skala av en formula type-racerbil. Under konkurransen skal bilen evner analyseres og vurderes under forskjellige fremstillinger blant annet: design, kostnad, business presentasjon som en del av de statiske fremstillingene og de dynamiske fremstillingene som er akselerasjon, sprint, utholdenhet drivstoff forbruk og autocross. [2]

Kostnad (100 poeng): Laget skal fremstille en detaljert rapport av alle kostnadene i forbindelse med materialer, prosess og oppbygging av bilen. Poenger skal bli delt ut på grunnlaget av total kostnaden og kvaliteten i rapporten.

Business presentasjon (75 poeng): En framstilling av lagets business plan som må overbevise lederne i en forretning i å investere i laget.

Design (150 poeng): Studentene må framvise kunnskapen og begrunne valget mot bilens designvalg mot et dommerpanel som består av høyprofilerte ingeniører. Arrangementet består av flere runder der med hver runde er en økning i vanskelighetsgrad og mer grundige spørsmål.

Utholdenhet (300 poeng): En 22km langt løp med to førere og en påbud pitstop i midten av distansen. Laget må fullføre løpet uten å fylle på drivstoff eller lade batteriene og heller ikke å fikse noe på bilen for å kunne samle poeng på den og drivstoff forbruket arrangementet.

Drivstoff forbruk (100 poeng): Bilen må fullføre utholdenhets testen uten å måtte fylle på drivstoff eller lade batteriene. Drivstofforbruket samt rundetiden er samlet for å finne fram bilens drivstoffeffektivitet.

Autocross (150 poeng): Et løp som består av en sprint runde der en dyktig fører må forsøke å oppnå best mulig tid. Det er store prestisje rundt dette løpet da dette avdekker bilens kjøreegenskaper.

Skid pad (50 poeng): Et åttetalls løype der svingeegenskapene og sideveis grep er testet.

Akselerasjon (75 poeng): Bilen må akselerer fra 0 km/t til maks fart som kan oppnå på en 75 meter lang strekning.

1.4 ION Racing

ION Racing er en Formula Student lag og den største studentorganisasjonen ved Universitetet i Stavanger. Den ble etablert i 2011 og hadde den første bilen allerede klar i 2012. Siden da ble det bygget opp 8 biler hvor de siste 6 av de var elektriske.

Hvert år er planlagt, designet, bygget opp og testet en bil før den er tatt med til Silverstone hvor den går i konkurranse mot de beste og dyktigste studentene fra universiteter fra heile verden. Teamet består hovedsakelig av maskin-, elektro-, og dataingeniør studenter, men det er også studenter fra andre studielinjer som blant annet økonomi, ledelse osv.

1.5 Bilsport

Bilsport er en motorsport der biler i ulike størrelser og fasonger brukes til å konkurrere i forskjellige grener. Noen av de mest vanlige grener er blant annet: formel racing, autoslålåm, bakkeløp, bilcross, dragrace, drifting, e-sport, karting, offroad, racing, rally, rallycross, osv. [3]. Bilsport er internasjonalt organisert regulert av Det internasjonale bilsportforbundet (FIA).

Noen mener at det første kappløpet skjedde etter den andre bensindrevet bil ble bygget opp. Det kan faktisk være sant siden det første billøpet fant sted 28. april 1887 i Paris, som ble arrangert av sjefredaktøren for Le Vélocipède, Monsieur Fossier. Det første offisielle konkurransen med flere deltakere foregikk i 22. juli 1894 mellom Paris og Rouen. [4]

Norges bilsportforbund (NBF) ble stiftet som Nemnden for Automobilsport i Norge i 1932 [5]. Forbundet er anerkjent av Statens Vegvesen som motorsportforbundet som organiserer, kontrollerer og overvåker bilsportvirksomhet. FIA har gitt NBF de sportslige rettighetene og mandat til å ha tilsyn på at internasjonale bestemmelser for bilsport overholdes i Norge. NBF består av delegater fra Kongelig Norsk Automobil klubb (KNA), Norsk Motor Klubb (NMK), Frittstående Motorsportklubber (KMF) og Kristiansand Automobil Klubb (KAK).

1.6 Avgrensing

Kapittel

2. Litteratur

Før selve metodikken og analysen så er det en viktig å ha en god forståelse av teorien og metodene som skal brukes gjennom oppgaven. Kapittelet inneholder en rekke konsepter innenfor hjuloppheng, hjulspindel, regelverk for hjulspindel, dekkdata og en kort forklaring på friksjon koeffisienten. Det vil også bli framvist en rekke metoder for implementering av topologioptimalisering samt den type additive tilvirkning som oppgaven skal bygge seg på.

2.1 Hjuloppheng

Hjuloppheng er konstruksjonen mellom hjulene og chassisen som består av flere komponenter. Hjulspindelen (upright på engelsk) er hovedkomponenten som har alle de andre komponentene festet på. Den støtter to hjullagre, bremsecaliperen, og overføre kreftene fra hjulet til bæreamene og videre til dempersystemet. Fra rattet går det en rattaksel som består av flere ledd til en tannstangstyring som er koblet til styrestang og videre til hjulspindelen.

2.1.1 Opphengsgeometri

Opphengsgeometrien består av flere fundamentale parametere som har ulike forhold til hjuloppheng. Det hjelper å ha en bedre forståelse og hva som må tilpasses for å oppnå de optimale kjøreegenskapene til hvert forhold.

KPI (King Pin Inclination) er forstillingsvinkelen. Sett forfra, er vinkelen mellom senterlinjen til hjulet og en tenkt linje mellom øvre og nedre kuleledd. Scrub radius eller kingpin offset er distansen mellom disse to linjene på bakkenivå. Det handler om fjærbeinets helling og har en stor betydning for bilens evne til selvoppretting etter svingslag.

Caster vinkelen, sett fra siden, er vinkelen mellom senterlinjen til hjulet og en tenkt linje mellom øvre og nedre kuleledd. Caster trail er lengden mellom disse to linjene på bakkenivå. En positiv vinkel er når nedre kuleledd ligger framfør den nedre kuleledd. I en sving, caster sammen med KPI løfter den ytre hjulet og senke den indre hjulet. Det bestyr at en lastoverføring vil skje som daner mer grep på framme hjulene. Samme som KPI hjelper castervinkelen til oppretting og øker retningsstabiliteten.

Camber, stett forfra, er vinkelen mellom en tenkt loddrett linje og senterlinjen på hjulet. Den har en stor påvirkning på dekkens egenskaper, last, slip angle, trykk og temperatur. Statisk camber vinkel er brukt sammen med camber kompensering fra demper systemet for å posisjonere hjulet i en gunstig vinkel når hjulet er i sving.

Spissing (static toe på engelsk), sett over fra, er vinkelen mellom senterlinjen på hjulet og bilens langsgående akse. En positiv spissing, toe-in, er når hjulene peker inn mot hverandre, mens en negativ spissing, toe-out, er når hjulene peker ut og fra hverandre. En toe-in vil gi bilen en bedre kjøreegenskaper på rette linjer mens en toe-out vil gi bedre svingeegenskaper.

KPI og castervinkelen er to faste vinkler av kingpinen, en statisk styringsaksel. Posisjonen på hjulspindelen og bæreamene er designet fra før og står i sammenheng med chassisen, dekkstørrelse, motorkraft osv. På den andre siden er camberen og spissingen som kan endres for å tilpasse bilens kjøreegenskaper fra bane til bane.

2.1.2 Styring

Styringssystemet i en racerbil har en tannstang og et tannhjul som skifte rotasjonskraften til en lineær bevegelse. Fra tannhjulet så er bevegelsen overført til hjulspindelen gjennom en styrestang. Et vanlig krav for racerbiler er at hjulene må treffe endestoppet med mindre enn en halv omdreining på rattet. Forholdet varierer fra 20:1 for Superspeedway biler til 10:1 for en Formel 1 bil, men vanligvis ligger den mellom 16:1 til 18:1. Go-kart har et forhold til nesten 1:1. [6, p. 716] Styrestangen, tannstangen og tannhjulet har en stor påvirkning på forholdet mellom ratt-hjul.

På grunn av spissingen, peker ikke hjulene rett fram. Ved hjelp av styringskoblingen kan velges om i en sving vil hjulene vær parallelle eller hvis et hjul vil svinge mer enn den andre. For å gjøre dette så finnes tre typer geometri: Ackermann, parallell og reverse Ackermann.

Parallell styring er når begge framhjulene vil svinge med omtrent samme vinkel. Styrestangen står vinkelrett med styrearmen eller en tenkt linje mellom hjulakselen og hvor styrearmen er festet på hjulspindelen. I sving den ytre hjulet dreier rundt en større radius enn den indre hjulet. Det vil si at ved lav fart hjulene vil kjempe mot hverandre.

Ackermann styring er styrekoblingen der den indrehjulet svinger mer enn den ytre hjulet. Den kompenserer forskjellen i rullelengden mellom forhjulene. Linjen som tilsvarer styrearmen fra hver av de to framhjulene vil krysse hverandre i et tenkt punkt på den bakre akslingen, samtidig

så ligger tannstangen før den fremme akslingen. Hvis krysnings punktet er lengre bak den bakre akslingen en part-Ackermann finnes.

Reverse Ackermann eller anti-Ackermann er når den indrehjulet svinger mindre enn den ytrehjulet. Krysningspunktet av linjene fra linjen som tilsvarer styrearmen er en bil lengde foran. Den type styring gjør kjøringen i pit vanskelig, samtidig en økning av dekkens slip vinkelen.

For en racerbil er mer gunstig å ha en parallell eller litt av en anti-Ackermann styring. Det vil bli mer vanskelig å kjøre bilen i pit, men ved racing hastighet er fordelene større. I en stor radius sving vil hjulene svinge veldig lite som har ikke stor påvirkning til dekkens slip vinkel.

2.1.3 Hjulaksel og hjullager

Hjulakselen og hjullagrene er en mellom, men fortsatt viktig, komponent i oppheng konstruksjonen. Fra dekkens kontaktet med veibanen opptrer store krefter som må overføres til opphenget. Det er derfor veldig viktig at både akselen og lagrene er riktig dimensjonert.

a) Hjulaksel

Hjulakselen er av type bæreaksel som har til primær oppgave å bære roterende deler som er blant annet hjulet og bremseskivet. Dimensjoneringen omfattes ved styrkeanalyse – både statiske og dynamisk utmatting, deformasjon og stivhet – bøyingsdeformasjon, vridning, helning ved opplagring og til slutt omdreiningsturtall. [7]

Bøyemoment i hjulakselen:

$$M_{aksel} = W_{lat}R_r - W_{vert}l_2 \quad (2.1)$$

M_{aksel} = Bøyemoment i hjulaksel

W_{lat} = Krefter mot hjul i sving

W_{vert} = Vekt på hjul

R_r = Radius mellom rotasjonsakse og utsiden på dekket

l_2 = Lenge mellom ytre lager og senter på dekket

Elastisitetmodulen:

$$E = \frac{1,5 * M_{aksel}}{\sigma_{flyt}} \quad (2.2)$$

E = Elastisitetmodulen

M_{aksel} = Bøyemoment i hjulaksel

σ_{flyt} = Materialets flytegrense

1,5 = sikkerhetsfaktor

Elastisitetmodulen for en aksel:

$$E = \frac{\pi * r^3}{4} \quad (2.3)$$

E = Elastisitetmodulen

r = Radius på aksel

b) Hjullager

Et hjullager er av type rullingslager som har til oppgave å overføre krefter, med lite motstand, mellom to maskindeler altså hjulakslingen og hjulspindelen. Rullene består av kuler som er plassert mellom en indre og ytre ring. Kontaktet mellom rullene og ringene skjer via en løpebane. Det finnes hovedsakelig fire type kulelager: enradet sporkulelager, toradet sporkulelager, enradet vinkelkontaktkulelager og toradet vinkelkontaktkulelager. Et radiallager kan ta opp en radiell kraft, men også små aksiale krefter og et aksiallager kan ta opp en aksialkraft, men også små radielle krefter.

Dimensjoneringen omfattes ved de kreftene som virker på lageret og omdreiningstallet, men også levetiden og type smøringsmetode. En racerbil bruker to enradet vinkelkontaktkulelager, eller to enradet sporkulelager. Det går på vekt på bilen, maks hastighet og hastighet eller maks last i sving. Keramiske kulelager har blitt brukt mer i de siste årene på grunn av evnen til mindre friksjon.

2.1.4 Kulelager

<https://baartgroup.com/how-to-determine-bearing-shaft-and-housing-fit/>

Hjullageret er dimensjonert hovedsakelig i henhold til dynamisk lagerbelastning. Statisk lagerbelastning må også sjekkes for å unngå at deformasjon i løpebanen eller kulene.

Statisk bæresikkerheten:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (2.4)$$

s_0 = Statisk bæresikkerhet

C_0 = Bæretallet til lageret

P_0 = Ekvivalent statisk last

For et sporkulelager er anbefalt en $s_0 \geq 1.0$ men også en $s_0 \geq 0.5$ hvis den er i arbeid under ideelle forhold. Det samme gjelder for et vinkelkontaktkulelager med tilsvarende 1.5 og 1.0.

For en dynamisk lagerbelastning vil alle de radielle og aksielle kreftene evalueres. Regnestykket går på en middelvei av alle kreftene som kan belaste lagrene i akselerasjon, bremsing eller i sving og en estimert av tiden der lagrene er under belastning.

Middelveien av ekvivalent dynamisk last:

$$P_m = \sqrt[3]{(P_1^3 T_1 + P_2^3 T_2 + P_3^3 T_3 \dots)} \quad (2.5)$$

P_m = Ekvivalent dynamisk last

P_1, P_2, P_3, \dots = Last under akselerasjon, bremsing, sving, osv.

og T_1, T_2, T_3, \dots = Estimat av tiden for hver last

Nominell levetid L :

$$L = \left(\frac{C_r}{P_m} \right) * 10^6 \quad (2.6)$$

L = Nominell levetid

C_r = Bæretallet til lageret

P_m = Ekvivalent dynamisk last

2.2 Hjulspindel

Hjulspindelen er en del av den ufjærde massen og en viktig komponent i hjulopphenget. Den har som oppgave å overføre alle kreftene som virke på hjulet videre til hjulopphenget. Hjulspindelen virker også som et nav da er montert to kulelagre.

Utdrag av regelverket til Formula Student 2022: [2]

T10 FASTENERS

T10.1 Critical Fasteners

T10.1.1 Critical fasteners are defined as bolts, nuts, and other fasteners utilized in the primary structure, the steering, braking, driver's harness, suspension systems and those specifically designated as critical fasteners in the respective rule.

T10.1.2 All threaded critical fasteners must be at least 4mm metric grade 8.8 (OEM parts 3 mm metric grade 8.8), SAE Grade 5 or equivalent or of that specified in the referencing rule, whichever is larger.

T10.1.3 All threaded critical fasteners must be of the type hexagon bolts (ISO 4017, ISO 4014) or socket head cap screws (ISO 4762, DIN 7984, ISO 7379) including their fine-pitch thread versions. Alternative fasteners are permitted if the team can show equivalence.

T10.1.4 Any bolted joint in the primary structure using either tabs or brackets, must have an edge distance ratio "e/D" of 1.5 or greater. "D" equals the hole diameter and "e" equals the distance from the hole centerline to the nearest free edge of the tab or bracket. Any tabs attaching suspension members to the primary structure are not required to meet this rule.

T10.2 Securing Fasteners

T10.2.1 All critical fasteners must be secured from unintentional loosening by the use of positive locking mechanisms.

T10.2.2 The following methods are accepted as positive locking mechanisms:

- *Correctly installed safety wiring.*
- *Cotter pins.*
- *Nylon lock nuts (ISO 7040, ISO 10512, EN 1663 or equivalent) for low temperature locations (80 °C or less).*
- *Prevailing torque lock nuts (DIN 980, ISO 7042 or equivalent, and jet nuts or K-nuts).*
- *Locking plates.*
- *Tab washers.*
- *Any locking mechanism based on pre-tensioning or an adhesive is not considered a positive locking mechanism.*

T10.2.3 A minimum of two full threads must project from any lock nut.

T10.2.4 All spherical rod ends and spherical bearings on the steering or suspension must be in double shear or captured by having a screw/bolt head or washer with an outer diameter that is larger than the spherical bearing housing inner diameter.

T10.2.5 Adjustable tie-rod ends must be constrained with a jam nut to prevent loosening.

2.3 Spenningsanalyse

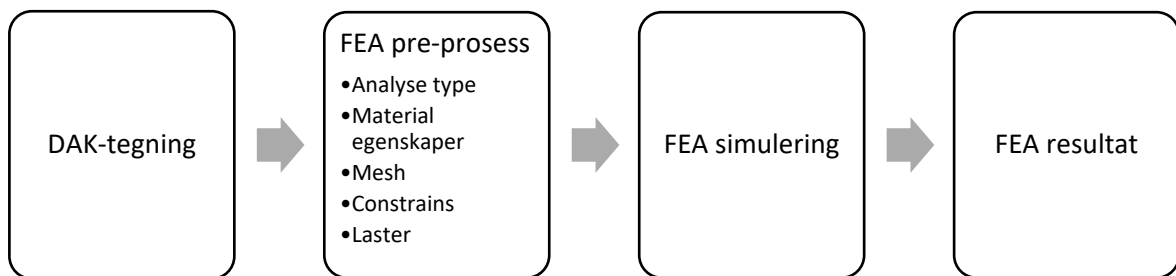
Man kan regne ut for hånd enkelte spenninger i noen elementer, men i en kompleks komponent som hjulspindelen så er det mer nyttig å bruke digitale simuleringsverktøyer. De fleste datasimuleringene er gjort ved hjelp av FEA simulering (Finite Element Analysis) av både enkelte og komplekse sammenstillinger og strukturer. Analyse metoden heter FEA (Finite Element Method) som er en numerisk beregningsmetode. En avanserte analyse kan gi informasjon angående: [8]

- Mekanisk belastning
- Deformasjon
- Temperaturer
- Termisk stress

- Termisk elektrisitet

For å kunne utføre en FEM analyse er nødvendig å ha et DAK-tegning av sammenstillingen eller strukturen, en FEA datasimuleringsverktøy og nødvendige krefter og betingelser (constrains) som virke på eller mot sammenstillingen eller strukturen. Svaret fra FEM analysen sammenlignes deretter med flytegrensen av materialet valgt. Datasimuleringsverktøyet valgt for denne oppgaven er Ansys Mechanical som er en del av Ansys Workbench pakken.

Simuleringsprosessen (Figur 2-1) kort forklart begynner med en geometri, altså en DAK-tegning av selve sammenstillingen eller strukturen. En FEA programvare der alle begrensingene er satt inn i som er blant annet: analyse type, material type, constrains, laster og nøyaktigheten på mesh. Programvaren utfører alle beregningene og viser fram resultatene.



Figur 2-1: Simuleringsprosess

2.4 Design optimalisering

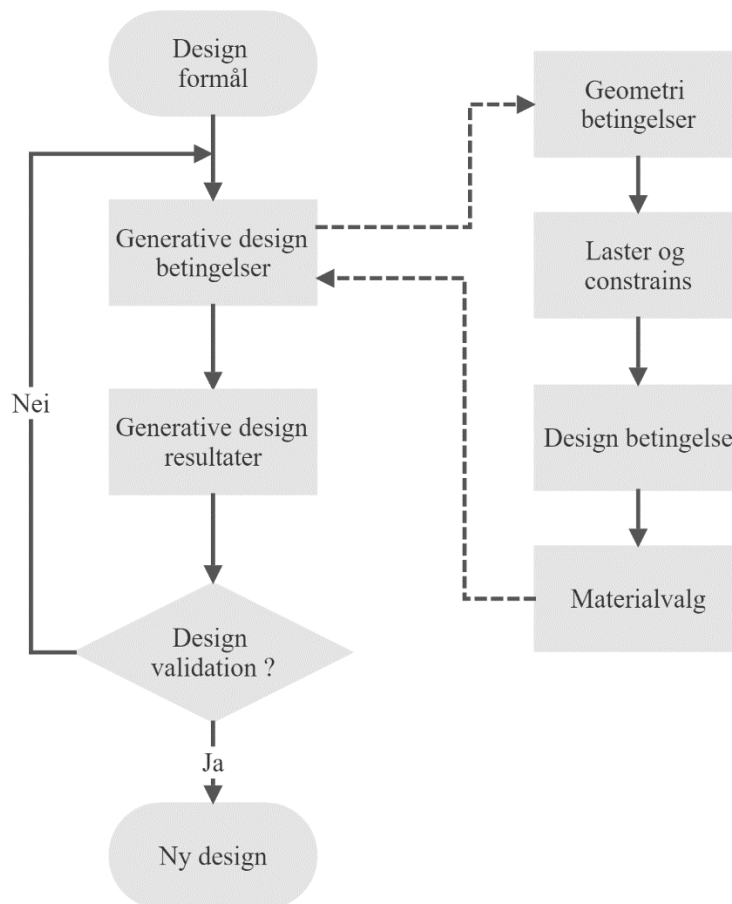
Design optimalisering består av en rekke konsepter der man kan effektivisere eller opptre egenskapene til en sammenstilling eller struktur. Den kan også være basert på å minske kostandene ved en endring av geometrien for bruk av en annen produksjons metode, endring av material type, eller ved å minske materialforbruket. Ingeniørens arbeid er å sette de begrensningene på designet for å kunne oppnå de rette målene.

Formålet i denne oppgaven er å finne det designet som kan føre til en hjulspindel med minst mulig vekt uten å redusere de mekaniske egenskapene. For å kunne oppnå dette kan være til nytte å bruke topologioptimalisering og generative design metodene.

2.4.1 Topologioptimalisering

Topologioptimalisering er prosessen der geometrien av en allerede eksisterende sammenstilling eller struktur blir endret mot en rekke betingelser. Prosessen består av en rekke matematiske beregninger mot å oppnå et mål av å redusere vekt uten å endre de mekaniske og fysiske egenskapene.

Optimaliseringen baseres på en FEM analyse der programvare sørger å finne de elementene som ligger under spenning og deretter fjerner de elementene som ikke er i spenning. Den begynner med en DAK-tegning av sammenstillingen eller strukturen. Deretter en tilsvarende mesh er satt på modellen og en spenningsanalyse er utført. En rekke betingelser må velges som blant annet type topologioptimaliserings metode, hva er formålet med optimaliseringen og hvor mye vekt reduksjon er ønskelig. Etter den nye geometrien er oppnådd en vurdering av designet må gjøres for å kunne bestemme om den kan oppstå de lastene som modellen er utsatt til. Prosessen er framvist i Figur 2-2.

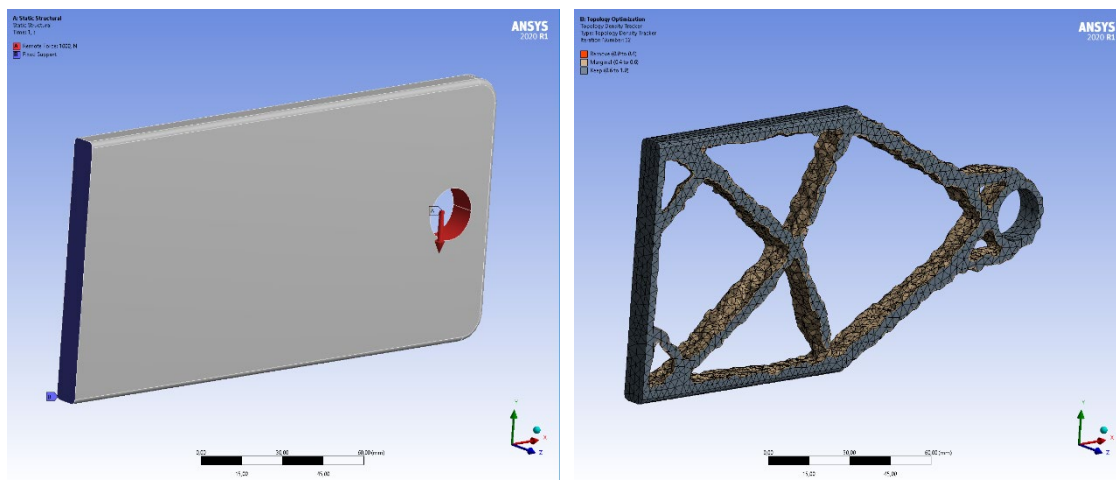


Figur 2-2: Topologioptimalisering prosess

Med additive tilvirkning har fordelene med å bruke topologioptimalisering blitt enda større med mulighet å oppnå avanserte geometrier. Selv om kostnaden til den tilvirkning prosessen er fortsatt stor i noen

I den siste perioden har etterspørselen mot topologioptimalisering økt betraktelig. Per dagsdato så finnes mange programvarer som har inni bygget en type optimalisering analyse, noen med større begrensinger enn andre. En rekke programvaren er: nTopology, Solidworks Simulation Solutions, Autodesk Fusion 360, Altair OptiStruct, Tosca Structure osv. For denne oppgaven ble valgt å brukes Ansys Mechanical. En veldig kompleks programvare der brukeren får mange input muligheter

Ansys Mechanical bruker tre typer optimaliseringsmetoder: Topology Optimization – Density Based, Topology Optimization- Level Set Based og Lattice Optimization. Selv om Lattice Optimization kunne vært til bruk for denne oppgaven, hadde vekt forskjellen ikke vært like stor som på topologioptimalisering. Eksempelet under i Figur 2-3 er ved Density Based metoden med en vekt reduksjon på 82%.



