Examensarbete

HÖGSKOLAN I SKÖVDE

IMPLEMENTERING AV EN MULTIPELDRAGARE I EN AUTOMATISK MONTERINGSSTATION

IMPLEMENTATION OF A MULTIPLESCREWDRIVER IN AN AUTOMATIC ASSEMBLY STATION

Examensarbete inom Maskinteknik
Grundnivå G2E, 30 Högskolepoäng
Vårtermin 2022

Joel Gustafsson
Chanintorn Phaetpricha

Handledare på högskolan: Lennart Ljungberg
Biträdande handledare: Ilija Todorovic
Handledare på Aurobay: Marcus Jerne

Examinator: Daniel Svensson

Sammanfattning

Detta arbete utfördes med syftet att driva ett förbättringsarbete vid Aurobays motorfabrik i Skövde. En manuellt hanterad multipeldragare som fäster en givare med tre skruvar samt läser dess matrixkod önskades implementeras i en automatisk monteringsstation i samma produktionsflöde. För att denna förbättring ska möjliggöras behövdes en fästanordning för dragaranordningen konstrueras. En kritisk aspekt i arbetet var ett krav på att dragaranordningen skulle vara rörlig för att undvika kontakt med befintliga delar av den automatiska monteringsstationen. Detta projekt följde produktutvecklingsprocessen, från konceptuell design, till val av lämpliga maskinelement, samt slutligen till strukturella hållfasthetsberäkningar. Det ingick också val av lämpliga maskinelement för att möjliggöra denna rörelse. Resultatet av arbetet, i form av ett digitalt lösningsförslag samt tillverkningsunderlag i form av ritningar, lade grunden för Aurobays implementering av förbättringsarbetet i verkligheten.

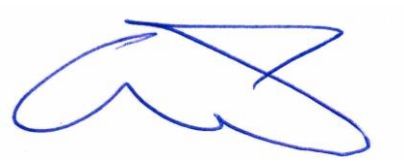
Abstract

This work was carried out with the aim of conducting improvement work at Aurobays engine factory in Skövde. A manually operated multiplescrewdriver that attaches a sensor with three screws and reads its matrix code aimed to be implemented in an automatic assembly station of the same production line. For this improvement, a fastening device for the screwdriver device had to be designed. A critical aspect of the work was a requirement that the screwdriver device should be movable in order to avoid contact with existing parts of the automatic assembly station. This project follows the product development process, from conceptual design to the selection of suitable machine elements, and finally to structural strength calculations. The result of the work, in the form of a digital solution proposal, forms a foundation for Aurobays implementation of the improvement work in reality.

Intyg

Denna uppsats har 2022-06-03 lämnats in av Chanintorn Phaetpricha och Joel Gustafsson till Högskolan i Skövde som uppsats för erhållande av betyg för på grundnivå G2E inom huvudområdet Maskinteknik.

Vi intygar härmed att allt material i denna uppsats som inte är resultatet av eget arbete har redovisats med källangivelse. Uppsatsen innehåller inte heller material som vi redan tidigare fått tillgodoräknat sig inom sina akademiska studier.



Chanintorn Phaetpricha *Joel Gustafsson*

Skövde 2020-06-03
Institutionen för Ingenjörsvetenskap

Skövde 2020-06-03
Institutionen för Ingenjörsvetenskap/School of Engineering Science

Förord

Detta projekt genomfördes i samarbete med Aurobay och Högskolan Skövde. Vi vill tacka Aurobay som gett oss möjligheten till detta examenarbete. Stort tack till våra handledare Marcus Jerne och Victor Souranis, som alltid varit tillgängliga och med stort engagemang väglett och stöttat oss genom arbetet och bidragit med viktiga synpunkter. Vi vill också tacka Mikael Magnusson på Aurobay som ständigt koordinerat detta projekt med övriga personal mot rätt riktning. På Högskolan i Skövde vill vi tacka vår handledare Lennart Ljungberg som varit tillgänglig oavsett när på dygnet och medverkat med sina goda kunskaper och instinkter samt roliga diskussioner. Vi vill även tacka Daniel Svensson som har gett sina synpunkter tidigt och under projektet vilket bidragit till att vi tidigt kunde reagera och agera. Sist men inte minst, stort tack till vår biträdande handledare, Ilija Todorovic, som alltid med glädje och stort engagemang bidrog med sina instinkter och varit ett bollplank.

Innehållsförteckning

Sammanfattning ... 1
Abstract ... 2
Intyg ... 3
Förord ... 4
Figurförteckning ... 8
Tabellförteckning ... 10
Nomenklatur ... 11
Förkortningar ... 12
1 Introduktion ... 13
1.1 Bakgrund ... 13
1.2 Syfte och mål ... 15
1.3 Förundersökning ... 15
1.3.1 Slutsatser från förundersökning ... 18
1.4 Avgränsningar ... 18
2 Teoretisk referensram ... 20
2.1 Produktutvecklingsprocess ... 20
2.2 Planering ... 20
2.2.1 Kravviktningsmatris ... 20
2.3 Konceptutveckling ... 21
2.3.1 Externa sökningar ... 21
2.3.2 Interna sökningar ... 21
2.3.3 Systematisk utforskning och konceptgenerering ... 22
2.3.4 Utvärdering av koncept – Pugh matris ... 22
2.4 Riskanalys - Failure Mode and Effekt Analysis ... 23
2.5 Design For Manufacturing and Assembly ... 24
2.6 Svetsförband ... 24
2.6.1 Svetsförband utsatta för dragning ... 24
2.6.2 Svetsförband utsatta för böjning ... 25
2.6.3 Fleraxliga spänningstillstånd - svetsförband ... 26
2.7 Skruvförband ... 27
2.8 Hålplantryck ... 28
2.9 Utmattning ... 29
2.9.1 Utmattningsanalys för svetsförband ... 30

3 En hållbar utveckling och produktutveckling ... 31
4 Litteraturstudie ... 32
4.1 Syfte med litteraturstudien ... 32
4.2 Genomförande av litteraturstudien ... 32
4.3 Design For Manufacturing and Assembly ... 32
4.4 Materialval ... 33
4.5 Computer Aided Design ... 33
4.5.1 Parameterstyrd Computer Aided Design - modellering ... 34
4.5.2 Bottom-up-metod för konstruktion ... 34
5 Metod och genomförande ... 35
5.1 Kundcentrerad planering ... 35
5.1.1 Kravspecifikation ... 35
5.1.2 Kravviktning ... 37
5.2 Konceptuell design ... 37
5.2.1 Externa sökningar ... 37
5.2.2 Brainwriting ... 39
5.2.3 Analys och urval – Morfologisk matris ... 40
5.2.4 Konceptutvärdering – Pugh matris ... 42
5.2.5 Drivning – Placering och storlek av pneumatisk cylinder ... 42
5.3 Detaljerad design och konstruktion ... 43
5.3.1 Materialval ... 43
5.3.2 Konceptmodellering ... 44
5.3.3 Riskanalys - Failure Mode and Effekt Analysis ... 48
5.4 Strukturell hållfasthet ... 49
5.4.1 Finita elementanalys ... 49
5.4.2 Spänningsanalyser ... 49
5.5 Cylinderfixtur ... 50
5.5.1 Finita elementanalys – hela systemet ... 50
5.5.2 Analytisk beräkning – Svetsförband ... 51
5.5.3 Analytisk beräkning - Skruvförband ... 53
5.5.4 Analytisk beräkning – Utmattning på skruvar ... 58
5.6 Fästplattan ... 59
5.7 Gejdrar och åkvagnar ... 59
5.8 Upphängningsfixtur ... 62

6 Resultat ... 63
6.1 Resultat – konceptuell design ... 63
6.2 Resultat – detaljerad design och konstruktion ... 63
6.3 Resultat – strukturell hållfasthet ... 64
6.4 Uppföljning kravspecifikation ... 64
7 Diskussion ... 64
7.1 Produktutvecklingsprocessen ... 65
7.2 Strukturell hållfasthet ... 65
7.2.1 Dynamisk last kontra statisk last ... 65
7.2.2 Cylinderfixtur – Skruvförband ... 66
7.2.3 Fästplattan ... 66
7.3 Hållbar utveckling ... 66
7.3.1 Etik ... 67
7.3.2 Jämställdhet ... 67
8 Slutsatser ... 67
9 Framtida arbete ... 68
10 Källförteckning ... 68
Bilagor ... 72
Bilaga A: Förbandsfaktorer $\boldsymbol{Kx}$ ... 72
Bilaga B: Tillåten spänningsvidd efter val av $\boldsymbol{Kx}$ ... 75
Bilaga C: Cylinderfixtur skruvförband analytisk ... 75
Bilaga D: Cylinderfixtur skruvförband – Finita elementanalys ... 77
Bilaga E: Fästplattan – Strukturell hållfasthet ... 79

Figurförteckning

Figur 1: STN300 14
Figur 2: Multipeldragaren i STN300 14
Figur 3: QLT-givaren monterad på motor. 14
Figur 4: Multipeldragaren och dess delar 16
Figur 5: Överblick över STN310 med dess huvudkomponenter med vy snett framifrån. 17
Figur 6: QLT-givaren monterad på motor. 17
Figur 7: STN310 med vy bakifrån från ovan. 18
Figur 8: Ett beräkningssnitt för kälsvets. Denna beteckning ⊥ redogör vinkelrät mot och beteckning ‖ parallell med svetsens längdriktning (Dahlvig 1993, s.1:10). 24
Figur 9: Illustration på T-svets och a-mått och nyttiga längden l (Konstruktionselement och maskinbyggnad, s. 1:9). 25
Figur 10: a-c illustrerar vyn från sidan, där ett svetsförband blir utsatt för böjning av kraften F. I-II i ringformade detaljvyer på spänningarnas riktningar samt a-mått på ett svetsförband (Dahlvig 1993, s.1:18). 25
Figur 11: Ett exempel på belastning med axiell och tangentiell kraft på ett skruvförband som sammanfogar två komponenter (Autodesk 2014). 27
Figur 12: Illustration på hålplantryck (Bulten AB 2016). 29
Figur 13: Allmänna fall med varierande spänning (Björk 2007, s.41) 29
Figur 14: Wöhlerdiagram (Björk 2007, s.41). 30
Figur 15: Flödesdiagram över metod och genomförande samt hur de kombineras i projektet. 35
Figur 16: BALL RUNNER BLOCK CARBON STEEL KWD-025-FNS-C1-P-1 (Bosch Rexroth AG 2022). 38
Figur 17: Exempel på pneumatisk cylinder som drivning samt exempel på urfräsningar i underhållssyfte. 38
Figur 18: Exempel på urfrästa stålplattor i dragarfixtur. 39
Figur 19: Koncept 1. 41
Figur 20: Koncept 2. 41
Figur 21: Koncept 3. 41
Figur 22: Placeringsalternativ 1. 43
Figur 23: Placeringsalternativ 2. 43
Figur 24: Placeringsalternativ 3. 43
Figur 25: Översiktbild över konstruktionsförslaget. 45
Figur 26: Konstruktionsförslagets placering i STN310. 45
Figur 27: Översiktsbild över upphängningsfixturens design. 46
Figur 28: Fästplatta, gejdrar, åkvagnar, samt område där fästplattan hänger fritt. 47
Figur 29: Cylinderfixtur och drivcylinder. 48
Figur 30: Laster i form av cylinderns reaktionskraft och egentyngd. 50
Figur 31: Randvillkor vid skruvhål. 50
Figur 32: Illustration av den kritiska delen inringat i rött. 50
Figur 33: Ansättning av krafter på cylinderfixturen samt inringning där spänning studeras. 51
Figur 34: Vy över kritiskt svetsat område med kraftansättning. Till vänster presenteras ett tvärsnitt, med snitt A och B. I de grön ringformade illustreras riktningarna på spänningarna som uppstår mellan snitt A och B. 52