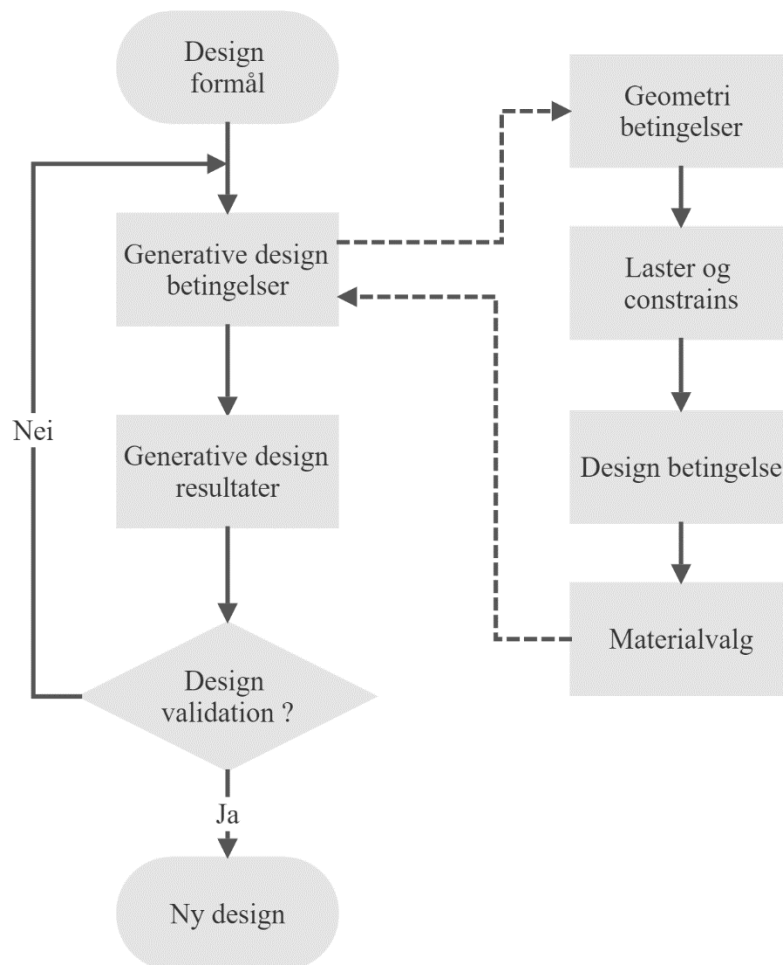
Figur 2-3: Ansys Mechanical topologioptimalisering - før (Venstre) etter (Høyre)

2.4.2 Generative design

Generative design er en av de nyeste prosessene innom optimalisering samt med en ny metode av å framskape en DAK-modell. Den bruker en rekke matematiske beregninger med hjelp av kunstig intelligens for å kunne løse avanserte utfordringer, øke styrke eller andre egenskaper og å redusere vekt, kostnad eller materialforbruk.

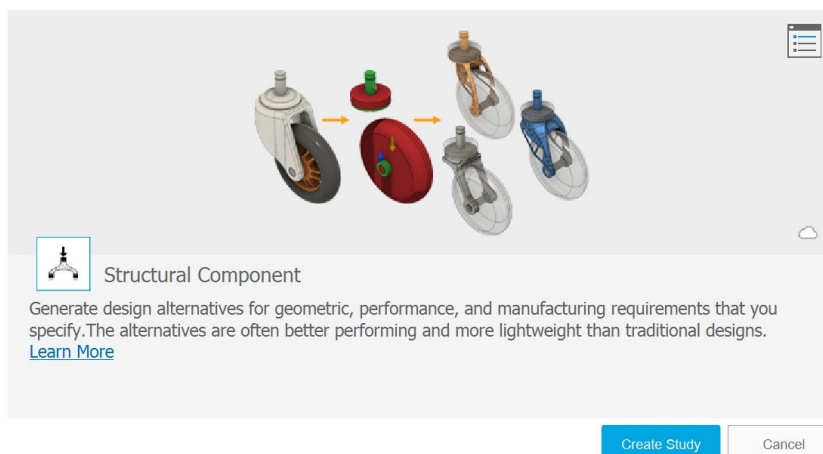
Generative design er optimaliseringsmetoden der en DAK-modell er framskapt og optimalisert av en programvare. Prosessen begynner med to geometri begrensinger som tar en input av de

områdene som må beholdes (for eksempel festepunkter, lagernav osv.) og de områdene som kan være i konflikt med andre strukturer. En tidligere modell kan også bli brukt som programvaren kan ta som et utgangspunkt. Deretter alle betingelsene som laster og constrains er satt inn. Den neste stegen består av design formålet (vektreduisering og sikkerhetsfaktor), tilvirkningsmetoden og materialtype. Programvaren en rekke modeller som ingeniørene må ta en vurdering om hvilken av de møter alle kravene. Prosessen er vist i Figur 2-4.



Figur 2-4: Generative design prosess

Per dagsdato så er det flere og flere programvarer som har begynt å implementere generative design en standard funksjon eller som såkalt plug-in. Noen av de mest kjente og brukte programvarene i industrien er: Autodesk Fusion360, PTC Creo Generative Design, nTopology nTop Platform, Siemens NX, MSC Software MSC Apex Generative Design. I denne oppgaven ble brukt Autodesk Fusion360 som er veldig brukervennlig med bratt læringskurve og lite begrensningen angående generative design. Figur 2-5 viser menyvalget av generativ design i Autodesk Fusion360.



Figur 2-5: Autodesk Fusion360 Generative Design menyvalg

2.4.3 Topologioptimalisering og Generative Design

Topologioptimalisering er ofte misforstått med generative design. Begge optimaliseringsmetodene har blitt mer og mer brukt og ofte er de misforstått og blandet med hverandre.

Den største forskjellen er at topologioptimalisering krever et modellen som vekt/material kan fjernes i forhold til områdene som ligger i spenning. På andre siden er generative design som bruker i topologioptimalisering med tar prosessen et steg videre. Den bruker krever ikke en start modell som kan bearbeide på (i noen situasjoner en opprinnelig modell kan brukes for at programvare skal ta den som et utgangspunkt). Største fordelen med generativ design er at en slutt produkt kan oppnås på mye kortere tid enn med topologioptimalisering.

Selv om begge optimaliseringsmetodene virker rett fram, ingeniørens arbeid er veldig viktig for å validere den nye designet. I begge tilfellene en ny FEM analyse må gjøres for å kunne sjekke om modellen har alle egenskapene som det trenges.

2.5 Tilvirkningsmetoder

Det finnes to hoved tilvirkningsmetoder: additive og subtraktive. Additive tilvirkning består av deler som er produsert ved å tilsette material lag på lag, mens ved subtraktive tilvirkning material er fjernet for å produsere deler. Det er vanlig å bruke begge metodene ved siden av hverandre for å minke kostandene og begrensingene til hver produksjon. Det finnes også en til tilvirkningsmetode også kalt hybrid tilvirking. Det består av bruk av både additive og subtraktive metode inn i samme maskin og under samme oppspenning.

Den type hybrid tilvirkningsmetoden er ikke aktuelt for denne oppgave på grunn av størrelsen og type additive metoden som er ikke nøye nok for dimensjonene av hjulspindelen. Den krever også spesial maskiner som for eksempel DMG MORI LASERTEC hybrid serien.

2.5.1 Additive tilvirkning

Additive tilvirkning var først patentert i 1980 [9]. Fra den dagen flere teknologier ble framskapet mot målet av å føre en DAK (Dataassistert konstruksjon eller CAD – Computer Aided Design på engelsk) tegning til et fysisk produkt. Tilvirkningsmetoden har sitt et treig og sakte oppvokst i begynnelse da teknologien var nytt og veldig kostbar.

Additive tilvirkning består per dags dato av blant annet mer enn 20 teknologier der 3D printing er bare en av disse. Med flere interesserte innom teknologien og ved integrere kunstigintelligens har mulighetene blitt større og kostnadene mindre. Produksjonen av nye deler har fått mindre begrensningen, produksjonstid, eller materialforbruk og en økning av «degrees of design freedom». Flere industrier har satt et stort fokus på teknologien som er blant annet: Olje og Gass, Petroleum, Legemiddelindustrien, Design eller Gjenvinning.

I denne oppgaven vil hovedfokus set på additive tilvirkning i metall, altså to 3D-printing teknologier: Direct Energy Deposition og Powder Bed Fusion. Den er de teknologiene som gir best resultat for den størrelsen hjulspindelen er.

a) Directed Energy Deposition

Directed Energy Deposition (DED) eller Bound Powder Extrusion består av et stål wire eller pulver som ved hjelp av en laser eller en elektronstråle smelte materialet lag på lag for å lage en 3D-del. Metoden brukt for 3D-printing er Fused filament fabrication (FFF). Legeringer som kan brukes er blant annet: 316L, 304, 15-5P, 17-4 PH Rustfritt stål, Titan legering, Messing legering, Aluminium legering osv. [10]

b) Powder Bed Fusion

Powder Bed Fusion (PBD) består av en laser som smelte materialet (pulver) som er tilsatt lag på lag. En av de mest brukte metodene innom denne teknologien er SLM (Selective Laser Melting)

2.5.2 Subtraktive tilvirkning

Subtraktive tilvirkning er den tilvirkningsmetoden som er eldst og som er fortsatt mest brukt i industrien. Den består av enten menneske- eller data styrte maskiner og er en prosess for å produsere prototyper, verktøy eller «klar til bruk» deler.

Tilvirkningsmetodene kan deles i følgende kategorier: CNC – maskinering (dreining, fresing, boring, osv.), Gnistbearbeiding (EDM – Electrical Discharge Machining), Laserskjærer eller Vannskjærer. Disse prosessene er ideelt til bruk der det er krav for fin overflatefinhet eller lite toleranse.

2.6 Materialer

Fire typer materialer ble valg å bli brukt for denne oppgaven. Det er en vanlig aluminiumslegering av type 7075 T6 som ble brukt til å produsere den siste hjulspindelen. Denne legeringen skal brukes som et utgangspunkt og får å kunne sammenligne resultatene fra spenningsanalyse. De tre andre materialene er av type for additive tilvirkning. Alle egenskapene til de fire materialene er samlet i Tabell 2-1.

Tabell 2-1: Mekaniske og fysiske egenskaper

Legering	Flytegrense [MPa]	Strekkfasthet [MPa]	Forlengelse %	Hardhet HB	Elastisitetsmodul [GPa]	Tetthet g/cm ³
7075 T6	423	507	4	156	72	2,8
AlSi10Mg	243	401	7	81	70	1,55
Ti-6Al-4V	977	1085	15	331	120	4,36
17-4PH	800	1000	5	277	140	7,5

2.6.1 7075 T6 Aluminiumslegering

7075 T6 Aluminiumslegering er en av mest brukte legering innom luftfartøy industrien og det første valget der det trenger høy mekaniske egenskaper og tetthet/flytegrense forholdet er en viktig faktor. Legeringen høyest slitestyrken er oppnådd ved T6 herdetilstanden.

Positive egenskaper av 7075 T6 Aluminiumslegering:

- Gunstig tetthet/flytegrense
- Gunstig mekaniske egenskaper

- Lett å bli maskinere

Negative egenskaper av 7075 T6 Aluminiumslegering:

- Materialkostnad
- Lite egner til sveising
- Dårlig motstand til korrosjon

2.6.2 AlSi10Mg Aluminiumslegering

AlSi10Mg er en aluminiumslegering som er hovedsakelig brukt til støping av modeller med tynne vegger og avansert geometri. God statisk og dynamisk styrke evne og hardhet. Oftest brukt i bil- og luftfartøy industrien.

Positive egenskaper av AlSi10Mg Aluminiumslegering:

- Gunstig tetthet/flytegrense
- Gunstig mekaniske egenskaper
- Lett å maskinere

Negative egenskaper av AlSi10Mg Aluminiumslegering:

- Lite egner til sveising
- Dårlig motstand til korrosjon
- Sannsynlighet til buckling/knekking

2.6.3 Ti-6Al-4V Titanlegering

Med en høy tetthet/flytegrense forhold, og gunstig motstand til korrosjon finnes Ti-6Al-4V titanlegeringen i flere industriområder som bil, luftfartøy, helse osv. Et veldig kostbart material som gjør seg ugunstig til prosesser meg høyt material avkastning. Derfor har titanlegeringen blitt en av de mest brukte materialene innom additive tilvirkning. Den har også vist bra egenskaper til avanserte geometrier som er gjort ved hjelp av topologioptimalisering eller Generative Design.

Positive egenskaper av Ti-6Al-4V Titanlegering:

- Høy tetthet/flytegrense
- Gunstig mekaniske egenskaper
- Gunstig motstand til korrosjon
- Egner seg til sveising

Negative egenskaper av Ti-6Al-4V Titanlegering:

- Høy materialkostnad
- Vanskelig å maskinere

2.6.4 17-4PH Rustfritt stål

17-4PH er et rustfritt stål legering med høy egenskaper mot korrosjon. Med en mindre materialkostnad enn titanlegeringen og bedre mekaniske egenskaper enn aluminiumslegering, og gunstig hardhet er rustfritt stål brukt mye innom industrien. I denne oppgaven er legeringen brukt til å produsere en prototype av selve hjulspindelen.

Positive egenskaper av 17-4PH Rustfritt stål:

- Gunstig mekaniske egenskaper
- Gunstig motstand til korrosjon
- Materialkostnad
- Lettere å maskinere enn titanlegeringen

Negative egenskaper av 17-4PH Rustfritt stål:

- Dårlig tetthet/flytegrense
- Lite egner til sveising

Kapittel

3. Metodikk

3.1 Innledning

Ved dimensjonering av en komponent er det en rekke faktorer som må tas hensyn til. I dette kapitlet vil det bli framvist alle kreftene som virker på hjulopphenget og hjulspindelen.

3.2 Beregning av krefter

3.2.1 Statisk og dynamisk last

I en racerbil som i en vanlig bil er både statiske og dynamiske krefter. Største forskjellen er gitt gjennom de sentrale elementene under racerkjøring som er å akselerere så fort så mulig, bremse så seint så mulig og kjøre rundt svinger på kortest mulig tid mens fortsatt ha størst mulig moment for en rask akselerasjon etter svingen. For at en racerbil kan motstå disse kreftene så er viktige beregninger av posisjonen av massesenteret, totalvekten og lastoverføringen som vil bli lagt fram under dette delkapitlet.

Noen generelle data for videre regnestykke:

Tabell 3-1: Generelle data

Tegn	Beskrivelse	Verdi
g	Gravitasjonskraft	9,8 N
L	Akselavstand	1650,0 mm
T	Sporvidde	1200,0 mm
μ	Friksjonskoeffisient dekk & asfalt	2,5

a) Posisjon av massesenteret i en bil

Totalvekten og hvordan den er fordelt har veldig mye å si mot kjøreegenskapene i en bil. Som hovedregel i den foreløpige design fasen så er det viktig å estimere posisjonen av massesenteret hver gang en hovedkomponent er plassert. Det gjør et mer strukturert forhold av vekt fordelen imellom akslingene. Den andre hovedregelen er å sørge for at massesenteret må være lavest mulig.

Massesenteret er et teoretisk verdig hvor veksten og plasseringen av hver komponent er målt eller estimert. Formålet er å finne verdien for summen av massen (m_m) og massesenteret i horisontal retning (l_m) og vertikal retning (h_m).

Summen av massen:

$$m_m = \sum (m_1 + m_2 + \dots + m_n) \quad (3.1)$$

m_m = Summen av massen
 m_1, m_2, m_n = Massen til hver komponent

Plasseringen av massesenteret:

$$l_m = \frac{\sum(m_1 l_1 + m_2 l_2 + \dots + m_n l_n)}{m_m} \quad (3.2)$$

l_m = Massesenteret i horisontal retning
 m_1, m_2, m_n = Massen til hver komponent
 l_1, l_2, l_n = Lengde til massesenteret til hver komponent

$$h_m = \frac{\sum(m_1 h_1 + m_2 h_2 + \dots + m_n h_n)}{m_m} \quad (3.3)$$

h_m = Massesenteret i horisontal retning
 m_1, m_2, m_n = Massen til hver komponent
 h_1, h_2, h_n = Høyde til massesenteret til hver komponent

Bilens vekt:

$$W = m_m * g \quad (3.4)$$

W = Vekt bil
 m_m = Summen av massen
 g = Tyngdekraften

(bilde 1.4, side 5, Seward)

Tabell 3-2: Statisk last

Tegn	Verdi	Formel
m_m	315,0 kg	(3.1)
l_m	822,6 mm	(3.2)
h_m	286,4 mm	(3.3)
W	3090,2 N	(3.4)

b) Statisk last og framme/bakre lastfordeling

Statisk last er med ord lasten på bilen når den står i ro og er ikke påvirket av akselerasjon, bremsing eller i sving. Bilen må tas i betraktning med fører og alle væskene. For å regne ut lasten på den bakre akslingen er free-body diagrammet til bruk.

Bakre aksling last:

$$W_R = W * \frac{l_m}{L} \quad (3.5)$$

W_R = Last på bakre aksel

W = Vekt bil

l_m = Massesenteret i horisontal retning

L = Lengde mellom framme og bakre aksel

Framme aksling last:

$$W_F = W - W_B \quad (3.6)$$

W_F = Last på framme aksel

W = Vekt bil

W_B = Last på bakre aksel

(bilde 1.5, side 6, Seward)

Lastoverføringen imellom framme og bakre aksling kan endre ved å flytte på komponenter som batteri, hydraulikk pumper. En heilt optimalt last fordeling for å oppnå best mulig kjøreegenskaper er 50:50. I en bakhjulsdriven bil som ION har så er mer gunstig med en 44:55 eller 40:60. Det er på grunn av å få mer vekt på drivhjulene for å gi mer kraft under akselerasjon.

Vektfordeling per hjul:

$$Vekt_{fordeling\ F} = \frac{W_F}{W} \quad (3.7)$$

Vektfordeling_F = Vektfordeling framaksel

W_F = Last på framme aksel

W = Vekt bil

$$\mathbf{Vekt}_{fordeling\ B} = \frac{W_B}{W} \quad (3.8)$$

Vektfordeling_B = Vektfordeling bakaksel

W_B = Last på bakre aksel

W = Vekt bil

$$W_{hjul\ F} = \frac{W_F}{2} \quad (3.9)$$

Vekthjul_F = Vektfordeling framaksel per hjul

W_F = Last på framme aksel

$$W_{hjul\ B} = \frac{W_B}{2} \quad (3.10)$$

Vekthjul_B = Vektfordeling bakaksel per hjul

W_B = Last på bakre aksel

$$W_{hjul\ Gj} = \frac{W_F + W_B}{2} \quad (3.11)$$

Vekthjul_{Gj} = Gjennomsnitt statisk lastfordeling per hjul

W_F = Last på framme aksel

W_B = Last på bakre aksel

Tabell 3-3: Lastfordeling

Tegn	Verdi	Formel
W _F	1549,6 N	(3.5)
W _B	1540,6 N	(3.6)
Vektfordeling _F	0,50	(3.7)
Vektfordeling _B	0,50	(3.8)
Vekthjul _F	774,8 N	(3.9)
Vekthjul _B	770,3 N	(3.10)
Vekthjul _{Gj}	772,5 N	(3.11)

c) Lastoverføring – akselerasjon

Lasten på framme og bakre aksling vil forflytte seg på grunn av akselerasjon kraften som virker i kontakt punktet imellom bakre dekkene og banen. D'Alembert treghet kraften viser at bilen motstår den akselerasjon kraften med en mostand kraft som går gjennom massesenteret.

Forskjellen på posisjonen der de to kreftene virker på bilen vil danne en lastoverføring der lasten på bakre akslingen vil øke og minke på den fremste akslingen – også kjent som «squat». [6, p. 281].

Når bilen akselererer fra stille stående til maks fart vil den gå gjennom to etapper. Den frøste er begrensningen som er satt av dekkets friksjons gripeevne der føreren må unngå at hjulene skal

spinne. Den andre begrensningen er motorens evne til å akselerere bilen. Ved at gitt høyt fart vil krefter som luftmotstand og rullemotstand ha stor påvirkning på bilen.

Trekkraften:

$$F_{aks} = \frac{W_B \mu}{1 - \frac{h_m \mu}{L}} \quad (3.12)$$

F_{aks} = Trekkraft
 W_B = Kraft på bakre aksel
 h_m = Massesenteret i horisontal retning
 L = lengden mellom framme og bakre aksel
 μ = friksjonskoeffisient

Trekkraften per hjul:

$$F_{hjul\ aks} = \frac{F_{aks}}{2} \quad (3.13)$$

$F_{hjul\ aks}$ = Trekkraft per hjul
 F_{aks} = Trekkraft

Den langsgående lastoverføringen ved akselerasjon der minus tegnet for framakselen og pluss tegnet for den bakre:

$$\Delta W_{aks} = \pm \frac{F_{aks} h_m}{L} \quad (3.14)$$

ΔW_{aks} = Langsgående lastoverføring
 h_m = Høyden av massesenteret relativ med banen
 L = Lengden imellom akslingene
 F_{aks} = Trekkraft

Vekt på framaksel ved akselerasjon (det samme regnestykke gjelder også for bakre akselen):

$$W_{aks\ F} = W_F + \Delta W_{aks} \quad (3.15)$$

$W_{aks\ F}$ = Vekt i framaksel ved akselerasjon
 W_F = Last på framme aksel
 ΔW_{aks} = Langsgående lastoverføring

$$W_{hjul\ aks\ F} = \frac{W_{aks\ F}}{2} \quad (3.16)$$

$W_{hjul\ aks\ F}$ = Vekt i framhjul ved akselerasjon
 $W_{aks\ F}$ = Vekt i framaksel ved akselerasjon

(bilde 1.9, side 12, Seward)

Tabell 3-4: Lastoverføring ved akselerasjon

Tegn	Verdi	Formel
F_{aks}	6804,0 N	(3.12)
$F_{hjul aks}$	3402,0 N	(3.13)
$\Delta W_{aks F}$	-1181,0 N	(3.14)
$\Delta W_{aks B}$	1181,0 N	(3.14)
$W_{aks F}$	-756,0 N	(3.15)
$W_{hjul aks F}$	-378,0 N	(3.16)
$W_{aks B}$	2721,6 N	(3.15)
$W_{hjul aks B}$	1360,8 N	(3.16)

d) Lastoverføring – bremsing

Det samme prinsipp som lastoverføringen ved akselerasjon gjelder også ved bremsing. Denne gangen vil treghetskraften virke framover ved massesenteret og bremskraften kan antas ved kontaktpunktet imellom framme dekkene og banen. Forskjellen er at lasten er forflyttet framover – også kalt «dive». [11, p. 16]

Bremsekraften bestemt av friksjon:

$$F_{brems} = W * \mu \quad (3.17)$$

F_{brems} = Bremskraft
 W = Kraft fra bilens vekt
 μ = friksjonskoeffisient

Maks bremse kraft på framaksel (samme regnestykke gjelder for bakaksel):

$$F_{brems F} = W_F * \mu \quad (3.18)$$

$F_{brems F}$ = Bremskraft på framaksel
 W = Last på framaksel
 μ = friksjonskoeffisient

$$F_{hjul brems F} = \frac{F_{brems F}}{2} \quad (3.19)$$

$F_{hjul brems F}$ = Bremskraft på framaksel per hjul
 $F_{brems F}$ = Bremskraft på framaksel

Den langsgående lastoverføringen ved bremsing der minus tegn for bakakselen og positiv for den framme:

$$\Delta W_{brems} = \pm \frac{F_{brems} h_m}{L} \quad (3.20)$$

ΔW_{brems} = Langsgående lastoverføring ved bremsing
 h_m = Høyden av massesenteret relativ med banen
 L = Lengden imellom akslingene
 F_{brems} = Bremskraft

Vekt på framaksel ved bremsing (samme regnestykke gjelder for bakre akselen):

$$W_{brems F} = W_F + \Delta W_{brems} \quad (3.21)$$

$W_{brems F}$ = Vekt i framme aksel ved bremsing
 ΔW_{brems} = Langsgående lastoverføring ved bremsing
 W_F = Last på framme aksel

$$W_{hjul brems F} = \frac{W_{brems F}}{2} \quad (3.22)$$

$W_{hjul brems F}$ = Vekt i framhjul ved bremsing
 $W_{brems F}$ = Vekt i framme aksel ved bremsing

(bilde 1.12, side 16, Seward)

Tabell 3-5: Lastoverføring ved bremsing

Tegn	Verdi	Formel
F_{brems}	7725,4 N	(3.17)
$F_{brems F}$	3873,9 N	(3.18)
$F_{brems B}$	3851,5 N	(3.18)
$F_{hjul brems F}$	1937,0 N	(3.19)
$F_{hjul brems B}$	1925,7 N	(3.19)
$\Delta W_{brems F}$	1340,9 N	(3.20)
$\Delta W_{brems B}$	-1340,9 N	(3.20)
$W_{brems F}$	2890,5 N	(3.21)
$W_{hjul brems F}$	1445,3 N	(3.22)
$W_{brems B}$	199,6 N	(3.21)
$W_{hjul brems B}$	99,8 N	(3.22)

Maks akselerasjon og antall G-krefter kan bli funnet ut ved hjelp av akselerasjon- og bremsekraftene med de følgende likninger (samme regnestykke gjelder for bremsing):

$$a_{aks} = \frac{F_{aks}}{m_m} \quad (3.23)$$

a_{aks} = Akselerasjon
 F_{aks} = Trekkraft
 m_m = Summen av massen

$$g_{aks} = \frac{a_{aks}}{m_m} \quad (3.24)$$

g_{aks} = G-krefter ved akselerasjon
 a_{aks} = Akselerasjon
 m_m = Summen av massen

Tabell 3-6: Akselerasjon- og G-krefter

Tegn	Verdi	Formel
a_{aks}	21,6 m/s ²	(3.23)
a_{brems}	24,5 m/s ²	(3.23)
g_{aks}	2,2 g	(3.24)
g_{brems}	2,5 g	(3.24)

e) Lastoverføring – sving

I sving vil en lateral lastoverføring skje. I den situasjonen er det to krefter som virker mot hverandre på bilen og er blant annet sentrifugal-, og sentripetalkraften. Sentripetalkraften er den kraften som virker på dekkenes kontaktflate og er dannet av dekkenes laterale greps evne, - også kalt «svinge kraften». Sentrifugalkraften er motkraften som går gjennom bilens massesenter og som er likt med sentripetalkraften. Forskjellen på posisjon der de to kreftene virker på bilen danes den laterale lastoverføringen slik at lasten på ytre hjulene vil øke og minske på de innerhjulene med likt mengde.

Sentripetalkraften (uten luftmotstand) eller også kalt svingkraften kan finnes ved å bruke friksjon og vekt på framme og bakre akslingen:

$$F_{sving} = W * \mu \quad (3.25)$$

F_{sving} = Sentripetalkraft / Svingkraft
 W = Kraft fra bilens vekt
 μ = friksjonskoeffisient

Den laterale lastoverføringen der minus tegn for indre side og positiv for den ytre siden:

$$\Delta W_y = \pm \frac{W * h_m}{T} \quad (3.26)$$

ΔW_y = Lateral lastoverføring
 T = Sporvidden
 h_m = Høyden av massesenteret relativ med banen
 W = Vekt bil

$$\Delta W_{yF} = \pm \frac{W_F * h_m}{T} \quad (3.27)$$

ΔW_{yF} = Lateral lastoverføring framme aksel
 T = Sporvidden
 h_m = Høyden av massesenteret relativ med banen
 W_F = Last på framme aksel

$$\Delta W_{yB} = \pm \frac{W_B * h_m}{T} \quad (3.28)$$

ΔW_{yB} = Lateral lastoverføring bakre aksel
 T = Sporvidden
 h_m = Høyden av massesenteret relativ med banen
 W_B = Last på bakre aksel

Vekten på hvert enkelt hjul kan finnes ved å summere vektoverføringer til vekten på hvert hjul:

$$W_y = \frac{W}{2} + \Delta W_y \quad (3.29)$$

W_y = Vekt ved lastoverføring i sving
 ΔW_y = Lateral lastoverføring
 W = Vekt bil

$$W_{yF} = \frac{W_F}{2} + \Delta W_{yF} \quad (3.30)$$

W_{yF} = Vekt ved lastoverføring i sving på framme aksel
 W_F = Last på framme aksel
 ΔW_{yF} = Lateral lastoverføring framme aksel

Svingkreftene på hvert hjul finnes ved å bruke friksjon og vekten til hvert hjul:

$$F_{sving F} = W_{yF} * \mu \quad (3.31)$$

$F_{sving F}$ = Kraft ved lastoverføring per hjul på framme aksel
 W_{yF} = Vekt ved lastoverføring i sving på framme aksel
 μ = friksjonskoeffisient

Total vekt på hvert hjul ved høyre sving med brems:

$$W_{y F \text{ sving+brems}} = W_{\text{brems } F} + \Delta W_{y \text{ ytre}} \quad (3.32)$$

$W_{y F \text{ sving+brems}}$ = Vekt på fram aksel ved høyre sving med brems

$W_{\text{brems } F}$ = Vekt i framme aksel ved bremsing

$\Delta W_{y \text{ ytre}}$ = Lateral lastoverføring ytre side

Maks akselerasjon og g-krefter i sving:

$$a_{\text{sving}} = \frac{F_{\text{sving}}}{m_m} \quad (3.33)$$

a_{sving} = Akselerasjon i sving

F_{sving} = svingkraft

m_m = Summen av massen

$$g_{\text{sving}} = \frac{a_{\text{sving}}}{g} \quad (3.34)$$

g_{sving} = Maks g-krefter i sving

a_{sving} = Akselerasjon i sving

g = Gravitasjonskraften

Tabell 3-7: Krefter i sving

Tegn	Beskrivelse	Verdi	Formel
F_{sving}	Maks svingkraft bestemt av friksjon	7725,4 N	(3.25)
$F_{\text{sving F}}$	Maks svingkraft bestemt av friksjon foran	3873,9 N	(3.25)
$F_{\text{sving B}}$	Maks svingkraft bestemt av friksjon bak	3851,5 N	(3.25)
$\Delta W_{y \text{ ytre}}$	Endring i vekt ytre side ved sving	737,5 N	(3.26)
$\Delta W_{y \text{ indre}}$	Endring i vekt indre side ved sving	-737,5 N	(3.26)
$\Delta W_{y F \text{ ytre}}$	Endring i vekt ytre side foran ved sving	369,8 N	(3.27)
$\Delta W_{y F \text{ indre}}$	Endring i vekt indre side foran ved sving	-369,8 N	(3.27)
$\Delta W_{y B \text{ ytre}}$	Endring i vekt ytre side bak ved sving	367,7 N	(3.28)
$\Delta W_{y B \text{ indre}}$	Endring i vekt indre side bak ved sving	-367,7 N	(3.28)
$W_{y \text{ ytre}}$	Vekt på ytre side ved sving	2282,6 N	(3.29)
$W_{y \text{ indre}}$	Vekt på indre side ved sving	807,6 N	(3.29)
$W_{y F \text{ ytre}}$	Vekt ytre framhjul ved sving	1144,6 N	(3.30)
$W_{y F \text{ indre}}$	Vekt indre framhjul ved sving	400,5 N	(3.30)
$W_{y B \text{ ytre}}$	Vekt ytre bakhjul ved sving	1138,0 N	(3.30)
$W_{y B \text{ indre}}$	Vekt indre bakhjul ved sving	402,6 N	(3.30)
$F_{\text{sving F ytre}}$	Krefter som virker inn mot ytre fremre hjul i sving	2861,539 N	(3.31)
$F_{\text{sving F indre}}$	Krefter som virker inn mot indre fremre hjul i sving	1001,149 N	(3.31)
$F_{\text{sving B ytre}}$	Krefter som virker inn mot ytre bakre hjul i sving	2844,938 N	(3.31)
$F_{\text{sving B indre}}$	Krefter som virker inn mot indre bakre hjul i sving	1006,512 N	(3.31)
$W_{y F \text{ sving+brems ytre}}$	Vekt venstre framhjul ved høyresving + brems	3628,0 N	(3.32)
$W_{y F \text{ sving+brems indre}}$	Vekt høyre framhjul ved høyresving + brems	2153,0 N	(3.32)
$W_{y B \text{ sving+aks ytre}}$	Vekt venstre bakhjul ved høyresving + aks	3459,1 N	(3.32)
$W_{y B \text{ sving+aks indre}}$	Vekt høyre bakhjul ved høyresving + aks	1984,1 N	(3.32)
asving	Maks akselerasjon i sving	24,5 m/s ²	(3.33)
gsving	Maks g-krefter i sving	2,5 g	(3.34)

3.2.2 Hjulspindel

Hjulspindelen er hovedsakelig dimensjonert etter de største kreftene som den er utsatt til, blant annet: ved maks sving, maks bremsing og maks bremsing i sving. Forholdet er tatt ved den maksimale friksjons koeffisienten.

Tabell 3-8: Generelle data for hjulspindel

Tegn	Beskrivelse	Verdi
L1	Lengde mellom senter til kulelagere	34 mm
L2	Lengde mellom ytre kulelager senter til senter av dekket	9,5 mm
L3	Lengde mellom senter til spindel til hullsenter bremsekalipere	89,3 mm
L4	Lengde mellom hullsenter til kaliper og ytre delen av kaliperen	16,75 mm
L5	Lengde mellom hullsenter til kaliper	84 mm
L6		36,1 mm
Rr	Radius mellom rotasjonsakse og utsiden av dekket	260,35 mm
W _{langs}	Spesifisert fra dekkdata som Fy	1500 N

a) **Krefter ved maks sving**

Kraft på det ytre lageret:

$$F_{ytre} = \frac{(W_{lat}R_r) - (W_{vert} * (l_1 + l_2))}{l_1} \quad (3.35)$$

F_{ytre} = Kraft på det ytre lagret

W_{lat} = Krefter mot hjul i sving

W_{vert} = Total vekt på hjul

R_r = Radius mellom rotasjonsakse og utsiden på dekket

l₁ = Lenge mellom senter til lagrene

l₂ = Lenge mellom ytre lager og senter på dekket

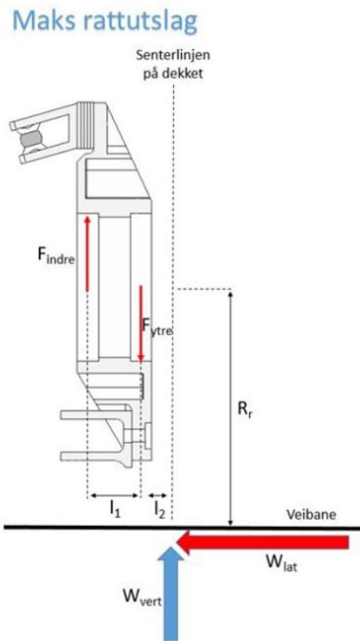
Kraft på det indre lageret:

$$F_{indre} = F_{ytre} + W_{vert} \quad (3.36)$$

F_{indre} = Kraft på det indre lageret

F_{ytre} = Kraft på det ytre lagret

W_{vert} = Total vekt på hjul



Figur 3-1: Krefter ved maks rattutslag

Tabell 3-9: Krefter i hjulspindel i sving

Foran ytre hjulspindel		Formel
F _{ytre}	20447,378 N	(3.35)
F _{indre}	21591,994 N	(3.36)
Foran indre hjulspindel		
F _{ytre}	7151,051 N	(3.35)
F _{indre}	7553,656 N	(3.36)

b) Krefter ved maks bremsing i rett strekning

Kreftene som virker på hjulspindelen ved maks bremsing i rett strekning er hovedsakelig bremsekraften og vekten på bilen. De framme hjulspindelene vil få med belastning på grunn av lastoverføringen.

Kreftene som virker på senteret på det ytre hjullageret:

$$V_{ytre} = \frac{W_{vert} * (l_1 + l_2)}{l_1} \tag{3.37}$$

V_{ytre} = Vertikalt kraft i ytre lagret

W_{vert} = Total vekt på hjul

l₁ = Lenge mellom senter til lagrene

l₂ = Lenge mellom ytre lager og senter på dekket

$$H_{yt\text{re}} = \frac{W_{l\text{angs}} * (l_1 + l_2)}{l_1} \quad (3.38)$$

$H_{yt\text{re}}$ = Horisontalt kraft i ytre lagret
 $W_{l\text{angs}}$ = Friksjonskraft mellom dekk og veibanen
 l_1 = Lenge mellom senter til lagrene
 l_2 = Lenge mellom ytre lager og senter på dekket

Kreftene som virker på det indre lageret, finnes ved å summere de vertikale og deretter de horisontale kreftene:

$$V_{i\text{ndre}} = V_{yt\text{re}} - W_{v\text{ert}} \quad (3.39)$$

$V_{i\text{ndre}}$ = Vertikalt kraft i indre lagret
 $V_{yt\text{re}}$ = Vertikalt kraft i ytre lagret
 $W_{v\text{ert}}$ = Total vekt på hjul

$$H_{i\text{ndre}} = H_{yt\text{re}} - W_{l\text{angs}} \quad (3.40)$$

$H_{i\text{ndre}}$ = Horisontalt kraft i indre lagret
 $H_{yt\text{re}}$ = Horisontalt kraft i ytre lagret
 $W_{l\text{angs}}$ = Friksjonskraft mellom dekk og veibanen

Bremse kraften:

$$F_{b\text{rems}} = \frac{W_{l\text{angs}} * R_r}{l_3 + l_4} \quad (3.41)$$

$F_{b\text{rems}}$ = Bremskraft ved senteret på bremseklosset
 $W_{v\text{ert}}$ = Total vekt på hjul
 R_r = Radius mellom rotasjonsakse og utsiden på dekket
 l_3 = Lengde mellom senter til spindel til hullsenter bremsecaliper
 l_4 = Lengde mellom hullsenter til bremsecaliperen og ytre delen av caliperen

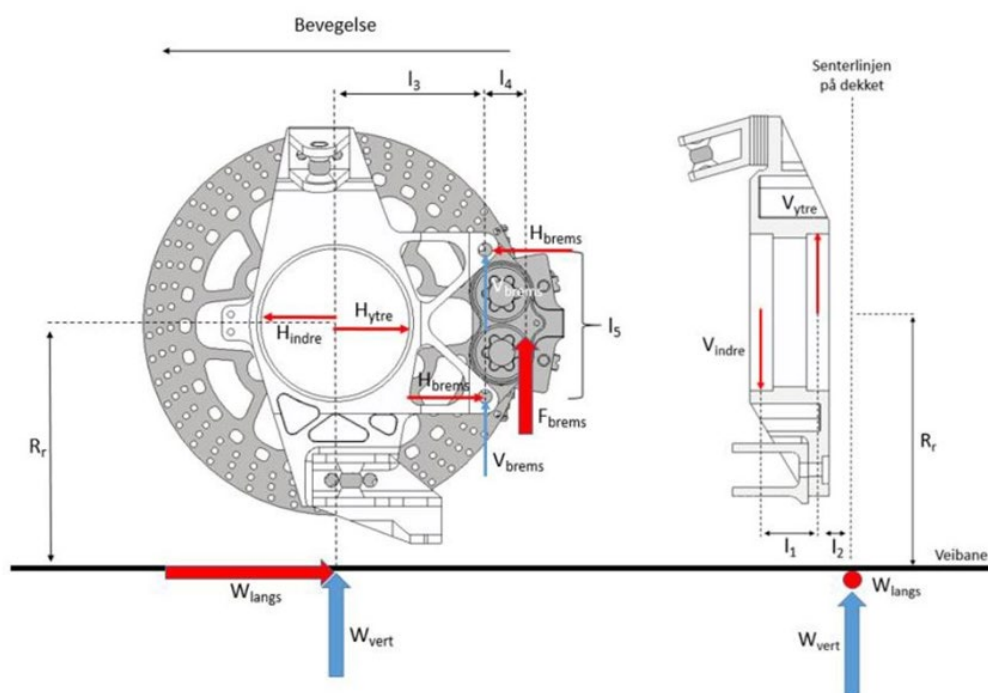
$$V_{b\text{rems}} = \frac{F_{b\text{rems}}}{2} \quad (3.42)$$

$V_{b\text{rems}}$ = Kraft ved hullsenter bremsecaliper i vertikal retning
 $F_{b\text{rems}}$ = Bremskraft ved senteret på bremseklosset

$$H_{b\text{rems}} = \frac{F_{b\text{rems}} * l_4}{l_5} \quad (3.43)$$

$H_{b\text{rems}}$ = Kraft ved hullsenter bremsecaliper i horisontal retning
 $F_{b\text{rems}}$ = Bremskraft ved senteret på bremseklosset
 l_3 = Lengde mellom senter til spindel til hullsenter bremsecaliper
 l_4 = Lengde mellom hullsenter til bremsecaliperen og ytre delen av caliperen

Maks brems



Figur 3-2: Krefter ved maks brems

Tabell 3-10: Krefter i hjulspindel ved maks brems i rett strekning

Maks brems per hjulspindel		Formel
V _{ytre}	1849,075 N	(3.37)
H _{ytre}	2478,172 N	(3.38)
V _{indre}	704,459 N	(3.39)
H _{indre}	978,172 N	(3.40)
F _{brems}	3682,461 N	(3.41)
V _{brems}	1841,231 N	(3.42)
H _{brems}	734,300 N	(3.43)

c) Krefter ved maks brems i sving

De kreftene som virker på hjulspindelen ved maks brems i sving er begrenset at friksjonskraften mellom dekk og veibanen. Kraftene kan finnes ved:

$$V_{sving+brems\ ytre} = W_y F_{sving+brems} * \frac{l_1 + l_2}{l_1} \quad (3.44)$$

V_{sving+brms ytre} = Vertikal kraft ved ytre lageret

W_y F_{sving+brems} = Vekt på fram aksel ved høyre sving med brems

l₁ = Lenge mellom senter til lagrene

l_2 = Lenge mellom ytre lager og senter på dekket

$$H_{\text{sving+brems ytre}} = W_{\text{langs}} * \frac{l_1 + l_2}{l_1} \quad (3.45)$$

$H_{\text{sving+brms ytre}}$ = Horisontal kraft ved ytre lageret

W_{langs} = Friksjonskraft mellom dekk og veibanen

l_1 = Lenge mellom senter til lagrene

l_2 = Lenge mellom ytre lager og senter på dekket

$$V_{\text{sving+brems indre}} = V_{\text{sving+brems ytre}} - W_{\text{vert}} \quad (3.46)$$

$V_{\text{sving+brms indre}}$ = Vertikal kraft ved indre lageret

$V_{\text{sving+brms ytre}}$ = Vertikal kraft ved ytre lageret

W_{vert} = Total vekt på hjul

$$H_{\text{sving+brems indre}} = H_{\text{sving+brems ytre}} - W_{\text{langs}} \quad (3.47)$$

$H_{\text{sving+brms indre}}$ = Horisontal kraft ved indre lageret

$H_{\text{sving+brms ytre}}$ = Horisontal kraft ved ytre lageret

W_{langs} = Friksjonskraft mellom dekk og veibanen

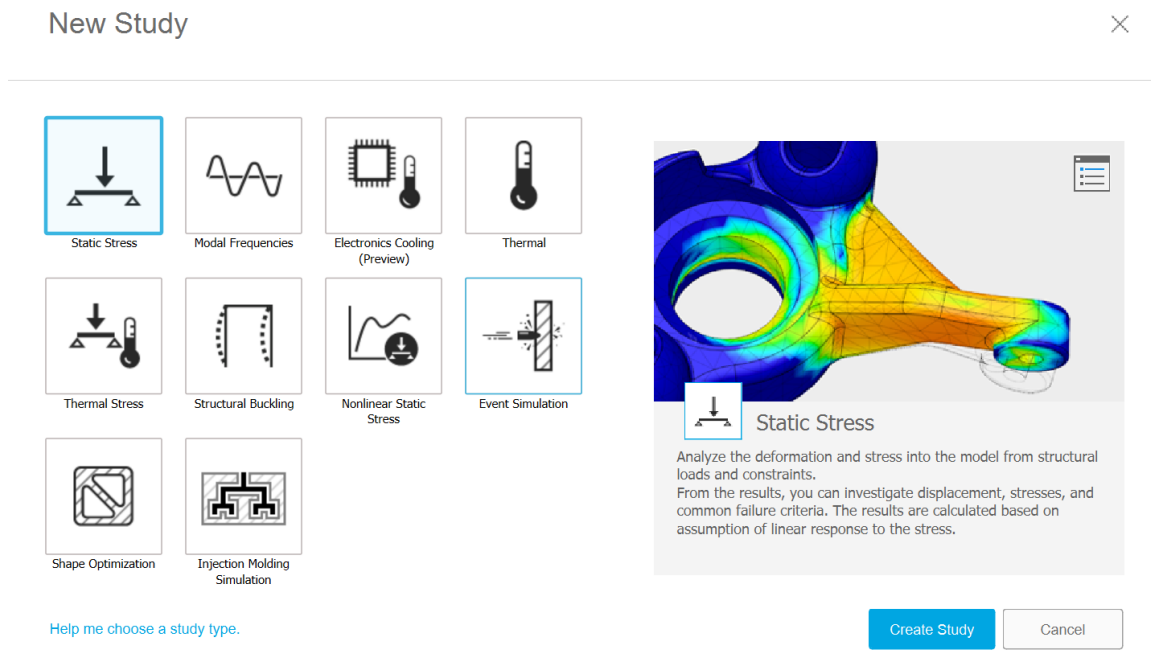
Tabell 3-11: Krefter i hjulspindel ved maks brems i sving

Foran ytre hjulspindel		Formel
$V_{\text{sving+brms ytre}}$	4641,736 N	(3.44)
$H_{\text{sving+brems ytre}}$	1919,118 N	(3.45)
$V_{\text{sving+brms indre}}$	1013,712 N	(3.46)
$H_{\text{sving+brems indre}}$	419,118 N	(3.47)
Foran indre hjulspindel		
$V_{\text{sving+brms ytre}}$	2754,563 N	(3.44)
$H_{\text{sving+brems ytre}}$	1919,118 N	(3.45)
$V_{\text{sving+brms indre}}$	601,571 N	(3.46)
$H_{\text{sving+brems indre}}$	419,118 N	(3.47)

3.3 Spenningsanalyse

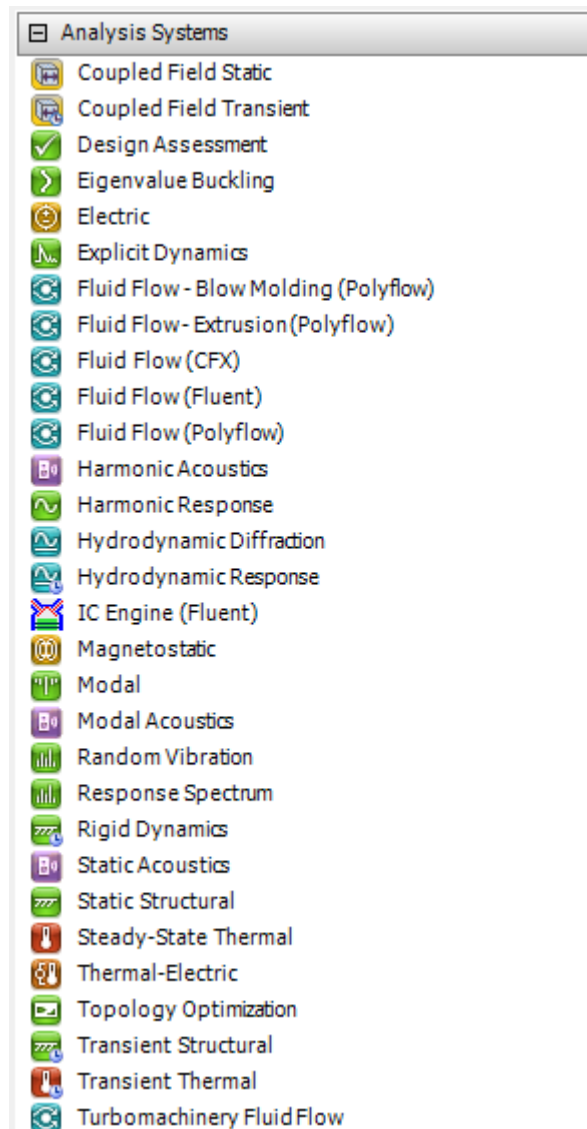
FEA simulering er et veldig bredt og avansert tema som dekker flere typer fysiske fenomener. Det kan hjelpe ingeniørene som jobber med komplekse problemstillinger i design å teste/optimalisere sammenstillingen eller strukturen før bruk. Spenningsanalysen er det som påpeker mulige årsaker til svikt og konsekvenser av svikt.

FEM analysen er en matematisk elementmetode der alle FEA programvarene er basert på. Den er en metode der kompliserte systemer kan deles inn i enkle elementer til å regne ut defleksjon eller krefter i en modell med hensyn til stivhet og constrains (begrensninger). Programvaren bruker egne algoritmer for utregning av type ramme konstruksjoner, såkalt matrisestatikk til to- og tredimensjonale problemer. [12]



Figur 3-3: Simulering i Autodesk Fusion360

Per dags dato så finnes mange FEA programvare som er ikke fullstendig like. Noen programmer er mer begrensede, andre er mer brukervennlige. En del programmer bruker såkalte plug-ins til å kunne kjøre en simmulering, eksempel på det er Nastran som er innebygget i Autodesk Inventor, Solidworks har også en tilsvarende simulerings plug-in. Programvaren Autodesk Fusion360 (Figur 3-3) er veldig brukervennlig men veldig begrenset. For denne oppgaven ble valgt å kjøre alle spenningsanalysene i Ansys Mechanical som er innebygget i Ansys Workbench. Denne er en veldig kompleks programvare der brukere får mye mer muligheter innom nøyaktigheten på mesh og type constrains. Det er også flere simuleringsmetoder (Figur 3-4).



Figur 3-4: Simulering i Ansys Workbench/Mechanical

3.3.1 Mesh

Diskretisering eller meshing (meshing er den engelske ordet, men oftest brukt på norsk) er en av de viktigste stegene for å kunne få et klart og rett svar fra FEM analysen. Den er prosessen hvor sammenstillingen eller strukturen blir splittet opp i mindre elementer, som til sammen bygger opp modellen. Elementene er bygget opp av noder og linjer og de er brukt for å finne spenningen (stress) og deformasjonen i hvert område. [13]

Mesh kvaliteten avgjør hvor nøyaktig resultatene er. En god mesh er mer presist mens en dårligere mesh kan føre til konvergens problemer og gir dårlig resultat. En god mesh består av å forstå modellen og hvor er de plassene som er utsatt til mest spenning eller deformasjon.

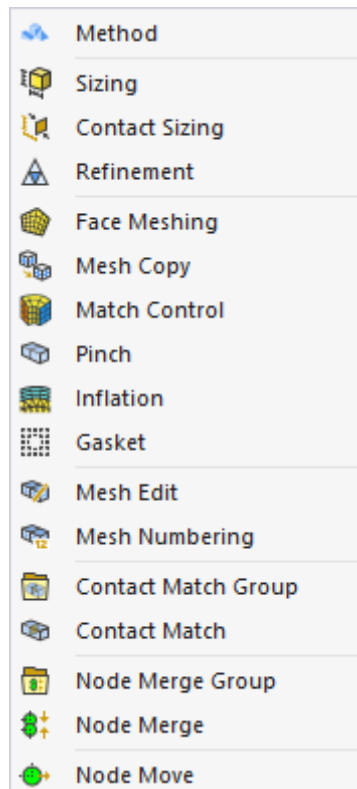
Grov mesh:

- Krever mindre data kraft
- Krever mindre tid å lage meshen
- Gir svakere/dårligere resultater
- Skaper mer ekstrapolerte resultater

Fin mesh:

- Krever mer datakraft
- Krever mer tid å lage meshen
- Gir bedre og nøyere resultater
- Kan skape problemer med beregninger (divergens)

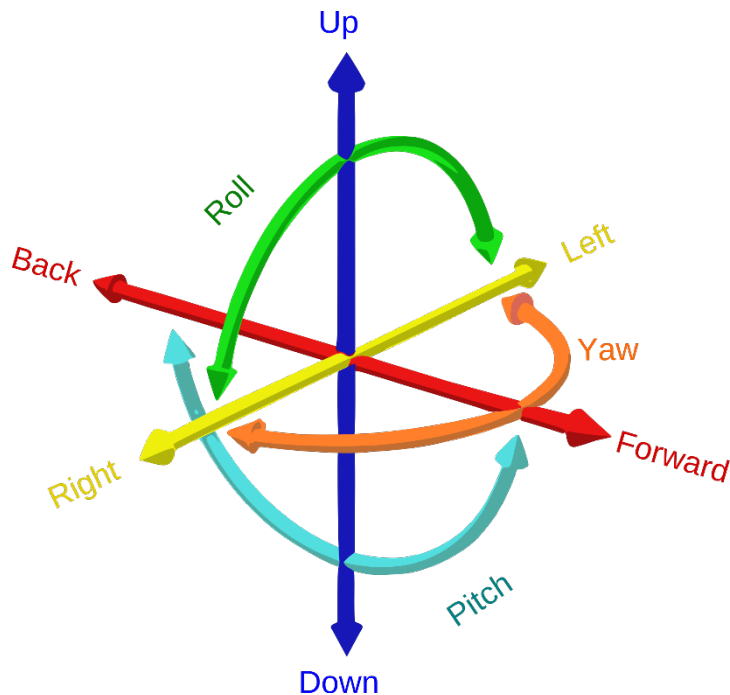
Ansys Mechanical er en av programvarene som gir minst begrensninger på hvordan meshen skal se ut og hvor nøye den kan være. Bilde (Figur 3-5) viser de metodene man kan velge mellom for å kunne oppnå det. I tillegg til mesh metodene er også en rekke framstillinger der man kan velge mellom for å kunne gjør en bra vurdering om kvaliteten på mesh. De er blant annet: Element Quality, Aspect Ratio, Jacobian Ratio, Warping Factor, Parallel Deviation, Maximum Corner Angle, Skewness, Orthogonal Quality og Characteristic Length. I denne oppgaven ville bare bli brukt Element Quality og Aspect Ratio. Mer om det i Kapittel 4.2.