Figur 35: Hantering av skruvförband som ett par för respektive stång och ett koordinatsystem x- och z-led. 54
Figur 36: Illustration av deformation för ett belastat system fäst med tre stänger. 54
Figur 37: Hantering av skruvförbandspar som stänger. 56
Figur 38: Vy över en åkvagn 59
Figur 39: Friläggning av upphängningsfixtur med vy från ovan. 60
Figur 40: Visualisering av skillnad i avstånd i vertikalled, mellan cylinderns angreppspunkt och gejdrar samt åkvagnar (avstånd i mm). 61
Figur 41: Slutgiltigt koncept. 63
Figur 42: Slutgiltigt koncept med uppdaterad placering av pneumatiskcylindern 63
Figur 43: Multipeldragaren i utgångsläge. 64
Figur 44: Multipeldragaren i yttre ändläge, där montering av QLT-givaren och avläsning av matrixkoden sker. 64
Figur 45: Friläggning 1 av sidovy på upphängningsfixturen 80
Figur 46: Friläggning 2 av 80

Tabellförteckning

Tabell 1: Modifierad version av en kravviktningsmatris (Johannesson, Person & Petterson 2013, s.188). 21
Tabell 2: Morfologisk matriskombination av dellösningar för respektive egenskap (Design i fokus 2010, s.57). 22
Tabell 3: Exempel på Pugh matris (Johannesson, Persson & Petterson 2013, s.184). 23
Tabell 4: Tillåtna spänningar för olika svetsstå vid drag, tryck och böjning (Dahlvig 1993, s. 1:11). 27
Tabell 5: Variabel a beroende av vilket material som används som förband (Autodesk 2014) 28
Tabell 6: Strukturerad checklista och tabellguide (riktlinjer för DFMA). 33
Tabell 7: Kravspecifikation. 36
Tabell 8: Kravviktningsmatris. 37
Tabell 9: Morfologisk matris för diverse delkoncept och delfunktioner. 40
Tabell 10: Konceptutvärdering med Pugh matris. 42
Tabell 11: Mekaniska egenskaper för valt material i Autodesk Inventor. 49
Tabell 12: Belastning utgörs av mg. Jämvikt, kompatibilitet och konstitutiva samband med ett linjärt förhållande mellan lasten och de obekanta samt de obekanta sinsemellan. 54
Tabell 13: Spänningstabell för skruvförband med kraft mg. 55
Tabell 14: Belastning utgörs av F. Jämvikt, kompatibilitet och konstitutiva samband med ett linjärt förhållande mellan lasten och de obekanta samt de obekanta sinsemellan. 56
Tabell 15: Spänningsfördelning på skruvförband med kraft F. 57
Tabell 16: Resultat på resulterande säkerhetsfaktor med hänsyn till utmattning. 64

Nomenklatur

Symbol	Beskrivning
d	Diameter (m)
b	Bredd (m)
h	Höjd (m)
L, l	Längd (m)
M	Moment (Nm)
P	Tryck (Pa)
R_{eL}	Sträckgräns (Pa)
R_m	Brottgräns (Pa)
E	Elasticitetsmodul (Pa)
F	Kraft (N)
σ	Spänning (Pa)
σ_e	Effektivspänning (Pa)
τ	Skjuvspänning (Pa)
I	Yttröghetsmoment kring neutrallagret (m^4)
y	Avstånd från neutrallagret där påkänning beräknas (m)
T	Tvärkraft (N)
F_0	Förspänningskraften (N)
M_u	Åtdragningsmomentet (Nm)
d_2	Spänningsdiameter (m)
P	Stigning (mm)
σ_t	Dragspänning i ett skruvförband (Pa)
τ_k	Vridspänning i ett skruvförband (Pa)

Symbol	Beskrivning
σ_{max}	Maximal spanning (Pa)
σ_{min}	Minsta spanning (Pa)
σ_{AN}	Största amplituden som brott uppstår efter N cykler (Pa)
σ_{AD}	Största amplituden som påvisar att det inte medför brott (Pa)
σ_N	Utmattningsbrottgräns (Pa)
σ_D	Utmattningsgräns (Pa)
σ_m	Mittspänning (Pa)
σ_a	Skillnad från mittspänning (Pa)
$C_1\ och\ C_2$	Sträckningskonstanterna
N	Antal cykler
$\parallel$	Parallell
$\perp$	Vinkelrät
f_1	Gängfriktionen
z	Antal skruvförband
a	Konstanten på material av skruvförband
R_s	Spänningskvot

Förkortningar

QLT	Quality Level Temperature
STN	Station
PLC	Programmable Logic Controller
NC	Numerical Control
FN	Förenta nationerna
DFMA	Design for Manufacturing and Assembly
FEA	Finita elementanalys
CAD	Computer Aided Design
FMEA	Failure Mode and Effekt Analysis
ISO	Internationella standardiseringsorganisationen
ELU	Environmental Load Units

1 Introduktion

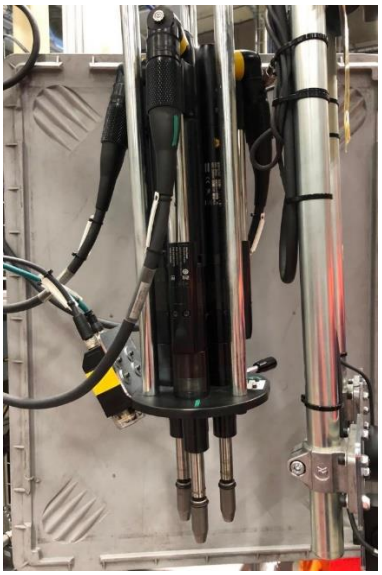
Aurobay är ett företag som idag utvecklar och tillverkar drivlinelösningar och motorer för en global marknad. Aurobay har verksamhet i Sverige, Kina, USA, Storbritannien och Malaysia. I Skövde har motortillverkning pågått i över 100 år. Aurobay förenar Volvo Cars drivlineverksamhet med Geely för att producera drivlinelösningar i världsklass (Aurobay 2022). För att uppnå denna ambition krävs att verksamheten drivs effektivt och ständigt strävar efter att hitta nya möjligheter till förbättringar. Avdelningen Underhåll Konstruktion arbetar huvudsakligen med att förverkliga önskade förbättringar runt om i fabriken. Detta projekt har utförts i samarbete med Underhåll Konstruktion som har tagit emot en uppdragsbeställning från S-fabriken, Skövde.

1.1 Bakgrund

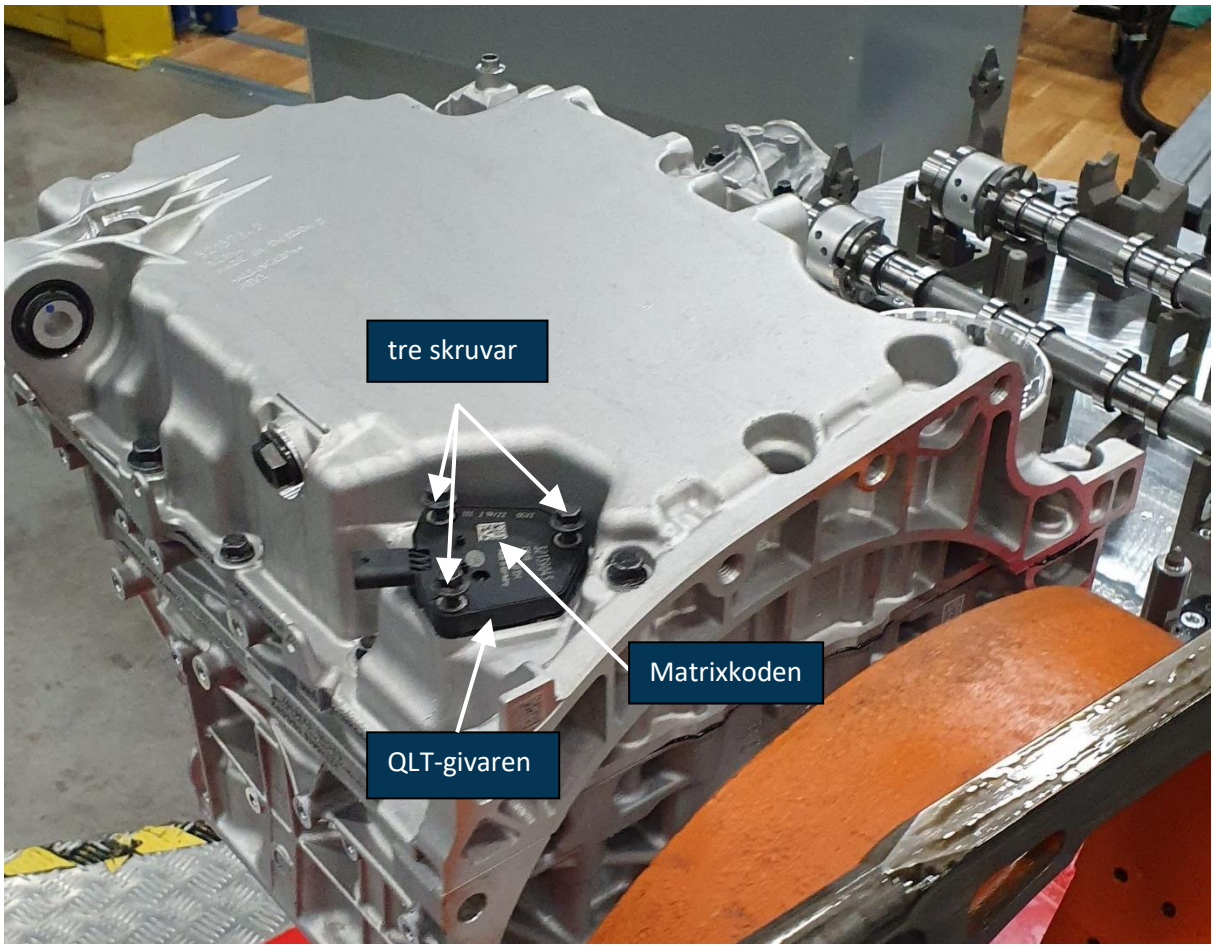
I Skövdefabrikens tillverkning ingår montering av motorerna vilket utförs i både manuella och automatiserade monteringsstationer. Företaget strävar ständigt efter att effektivisera detta samspel och i S-fabriken har en möjlighet till effektivisering identifierats. Monteringsoperationen med multipeldragaren i en manuell station nummer 300, som internt kallas STN300 (se Figur 1) bedöms av företaget kunna flyttas och implementeras i en befintlig automatisk monteringsstation i samma produktionsflöde.