Figur 3-5: Ansys Mechanical Mesh metoder

3.3.2 Constrains

Constrains er type restriksjoner/begrensninger av frihetsgraden til en modell. Frihetsgraden (Figur 3-6) representerer mulige posisjoner eller bevegelser og den består av 6DOF (Six degrees of freedom – Seks frihetsgrader).

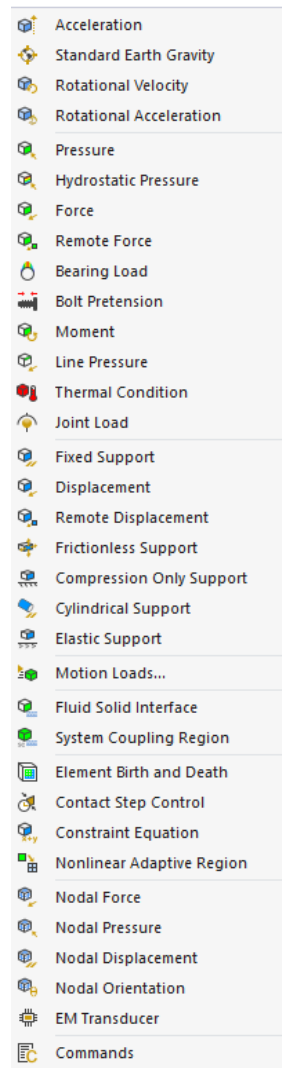


Figur 3-6: 6DOF - Six degrees of freedom [14]

Support funksjonen i en simulering programvare brukes for å sette på restriksjoner av 6DOF for å kunne gjenta en fysisk representasjon. I Ansys Mechanical så finnes det 7 support muligheter for constrains og de er blant annet: Fixed Support, Displacement, Remote Displacement, Frictionless Support, Cylindrical Support, Elastic Support (Figur 3-7)

3.3.3 Laster

Laster er de kreftene som virker på eller mot modellen. De kan deles i følgende standard typer: kraft, moment, trykk, tyngdekraft og varme. (Figur 3-7)



Figur 3-7: Ansys constrains og laster

Kapittel

4. Design optimalisering

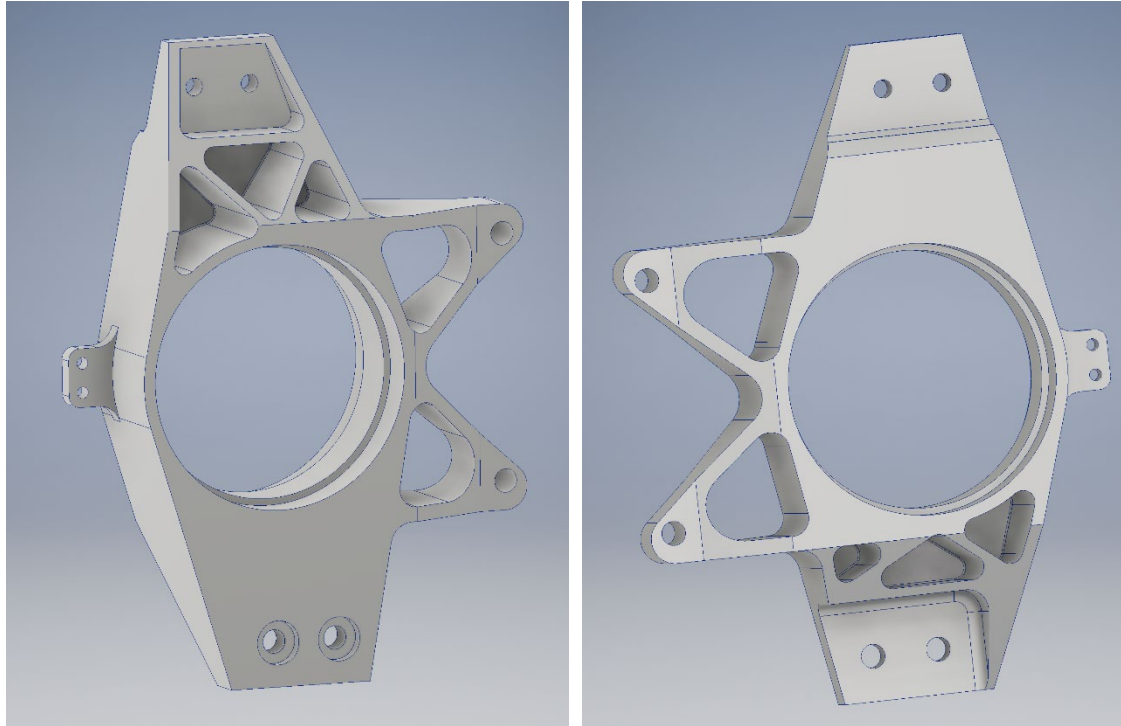
4.1 Innledning

Dette kapitlet handler om metodikken bak optimalisering av en tidligere design. Den består hovedsakelig av to konsepter: Topologioptimalisering og Generative Design. Programvarene som ble brukt er Autodesk Inventor, Autodesk Fusion360 og Ansys Mechanical og SpaceClaim begge som en del av Ansys Workbench.

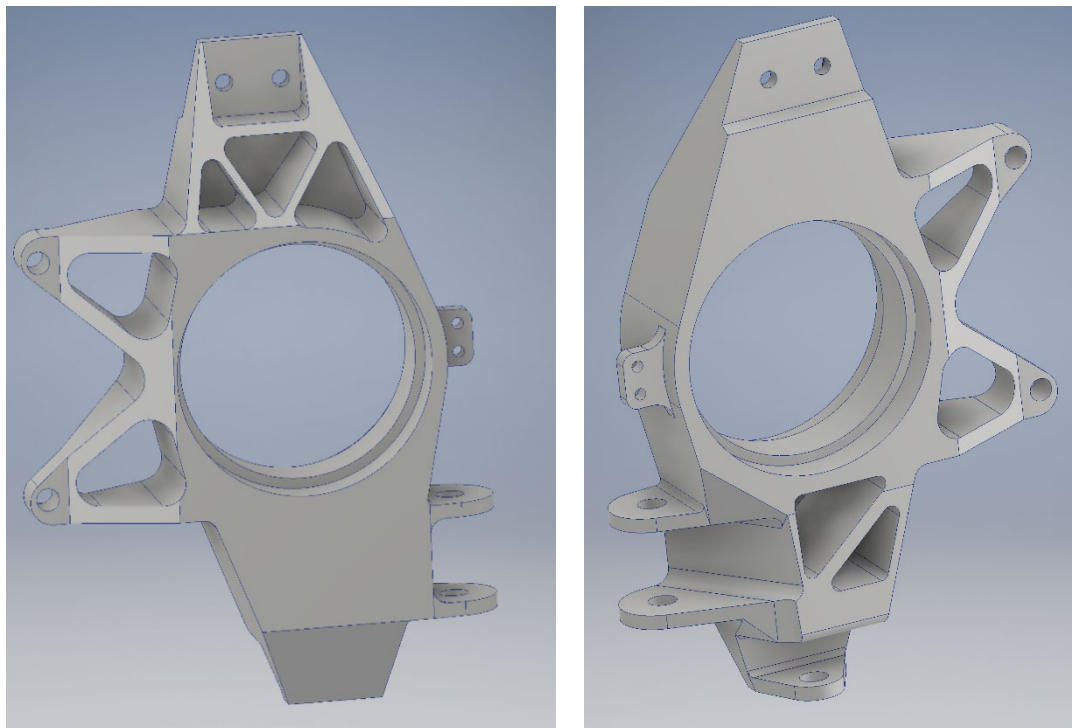
Kapitalen begynner først med en spenningsanalyse av den tidligere designet som kan skape en bedre forståelse av spenningene og deformasjonene som kan oppstå i hjuloppheng. Deretter en optimalisering av geometrien er gjort ved hjelp av topologioptimalisering i Ansys Workspace og generative design i Autodesk Fusion360.

4.2 Spenningsanalyse av tidligere design

Hjulspindelen har ikke fått en stor utvikling i de siste årene på grunn av fokuset var satt på andre deler av bilen. Siste versjonen som er også brukt per dag dato ble utviklet i 2018, men den har bare fått en små endring fra 2017. Den største utviklingen skjedde i 2017, da et forsøk på vektreduksjon endte opp med en underdimensjonert hjulspindel i 2015-2016.



Figur 4-1: Hjulspindel venstre side 2017 sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)

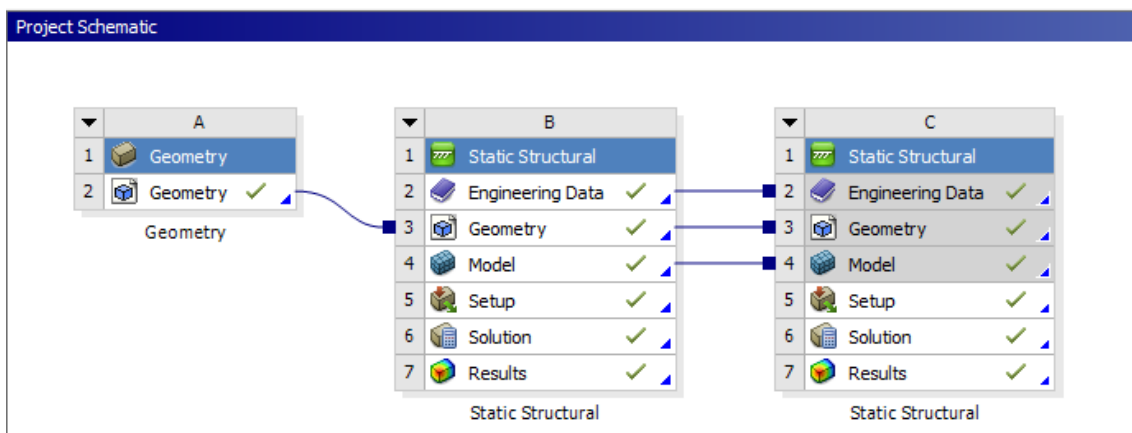


Figur 4-2: Hjulspindel høyre side 2018 sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)

Materialet som ble brukt før var to typer aluminiumslegeringer: 7075 T6 i 2018 modellen og 6061 i 2017 modellen. 7075 legeringen har betydelige bedre egenskaper, samt med designet i 2018 gjorde en pålitelig nok hjulspindel med bra forhold mellom vekt og sikkerhetsfaktor.

For å kunne forstå bedre tidligere designet og hvordan det kan optimaliseres er det viktig å utføre en spenningsanalyse. Den kan påpeke eventuelle områder der ligger under spenning og andre plasser der materialet kan bli fjernet. Med andre ord å bruke gamle designet som et utgangspunkt.

Modellen ble ført inn i Ansys Workbench og lagt på to «Static Structural» som tilsvarer de to last casene som gir mest mulig spenning på hjulspindelen. Project Schematic vises i bilde (Figur 4-3). I «Engineering Data» er satt inn alle de mekaniske og fysiske egenskapene til Aluminiumslegeringen 7075 T6.



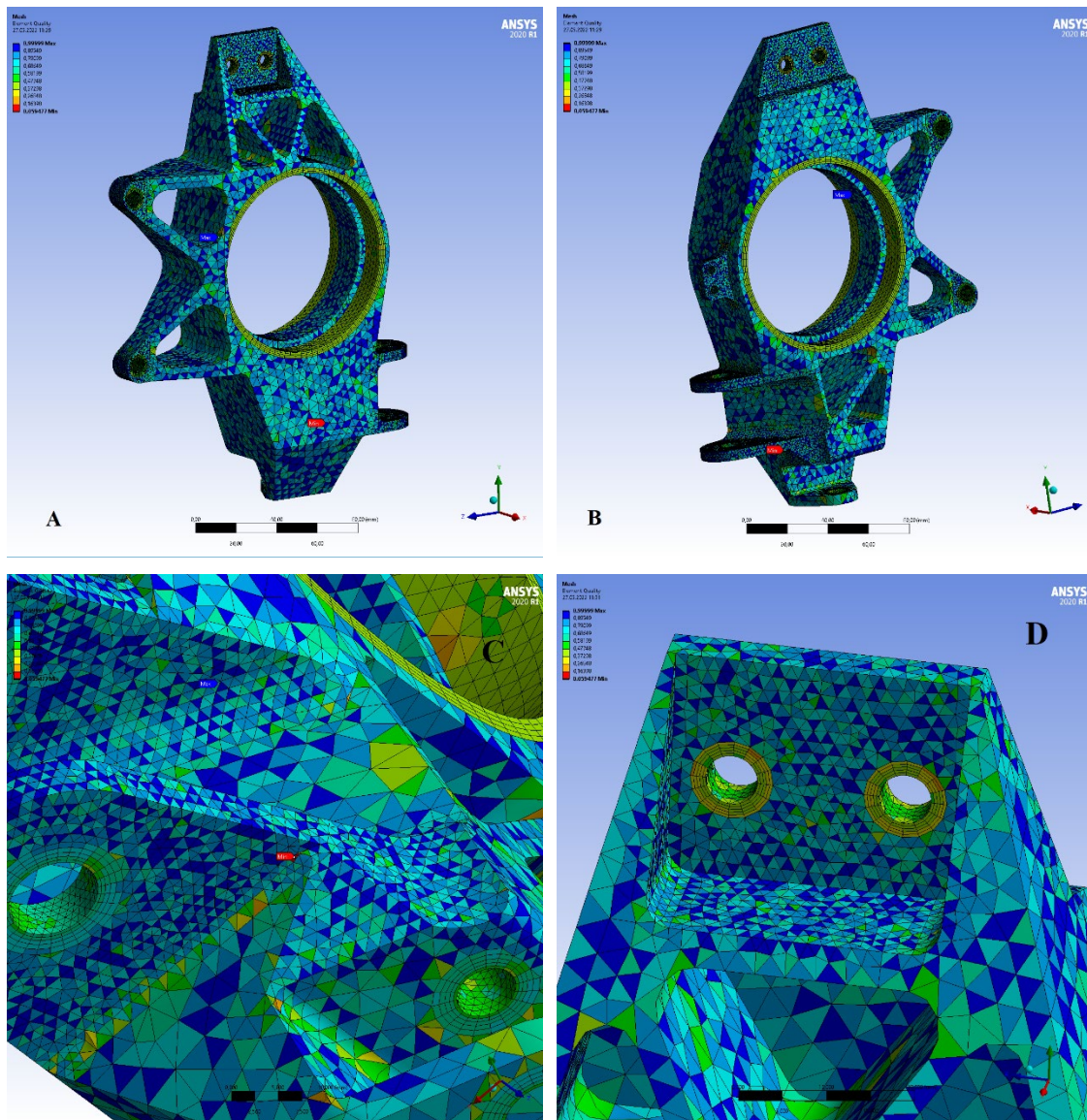
Figur 4-3: Project Schematic av tidligere design på hjulspindel

4.2.1 Mesh

Meshen er den viktigste stegen for å kunne utføre og få et bra og nøyaktig nok resultat fra FEM analysen. På denne modellen ble brukt Body Sizing og Inflation metoden. De områdene på modellen som er utsatt til mest spenning ble valgt til å ha element størrelsen mellom 1 til 2 mm og et generelt element størrelse på 4mm. Samt alle hulene har en Inflation på Number of Layers = 5, Growth Rate = 1 og en Maximum thickness som varierer mellom 2 til 4mm.

Etter alle nødvendige metodene for å utføre meshen er valgt skal en vurdering på mesh kvaliteten gjøres. Element Quality opplysning er tatt fram og der er framvist de områdene som har en svak eller bra kvalitet på elementer. Skaleringen går fra 0 til 1 der 0 er en svak kvalitet og 1 er en meget bra kvalitet på elementer. Hvis de områdene som forventes av å ha høy spenning er nærmere 0 så bør det meshen vurderes på nytt. Svakheten med denne metoden er at den viser kun elementene som er på overflaten og siden hjulspindelen er en solid så må også de andre elementene vurderes. Ut fra bilde Figur 4-4 så kan det gjøres en vurdering at dårlige elementer

finnes ikke i de områdene som forventes av å ha høy spenning. Elementet med dårligst kvalitet ligger i en plass som kommer ikke til å ha en stor påvirkning på spenningsanalysen.

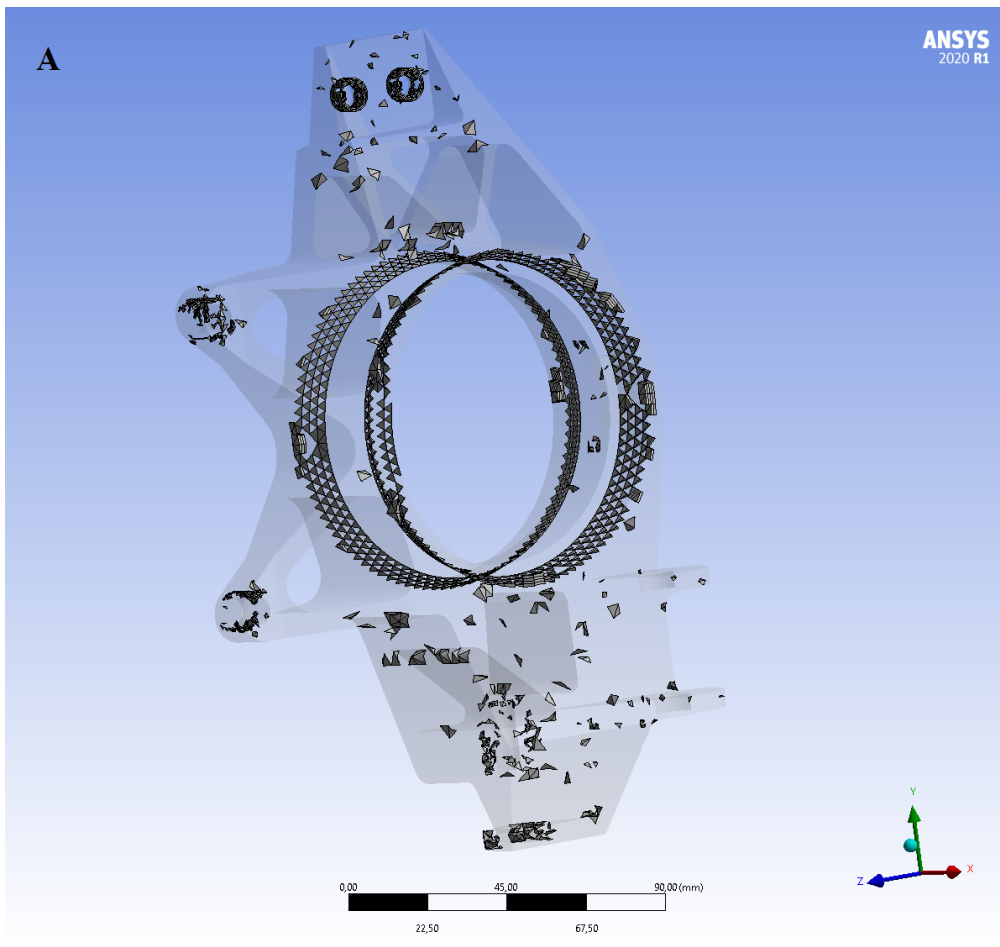


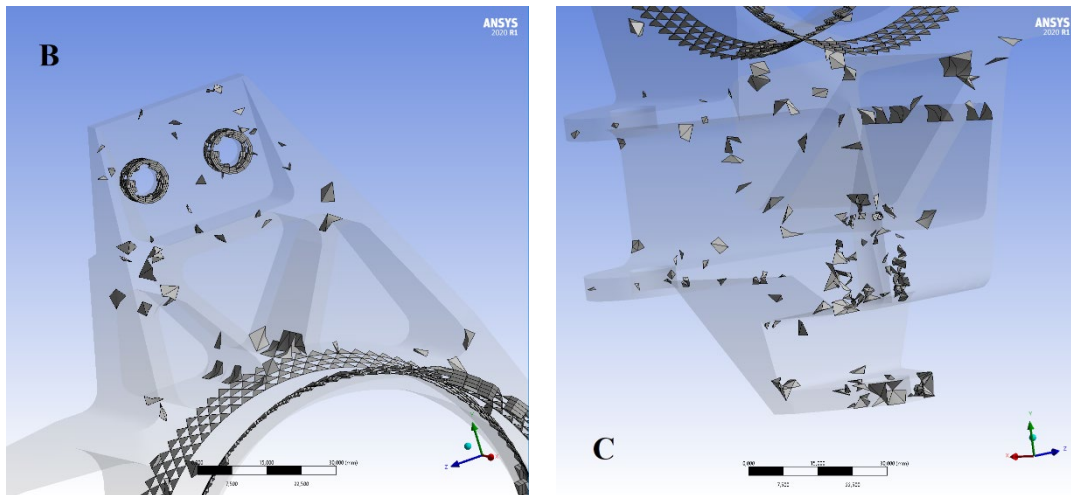
Figur 4-4: Tidligere design: Mesh - Element Quality opplysning A B C D

Den andre metoden av å vurdere en mesh er ved hjelp av Element Quality under Mesh Metric menyen. Den består av å vise fram alle de elementene som kan ha en dårlig kvalitet både på overflaten og inn i modellen. Skaleringen går fra 0 til 1 der en 0,4 element metrics er valgt som et bra utgangspunkt. Den grafiske framstillingen er i Figur 4-5 og elementene på modellen i Figur 4-6. Ut ifra framstillingen så ligger veldig få dårlig elementer i de områdene som forventes av å ha høy spenning.



Figur 4-5: Tidligere design: Mesh metric - Element Quality – grafisk



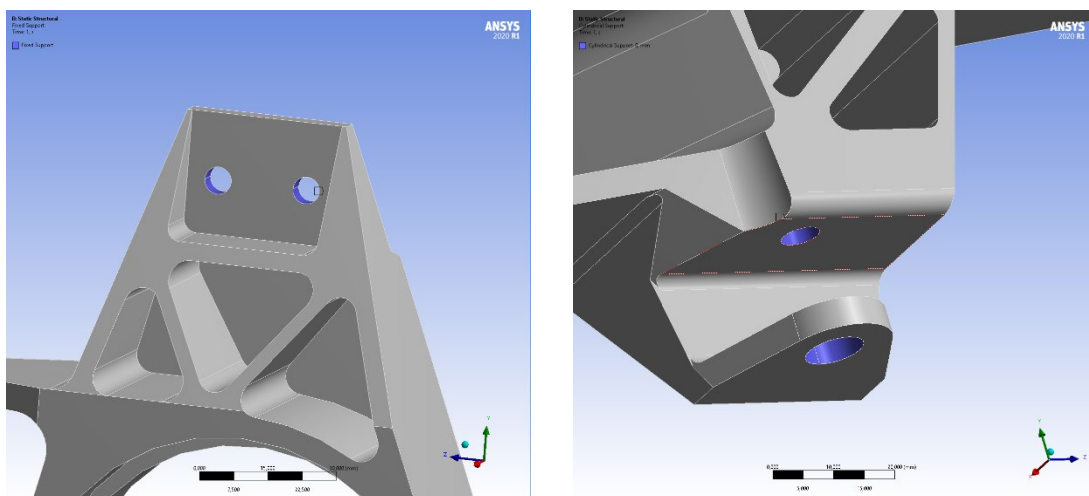


Figur 4-6: Tidligere design: Mesh metric - Element Quality – modell A B C

Fra de to vurderingsmetodene kan konkluderes at meshen er nøye nok for å kunne få et bra og realistisk nok svar. Totalt sett så er det 228454 noder og 129751 elementer.

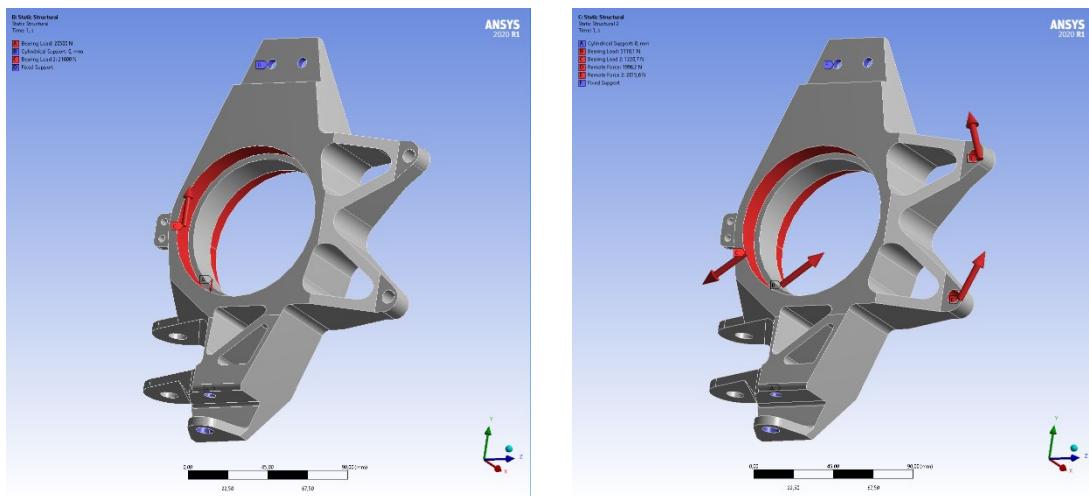
4.2.2 Constrains og laster

Constrains og laster ble ført inn som to forskjellige caser blant annet ved maks brems og maks hastighet i sving. Constrains ble satt inn som to support metoder. Den første supporten er av type Fixed support som begrense bevegelse og rotasjon i alle retningene av 6DOF (Figur 4-7, venstre). Fixed supporten er satt der den øvre A-krysset er festet på hjulspindelen. Den andre supporten er av type «Cylindrical Support» med tillat rotasjon kun rundt y-aksen, altså tangensialt. Alle andre bevegelser eller rotasjoner er sperret. «Cylindrical supporten» er brukt der den nedre A-krysset er festet på (Figur 4-7, høyre).