I STN300 sker monteringen av en oljegivare som benämns som Quality Level and Temperature (QLT) – givare. Montering utförs manuellt av en montör med hjälp av ett specialverktyg bestående av tre skruvdragare, en så kallad multipeldragare, se Figur 2. QLT-givaren monteras på oljetråget av motorerna, se Figur 3.

Figur 1: STN300



Figur 2: Multipeldragaren i STN300



Figur 3: QLT-givaren monterad på motor.

Multipeldragarens tre enheter styrs av montören in mot skruvhuvuden, och med ett fastställt moment monteras de tre skruvarna samtidigt. Skruvarna är sedan tidigare stationer äntrade. En kamera läser också av en matrixkod för att säkerställa att QLT-givaren är monterad. Företaget önskar att automatisera montering av QLT-givaren genom att implementera multipeldragaren i STN310, där

befintliga operationer utförs under automatik. Om implementeringen är genomförbar är detta ett steg mot avveckling av STN300. Avvecklingen bedöms resultera i en ekonomisk besparing för S-fabriken, eftersom det skulle frigöra två montörer, vars kapacitet kan utnyttjas smartare i andra områden av fabriken. I rapportens fortsättning benämns dragarna, kameran och dess fixtur som multipeldragaren.

1.2 Syfte och mål

Baserat på företagets önskemål att implementera multipeldragarens operation i STN310, ligger projektets målsättning i att med relevant metodik kopplat till ingenjörsyrket samt produktutveckling, framställa ett digitalt koncept som visar att implementeringen är möjlig. Projektets målsättning återspeglas därför i två huvudmål.

Konceptet skall visualisera att:

1. Det möjliggör för multipeldragaren att montera QLT-givarens tre skruvar samt för kameran att läsa matrixkoden.

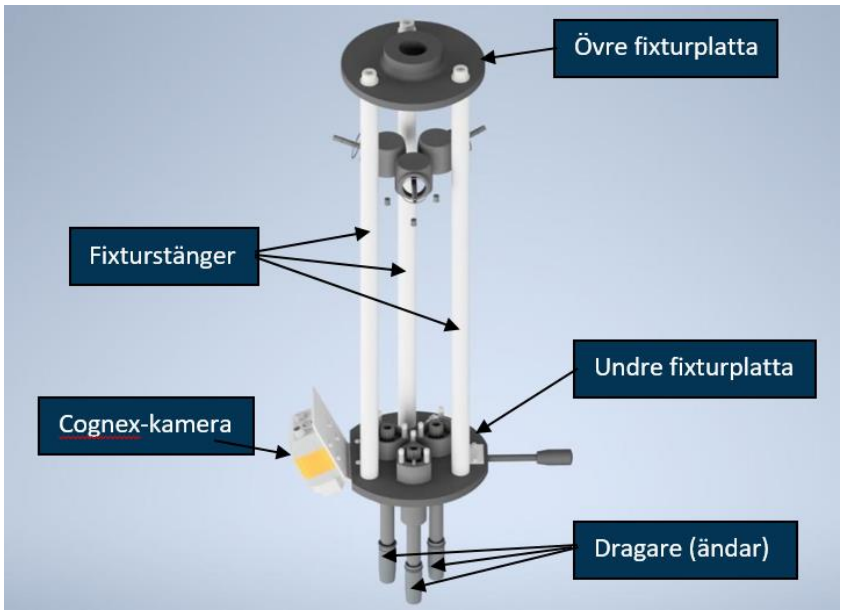
2. Fästanordningen i varje monteringscykel möjliggör förflyttning av multipeldragaren in och ut ur motorhissens arbetsområde.

I samband med framställningen avses också att säkerställa strukturell hållfasthet i den mån som bedöms vara nödvändigt.

1.3 Förundersökning

Kundundersökningar i form av observationer är ett vetenskapligt sätt att samla in information och identifiera behov till ett projekt. Metoden bidrar till bättre överblick över alla processer. Produktens utveckling kommer därefter vara baserad på behov och inte vara präglad av personliga åsikter, vilket enligt Ulrich och Eppinger (2014) innebär att beslut baseras på fakta.

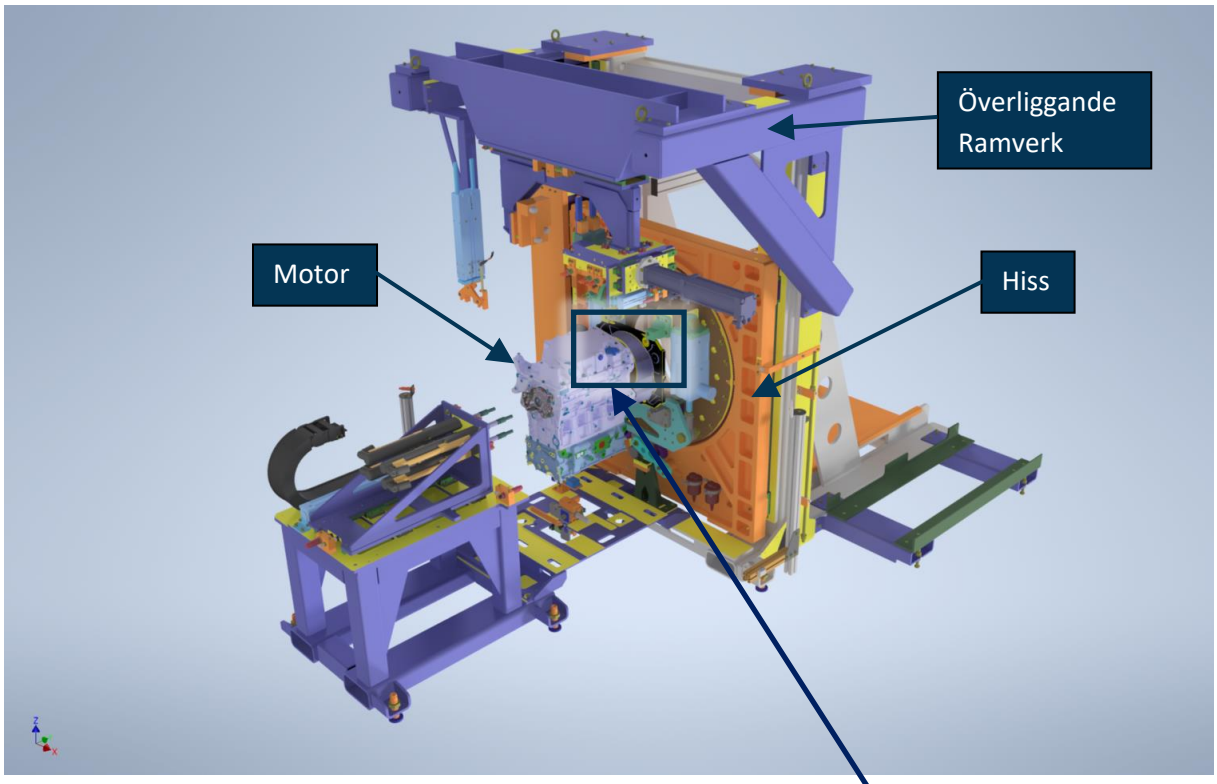
Det första som var av intresse att undersöka är multipeldragaren. Denna består av tre elektriska skruvdragare placerade i en fixtur enligt Figur 4. Notera att endast toppen och ändarna på dragarna är synliga, medan dragarnas mittsektion inte är med i Figur 4. Fixturen består av två cirkulära fixturplattor förenade med tre fixturstänger. I den undre fixturplattan sitter de tre dragarna monterade samt den tillhörande kameran. Denna fixtur hänger i dagsläget under en lyft i STN300 (se Figur 1 och Figur 2).



Figur 4: Multipeldragaren och dess delar

Vidare var även STN310 viktig att undersöka. I Figur 5 kan en översiktsbild över STN310 ses. Det är främst tre delar här som är relevanta i detta projekt.

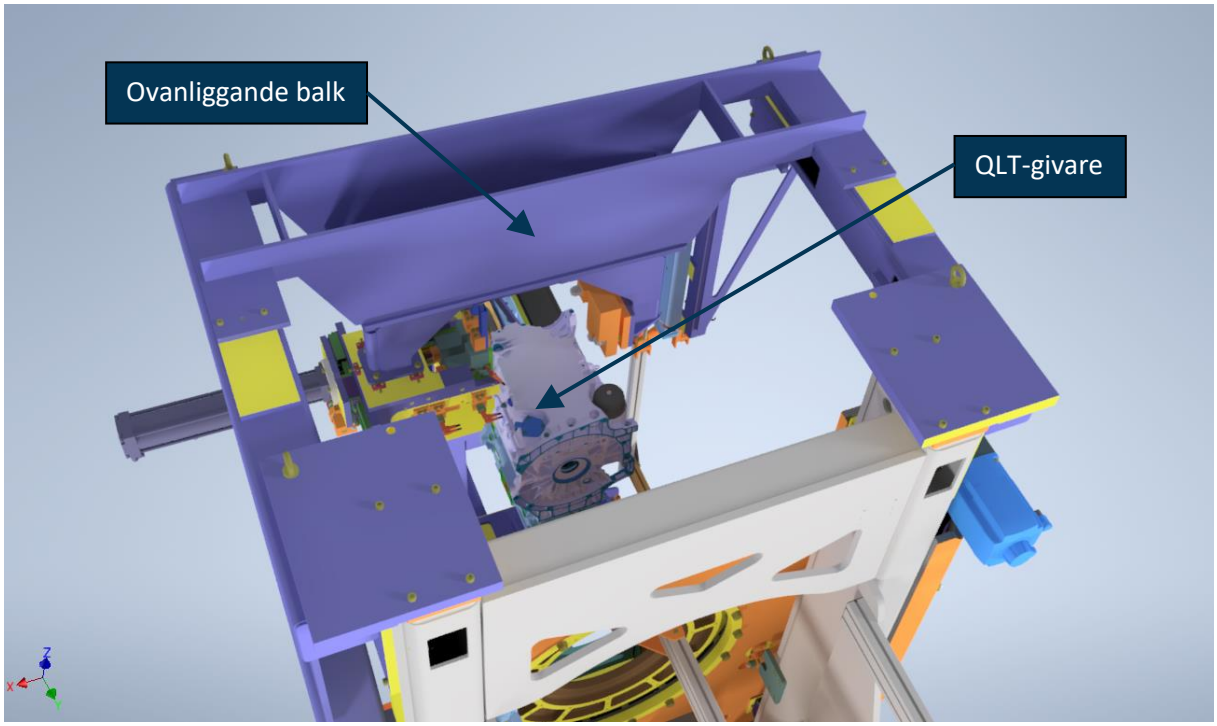
- **Motorn:** QLT-givaren monteras på oljesumpen till motorn, se Figur 3 och Figur 6.
- **Hissen:** Motorn förflyttas vertikalt på denna samt roterar innan vidare transport till efterföljande stationer.
- **Överliggande ramverk:** Detta ramverk är den enda lättillgängliga fästpunkten för alla eventuella typer av lösningar.



Figur 5: Överblick över STN310 med dess huvudkomponenter med vy snett framifrån.

Figur 6: QLT-givaren monterad på motor.

Genom en kombination av observationer på plats samt analysering av stationen virtuellt i Autodesk Inventor, upptäcktes flera kritiska aspekter. Dragarna med eller utan fixtur kan inte placeras jämsides överliggande balk i Figur 7. Anledningen är att deras dimensioner är för stora, och resulterar i att dragarna inte kan centreras direkt över QLT-givaren. Det identifierades även att hissen endast kunde rotera motorn i dess översta läge, vilket innebär att multipeldragaren inte kan ockupera motorhissens arbetsområde vid tillfället när motorn roteras.



Figur 7: STN310 med vy bakifrån från ovan.

1.3.1 Slutsatser från förundersökning

Förundersökningen resulterade i slutsatser. De ska enligt Ulrich och Eppinger (2014) uttryckas i tekniska specifikationer med hänsyn till grundprinciperna: Teknisk specifikation ska besvara ”vad” produkten ska göra, inte ”hur”. Detaljerade uttryck av specifikation ska vara i nivån med observationen och analysen. Specifikationen ska också uttryckas i produktens egenskaper. Det underlättar senare vid framtagning av kravspecifikation.

Slutsatserna av förundersökningen var att multipeldragaren:

- Behöver vid åtdragning av skruvar vara placerad under ovanliggande balk. Detta eftersom dragarnas storlek förhindrar placering bredvid balken.
- Behöver förflyttas bort från motorhissens arbetsområde efter montering. Detta eftersom hissens arbetsområde skall vara fritt när rotering av motorn sker.

1.4 Avgränsningar

- Arbetet avser inte för eventuellt programmering av exempelvis PLC och NC.

- Den erhållna designen och konstruktionen kommer presenteras digitalt, implementering i verkligheten ansvarar Aurobay för.

2 Teoretisk referensram

Detta avsnitt presenterar den teoretiska referensramen som skapar en utgångspunkt för litteraturstudien och för projektet i övrigt.

2.1 Produktutvecklingsprocess

I detta projekt följer produktutvecklingsprocessen modellen framtagen av Ulrich och Eppinger (2012). Ingående steg i metoden är följande:

- Planering
- Konceptutveckling
- Detaljerad design
- Strukturell hållfasthet

Utvecklingsmodellen som har tydliga direktiv kring vilka metoder som är tillämpbara vilket säkerställer kvalitén på projektet (Ulrich & Eppinger 2012). Det är också viktigt att tänka på att en produktutvecklingsprocess inte behöver utföras linjärt, enligt Wikberg-Nilsson, Ericsson och Törlind (2021) är det vanligtvis en iterativ process.

2.2 Planering

Första steget i Ulrich och Eppingers (2012) utvecklingsprocess är planering. I det här projektet utgörs den av en kundcentrerad planering mot STN310, Med kundcentrerad planering är behov och förväntningar i centrum vid fastställande av krav på produktens egenskaper och konstruktionsparametrar samt på tillverkningsprocessen. Fastställande av krav på detta sätt bidrar enligt Bergman och Klefsjö (2012) till att kvalitén på arbeten kan säkerställas. Arbeten bör därefter mynna ut i en kravspecifikation. Några viktiga moment i en kundcentrerad planering enligt Bergman och Klefsjö (2012) är följande:

- **Kundundersökning** - För att samla in och analysera kundernas behov och förväntningar
- **Dra slutsatser** – Slutsatser om egenskaper som den egna produkten måste inneha för att tillfredsställa kunden
- **Slutsatser översätts till tekniska specifikationer** – Det blir underlag för konceptutveckling och tillverkning av produkten

2.2.1 Kravviktningsmatris

När en kravspecifikation med tekniska specifikationer är upprättad, är det nödvändigt att på ett objektivt sätt ha förståelse över vilka krav som en uppdragsgivare värderar högt och lågt för att underlätta utvärdering av koncept (Johannesson, Person & Petterson 2013). Metoden ”Parvis Jämförelse av kravspecifikationer”, är ett sätt att fastställa vilka krav i kravspecifikation som är viktiga och mindre viktiga. Kraven från kravspecifikationen kan placeras i en kravviktningsmatris, se Tabell 1.

När kraven ska bedömas, kan kraven som ska jämföras dela på värdet ett. Kraven som anses vara viktigare ska tilldelas värdet ett och noll om de bedöms vara mindre viktiga. Om kraven bedöms vara lika viktiga får kraven dela på värdet ett. Förklaringen till varför rutorna i diagonalleder är tomma grundar på kraven inte jämförs med sig själva. Efter jämförelsen mellan alla kraven summeras värdena radvis. Kravviktning baseras sedan på summan, högst summa är lika med högst vikt och tvärtom (Johannesson, Person & Petterson 2013).

Tabell 1: Modifierad version av en kravviktningsmatris (Johannesson, Person & Petterson 2013, s.188).

Krav (K)	K1	K2	K3	Kravviktning
K1		1	1	2
K2	0		1	1
K3	0	0.5		0.5

2.3 Konceptutveckling

Den här fasen av utvecklingsprocessen handlar om att arbeta efter framtagen kravspecifikation. Arbeten består sedan av konceptstudie och slutligen val av ett koncept. De fyra stegen som inkluderas i konceptutveckling enligt Ulrich och Eppinger (2012) är följande:

- Externa sökningar
- Interna sökningar
- Systematisk utforskning
- Utvärdering av koncept

2.3.1 Externa sökningar

Externa sökningar i en produktutvecklingsprocess kan handla om att identifiera lösningar av liknande problem som det aktuella projektet ställs inför. Ulrich och Eppinger (2012) förklarar att en kombination av flera befintliga lösningar kan vara ekonomisk fördel, eftersom en ny lösning är både mer tidsmässigt och ekonomiskt krävande än färdiga lösningar. De rekommendationerna av Ulrich och Eppinger (2012) för att söka utanför projektet är exempelvis genom att utföra litteraturstudie, observera andra lösningar eller rådfråga experter. Om inledande externa sökningar inte anses tillräckliga, betonar Säfsten och Gustavsson (2019) att fler sökningar kan genomföras under hela projektet.

2.3.2 Interna sökningar

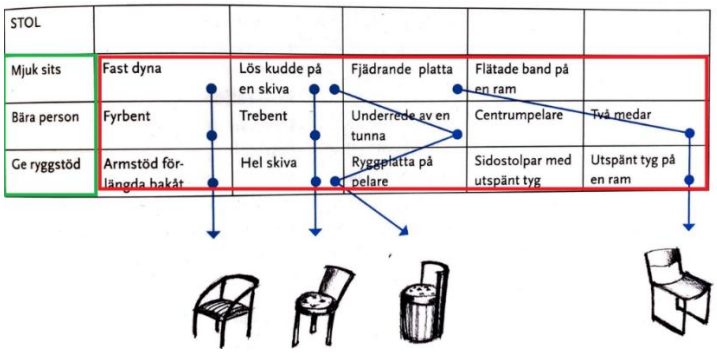
Brainstorming och Brainwriting är enligt Österlin (2010) är en välkänd idégenereringsmetod. Metoden förespråkar att en kvantitativ generering av idéer är att föredra framför generering av få, kvalitativa idéer. Likt namnet antyder ska kreativiteten flöda fritt i en “hjärnstorm” av idéer (Österlin 2010). Metoden genomförs med fördel i sessioner á cirka 20 – 30 minuter mot uppsatta problem, kriterier eller frågeställningar. De utmanade frågor som kan användas enligt Sjölander (1983) är: Vilka andra

sätt finns det för att uppnå samma funktion? Hur kan objektet förstoras, förminskas, ersättas eller kombineras? Om gruppen tappar driv eller kreativitet bör sessionen avslutas och en ny planeras in vid ett annat tillfälle. Resulterande idéer utgör sedan en utgångspunkt för nya idéer som ska genereras fram (Sjölander 1983).

2.3.3 Systematisk utforskning och konceptgenerering

Systematisk utforskning med en morfologisk matris konstateras av Ulrich och Eppinger (2012) vara lämpligt att utföra inför konceptgenerering. Matrisen utgör grunden för konceptgenerering. Den ska enligt Österlin (2010) främja en sammansättning av flera faktorer från en matriskombination. Tabell 2 visar ett exempel på en morfologisk matriskombination för en stol, där rutan i grönt representerar nödvändiga egenskaper för en stol i en kolumn. I den röda rutan redogörs möjliga lösningar till dessa egenskaper. För att erhålla flera lösningskoncept kombineras lösningar med varandra, vilket illustreras av blå linjer i Tabell 2. Resulterande koncept utgör sedan en bas för konceptval och fortsatt arbete (Österlin 2010).