Figur 4-7: Tidligere design: Constrains Fixed support (Venstre), Cylindrical Support (høyre)

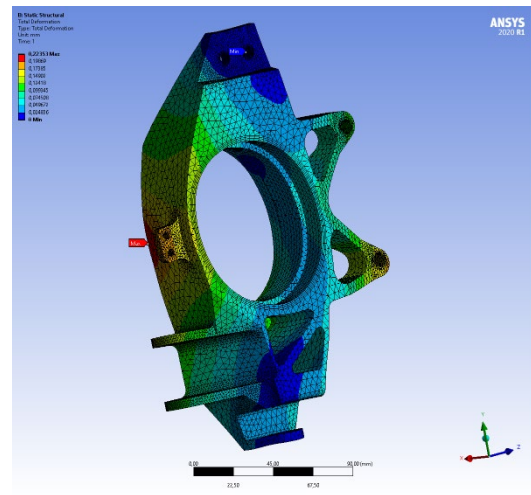
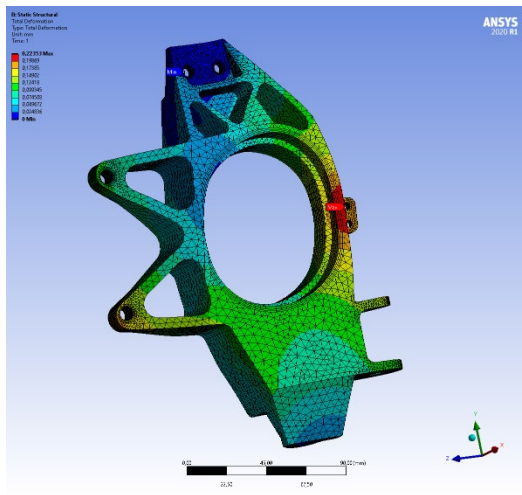
Lastene består av alle kreftene som virker på og mot hjulspindelen. Kreftene kommer hovedsakelig fra friksjonen mellom dekk og veibanen, vekt på bilen og brems kraft. Det er brukt to type last metoder. Den første er «Bearing Load» som består av alle kreftene som kommer fra friksjonen dekk og veibanen og som videreføres gjennom hjulakselen og hjullagrene. «Bearing Load» er satt på den ytre og indre hjullagrene og lasten er tatt fra Tabell 3-9 fra den ytre hjulet (Figur 4-8). Den andre casen, altså ved maks brems i rett strekning, har både «Bearing Load» og «Remote Force» «Bearing Load» er kreftene som kommer fra friksjonen dekk og veibanen og «Remote Force» gjelder for bremskraften. Lastene i denne casen er tatt fra Tabell 3-10 for det ytre lageret. (Figur 4-8)



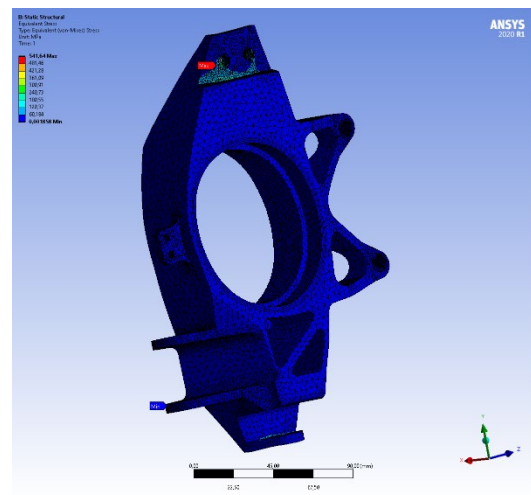
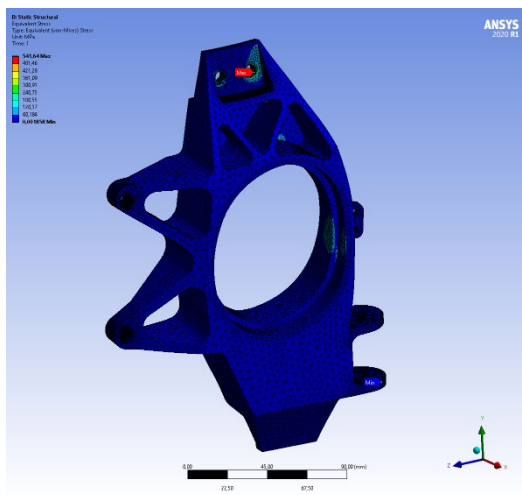
Figur 4-8: Tidligere design: Last - Maks sving (Venstre), Maks brems i rett strekning(høyre)

4.2.3 Resultat

Figur 4-9 og Figur 4-10 viser resultatene fra Spenningsanalysen fra den første casen, dvs. i maks sving. Von Mises analysen viser en spenning på 290MPa med en høyeste verdi på 542 MPa på et lite område og et gjennomsnitt på 17MPa. Total deformasjon analysen viser en bøyning på 0,2 ved den ytre kulelageret.

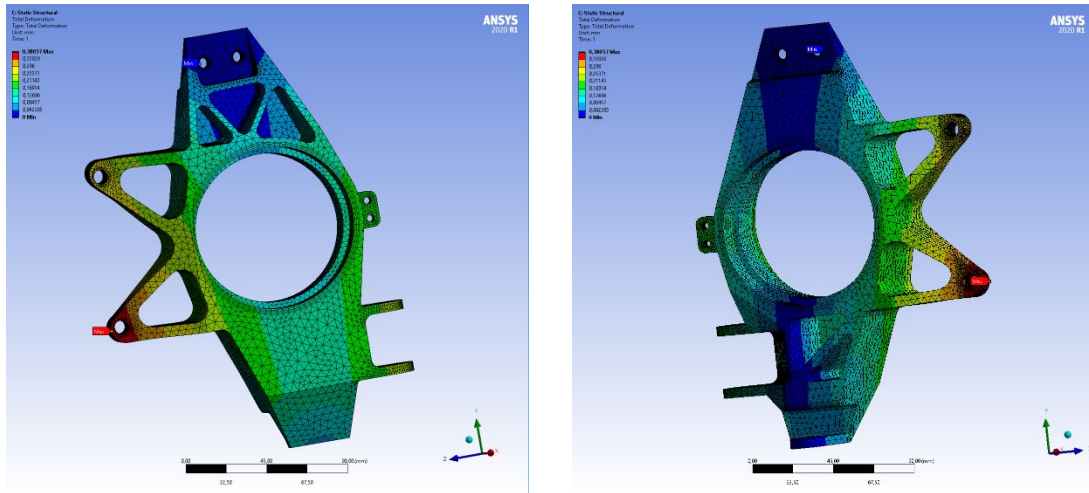


Figur 4-9: Tidligere design: Case 1 - Total deformasjon sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)

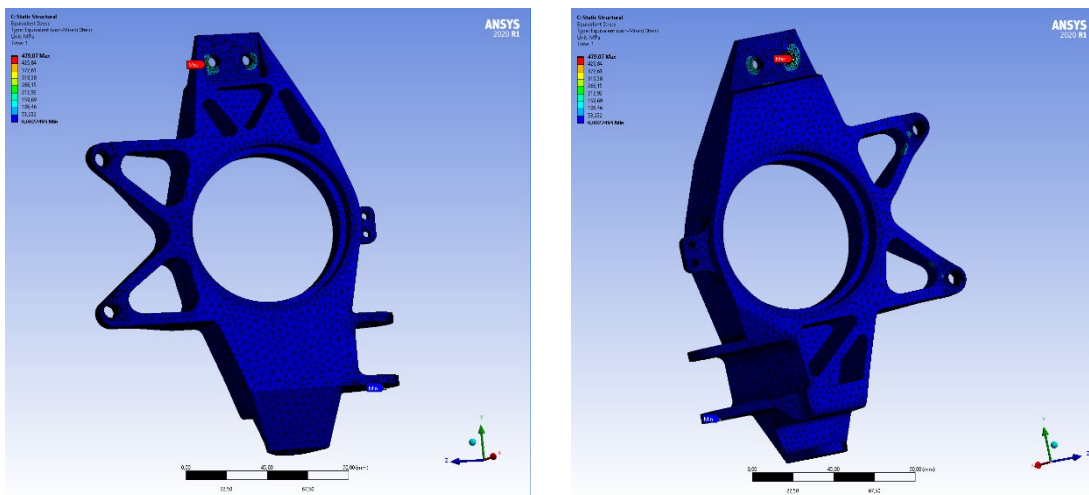


Figur 4-10: Tidligere design: Case 1 - Ekvivalent spenning sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)

Den andre casen, altså ved maks brems i rett strekning, er vist i Figur 4-11 og Figur 4-12. I dette tilfellet er von Mises analysen viser en spenning på 160 på flere områder med en maks spenning på 479MPa på et veldig lite område og et gjennomsnitt på 10MPa. Total deformasjon analysen viser en maks bøyning på 0,38mm ved den nederste festepunkt av bremsecaliperen og et gjennomsnitt på 0,13mm.

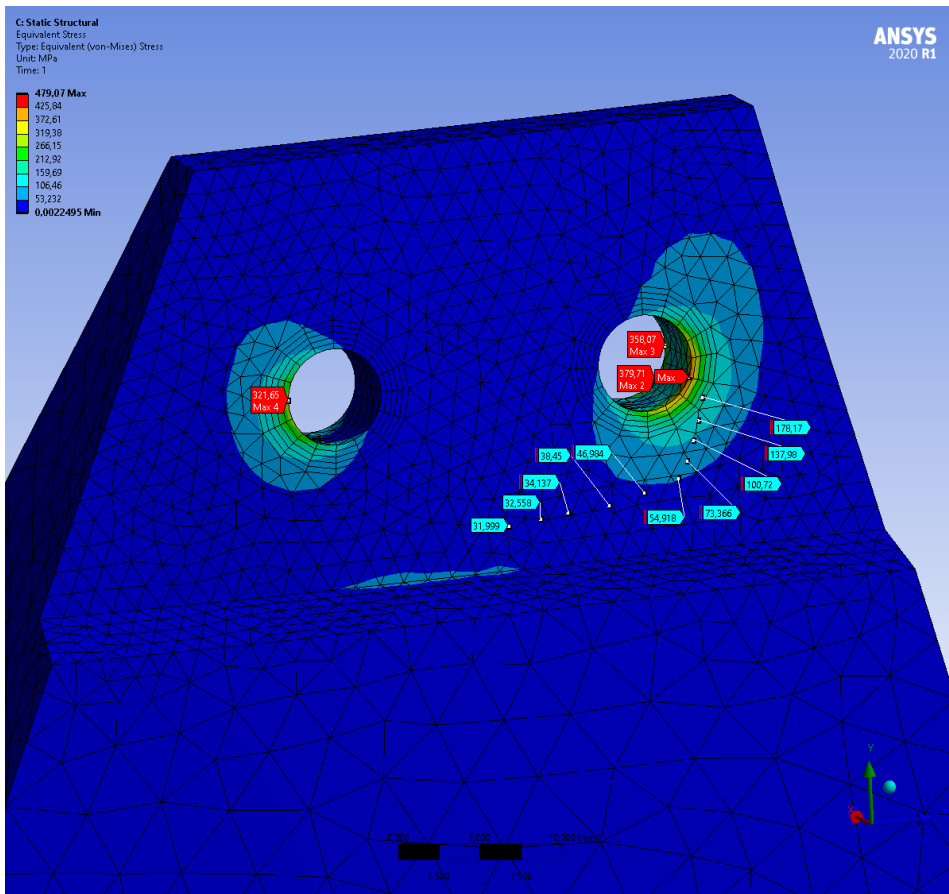
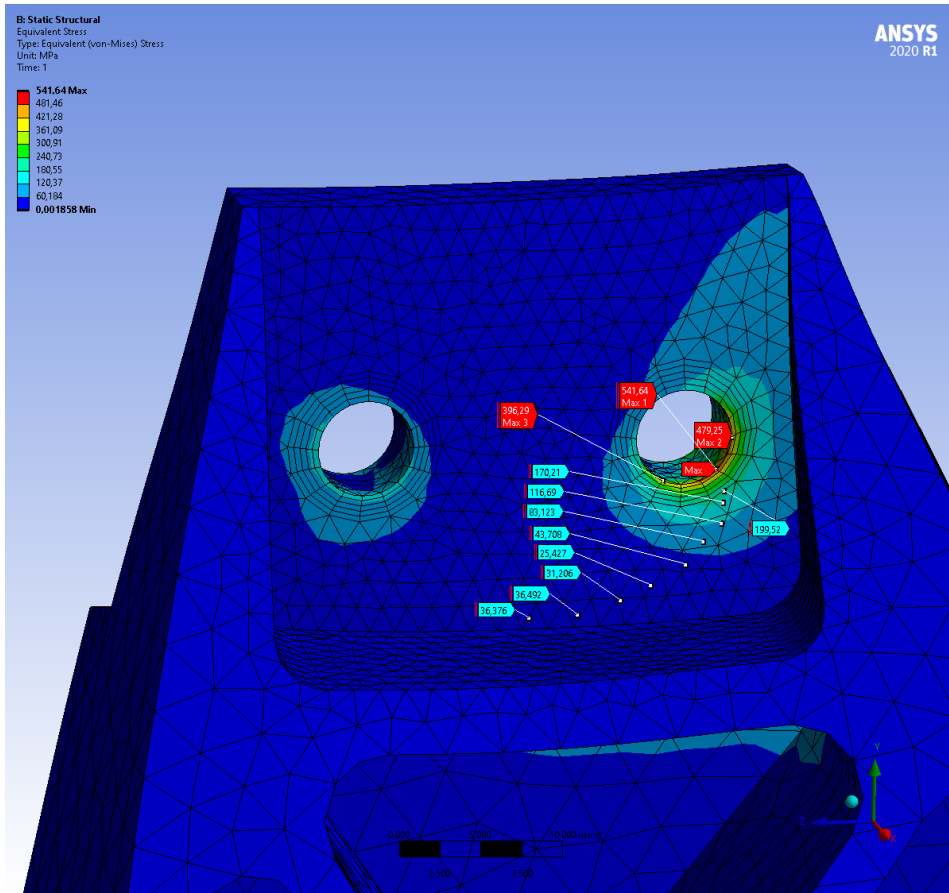


Figur 4-11: Tidligere design: Case 2 - Total deformasjon sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)



Figur 4-12: Tidligere design: Case 2 – Ekvivalent spenning sett forfra (venstre), sett bakfra (høyre)

Ut ifra de to casene så virker spenningene på områder der har ikke så stor påvirkning på egenskapene til hjulspindelen. Områdene med størst spenning er veldig lite og i plasser der skrueforbindelser skal være som vil øke styrken til materialet. Figur 4-13 viser områdene der de maksimale spenningene finnes. Analysen fra total deformasjonen viser en bra tendens der i første casen er det maksimale bøyningen ved kulelageret. Total deformasjon ved den andre casen viser et område (ved nedre festepunktet til bremsecaliperen) der kan hjulopphenget kan svikte.



Figur 4-13: Tidligere design: Maks spenning - Case 1 (Opp) Case 2 (Ned)

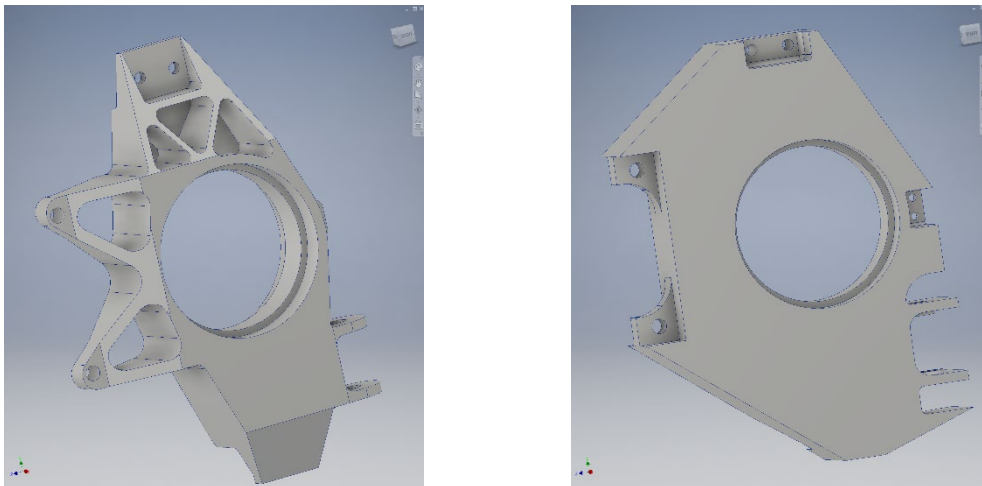
4.3 Topologioptimalisering

For å kunne utføre topologioptimaliseringen var den tidligere designet benyttet. En del endringer måtte gjøres på forhånd for å kunne nå et bedre resultat. Endringene er et resultat etter mange utførte simuleringer. Programvarene brukte var Autodesk Inventor for DAK-modellen og Ansys Mechanical sammen med Ansys SpaceClaim fra Ansys Workbench for optimaliseringen.

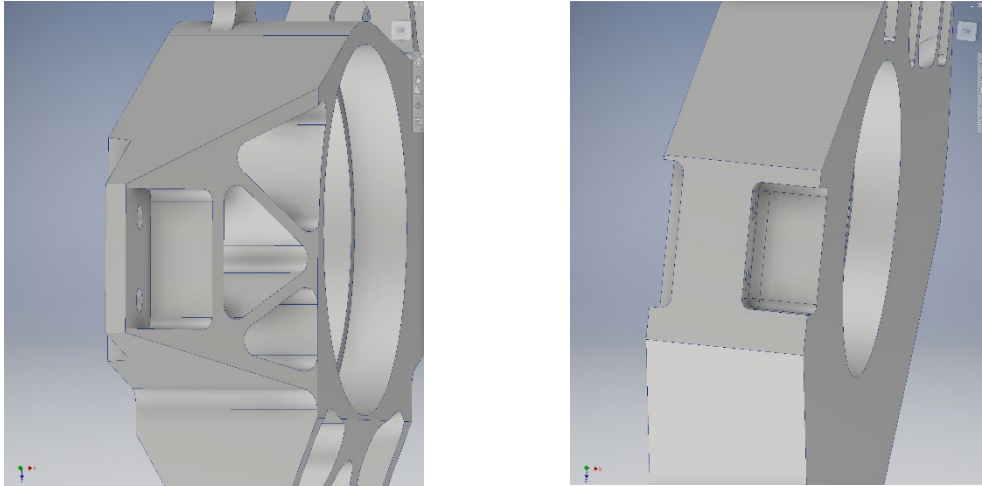
4.3.1 Tilpasning av design til optimalisering

For å kunne benytte mest mulig topologioptimaliseringsmetoden en rekke tilpasninger må gjøres på den tidligere design. Alle festepunktene til bremsecaliperen, fart sensor, hjuloppheng og kulelager var beholdet. Det ytre dimeteret av hjulspindelen ble utvidet for en bedre fordeling av spenningen (Figur 4-14). Bredden på festepunktet av den øvre A-krysset var også endret for å unngå bøyning som kan føre til endring av hjulopphengs geometrien i sving (Figur 4-15). Siste endringen var å lage et hull der nedre a-kryss er festet på samt tykkelsen ble utvidet med 2mm.

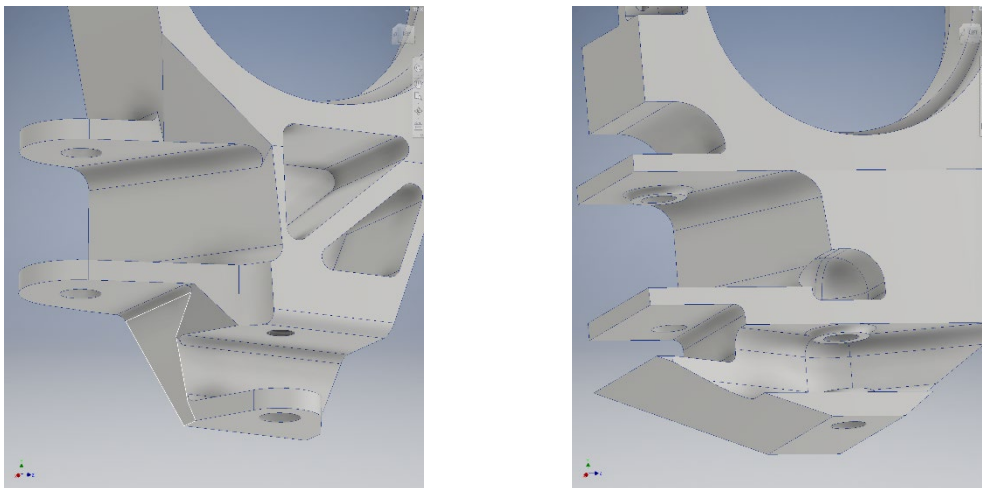
Siden dette var en prototype materialvalget for denne optimaliseringen var 17-4PH Rustfritt stål. Denne materialet har gitt et bra utgangspunkt siden stivhet/vekt forholdet ligger mellom aluminiumslegeringen og titanlegeringen.



Figur 4-14: Tilpasning for TO: - før (Venstre) etter (høyre)

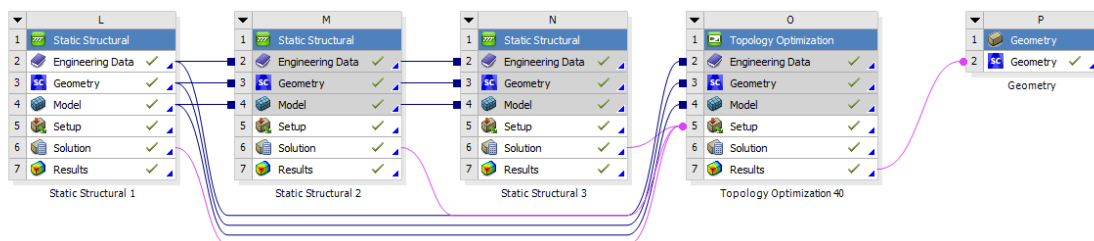


Figur 4-15: Tilpasning for TO: Feste for øvre A-kryss - før (Venstre) etter (høyre)



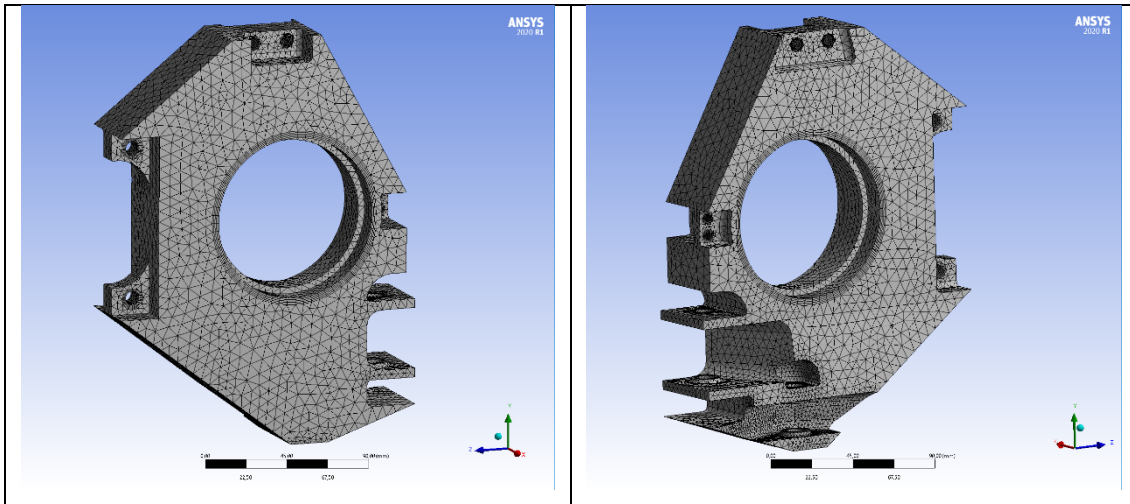
Figur 4-16: Tilpasning for TO: Feste for nedre A-kryss og svingearm - før (Venstre) etter (høyre)

4.3.2 Spenningsanalyse



Figur 4-17: Project Schematic av den optimaliserte modellen

Spenningsanalysen ble utført på samme måte som i delkapittel 4.2. For å kunne utføre en optimalisering analyse måtte størrelsen på mesh begrenses betraktelig. Element størrelsen ble økt med 2 til 4mm der det var mulighet og tykkelsen på Inflation ble redusert med 1-2mm. Til slutt så hadde modellen en mesh på 142003 noder og 80304 elementer. Figur 4-18 er modellen etter den har vært tilpasset og satt på mesh.



Figur 4-18: Mesh TO - sett forfra (venstre), bakfra (høyre)

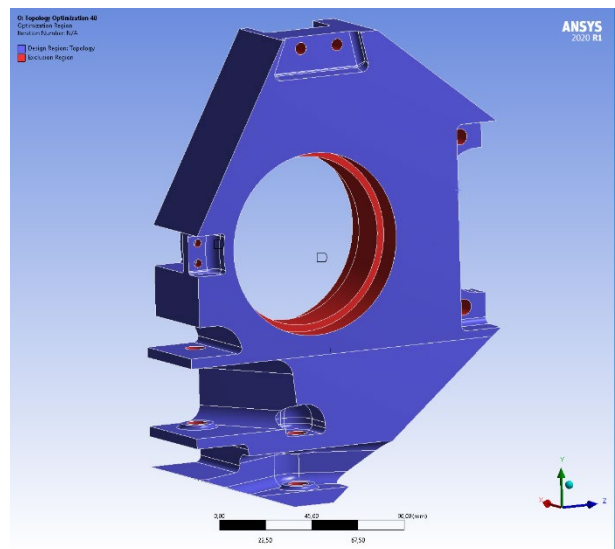
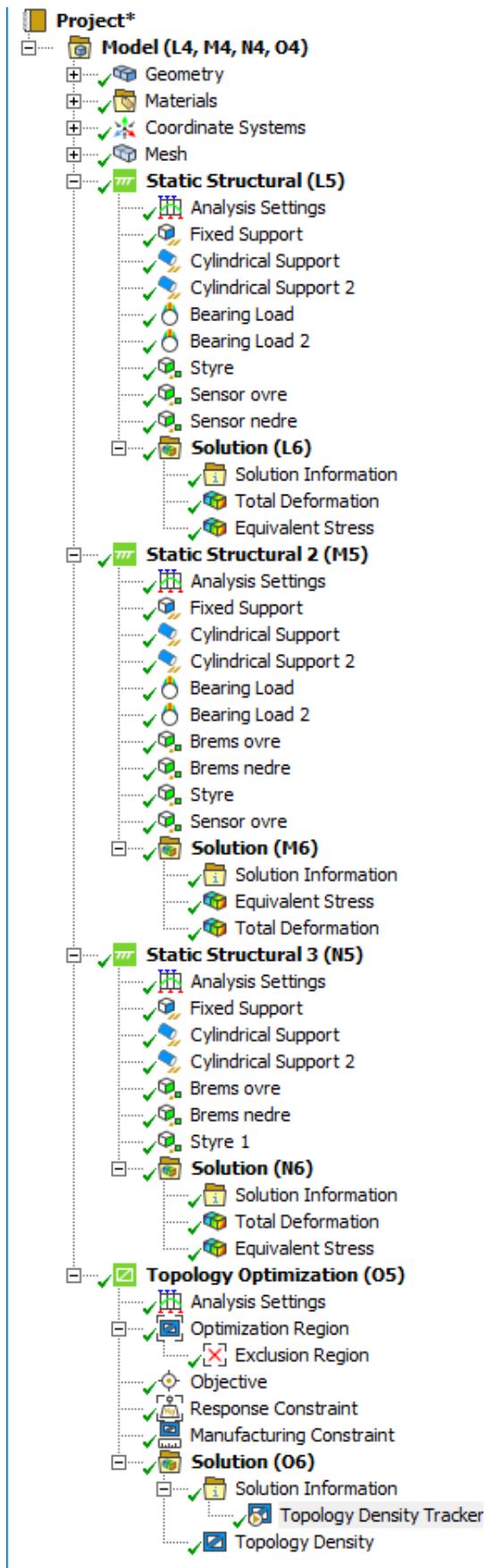
Laster og constrains casene var delt i tre caser. I tillegg til betingelsene som var satt i delkapittel 4.2 ble det tilført to krefter på styrearmen og en kraft fra vekten til hastighet sensoren.

4.3.3 Design optimalisering

Topologioptimaliserings metoden valgt for denne modellen var av type Level Set Based. På grunn av endringen i geometriet har også vekten økt. Formålet med optimaliseringen var å beholde 40% vekt.

Alle festepunktene og lagerhuset var sperret mot optimalisering, merket med rødt (Figur 4-19, høyre) og de fleste parameterne for optimalisering, samt alle lastene og constrains var uendret. Under «objective» fanen var alle last og constrain casene satt mot «compliance», dvs. å fjerne mest mulig vekt uten stor ending mot de mekaniske egenskapene. En tilvirkning begrensing ble også lagt inn.

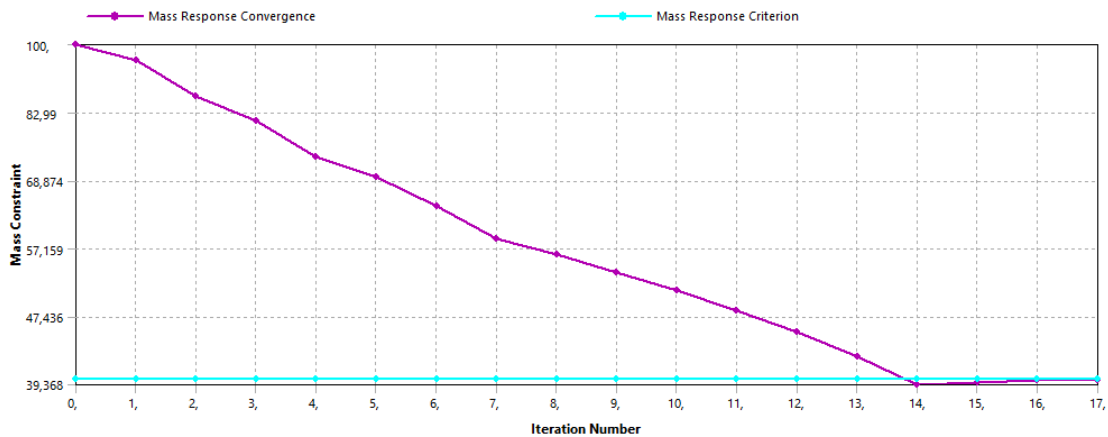
Prosjekt detaljen med alle «static structural» casene og topologioptimalisering er vist i Figur 4-19, venstre).



Figur 4-19: TO prosjekt (Venstre), Sperret områder (Høyre)

4.3.4 Resultat

Etter 33 optimalisering interaksjoner ble geometrien vist i Figur 4-21 framskapt. Vekten på den optimaliserte delen ble redusert med 40%, fra 6,82kg til 2,69kg. Figur 4-20 viser prosent reduksjonen per interaksjon. Med det første omgangen virker å veldig høyt for en hjulspindel. Siden materialet valgt har en tetthet større en aluminium og styrke mindre enn aluminium kan vekten på den ferdig produserte delen antas å være mindre.



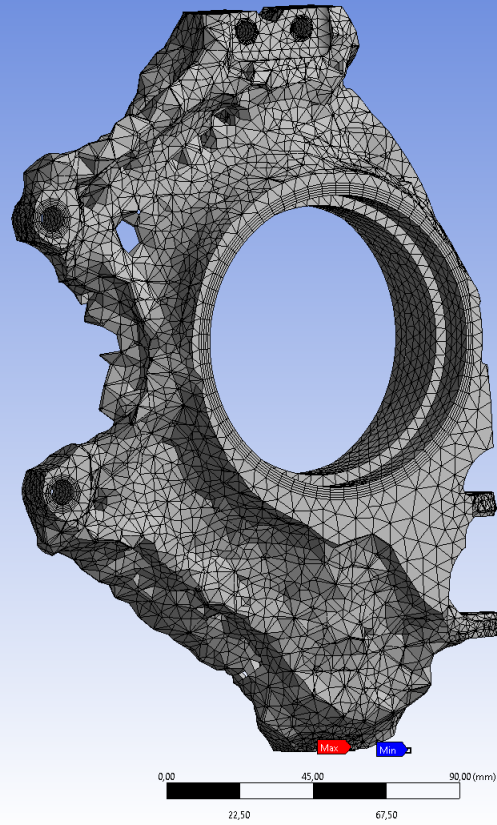
Figur 4-20 TO Mass Repsonse Convergence fra Ansys

Etter simuleringen er utført, lagret Ansys modellen som en DAK-tegning som består av «facets» (overflate) med veldig skarpe og ujevne kanter. Modellen ble deretter bearbeidet i Ansys SpaceClaim for å kunne gjøres om til en solid. Prosessen består av en rekke metoder å jevne ut overflaten. Slutt modellen kan vises i

Simuleringen ble gjennomført på en HP-arbeidsstasjon med en Intel Xenon Gold 6128 CPU @ 3.40GHz 6 kjerner, der 5 av disse ble brukt. Ansys lisensen er av type Ansys Mechanical Enterprise. Tiden for å utføre simuleringen var 1t og 57min og det var skrevet ut 6GB med data på den siste interaksjonen.

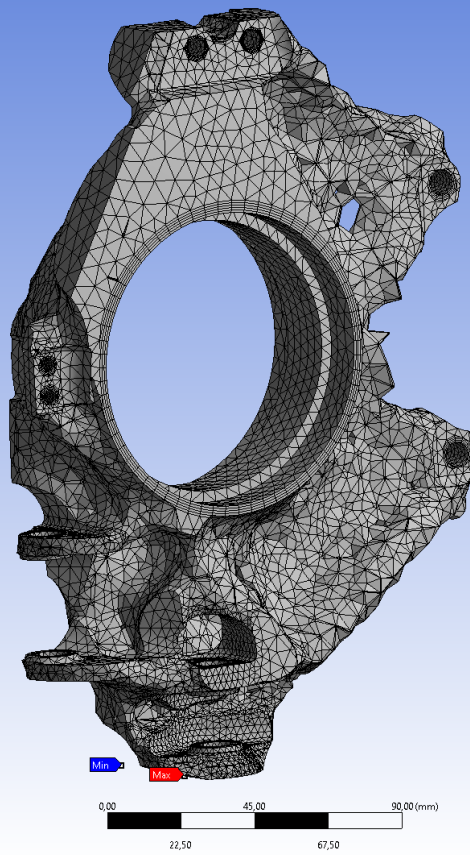
O: Topology Optimization 40
Topology Density Tracker
Type: Topology Density Tracker
Iteration Number: 24

ANSYS
2020 R1

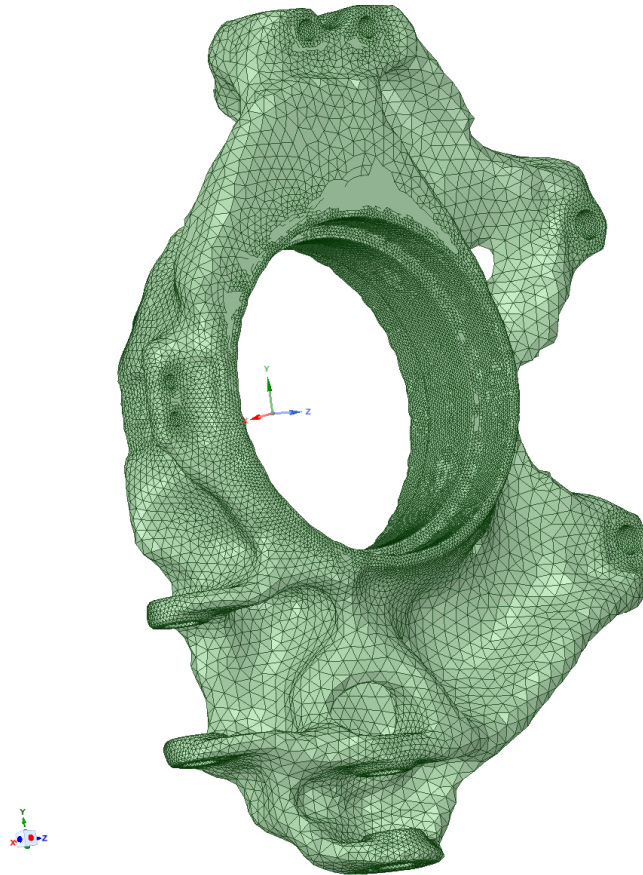
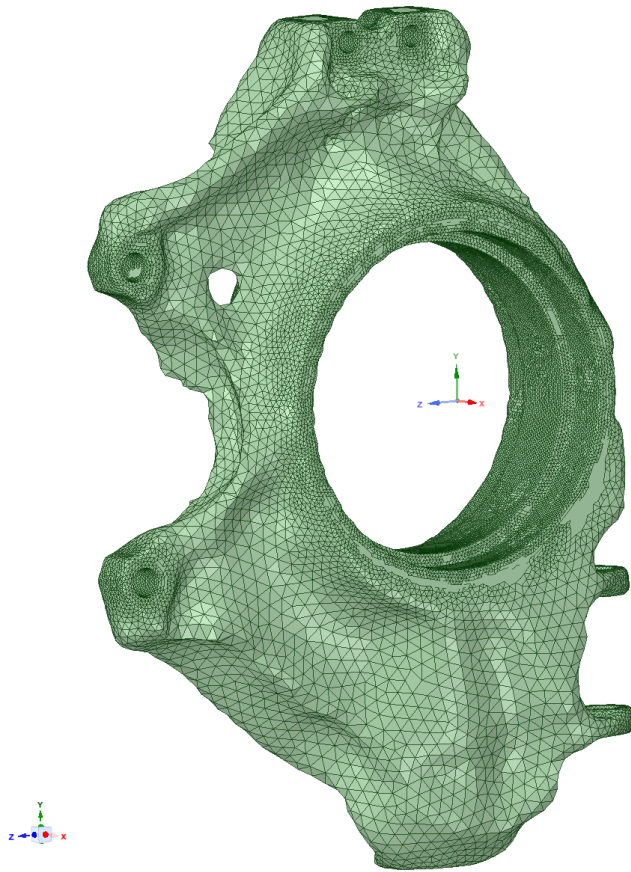


O: Topology Optimization 40
Topology Density Tracker
Type: Topology Density Tracker
Iteration Number: 24

ANSYS
2020 R1



Figur 4-21: Resultat etter TO



Figur 4-22 Resultat etter bearbeiding i Ansys SpaceClaim

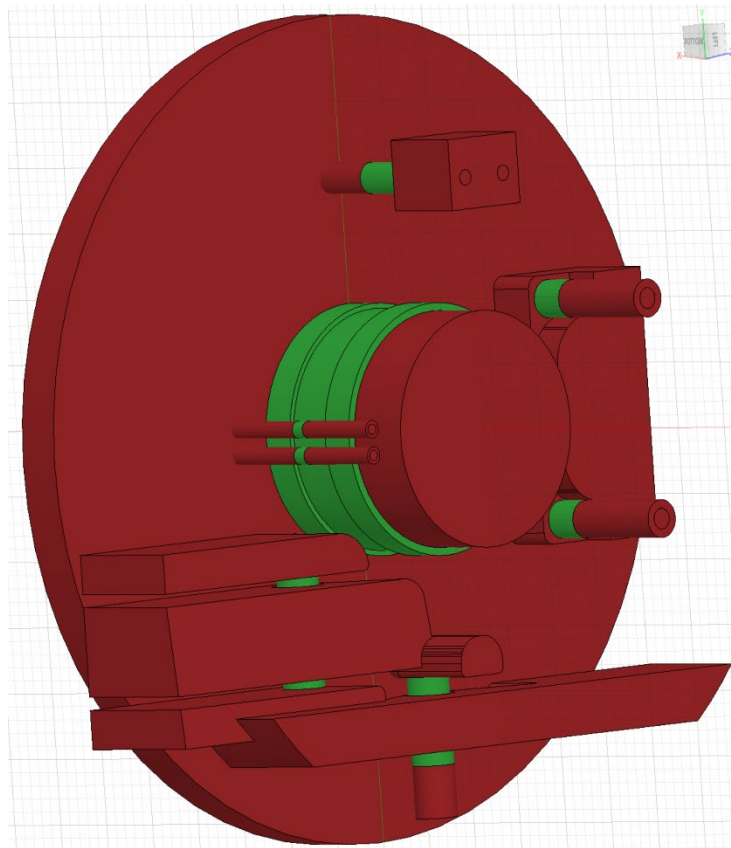
4.4 Generative design

Generative design i Autodesk Fusion360 er prosessen som begynner med de områdene som skal beholdes, de som kan være i konflikt med andre strukturer og eventuelt en tidligere design, laster, constrains, mål med optimaliseringer, tilvirkningsmetoden og materialvalg. Etter en rekke design muligheter er generert, må en vurdering gjøres om hvilket design som passer best formålet.

For å kunne oppnå et ønskelig resultat ble det kjørt 4 simuleringer. Endringene ble gjort via formål menyen med forskjellige betingelser mot å minimalisere vekt eller maksimalisere stivhet.

4.4.1 Design klargjøring

«Design space» menyen var brukt for å sette grensene for design klargjøring. Nye strukturer måte lages. I Figur 4-23 er det framvist med grønn de strukturene/områdene som programvaren må ta hensyn til å beholde. Med rødt farge er områdene som kan være i konflikt med andre strukturer eller komponenter.



Figur 4-23: Design space i Fusion360

4.4.2 Betingelser

I samme tilfelle som ved topologi-optimalisering treger generative design en rekke laster og constrains for å kunne regne ut spenningen den må ta hensyn til. Her var det brukt fire caser som blant annet: krefter ved maks sving, krefter ved maks brems i rett strekning, krefter ved maks brems i sving og vekt på hastighet sensoren.

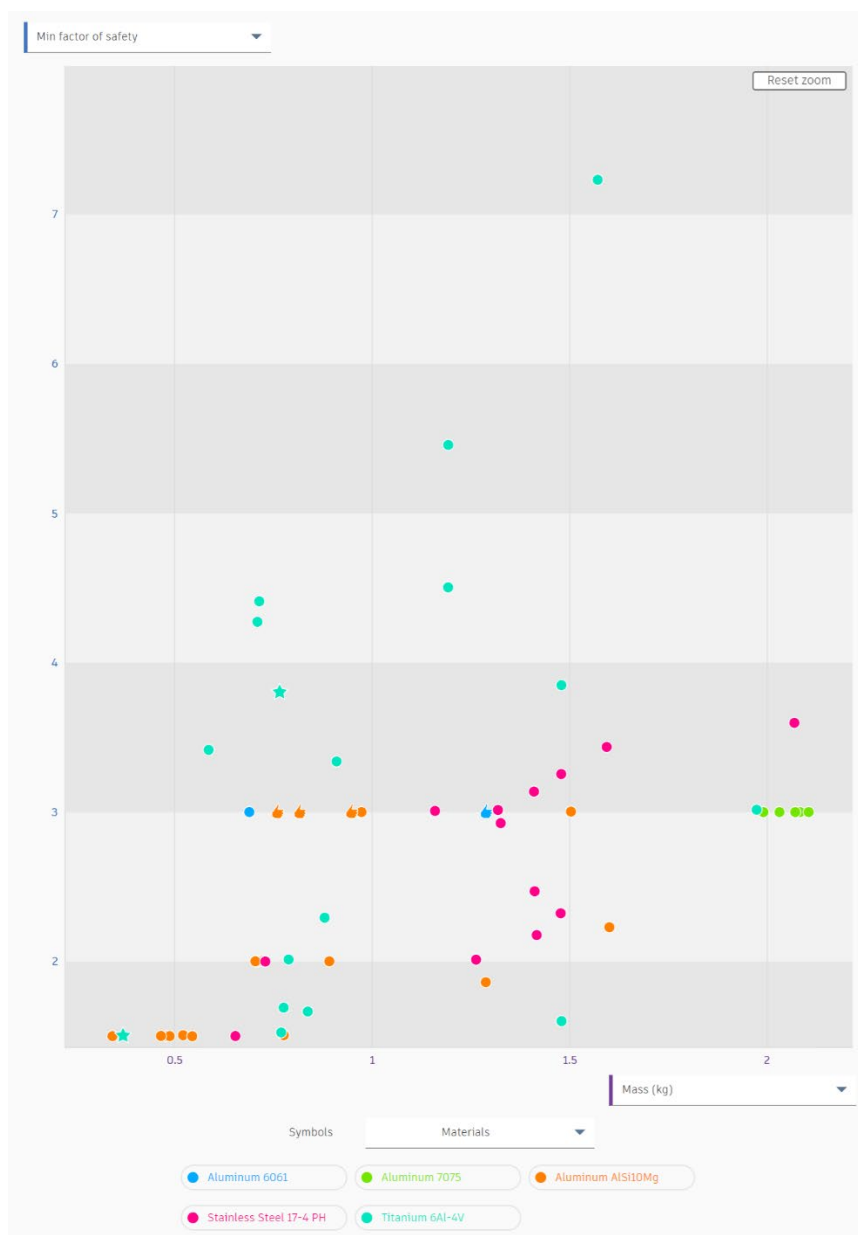
Den andre betingelsen var satt via design kriteriene. Det ble gjort tre simuleringer mot minimalisering av vekt med en sikkerhetsfaktor på 3 der en av de på 1,5 og den siste mot å maksimalisere stivhet med en sikkerhetsfaktor på 2 og vekt mål på 0,7kg.

Materialvalget for denne optimaliseringen var 6Al-4V Titanlegering, AlSi10Mg Aluminiumslegering, og 17-4PH Rustfritt stål. Materialene som var vurdert å bruke var aluminiumslegeringen og titanlegeringen. Rustfritt stål ble tatt med i tilfeller for å finne en bedre løsning av å produsere en prototype.

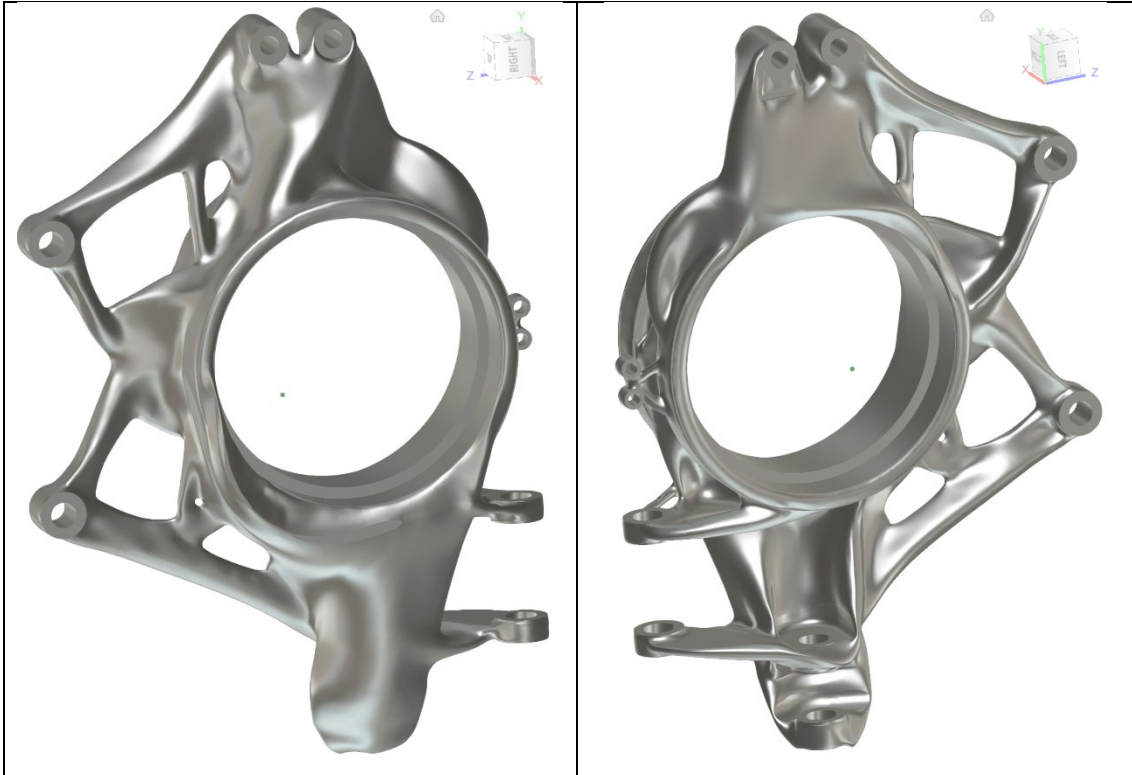
4.4.3 Resultat

Resultatene fra generative design analysen av de fire simuleringene består av 78 design muligheter (Vedlegg VI er en tabell med en samling av informasjon fra hver design). I Figur 4-24 er framstilt alle mulige designene som bør vurderes.

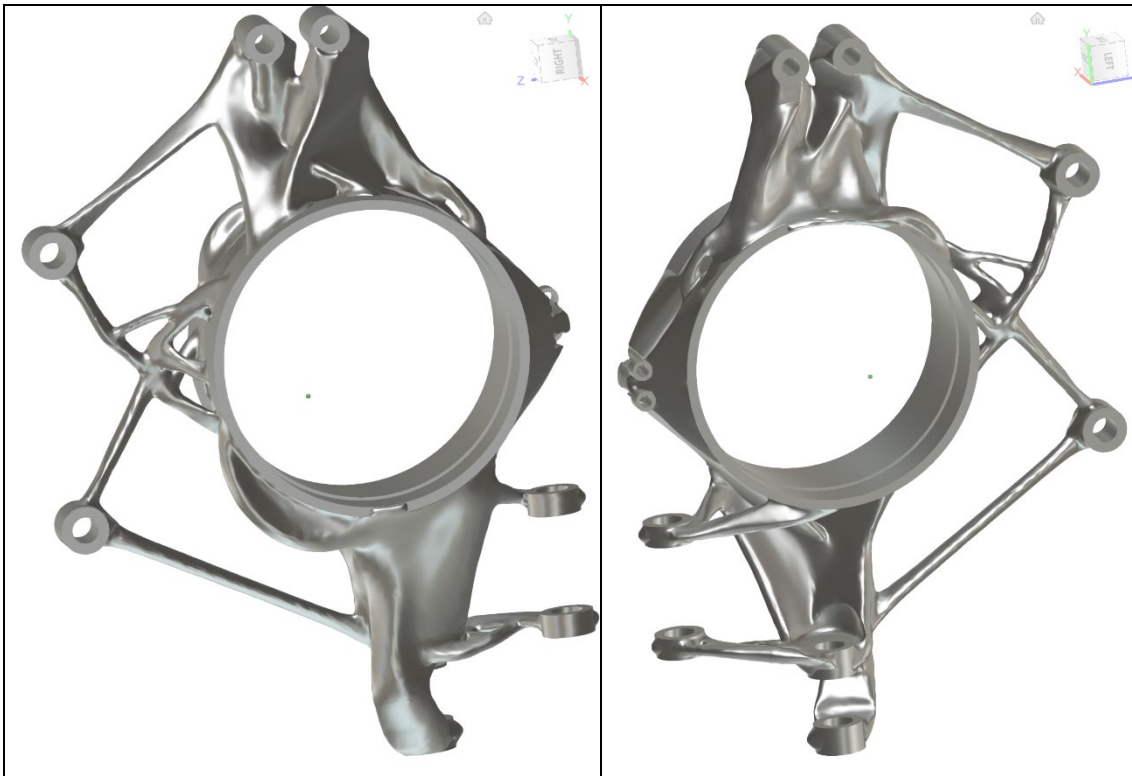
Siden formålet er å finne den letteste hjulspindelen ble det valget fire designere som kan oppnå disse kravene. Disse består av to modeller i aluminiumslegering med tilsvarende sikkerhetsfaktor på 3 og 1,5 og to modeller i titanlegering med tilsvarende sikkerhetsfaktor på 4 og 1,5.