Tabell 2: Morfologisk matriskombination av dellösningar för respektive egenskap (Design i fokus 2010, s.57).



STOL					
Mjuk sits	Fast dyna	Lös kudde på en skiva	Fjädrande platta	Flätade band på en ram	
Bära person	Fyrbent	Trebent	Underrede av en tunna	Centrumpelare	Två medar
Ge ryggstöd	Armstöd förlängda bakåt	Hel skiva	Ryggplatta på pelare	Sidostolpar med utspänt tyg	Utspänt tyg på en ram

2.3.4 Utvärdering av koncept – Pugh matris

Utvärdering av erhållna totalkoncept handlar om att se problemställningar ur fler perspektiv, vilket gör att bättre idéer kan träda fram. Genom att sedan tidigt reflektera och diskutera om vad som kan utföras annorlunda redan vid konceptutveckling, menar Ulrich och Eppinger (2012) att arbetets kvalitet kan säkerställas.

Pugh matris är en konceptutvärdering som utvecklades av Stuart Pugh som är professor inom produktutveckling (Bergman & Klefsjö 2012). Avsikten med Pughs matris är att det ska vara ett enkelt sätt att jämföra framtagna koncepten med avseende på kravspecifikationen. De egna koncepten som i Tabell 3 motsvaras av ”Alternativ”, ska bedömas med bättre (+), sämre (-) eller ingen skillnad (0) som utgångspunkten. De bedömningarna (+, 0 och -) summeras för att beräkna fram ett ”nettovärde”. Koncepten rangordnas sedan efter nettovärdet. Konceptet med högst nettovärde bör sedan vidareutvecklas. I matrisen kan även kravviktningen inkluderas, där ett mer trovärdigt resultat kan erhållas (Johannesson, Persson & Petterson 2013).

Tabell 3: Exempel på Pugh matris (Johannesson, Persson & Petterson 2013, s.184).

Kriterium	Alternativ				
	1 (ref)	2	3	4	5
Önskemål A	DATUM	0	+	0	–
Önskemål B		+	+	+	+
Önskemål C		0	0	–	–
Krav D		0	–	0	0
Önskemål F		–	+	–	–
Summa +		1	3	1	1
Summa 0		3	1	2	1
Summa –		1	1	2	3
Nettovärde	0	0	2	–1	–2
Rangordning	2	2	1	4	5
Vidareutveckling	ja	ja	ja	nej	nej

2.4 Riskanalys - Failure Mode and Effekt Analysis

Efter val av ett koncept är det enligt Johannesson, Persson och Petterson (2013) nödvändigt att utföra en Failure Mode and Effekt Analysis (FMEA), eller riskanalys på svenska. Med denna analys kan dolda felaktigheter med konstruktionen identifieras samt en bedömning om deras potentiella konsekvenser utföras. Om felaktigheter inte elimineras, konstaterar Johannesson, Persson och Petterson (2013) att det kan resultera i allvarliga konsekvenser, exempelvis personskador eller dödsfall.

Tillvägagångssättet i utförandet av en FMEA analys är enligt Johannesson, Persson och Petterson (2013) att först studera konstruktionens delfunktioner. De olika aspekterna kring riskerna ska sedan poängsättas på en skala mellan ett och tio. Därefter multipliceras de olika poängen för att få ett numeriskt värde kring riskens storlek. Slutligen skall åtgärder implementeras för de riskerna som överskrider ett förutbestämt gränsvärde. Exempel på faktorer att bedöma kan vara följande:

- **Felsannolikhet**
  1 = mycket liten
  4 = liten
  10 = stor
- **Sannolikhet att inte upptäcka felet**
  1 = mycket stor
  4–6 = kanske
  10 = mycket liten
- **Allvarlighetsgrad på konsekvens**
  1 = försumbar
  4 =
  10 = Allvarlig fel

2.5 Design For Manufacturing and Assembly

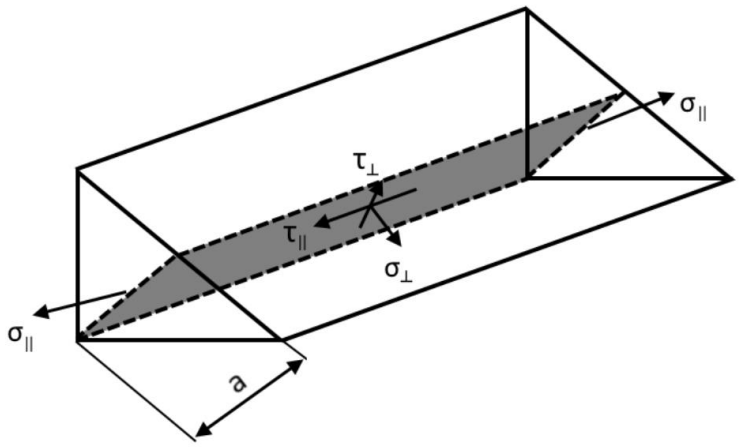
Studien inom Design for Manufacturing and Assembly (DFMA) är inom flera områden, men bara de tillämpliga inom detta projekt presenteras här. För att kunna reducera den totala kostnaden för en produkt, hävdar Naiju (2021) att DFMA är en strukturerad metod för att analysera produkten. Avsikten med tillämpningen enligt Naiju (2021) är att tidigt i konceptutvecklingen kunna förbättra tillverkningskapaciteten, materialval och samtidigt erhålla en mer monteringsanpassad design. För att underlätta tillverkning menar Boothroyd, Dewhurst och Knight (2011) att en planering för ett tillverkningsunderlag bör vara baserat på Internationella standardiseringsorganisationen (ISO)-standarder. Detta innebär att dimensioneringen av mått kommer förenkla arbeten för tillverkaren. Andra fördelar med att måttsätta baserat på ISO-standarder är att det förenklar monteringen och därmed kräver mindre tid. Detta leder enligt Boothroyd et al. (2011) till att kvalitén på konstruktionen kan förbättras eftersom sannolikheten att implementera något felaktigt minskas. Dessutom hävdar Kalpakjian och Schmid (2013) att demontering av komponenterna kan underlättas, vilket gör att produkten är mer återvinningsbar.

2.6 Svetsförband

Svetsning är en metod för att skapa en förbindelse mellan två eller flera arbetsstycken och samtidigt erhålla goda hållfasthetsegenskaper (Marlow 2012). När svetsning genomförs är det fogarna som smälts samman och bildar en fogning, ibland kan även tillsatsmaterial inkluderas vid smältningen (Olsson 2015).

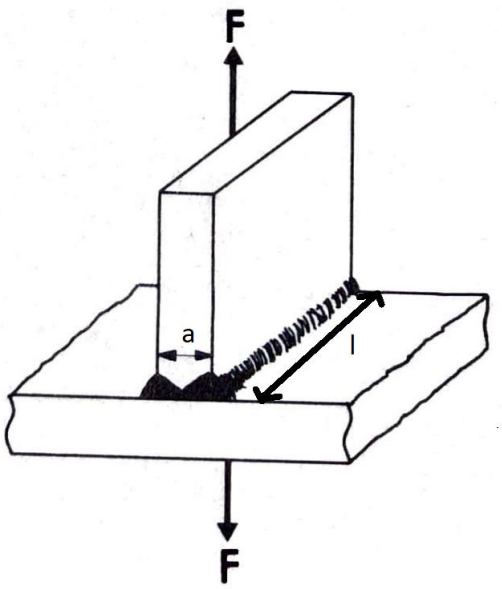
2.6.1 Svetsförband utsatta för dragning

Normalspänningar och skjuvspänningar i ett svetsförband presenteras i Figur 8. De antas vara jämnt fördelade över svetsförbandets verksamma yta. Ytan utgörs som produkt av *a*-mått [*mm*] och *l* [*m*] som är svetsens nyttiga svetslängd, se Figur 9 nedan.



Figur 8: Ett beräkningssnitt för kälsvets. Denna beteckning ⊥ redogör vinkelrät mot och beteckning ‖ parallell med svetsens längdriktning (Dahlvig 1993, s.1:10).

För att erhålla spänningen som uppstår i ett svetsförband, menar Dahlvig (1993) att normalkraften som uppstår vinkelrät mot svetsens längdriktning kan likställas med kraften *F* (Figur 9), se ekvation (1-2).

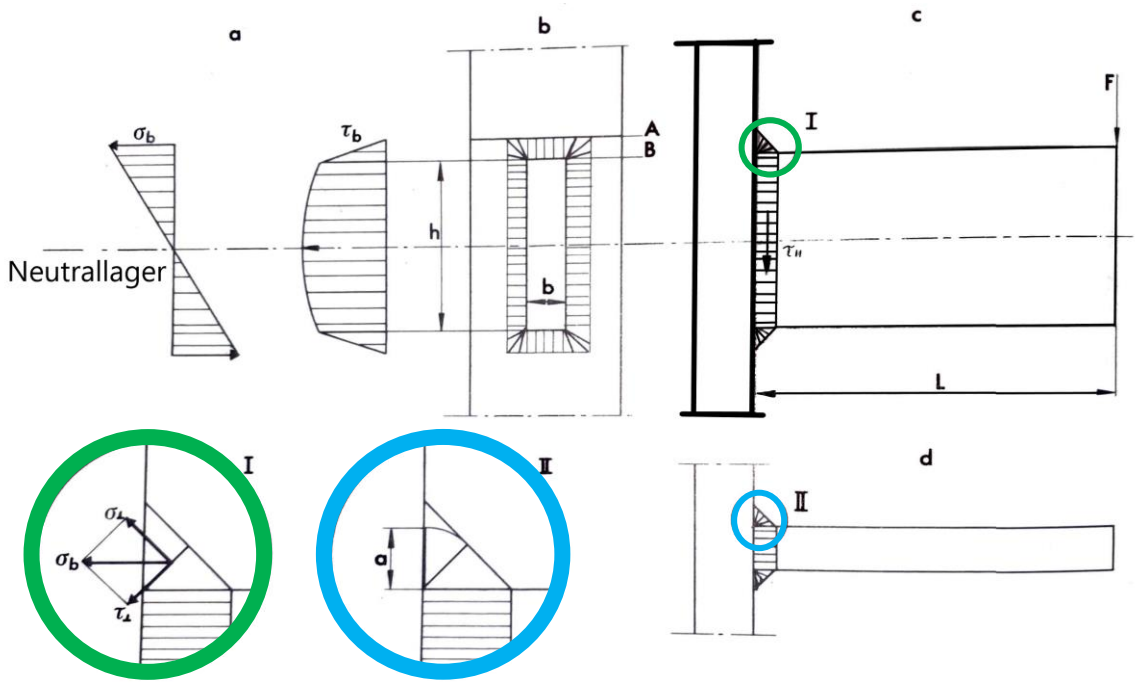


Figur 9: Illustration på T-svets och a-mått och nyttiga längden l (Konstruktionselement och maskinbyggnad, s. 1:9).

$$\sigma = \frac{F}{\sum(a \cdot l)} \tag{1}$$

$$\tau = \frac{F}{\sum(a \cdot l)} \tag{2}$$

2.6.2 Svetsförband utsatta för böjning



Figur 10: a-c illustrerar vyn från sidan, där ett svetsförband blir utsatt för böjning av kraften F. I-II i ringformade detaljvyer på spänningarnas riktningar samt a-mått på ett svetsförband (Dahlvig 1993, s.1:18).

När ett svetsförband blir utsatt för böjning av kraften *F*, se Figur 10, uppstår det normalspänningar σ_b och skjuvspänningar τ_b. Dessa beräknas enligt ekvation (3) och (4) (Dahlvig 1993).

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I_x} \cdot y \tag{3}$$

$$\tau_b = \frac{T \cdot S}{I_x \cdot b} \tag{4}$$

Där yttröghetsmomentet kring neutrallagret är:

$$I_x = \frac{1}{12}\left[(b + 2a)(h + 2a)^3 - bh^3\right] \tag{5}$$

$y =$ avståndet från neutrallagret där påkänning beräknas

$T =$ tvärkraften

$S =$ statiska momentet för den del av tvärsnittetsytan som ligger utanför beräkningsplanet

$b =$ tvärsnittets bredd i beräkningsplanet

Om den översta svetsen ska studeras, se detaljvy I i Figur 10, hävdar Dahlvig (1993) att påkänningen σ_b i svetsen måste uppdelas i komposanterna $\sigma_\perp$ och $\tau_\perp$ för att motsvara med Figur 8, där ett beräkningssnitt för kälsvets och dess beteckningar redogörs. I Figur 10 detaljvy I, går det att erhålla en spänningsfördelning i höjdled enligt Figur 10a vid böjning ur ekvationerna (3-4). Med hänvisning till Figur 10a, är σ_b maximal längst från neutrallagret och τ_b maximal i neutrallagret. Det är vanligt vid beräkningar att $\tau_{b\,max}$ bortses när det är mycket korta balkar (*L* i Figur 10c är mycket liten) och inkluderar i stället enbart $\sigma_{b\,max}$.

$$\sigma_b = \frac{\sigma_\perp}{\sqrt{2}} + \frac{\tau_\perp}{\sqrt{2}} \tag{6}$$

Och $\sigma_\perp = \tau_\perp$ enligt Dahlvig (1993) (7)

Det ger att $\sigma_b = \frac{2 \cdot \sigma_\perp}{\sqrt{2}}$ och resulterar i att

$$\sigma_\perp = \tau_\perp = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}} \tag{8}$$

2.6.3 Fleraxliga spänningstillstånd - svetsförband

När det uppstår fleraxliga spänningstillstånd i ett svetsförband, kan dessa summeras till en effektivspänning σ_e, se ekvation (9).

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_\parallel^2 + \sigma_\perp^2 - \sigma_\parallel \cdot \sigma_\perp + 3\tau_\parallel^2 + 3\tau_\perp^2} \tag{9}$$

Ett antagande vid få spänningscykler är $\sigma_\parallel = 0$ oavsett storleken på spänning som uppstår (Dahlvig 1993). I Tabell 4 nedan presenteras tillåtna spänningar σ_{till} för olika svetsstål som enligt Dahlvig (199) baseras på Byggsvetsnormerna. Observerar att SIS i Tabell 4 numera betecknas med SS.

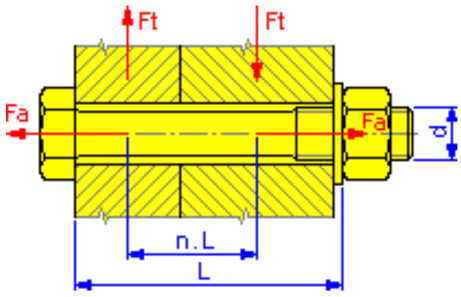
Tabell 4: Tillåtna spänningar för olika svetsstå vid drag, tryck och böjning (Dahlvig 1993, s. 1:11).

Stål SIS	Godstjocklek mm	σ_{till} vid dragn, tryck och böjning MPa	
		vanl lastfall	except lastfall
1311–13	– 40	147	169
	(40) – 100	140	162
1411–14	– 40	173	200
	(40) – 100	167	192
2172–74	– 16	207	238
	(16) – 40	200	230
	(40) – 60	193	223
2132–35		233	268
2142–45		260	300

2.7 Skruvförband

Med skruvförband kan två eller flera komponenter sammanfogas som möjliggör demontering. Genom friktion längs med gränssnittet för komponenter som sammanfogas kan lasten tas upp från den belastade komponenten (Dahlvig 1999). När ett skruvförband med en hållfasthetsklass på *8.8* tillämpas ska det vara minst *HB 200* i hårdheten på underlaget (Sjöström 1990).

Genom att summera ihop den tangentiella kraften F_t och den axiella kraften F_a, se Figur 11, går det att beräkna maximala kraften F_{max} som verkar på ett skruvförband med ekvation (10). Andra faktorer som också påverkar påkänningen på skruven är antalet skruvförband z, åtdragningsfaktor Ψ och ledfriktionsfaktor *f* (mellan de anslutna materialen) (Autodesk 2014).



Figur 11: Ett exempel på belastning med axiell och tangentiell kraft på ett skruvförband som sammanfogar två komponenter (Autodesk 2014).

$$F_{max} = \frac{\Psi}{z}\left(F_a + \frac{F_t}{f}\right) \tag{10}$$

Med kraften F_{max} tillsammans med sträckningskonstanterna C_1 och C_2 som existerar på grund av elastisk sträckning av förbanden, kan förspänningskraften F_0 erhållas enligt:

$$F_0 = F_{max} - \left(\frac{C_2}{C_1+C_2}\right) \cdot \frac{F_a}{z} \tag{11}$$

Med skruvens elastiska egenskaper och geometri kan sträckningskonstanterna C_1 och C_2 erhållas från ekvation (12–13). Variabeln d_s är gängans medeldiameter. Variabeln a är enligt Autodesk (2014) vid beräkning av C_2 beroende av vilket material som används som skruvförband, se Tabell 5 för stål, gjutjärn och aluminium.

Tabell 5: Variabel *a* beroende av vilket material som används som förband (Autodesk 2014) .

Material	***a***
Stål	10
Gjutjärn	8
Aluminium och dess legeringar	6

$$C_1 = \frac{L+0.8d}{E \cdot \frac{\pi d_s^2}{4}} \tag{12}$$

$$C_2 = \frac{L}{E \cdot \frac{\pi}{4}\left(\left(1.5d+\frac{L}{a}\right)^2 - 1.05d^2\right)} \tag{13}$$

Den erhållna förspänningskraften F_0, tillsammans med kontaktytan på skruvförbandet och friktionsfaktorn i gängorna leder till att åtdragningsmomentet M_u kan erhållas ur ekvation (14). Skruvens spänningsdiameter d_2, stigning P, gängfriktionen f_1 och friktionen i närheten av skruvhuvudet kan erhållas från skruvens data.

$$M_u = F_0\left(\frac{d_2}{2} \cdot tan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + \frac{f_1}{cos30°}\right) + 0.7d \cdot f_2\right) \tag{14}$$

Med ekvationerna (15 - 16) kan effektivspänning σ_e i skruven erhållas ur ekvation (18)

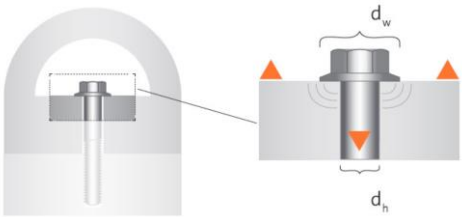
$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot d_{min}^2} \tag{15}$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_u}{\pi \cdot d_{min}^3} \tag{16}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \tag{17}$$

2.8 Hålplantryck

Hålplantryck uppstår som konsekvens av att ytan som skruven monteras på får kontakt med skruven vid åtdragning av ett skruvförband. Om hålplantrycket, se Figur 12, överskrider ytans sträckgräns, ger det upphov till att ytan under skruvhuvud kommer deformeras plastiskt. Denna deformation resulterar i att klämkraften mellan skruven och ytan avtar med tiden, vilket riskerar för haveri (Swedish Fasteners Network 2016). Om ytan som insexskruv i klass *8.8* kommer i kontakt med vid åtdragning av skruvförband, har en hårdhet (HB) på över 200, hävdar Dahlvig (1993) att kontroll av hålplantryck kan exkluderas.



Figur 12: Illustration på hålplantryck (Bulten AB 2016).

2.9 Utmattning

Nä$_r$ konstruktionsdetaljer blir utsatta för upprepade påkänningar konstaterar Alfredsson (2014) att utmattningsbrott på konstruktioner kan uppstå trots att den påkänningen som tillåts uppstå en gång inte skulle resultera i ett haveri. Det innebär enligt Eriksson (2006) att materialets hållfasthet kommer avta i samband med pågående upprepad yttre kraft trots att sträckgränsen för spänningarna i materialet inte uppnås.

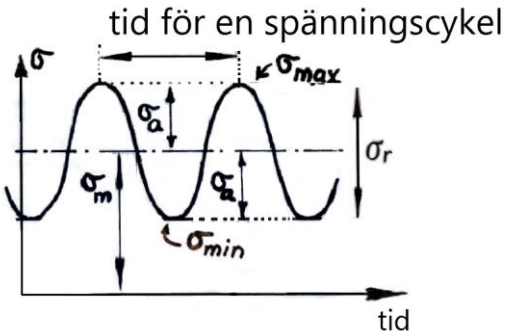
De stegen som uppkommer vid utmattning är:

1. Sprickinitiering
2. Spricktillväxt
3. Brott

I det allmänna fallet, se Figur 13, där en konstant varierande spänning råder med tryck- eller dragspänning som betecknas med σ_m och definieras som mittspänning, där σ_a är avstånd från mittspänning se Figur 13, beräknas maximal och minsta spänning enligt:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \tag{18}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \tag{19}$$



Figur 13: Allmänna fall med varierande spänning (Björk 2007, s.41)

När spänningen under cykeln växlar mellan σ_{max} och σ_{min} utan att byta tecken kallas belastningsfallet enligt Björk (2007) för pulserande. Konsekvenserna om minimispänningen är noll, resulterar det i ekvationerna (20–22).