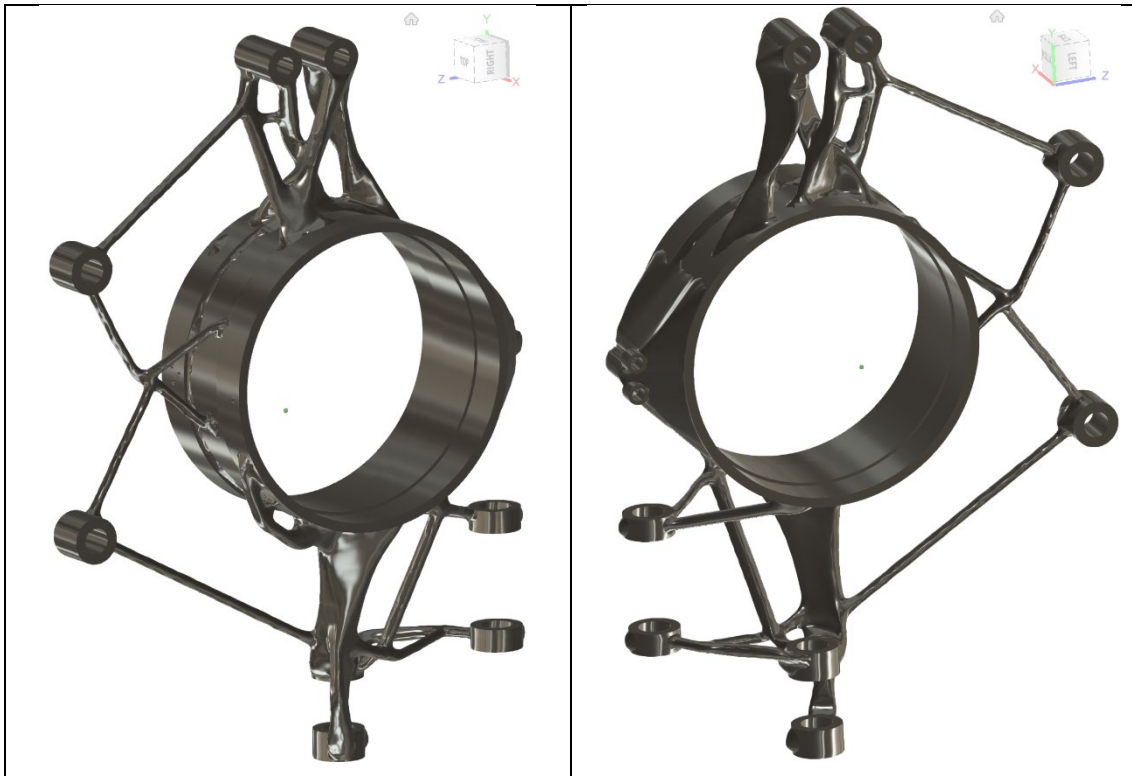
Figur 4-24: Graf med design mulighetene i Fusion360



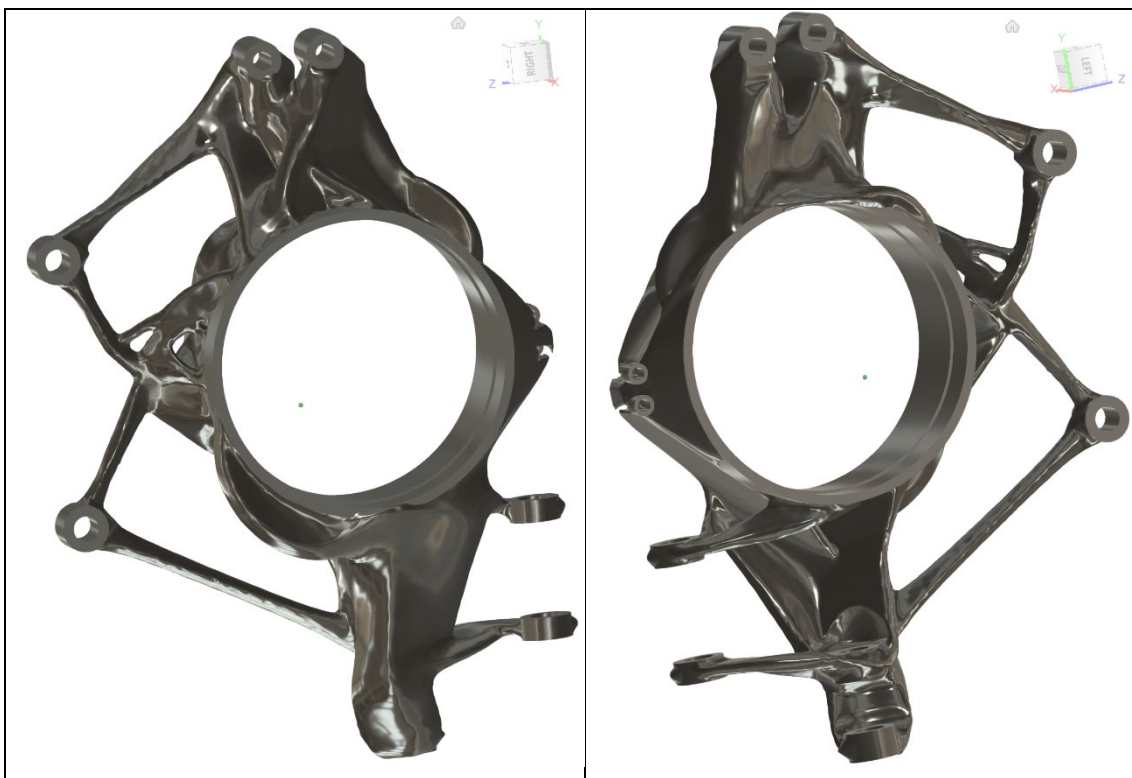
Figur 4-25: GD Alu 0.689kg 3 - framside(høyre) bakside(venstre)



Figur 4-26: GD Alu 0.343kg 1,5 - framside(høyre) bakside(venstre)



Figur 4-27: GD Ti 0,37kg 1,5 - framside(høyre) bakside(venstre)



Figur 4-28: GD Ti 0,714kg 4.41 - framside(høyre) bakside(venstre)

4.5 Design validering

Etter optimalisering den nye modellen må vurderes om den fortsatt har de samme mekanismene egenskapene som før. Ved en vurdering av alle løsningene fra både topologioptimalisering og generative design ble d valgt modellen som ble generert av Fusion360.

For design validering er den nye modellen lagt som STEP fil og overført til Ansys Workbench. I Workbench ble lagt en tilsvarende mesh laster, og constrains som i deloppgave 4.2. Resultatene fra spenningsanalysen er framført i deloppgave 4.6.

4.6 Resultater

Kapittel

5. Prototype

Neste steget etter en vellykket design validation er å produsere en eller et par prototyper.

Tilvirkningsmetodene valgt var av type additive og prosessen kjent som BMD, men det er bare en prosess som vil bli framvist i dette kapitlet.

Den ene prototypen ble lagt i 3D printeren Markforged Metal X. Materialvalget var 17-4HP rustfritt stål. Opplegget består av en printer (Metal X), en vask (debinder) og en smelteovn (sinter).

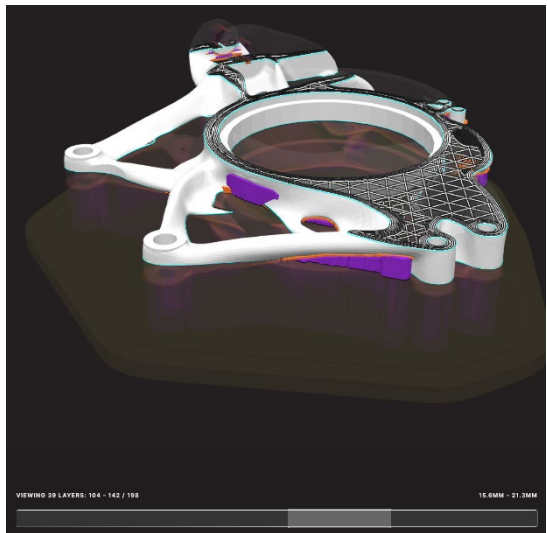
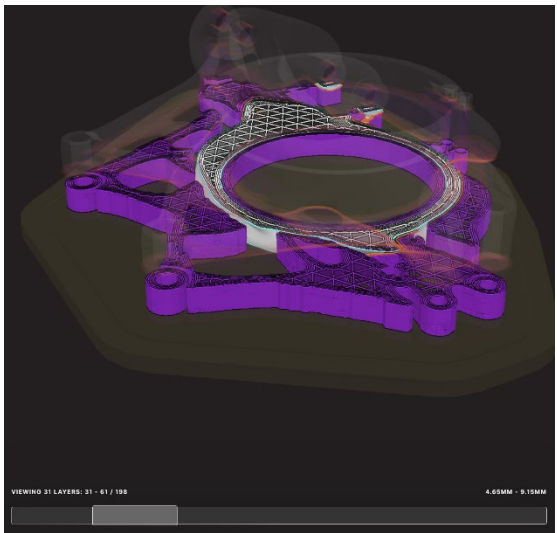
5.1 Prosess

Proessen begynner med å konvertere DAK-tegningen til en STEP fil. STEP filen var lastet opp på Markforged Eiger nettsiden der alle innstillingene kan tilpasses til hvert formål. Siden den er bare en prototype og for å spare tid er modellen skalert ned med 60%. Infill innstillingene ble satt til:

- Fill Pattern: Triangular Fill
- Roof and Floor Layers: 4
- Wall Layers: 4

I Figur 5-1 er framvist sliceingen. Bildet på toppen er modellen som en helhet. De nedre to bildene viser hvordan lagene er bygget opp på hverandre.

Etter sliceingen er bygget opp prosessen går i rekkefølgen: printer – debinder – sintring.



Figur 5-1: Eiger.io slicing

5.2 Resultat

Modellen har blitt printet på 16t og 53min og hadde en vekt på 230g. Debinder prosessen tok 10t samt en tørke tid på 3t. Den nye vekten var 220,5. Til slutt så la modellen under sintering for 1d 1t og 4m.

Formålet med printingen var å lage en prototype for å kunne analysere prosessen, tilpasse innstillinger og sjekke om eventuelle uhell som kan skje. Som forventet overflaten ble veldig grovt. Ved fjerning av support materialet hadde skjedd et uhell og hastighet sensoren knakk. Porer ble også observert ved krysningen av lagene.

Kapittel

6. Diskusjon

Formålet med oppgaven var å finne en løsning for å kunne redusere mest mulig vekt på hjulspindelen, samtidig som de mekaniske og fysiske egenskapene på hjulopphenget ble beholdt. Muligheten i vektreduksjon ble gjort ved hjelp av optimaliseringsmetoder. For å oppnå dette målet ble en rekke programvarer tatt i bruk.

For å kunne gjøre en riktig spenningsanalyse var det nødvendig å sjekke hvilken, samt hva type spenning og tøyning hjulspindelen er utsatt til. En grundig beregning ble utført, og denne er fremvist i kapittel 2. Spenningsanalysen er også en prosess som må gjøres veldig grundig. Dersom det blir utført feil beregninger i last eller en for svak mesh, kan det føre til svikt. Alle kreftene og constraints ble sjekket av ION teamet, og det ble gjort en veldig nøye vurdering av mesh kvaliteten.

Spenningsanalysen var bare et forarbeid til selve optimaliseringen. For å oppnå en velfungerende og nøyaktig optimalisering, ble det benyttet både topologi optimalisering og generative design. Selv om sluttresultatene virker til å være like, er prosessen veldig annerledes. Hver metode har sine svakheter og fordeler.

Ved å bruke begge prosessene på likt, var en vurdering av sluttdesignet mye lettere å oppnå. Resultatene fra topologioptimalisering ble benyttet for å finne rett design fra generative design. Totalt ble det skrevet mer enn 1 Tb med data, som ble lagret fra alle topologioptimaliserings studiene. Slik som vist i resultatdelen av kapittel 4, var bare den studen som var mest nytting for videre arbeid. Det hjalp når ved vurderingen av de områdene/elementene der en organisk geometri kan svikte.

Det ble valgt fire design som dekker alle kravene til hjulspindelen. Prototypene ble lagt etter det designet som kan gi et best mulig utgangspunkt til videre arbeid. Designet har en sikkerhetsfaktor på 3, noe som er dobbelt av det som er anbefalt ([11] anbefaler en sikkerhetsfaktor på 1,5). Titanmodellen ble vurdert mot en sikkerhetsfaktor på 4,4. Grunnen for dette var at det ikke ble tatt hensyn til vibrasjoner og slag som kan oppstå uforventet.

På prototypen som ble laget ved hjelp av en BMD-tilvirkningsprosess og FFF metoden, ble det funnet porer som kan føre til økt svikt av hjulspindelen. For videre arbeid vil det være

hensiktsmessig å benytte SLM metoden. Den største fordelen er kvaliteten på materialet, ettersom det er mindre porer (både antall og størrelse), mindre materialforbruk, da metoden klarer å printe en brattere vinkel uten support material. Ulempen er kostnadene, samt at det må gjøres av en ekstern bedrift, da UIS ikke har en SLM-printer.

Ut fra det designet som var mest testet og laget prototyper på, gjenstår det å produsere en prototype i full skala, og i riktig material. Deretter kan denne testes på bilen. På grunn av tiden og ION som har vært nødt til å forberede seg til årets konkurranse, har det ikke vært mulighet for å teste det.

Kapittel

7. Konklusjon

Basert på grunnlaget i denne oppgaven to nye modeller ble skapt ved hjelp av de to optimaliserings metodene. Den ene modellen (Figur 4-25) ble optimalisert mot å fjerne mest mulig vekt uten å miste alle de fysiske og mekaniske egenskapene. Materialvalget var AlSi10Mg Aluminiumslegering med en total vekt på 0.689kg og en sikkerhetsfaktor på 3. den andre modellen (Figur 4-28) ble optimalisert mot å maksimere styrken ved å beholde en lav vekt. Materialvalget var Ti-6Al-4V Titanlegering med en total vekt på 0,714 og en sikkerhetsfaktor på 4,4.

Totalt ble produsert tre prototyper for å kunne analysere additive tilvirkning prosessen og eventuelle uhell. To av prototypene ble lagt i PLA for å sjekke størrelsen og skalaen og en i 17-4HP Rustfritt stål. En begrensing ble funnet at en annen additive tilvirkning metode må vurderes for en ferdig lagt produkt, med grunnen av porer og support material ved FFF metoden. Den neste valget for tilvirkning metoden er å bruke en SLM-printer.

Det som gjenstår, er å produsere en prototype i riktig material og 1:1 skala som kan eventuelt testes på bilen. Deretter nødvendige endringer må gjøres for å kunne oppnå den mest optimale resultatet for stivhet/vekt forholdet.

Kapittel

8. Bibliografi

- [1] Market Data Forecast, « Generative Design Market / Size, Share, Growth 2022-2027,» 2022. [Internett]. Available: <https://www.marketdataforecast.com/market-reports/generative-design-market>. [Funnet mai 2022].

- [2] Institution of Mechanical Engineers, «FS2022 Formula Student UK Rules - last update 08/04/2022,» 2022.

- [3] Norges Bilsport Forbund, «Norsk Bilsport - Grener,» 2019. [Internett]. Available: <https://bilsport.no/grener/>. [Funnet april 2022].

- [4] Norges Bilsport Forbund, «Norsk bilsport - om norsk bilsport,» 2019. [Internett]. Available: <https://bilsport.no/om-norsk-bilsport/>. [Funnet april 2022].

- [5] Norges Bilsport Forbund, «Norsk Bilsport- Historikk,» 2019. [Internett]. Available: <https://bilsport.no/om-norsk-bilsport/historikk/>. [Funnet april 2022].

- [6] W. F. Milliken og D. L. Milliken, Race car vehicle dynamics, 2. red., Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1995.

- [7] H. G. Lemu, Dimensjonering av maskinelementer - Kompendium i fag MSK210 Maskinkonstruksjon, Stavanger: Universitetet i Stavanger, 2020.

- [8] Ansys, Inc, «Ansys Mechanical / Structural FEA,» [Internett]. Available: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical#tab1-2>. [Funnet 07 05 2022].

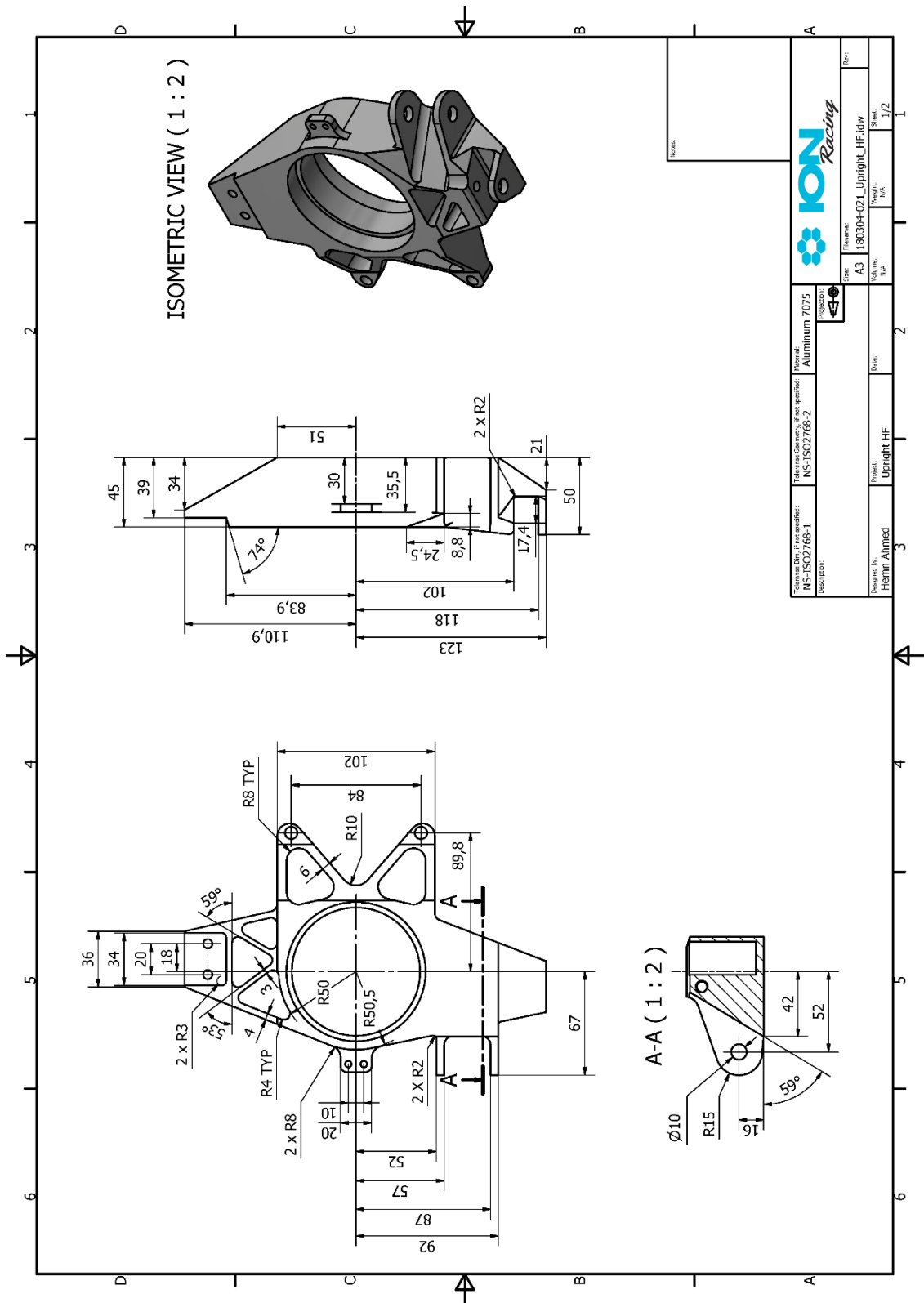
- [9] Markforged, «Additive Manufacturing History: From the 1980's to Now,» [Internett]. Available: <https://markforged.com/resources/blog/additive-manufacturing-history>. [Funnet mai 2022].
- [10] I. M. La Torraca Lopez, «Material characteristics of 3-D printed steel,» Master oppgave, Engineering Structures and Materials / Civil Engineering Structures, Universitetet i Stavanger, Stavanger, 2021.
- [11] D. Seward, Race car design, 1. red., London, England: Palgrave, 2014.
- [12] Store norske leksikon, «elementmetoden - Store norske leksikon,» 07 juli 2021. [Internett]. Available: <https://snl.no/elementmetoden>. [Funnet 10 05 2022].
- [13] Ansys, Inc, «The Fundamentals of FEA Meshing for Structural Analysis,» 08 april 2021. [Internett]. Available: <https://www.ansys.com/blog/fundamentals-of-fea-meshing-for-structural-analysis>. [Funnet 10 mai 2022].
- [14] GregorDS, «6DOF,» Wikimedia Foundation, Inc., Copyright: Creative Commons Attribution Share Alike 4.0 International, 15 mai 2015. [Internett]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/File:6DOF.svg>. [Funnet 12 mai 2022].

Kapittel

9. Vedlegg

Vedlegg I: Arbeidstegninger.....	74
Vedlegg II: 7075 T6 Aluminiumslegering.....	75
Vedlegg III: AlSi10Mg Aluminiumslegering.....	76
Vedlegg IV: Ti-6Al-4V Titanlegering	78
Vedlegg V: 17-4HP Rustfritt stål	80
Vedlegg VI: Resultat fra generative design analyse i Autodesk Fusion360.....	82
Vedlegg VII: Utvalgte modeller etter simulering i Autodesk Fusion360.....	84

Vedlegg I: Arbeidstegninger



Vedlegg II: 7075 T6 Aluminiumslegering

Astrup AS Datablad | Versjon nr: V1.0 | Dato opprettet: 2014-06-06 | Forfatter: CB | Revider av: | Sist oppdatert:



Aluminium Valset plate

EN AW-7075

KVALITET, MANGFOLD OG GODT SAMARBEID

Aluminium EN AW-7075 er en mye brukt legering der det er krav til meget høy styrke. Legeringen benyttes blant annet mye i flyindustrien der styrke/vækt forholdet er en viktig faktor.

Astrup lagerfører plater i EN AW-7075 i herdetilstand T6/T651.

Legeringen kan også leveres i herdetilstand T73/T7351 og T76/T7651 noe som bedrer motstanden mot korrosjon og da særlig spenningskorrosjon.

Kjemisk sammensetning – EN 573-3

	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Al
Min.	-	-	1,2	-	2,1	0,18	5,1	-	Rest
Max	0,40	0,50	2,0	0,3	2,9	0,28	6,1	0,2	

Tabellens verdier er illustrert i %

Mekaniske egenskaper – EN 485-2

Tilstand	Dimensjon Tykkelse (mm)	Strekfasthet		Flytegrense		Forlengelse		Hardhet
		Rm MPa		Rp 0,2 MPa		A %	HBW	
		min.	max.	min.	max.	min.	min.	Typisk verdi
T6/T651	12,5 – 25	540	-	470	-	6	-	161
	25 – 50	530	-	460	-	5	-	158
	50 – 60	525	-	440	-	4	-	155
	60 – 80	495	-	420	-	4	-	174
	80 – 90	490	-	390	-	4	-	144
	90 – 100	460	-	360	-	3	-	135

Tekniske egenskaper

Kald forming	
Maskinering	
Sveising	
Anodisering - beskyttelse	
Anodisering - dekorativt	
Korrosjonsmotstand – innenlands atmosfære	
Korrosjonsmotstand – industriell og marin atmosfære	

Tabellen er veiledende og gjelder for herdetilstand T6/T651

Fysiske egenskaper

Tetthet g/cm ³	Smeltepunkt °C	Elektrisk ledningsevne MS/m	Varmelednings- evne W/(m K)	Termisk utvidelseskoeffisient 10 ⁻⁶ /K	Elastisitetsmodul MPa
2,8	475/635	19,1	130	23,5	72000

Vedlegg III: AlSi10Mg Aluminiumslegering



OSPREY® AlSi10Mg POWDER FOR ADDITIVE MANUFACTURING

DATASHEET

GENERAL DESCRIPTION

Osprey® AlSi10Mg & AlSi7Mg aluminium alloy powders are manufactured by inert gas atomization, based on composition specifications of casting alloys are particularly suited for automotive, with thin walls, complex geometries and light weight aerospace applications. This grade of metal powder is designed for processing by Additive Manufacturing including Laser - Powder Bed Fusion, achieving material densities greater than 99.5%.

- Light weight
- Suitable for applications in Automotive and Aerospace industries.

CHEMICAL COMPOSITION (wt %)

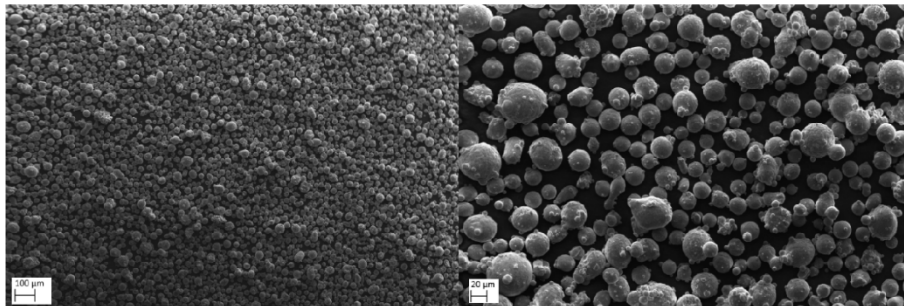
Osprey® AlSi10Mg

Al	Si	Mg	Fe	Ti	Mn	Cu	Ni	O
Balance	9 - 11	0.2 - 0.4	≤0.5 5	≤0.15	≤0.45	≤0.03	≤0.04	Reported

Osprey® AlSi7Mg

Al	Si	Mg	Fe	Ti	Mn	Cu	Ni	O
Balance	6 - 8	0.4 - 0.6	≤0.5 5	≤0.15	≤0.45	≤0.03	≤0.04	Reported

POWDER MORPHOLOGY



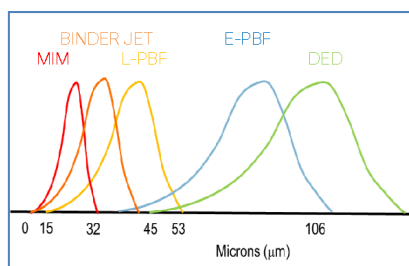
SEM micrographs of Osprey® AlSi10Mg a) -63 +20 µm powder with a spherical morphology, b) smooth surface and low level of powder satellites.