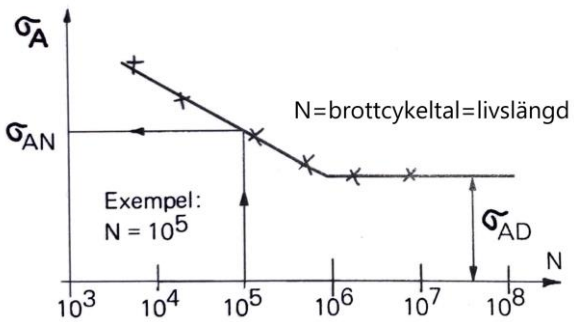
$$\sigma_m = \sigma_a \tag{20}$$

$$\sigma_{max} = 2 \cdot \sigma_a \tag{21}$$

Och spänningskvoten

$$R_s = \frac{0}{\sigma_{max}} = 0 \tag{22}$$

En metod som kan tillämpas vid utmattningsanalys är genom att studera en S-N kurva, även kallat Wöhlerdiagram, se Figur 14. Diagrammet har sitt ursprung sedan år 1893 när August Wöhler studerade materialutmattning kopplad till en hjulaxel (Bai 2003). En upptäckt från studien var kopplingen mellan spänningsintervallet σ_A i förhållande till antalet cykler *N* till brott, se Figur 14. Efter ett visst antal cykler (unikt för varje material) stabiliseras utmattningsgränsen (σ_{AD}) och materialet klarar därefter ett oändligt antal cykler med maxspänning (σ_{max}) under utmattningsgränsen (σ_{AD}) (Bai, 2003).



Figur 14: Wöhlerdiagram (Björk 2007, s.41).

Även utmattningsspänning efter *N* cykler (σ_{AN}) kan avläsas från diagrammet i Figur 14. Vanliga brottcykeltal enligt Björk (2007) ligger mellan 10^5 och 10^8. En redogörande av Alfredsson (2014) beskriver att det finns låg- och högcykelutmattning och när det är $10^4 - 10^5$ cykler eller mer är det högcykelutmattning.

Vid pulserande belastning och en hel spänningsvidd där spänningskvoten $R_s = 0$ och $\sigma_{min} = 0$ ger det att:

utmattningsbrottgräns $\sigma_N = 2 \cdot \sigma_{AN}$ (23)

utmattningsgräns $\sigma_D = 2 \cdot \sigma_{AD}$ (24)

2.9.1 Utmattningsanalys för svetsförband

Den metoden för beräkning av svetsförband belastat med utmattande påkänningar följer i detta projekt boken ”Konstruktionselement och maskinbyggnad”. Den följer enligt Dahlvig (1993) Byggvetsnormen. De fem stegen i metoden är:

1. Bestäm σ_{max} och σ_{min}.
2. Jämför σ_{max} med σ_{till} för statisk belastning, se Tabell 1.

3. Bestäm spänningsvidden σ_r enligt Figur 13.
4. Bestäm val av svetsförband (*nummer*) för att erhålla ett tillämpligt värde på K_x från Tabell A.1, se Bilaga A.
5. Jämför σ_r med $\sigma_{r_{till}}$ i Tabell B-1 för antalet lastväxlingar, se Bilaga B.

3 En hållbar utveckling och produktutveckling

Förenta nationerna (FN) definierar i Brundtlandrapporten (1987) hållbar utveckling som ”en utveckling som tillgodoser dagens behov utan att äventyra kommande generationers möjligheter att tillgodose sina behov” (WCED 1987, s. 41). Rapporten tar även upp att hållbar utveckling kräver att ekonomiska, ekologiska och sociala aspekterna är samspelta. De frågorna inom dessa aspekter enligt Welford (1996) är:

Ekologi: Vid utveckling ta hänsyn till ekosystem för naturen, att ekologi ska inkluderas i en process.

Social: Ekonomisk tillväxt ska inte äventyra framtida generationer att tillgodose sina behov.

Ekonomi: För att främja en jämställdhet bland människor i världen, arbeta mot fattigdom och konsumtion av naturresurser.

Idag finns inget facit på hur hänsyn till dessa aspekter vid utvecklingsarbeten ska utföras. Det innebär enligt Ammenberg (2012) att det varierar i stor utsträckning, men vanligtvis anpassas det efter arbetets omfång. En förklaring till detta kan vara det Ljungberg (2005) påstår, att det inte finns instruktioner till utveckling av ”hållbara produkter”. Det finns dock riktlinjer för hållbar produktutveckling som att ta hänsyn till material, design och ekologi. Det innebär exempelvis enligt Ljungberg (2005) att naturresurser ska utnyttjas effektivt och ha låg ekologiskt fotavtryck. Inom detta projekt har produktutvecklingsprocessen ständigt framskridits med hållbar utveckling i åtanken enligt riktlinjerna. För att påvisa åtanken har fokus därför varit att lösa problem med befintliga förutsättningar i stället för att lösa problem med inköp av nya komponenter. Det innebär exempelvis att återanvända befintliga komponenter vid konceptmodellering och tillämpa de kunskaperna som finns inom företaget, vilket är projektets sätt att bidra till hållbar utveckling.

Tillämpning av riktlinjerna bidrar till att flera av dem globala målen tas hänsyn, som är framtagna av United Nations Development Programme, eller med det svenska namnet FN:s utvecklingsprogram (Baumgartner & Ebner 2010) . De globala målen är agendan för hållbar utveckling fram till år 2030, där världens länder har antagit agendan för att uppnå fyra ståndpunkter.

- Att lösa klimatkrisen
- Att avskaffa extrem fattigdom.
- Att minska ojämlikheter och orättvisor i världen
- Att främja fred och rättvisa

4 Litteraturstudie

Litteraturstudien innehåller relevant litteratur och forskning inom projektets ämnesområden. Studien innebär att granska tidigare rapporter, böcker och artiklar. Resultaten av studien enligt Säfsten och Gustavsson (2019) är att befintliga teorier och verktyg inom projektets ämnesområden kan ge stöd för arbeten i detta projekt.

4.1 Syfte med litteraturstudien

Ett syfte för litteraturstudie formulerades initialt, vilket var att identifiera liknande arbeten kopplad till projektets syfte och mål. Inga liknande arbeten hittades dessvärre och efter samråd med handlaren på Högskolan i Skövde, togs ett beslut att identifiera liknande arbeten skulle exkluderas från denna litteraturstudie. Beslutet grundade på att detta projekt är riktat mot ett ingenjörsyrke och inte en forskningsfråga, som enligt Säfsten och Gustavsson (2019) generellt kräver inblick i vilken kunskap som är den mest aktuella inom forskningsfrågan. Vid litteraturstudien för att hitta dellösningar och stöd för arbeten i projektet, blev det mer framgångsrikt. Områden som bedömdes vara relevanta var om uppbyggnaden och komponenter av en konstruktion, samt förutsättningar för materialval och tillverkning och montering.

4.2 Genomförande av litteraturstudien

Litteraturstudien har blivit utfört bland primär och sekundärdata. Studien utgick främst från litteratur som blivit granskade av andra forskare. Det innebär enligt Säfsten och Gustavsson (2019) att dessa litteratur är mer vetenskapligt än de utan granskningar. Det fanns därför medvetandet vid studien att primärdata är närmast sanningen, men om de är relevanta beror det på deras forskningsfråga. Förklaringen enligt Säfsten och Gustavsson (2019) är att forskningsfrågan styr redogörande om undersökning från verkligheten. Medvetenhet som också fanns om sekundärdata var att dessa informationer har blivit sammanställd vid ett undersökande system (Säfsten & Gustavsson 2019). De sökmotorerna var bland annat ScienceDirect, ResearchGate, Diva. Sökorden som användes och kombinerades var exempelvis ”design”, ”manufacturing”, ”assembly”, ”maintenance”, ”flexibility”, ”DFMA” och ”mobility”.

4.3 Design For Manufacturing and Assembly

Kunskap inom DFMA var hur andra erhållit en monteringsanpassad design med en monteringsplan, som enligt Naiju (2021) är viktigt att utföra tidigt i en konceptutveckling för att hålla nere total produktutvecklingstid och kostnad. En monteringsplan ska enligt Seth, Vance och Oliver (2011) inkludera frågor och reflektioner som exempelvis “går det att justera eller omplacera komponenten?”. Andra aspekter som kan inkluderas i en monteringsplan för varje detalj är tiden, hjälpmedel, säkerhet och ergonomi för den som monterar ihop komponenterna (Bader, Gebert, Hogreve & Tracht 2018).

I en avhandling betonar Barbosa och Carvalho (2013) vikten av tillämpning av DFMA, vilket de sammanfattar i deras arbete med en checklista för att säkerställa inkludering av DFMA. Listan är bestående av förhållningspunkter att använda under det konceptuella och detaljerade designarbetet. En översatt version av denna, från engelska till svenska, återges i Tabell 6. Barbosa och Carvalho (2013)

kopplar sedan riktlinjerna till detaljerade förklaringar kring varje punkt. Dessa förklaringar redovisas inte här men ämnas att användas som utgångspunkt i designfasen

Tabell 6: Strukturerad checklista och tabellguide (riktlinjer för DFMA).

Konceptuell designfas	Reducering av antal ingående delar
	Ergonomisk och användarvänlig design
	Systemmässig och strukturell designkompatibilitet
	Designa för underhåll
	Utnyttja existerande delar och designer
	Säkerställ kompatibilitet mellan olika material
Detaljerad designfas	Konstruera produkten utifrån befintlig teknologi
	Enkla och tydliga tillverkningsunderlag
	Monteringsprocess följer ingenjörsmässiga krav
	Definiera förbättrad monteringssekvens
	Definiera alla verktyg
	Optimera layout

4.4 Materialval

För att arbeta mot en hållbar utveckling inom produktutveckling är val av material en stor betydelse som också påverkar livslängden och funktionerna för produkten. Vid materialval är det därför viktigt att vara medveten om att det råder en stor variation bland olika material, exempelvis i hur mycket belastning de klarar av som ger upphov till spänningar. För att kunna utveckla en produkt som tillfredsställer behoven och samtidigt ha låg påverkan på miljön, påstår Ljungberg (2005) att områden som behöver analyseras är vid exempelvis tillverkning och återvinning (deponering) av produkten. Detta bidrar till att kunna återvinna produkten och ha ännu mindre påverkan på miljön (Ljungberg 2005).