POWDER SIZE DISTRIBUTION

Available in a range of customised powder sizes suitable for different AM platforms:

- Laser beam - Powder Bed Fusion, (L-PBF)
e.g. 63 to 20 μm & 53 to 15 μm
- Electron Beam - Powder Bed Fusion, (E-PBF)
106 to 45 μm
- Direct Energy Deposition (DED)
150 to 53 μm & 90 to 45 μm

Other powder size range distributions are available by request.



MECHANICAL PROPERTIES

Typical mechanical properties of as-built Osprey® ALSi10MG alloy powders L-PBF in the as-built condition, evaluated at room temperature.

Metric units

Alloy	Direction	Proof strength	Tensile strength	Elongation
		$R_{p0.2}$	R_m	A
		MPa	MPa	%
AlSi10Mg	Horizontal	220 – 280	390 – 440	5 – 6
	Vertical	220 – 300	400 – 440	4 – 5
AlSi7Mg	Horizontal	225 - 235	380 – 390	8 – 9
	Vertical	225 - 235	380 – 390	8 – 9

Imperial units

Condition	Direction	Proof strength	Tensile strength	Elongation
		$R_{p0.2}$	R_m	A
		ksi	ksi	%
AlSi10Mg	Horizontal	32 - 41	57 - 64	5 – 6
	Vertical	32 - 44	57 - 64	4 – 5
AlSi7Mg	Horizontal	33 - 34	55 - 57	8 – 9
	Vertical	33 - 34	55 - 57	8 – 9

PHYSICAL PROPERTIES

Osprey® ALSi10Mg; Tap Density: 1.54 g/cm³

Pycnometric Density; 2.70 g/cm³

Osprey® ALSi7Mg; Tap Density: 1.59 g/cm³

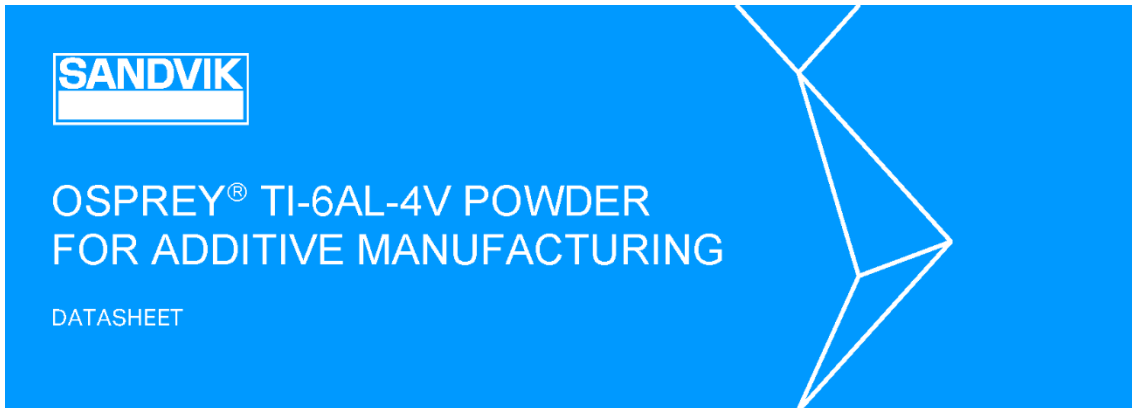
Pycnometric Density; 2.75 g/cm³

Disclaimer: Data and recommendations are provided for information and guidance only, and the performance or suitability of the material for specific applications are not warranted or guaranteed. Continuous development may necessitate changes in technical data without notice. This datasheet is only valid for Sandvik materials.

METALPOWDER.SANDVIK



Vedlegg IV: Ti-6Al-4V Titanlegering



GENERAL DESCRIPTION

Osprey® Ti-6Al-4V Grade 5 & Grade 23 powders are manufactured to the highest international standards by Electrode Inert Gas Atomisation, using a state-of-the-art titanium powder plant that offers a high level of automation, ensuring even better reliability and consistency. Offering typically lower cost & higher capacity than plasma atomised powders. Designed for processing by Additive Manufacturing processes, including Powder Bed Fusion by Laser & Electron Beam for medical, aerospace, automotive and engineering applications that require significant weight saving while maintaining high performance. Suitable for repair and refurbishment of worn and damaged components by Direct Energy Deposition.

CHEMICAL COMPOSITION

Osprey® Ti-6Al-4V Class 5*, Chemical composition (nominal), wt%

Ti	Al	V	Fe	O	C	N	H	Y	Others, each	Other, total
Balance	5.50-6.75	3.5-4.5	<0.30	<0.20	<0.08	<0.05	<0.015	<0.005	<0.10	<0.40

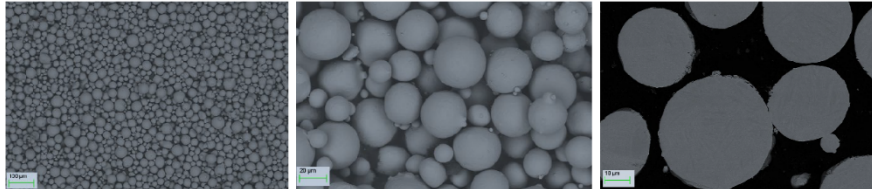
*According to ASTM F2924-14

Osprey® Ti6-AL-4V Class 23**, Chemical composition (nominal), wt%

Ti	Al	V	Fe	O	C	N	H	Y	Others, each	Other, total
Balance	5.50-6.75	3.5-4.5	<0.25	<0.13	<0.08	<0.05	<0.012	<0.005	<0.10	<0.40

**According to ASTM F3001-14

POWDER MORPHOLOGY



SEM micrographs of -63 +20 μm powder with a spherical morphology (HS Circularity 0.95), smooth surface and low level of powder satellites (magnifications x100 & x250) and a section through the powder (magnification x1000), with no visible internal porosity.

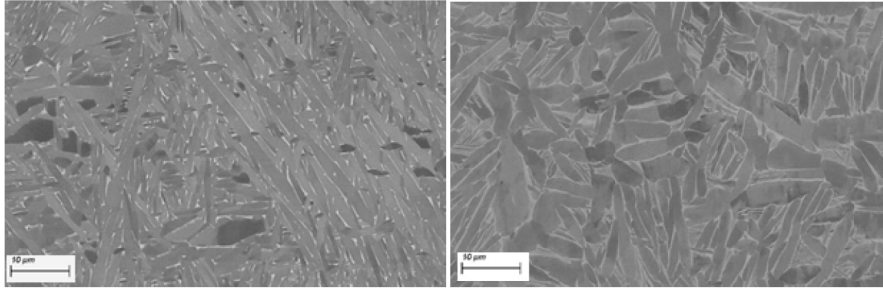
POWDER SIZE DISTRIBUTION

Available in a range of customised powder sizes suitable for different AM platforms:

- Laser beam - Powder Bed Fusion, (L-PBF)
e.g. 63 to 20 μm
- Electron Beam - Powder Bed Fusion, (E-PBF)
106 to 45 μm
- Direct Energy Deposition (DED)
150 to 53 μm & 90 to 45 μm

Other powder size range distributions are available by request, including fine powder (<45 microns) for Metal Injection Moulding.

MICROSTRUCTURE



SEM micrographs of Osprey® Ti-6AL-4V L-PBF material in a heat-treated condition (solution annealed at 850 °C for 2 hours in argon) on the left, featuring a fine lamellar and dense microstructure is identified which originates from the decomposition of martensitic α' as expected; showing a phase transformation that gave rise to a coarser structure consisting of a α phase matrix (grey) and an interlamellar β phase (bright). The difference in microstructure for vertical and horizontal builds is not significant. The mechanical properties of heat treated L-PBF material is provided below. The microstructure, shown on the right, for L-PBF material after Hot Isostatic Pressing (HIP), which results in a coarsening of the grain size. The mechanical properties of HIP material is similar to that of the heat treated material with an improvement in impact toughness, especially in the vertical direction (32 J).

MECHANICAL PROPERTIES

Typical mechanical properties of Osprey® Ti-6AL-4V Grade 23 L-PBF material in a heat treated condition and evaluated at room temperature. Combining high levels of mechanical performance with light-weight, corrosion resistance and biocompatibility.

Metric units						
Condition	Direction	Proof strength	Tensile strength	E-modulus	Elongation	Impact Toughness
		$R_{p0.2}$	R_m		A	
		MPa	MPa	GPa	%	J
Heat treated	Horizontal	957 ±7	1076 ±6	119 ±2	14 ±0.6	23 ±0.5
	Vertical	997 ±6	1094 ±4	122 ±2	15 ±0.5	22 ±0.9

Imperial units						
Condition	Direction	Proof strength	Tensile strength	E-modulus	Elongation	Impact Toughness
		$R_{p0.2}$	R_m		A	
		ksi	ksi	ksi	%	J
Heat treated	Horizontal	139 ±1	156 ±1	17,260 ±290	14 ±0.6	23 ±0.5
	Vertical	145 ±1	159 ±1	17,695 ±290	15 ±0.5	22 ±0.9

Typical Vicker's Hardness levels (ASTM E92, ISO 6507-1, JIS Z2244, GB/T 4340.1), in the L-PBF heat-treated condition.

Condition	Direction	Hardness HV
Heat treated	Horizontal	344 ±4
	Vertical	346 ±4

Disclaimer: Data and recommendations are provided for information and guidance only, and the performance or suitability of the material for specific applications are not warranted or guaranteed. Continuous development may necessitate changes in technical data without notice. This datasheet is only valid for Sandvik materials.

METALPOWDER.SANDVIK



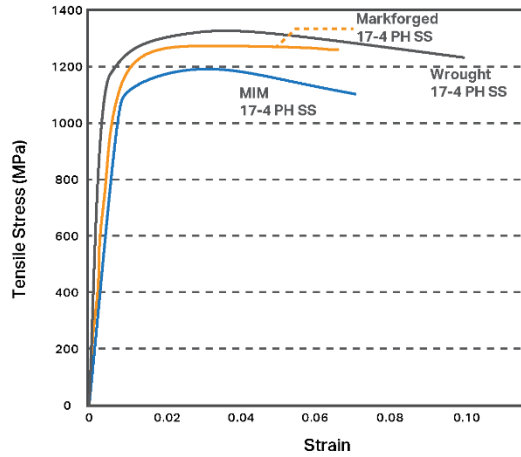
Vedlegg V: 17-4HP Rustfritt stål

MATERIAL DATASHEET



17-4 PH Stainless Steel

Composition	Amount
Chromium	15-17.5%
Nickel	3-5%
Copper	3-5%
Silicon	1% max
Manganese	1% max
Niobium	0.15-0.45%
Carbon	0.07% max
Phosphorous	0.04% max
Sulfur	0.03% max
Iron	bal



● Markforged H900 Heat Treated

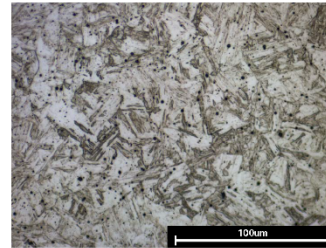
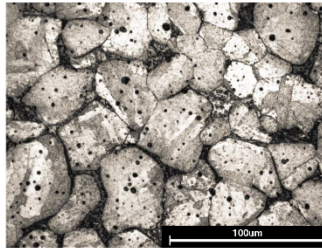
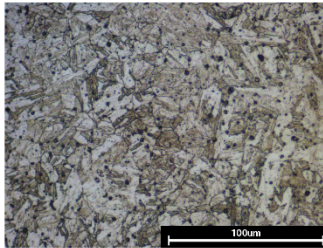
17-4 PH stainless steel processed with the Markforged Metal X system heat treated to H900 specification.

● MIM H900 Heat Treated

17-4 PH MIM standard stainless steel heat treated to H900 specification.

● ASTM A564 H900 Heat Treated

ASTM A564 17-4 PH stainless steel heat treated to H900 specification.



Typical Mechanical Properties	Standard	Markforged H900	MIM H900	ASTM A564 H900
Ultimate Tensile Strength	ASTM E8	1250 MPa	1190 MPa	1310 MPa
0.2% Yield Strength	ASTM E8	1100 MPa	1090 MPa	1170 MPa
Elongation at Break	ASTM E8	6%	6%	10%
Tensile Modulus	ASTM E8	170 GPa	190 GPa	190 GPa
Hardness	ASTM E18	36 HRC	33 HRC	40 HRC
Corrosion	ASTM F1089	Pass	Pass	Pass
Relative Density	ASTM B923	96%	95.5%	100%

All data and graphs on front page reflect values of H900 heat treated 17-4 PH SS. Markforged represent typical tested values, while MIM H900 and Wrought H900 represent typical reference values from MPIF Standard 35. For values of Markforged printed 17-4 PH SS as-sintered and with H1150 heat treatment, please see the reverse side. All composition and "As-Sintered" data verified by a third party test facility. All microstructure images etched and photographed at Markforged.

ADDITIONAL DATA



17-4 PH Stainless Steel

Values listed below compare Markforged samples processed in three different ways: As-Sintered, heat treated to H900 standard, and heat treated to H1150 standard.

Typical Mechanical Properties	Standard	As Sintered	H900	H1150
Ultimate Tensile Strength	ASTM E8	1050 MPa	1250 MPa	950 MPa
0.2% Yield Strength	ASTM E8	800 MPa	1100 MPa	880 MPa
Elongation at Break	ASTM E8	5%	6%	10%
Tensile Modulus	ASTM E8	140 GPa	170 GPa	170 GPa
Hardness	ASTM E18	30 HRC	36 HRC	32 HRC
Corrosion	ASTM F1089	Pass	Pass	Pass
Relative Density	ASTM B923	96%	96%	96%

These representative data were tested, measured, or calculated using standard methods and are subject to change without notice. Markforged makes no warranties of any kind, express or implied, including, but not limited to, the warranties of merchantability, fitness for a particular use, or warranty against patent infringement; and assumes no liability in connection with the use of this information. The data listed here should not be used to establish design, quality control, or specification limits, and are not intended to substitute for your own testing to determine suitability for your particular application. Nothing in this sheet is to be construed as a license to operate under or a recommendation to infringe upon any intellectual property right.

Vedlegg VI: Resultat fra generative design analyse i Autodesk Fusion360

Name	Recommendation %	Processing status	Material	Manufacturing method	Visual similarity	Volume [mm ³]	Mass [kg]	Max von Mises stress [Mpa]	Factor of safety limit	Min factor of safety	Max displacement global [mm]
Structural Component Study 1 - Outcome 1	80.73	Converged	Aluminum 7075	Unrestricted	Unique	741239	2.0829	48	3.0	3.00	0.06
Structural Component Study 1 - Outcome 2	66.96	Converged	Aluminum 7075	Additive	Unique	749107	2.1050	48	3.0	3.00	0.07
Structural Component Study 1 - Outcome 3	60.12	Converged	Aluminum 7075	3 axis milling	Unique	1064612	2.9916	48	3.0	3.00	0.06
Structural Component Study 1 - Outcome 4	82.06	Converged	Aluminum 7075	5 axis milling	Unique	722863	2.0312	48	3.0	3.00	0.06
Structural Component Study 1 - Outcome 5	66.61	Completed	Titanium 6Al-4V	Unrestricted	Group 1	132357	0.5863	258	3.0	3.42	0.60
Structural Component Study 1 - Outcome 6	0.67	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Unique	768996	3.4067	108	3.0	8.19	0.04
Structural Component Study 1 - Outcome 7	83.13	Completed	Titanium 6Al-4V	3 axis milling	Group 6	445445	1.9733	293	3.0	3.02	0.15
Structural Component Study 1 - Outcome 8	71.95	Completed	Titanium 6Al-4V	5 axis milling	Group 1	160233	0.7098	207	3.0	4.27	0.35
Structural Component Study 1 - Outcome 9	91.27	Converged	Aluminum 6061	3 axis milling	Group 6	477101	1.2882	92	3.0	3.00	0.14
Structural Component Study 1 - Outcome 10	90.83	Converged	Aluminum 6061	5 axis milling	Unique	255275	0.6892	92	3.0	3.00	0.26
Structural Component Study 1 - Outcome 11	91.22	Converged	Aluminum AlSi10Mg	Unrestricted	Group 4	284719	0.7602	80	3.0	3.00	0.22
Structural Component Study 1 - Outcome 12	77.29	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 5	364553	0.9734	80	3.0	3.00	0.20
Structural Component Study 1 - Outcome 13	24.77	Completed	Aluminum AlSi10Mg	3 axis milling	Group 6	482319	1.2878	129	3.0	1.86	0.12
Structural Component Study 1 - Outcome 14	92.01	Converged	Aluminum AlSi10Mg	5 axis milling	Group 4	305837	0.8166	80	3.0	3.00	0.18
Structural Component Study 1 - Outcome 15	88.19	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Unrestricted	Group 1	148628	1.1593	199	3.0	3.01	0.26
Structural Component Study 1 - Outcome 16	43.45	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 5	346002	2.6988	159	3.0	3.77	0.07
Structural Component Study 1 - Outcome 17	45.61	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	3 axis milling	Group 6	446017	3.4789	200	3.0	3.00	0.08
Structural Component Study 1 - Outcome 18	89.12	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	5 axis milling	Ungrouped	169054	1.3186	199	3.0	3.01	0.17
Structural Component Study 2 - Outcome 1	82.28	Converged	Aluminum 7075	Unrestricted	Unique	708327	1.9904	48	3.0	3.00	0.06
Structural Component Study 2 - Outcome 2	67.59	Converged	Aluminum 7075	Additive	Unique	737072	2.0712	48	3.0	3.00	0.06
Structural Component Study 2 - Outcome 3	59.25	Converged	Aluminum 7075	3 axis milling	Group 2	1076072	3.0238	48	3.0	3.00	0.05
Structural Component Study 2 - Outcome 4	58.00	Converged	Aluminum 7075	5 axis milling	Group 2	1076072	3.0238	48	3.0	3.00	0.05
Structural Component Study 2 - Outcome 5	56.35	Completed	Titanium 6Al-4V	Unrestricted	Group 4	354630	1.5710	122	3.0	7.23	0.10
Structural Component Study 2 - Outcome 6	29.40	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 7	539723	2.3910	116	3.0	7.63	0.07
Structural Component Study 2 - Outcome 7	0.00	Converged	Titanium 6Al-4V	3 axis milling	Group 2	1077671	4.7741	95	3.0	9.31	0.03
Structural Component Study 2 - Outcome 8	0.00	Converged	Titanium 6Al-4V	5 axis milling	Group 2	1077671	4.7741	95	3.0	9.31	0.03
Structural Component Study 2 - Outcome 9	62.70	Converged	Aluminum 6061	3 axis milling	Group 2	1076072	2.9054	92	3.0	3.00	0.05
Structural Component Study 2 - Outcome 10	61.45	Converged	Aluminum 6061	5 axis milling	Group 2	1076072	2.9054	92	3.0	3.00	0.05
Structural Component Study 2 - Outcome 11	91.32	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Unrestricted	Group 4	354954	0.9477	80	3.0	3.00	0.16
Structural Component Study 2 - Outcome 12	74.81	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 7	563064	1.5034	80	3.0	3.00	0.10
Structural Component Study 2 - Outcome 13	63.41	Converged	Aluminum AlSi10Mg	3 axis milling	Group 2	1076072	2.8731	80	3.0	3.02	0.05
Structural Component Study 2 - Outcome 14	62.16	Converged	Aluminum AlSi10Mg	5 axis milling	Group 2	1076072	2.8731	80	3.0	3.02	0.05
Structural Component Study 2 - Outcome 15	71.62	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Unrestricted	Group 4	320058	2.4965	200	3.0	3.00	0.11
Structural Component Study 2 - Outcome 16	0.00	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 7	560031	4.3682	117	3.0	5.13	0.03
Structural Component Study 2 - Outcome 17	0.00	Converged	Stainless Steel 17-4 PH	3 axis milling	Group 2	1074523	8.3813	96	3.0	6.24	0.02
Structural Component Study 2 - Outcome 18	0.00	Converged	Stainless Steel 17-4 PH	5 axis milling	Group 2	1074523	8.3813	96	3.0	6.24	0.02
Structural Component Study 3 - Outcome 1	23.79	Completed	Titanium 6Al-4V	Unrestricted	Unique	688578	3.0504	108	1.5	8.20	0.05
Structural Component Study 3 - Outcome 2	73.35	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 5	333971	1.4795	551	1.5	1.60	0.14
Structural Component Study 3 - Outcome 3	73.12	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	188973	0.8372	530	1.5	1.67	0.30
Structural Component Study 3 - Outcome 4	48.38	Converged	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	83456	0.3697	586	1.5	1.51	1.48
Structural Component Study 3 - Outcome 5	45.95	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 3	269242	1.1927	162	1.5	5.46	0.16
Structural Component Study 3 - Outcome 6	74.27	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	173806	0.7700	579	1.5	1.53	0.32

Name	Recommendation %	Processing status	Material	Manufacturing method	Visual similarity	Volume [mm ³]	Mass [kg]	Max von Mises stress [Mpa]	Factor of safety limit	Min factor of safety	Max displacement global [mm]
Structural Component Study 3 - Outcome 7	67.49	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	175203	0.7762	522	1.5	1.69	0.42
Structural Component Study 3 - Outcome 8	72.08	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Unrestricted	Group 1	179936	0.4806	160	1.5	1.50	0.61
Structural Component Study 3 - Outcome 9	76.17	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 5	290861	0.7766	159	1.5	1.51	0.28
Structural Component Study 3 - Outcome 10	65.08	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 1	182636	0.4876	160	1.5	1.50	0.51
Structural Component Study 3 - Outcome 11	51.78	Converged	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 1	128404	0.3428	160	1.5	1.50	0.79
Structural Component Study 3 - Outcome 12	70.18	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 3	204051	0.5448	160	1.5	1.50	0.43
Structural Component Study 3 - Outcome 13	66.15	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 1	174403	0.4657	160	1.5	1.50	0.49
Structural Component Study 3 - Outcome 14	71.65	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 1	195337	0.5216	159	1.5	1.51	0.40
Structural Component Study 3 - Outcome 15	81.92	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Unrestricted	Group 1	161946	1.2632	298	1.5	2.01	0.21
Structural Component Study 3 - Outcome 16	36.54	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 5	334182	2.6066	191	1.5	3.15	0.08
Structural Component Study 3 - Outcome 17	54.20	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	189572	1.4787	184	1.5	3.25	0.16
Structural Component Study 3 - Outcome 18	49.89	Converged	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	83846	0.6540	400	1.5	1.50	0.84
Structural Component Study 3 - Outcome 19	33.96	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 3	329860	2.5729	167	1.5	3.59	0.07
Structural Component Study 3 - Outcome 20	55.79	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	180745	1.4098	191	1.5	3.14	0.16
Structural Component Study 3 - Outcome 21	62.71	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	180958	1.4115	243	1.5	2.47	0.16
Structural Component Study 4 - Outcome 1	71.91	Completed	Titanium 6Al-4V	Unrestricted	Group 1	178054	0.7888	438	2.0	2.01	0.59
Structural Component Study 4 - Outcome 2	53.69	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 5	333904	1.4792	229	2.0	3.85	0.14
Structural Component Study 4 - Outcome 3	72.14	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	198616	0.8799	385	2.0	2.29	0.27
Structural Component Study 4 - Outcome 4	50.23	Converged	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	161271	0.7144	200	2.0	4.41	0.32
Structural Component Study 4 - Outcome 5	51.17	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 3	269182	1.1925	196	2.0	4.50	0.17
Structural Component Study 4 - Outcome 6	54.16	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	172934	0.7661	232	2.0	3.80	0.32
Structural Component Study 4 - Outcome 7	60.65	Completed	Titanium 6Al-4V	Additive	Group 1	205466	0.9102	264	2.0	3.34	0.23
Structural Component Study 4 - Outcome 8	90.85	Converged	Aluminum AlSi10Mg	Unrestricted	Group 4	263903	0.7046	120	2.0	2.00	0.24
Structural Component Study 4 - Outcome 9	77.16	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 5	334040	0.8919	120	2.0	2.00	0.22
Structural Component Study 4 - Outcome 10	78.33	Converged	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Unique	264834	0.7071	120	2.0	2.01	0.20
Structural Component Study 4 - Outcome 11	70.95	Completed	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Unique	599489	1.6006	108	2.0	2.23	0.08
Structural Component Study 4 - Outcome 12	78.47	Converged	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Unique	268757	0.7176	120	2.0	2.00	0.19
Structural Component Study 4 - Outcome 13	78.30	Converged	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 4	264488	0.7062	120	2.0	2.00	0.20
Structural Component Study 4 - Outcome 14	78.20	Converged	Aluminum AlSi10Mg	Additive	Group 4	266614	0.7119	120	2.0	2.00	0.21
Structural Component Study 4 - Outcome 15	85.80	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Unrestricted	Group 1	181620	1.4166	276	2.0	2.18	0.17
Structural Component Study 4 - Outcome 16	55.21	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 5	334095	2.6059	293	2.0	2.05	0.08
Structural Component Study 4 - Outcome 17	70.11	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	189397	1.4773	258	2.0	2.32	0.16
Structural Component Study 4 - Outcome 18	56.99	Converged	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	93551	0.7297	300	2.0	2.00	0.63
Structural Component Study 4 - Outcome 19	48.59	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 3	265240	2.0689	167	2.0	3.60	0.09
Structural Component Study 4 - Outcome 20	63.53	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	169933	1.3255	205	2.0	2.93	0.18
Structural Component Study 4 - Outcome 21	56.39	Completed	Stainless Steel 17-4 PH	Additive	Group 1	204337	1.5938	175	2.0	3.44	0.13

Vedlegg VII: Utvalgte modeller etter simulering i Autodesk Fusion360