4.5 Computer Aided Design

Computer Aided Design (CAD) innebär enligt Blomqvist och Forsman (2017) datorstödd design eller konstruktion. Den används som verktyg för att modellera, simulera, optimera och visualisera produkter som utvecklas. Med CAD-programvaran kan även tvådimensionella ritningar eller tredimensionella modeller erhållas, vilka blir tillverkningsunderlag. Användningen av CAD i produktutveckling kan därigenom även vara ett kraftfullt verktyg för att marknadsföra en produkt, för kunder och till interna företagsledningar (Blomqvist & Forsman 2017). I detta projekt används Inventor som CAD-programvaran, den lanserades av Autodesk år 1982 (Sculpteo, u.d.).

En metod för att hålla nere kostnader för slutprodukten och material är att presentera ett koncept med hjälp av datorstödd design, det vill säga med CAD program Sandberg (2007). Dessutom kan konceptet som presenteras med datorstödd design verifieras med avseende på genomförbarhet innan tillverkning av fysiska komponenter påbörjas. Det innebär enligt Sandberg (2007) att materialanvändning kan minskas, vilket går hand i hand med DFMA.

4.5.1 Parameterstyrd Computer Aided Design - modellering

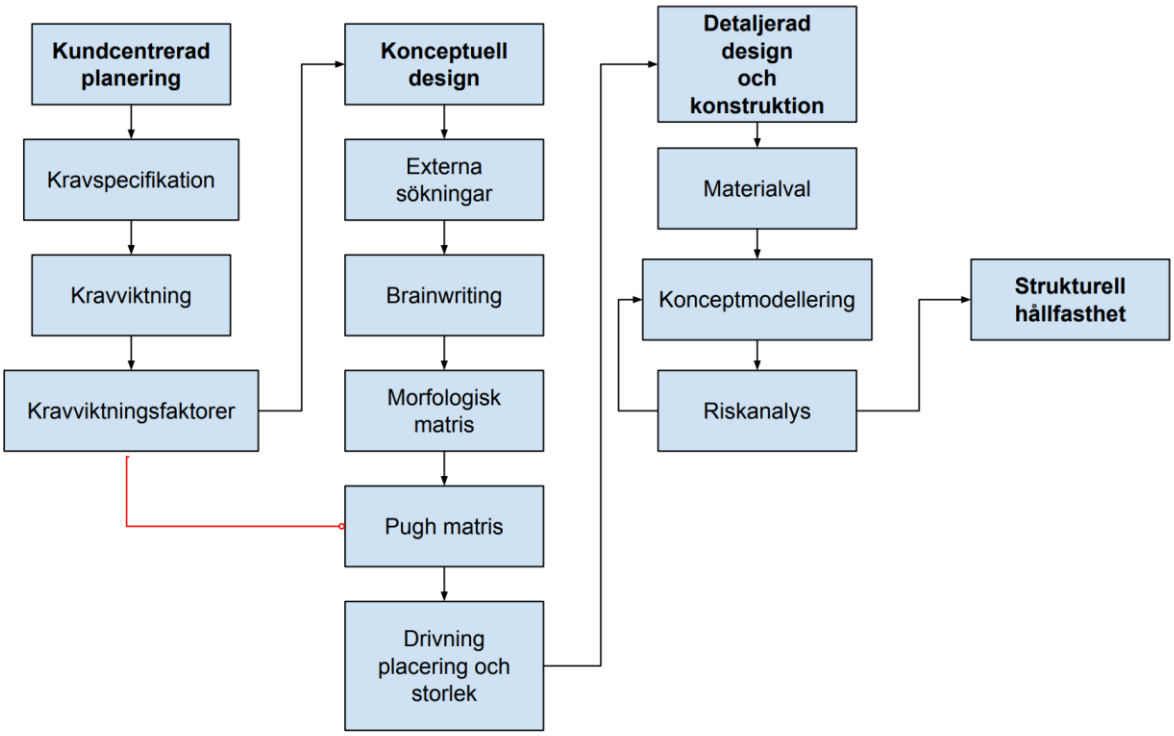
Vad parameterstyrd innebär är att CAD-modellens geometrier och dimensioner styrs av ändringarna i parametrar. Parameterstyrd CAD-modellering är en effektiv arbetsmetod vid skapande av tre dimensionella geometrier och flera komponenter (Camba, Contero & Company 2016). Om exempelvis en radie eller en återkommande av samma geometri i modellen uppstår, kan dessa värden ändras med avseende på parametern som är definierad i programmet. Camba, Contero och Company (2016) menar därför att parameterstyrd CAD-modellering är en effektiv arbetsmetod, eftersom en stor tidsbesparing kan erhållas i jämförelse mot att justera en ändring av flera samma ändringar i taget.

4.5.2 Bottom-up-metod för konstruktion

Blomqvist och Forsman (2017) beskriver att Bottom-up metoden är ett erkänt och beprövat verktyg för modellering med CAD. Metoden lämpar sig särskilt för projekt med en eller två personer, där samarbetet och kommunikationen är stark. Metoden ställer krav på att konceptet är definierat innan modellering påbörjas. Principen bakom metoden baseras på att varje del designas klart, var för sig för att sedan monteras ihop.

5 Metod och genomförande

Detta avsnitt redogör för metod och genomförande, från framtagning av kravspecifikationen och olika delkoncept som resulterade i ett koncept. Konceptet blev underlag för design och strukturell hållfasthet. I Figur 15 presenteras ett flödesdiagram som ger en överblick på hur metoderna kombinerades för att uppnå målen. Observera att den röda linjen illustrerar att kravviktningsfaktorer tillämpades vid Pugh matris, som en del av konceptutvärderingen. Efter riskanalys genomför riskanalys på nytt vid behov.



Figur 15: Flödesdiagram över metod och genomförande samt hur de kombineras i projektet.

5.1 Kundcentrerad planering

Projektets närmaste kund bedömdes vara STN310, därför genomfördes en kundcentrerad planering. Med denna planering kunde krav på produktens egenskaper, konstruktionsparametrar och tillverkningsprocessen fastställas. Detta arbetssätt bidrar enligt Bergman och Klefsjö (2012) till att kvalitén på arbeten kan säkerställas.

5.1.1 Kravspecifikation

En kravspecifikation för det totala konceptet, se Tabell 7, upprättades tidigt i projektet. Det som beaktades var att de uttryckta specifikationerna skulle ge utrymme för nya lösningar, med avseende på att en kravspecifikation inte är ett tillverkningsunderlag (Österlin 2010). Specifikationerna är från de förutbestämda krav och önskemål av Aurobay i kombinationen med kraven från kundcentrerad planering. Kravspecifikationen var sedan underlag vid externa och interna sökningar i detta projekt.

Med mer kunskap från datainsamlingen kunde utveckling av befintliga och nya specifikationer erhållas. Kravspecifikationen kunde uppdateras parallellt med att arbetet framskreds.

Tabell 7: Kravspecifikation.

Teknisk specifikation	Beskrivning	Krav	Önskemål	Mätvärde
Säker användning	Konstruktionen skall följa maskindirektivet (A.V 2020), där regler om exempelvis säkerhetsfaktorer finns för komponenter inom konstruktion	Ja		Ja/Nej
Justerbarhet	Konstruktionen skall möjliggöra att multipeldragarens position på ett enkelt sätt kunna justeras och riktas mot QLT-givaren efter färdig installation	Ja		Ja/Nej
Vertikal monteringsrörelse	Konstruktionen skall möjliggöra att skruvarna kan dras åt med multipeldragaren orienterad lodrätt	Ja		Ja/Nej
Konfliktfri operation	Konstruktionen skall inte fysiskt påverka övriga operationer i STN310	Ja		Ja/Nej
Rörelse	Konstruktionen skall förflyttas ur hissens arbetsområde efter montering av QLT-givaren	Ja		Ja/Nej
Utmattning	Antal cykler/år	$300 \cdot 10^3$		Ja/Nej
Livslängd	Konstruktionen skall vara dimensionerad för drift under en lång livstid. Konstruktionen skall inte vara dimensionerad för serietillverkning.	15		År
Enkel att underhålla	Konstruktionen skall ha en design som gör det lättåtkomligt vid underhåll av konstruktionen (Kablar, slang, byte dragarens huvud)	Ja		Ja/Nej
Montering	Konstruktionen skall vara monterad på det överliggande ramverket	Nej	Ja	Ja/Nej
Tillverkning				
Orange färgsättning	Rörliga maskinkomponenter vid drift skall färgkodas orange	Ja		Ja/Nej
Vit färgsättning	Statiska maskinkomponenter vid drift ska färgkodas vitt	Ja		Ja/Nej
Producerbarhet	Lösningen skall huvudsakligen tillverkas internt på företaget	Nej	Ja	Ja/Nej

5.1.2 Kravviktning

Efter att en kravspecifikation blivit upprättad fortsatte arbetet med att, tillsammans med handledaren på företaget, placera de olika kraven i en kravviktningsmatris enligt Avsnitt 2.2.1. Med kravviktfaktorerna som blev säkerställda att de tillfredsställer uppdragsgivaren, kan de tillämpas vid konceptutvärdering. Kravviktningen kan ses i Tabell 8.

Tabell 8: Kravviktningsmatris.

Krav (K)	Justerbarhet	Vertikal monteringsrörelse	Konfliktfri operation	Rörelse	Enkel att underhålla	Montering	Kravviktningfaktor
Justerbarhet		1	0.5	0.5	1	0.5	3.5
Vertikal monteringsrörelse	0		0	0	0.5	0	0.5
Konfliktfri operation	0.5	1		0.5	1	1	4
Rörelse	0.5	1	0.5		1	0.5	3.5
Enkel att underhålla	0	0.5	0	0		0	0.5
Montering	0.5	1	0	0.5	1		4

5.2 Konceptuell design

Innan konceptuell design kunde påbörjas genomfördes en datainsamling med teoretisk referensram och kravspecifikation som utgångspunkt. Datainsamlingen baserades på externa och interna sökningar. Ulrich och Eppinger (2012) hävdar att datainsamlingen blir underlag till fortsatt arbete vid konceptuell design.

5.2.1 Externa sökningar

Externa sökningar önskades resultera i ett urval av lösningsalternativ som passar för Aurobay, dessa skulle sedan tillämpas i konceptval. Inför sökningarna upprättades följande frågor att besvara.

- Vilken typ av rörelseteknik används på Aurobay idag för att tillåta förflyttning av liknande skruvdragarutrustning?
- Vilken typ av drivning används för att åstadkomma liknande operationstyper?
- Vilka designaspekter används för att skapa underhållsvänlig design?

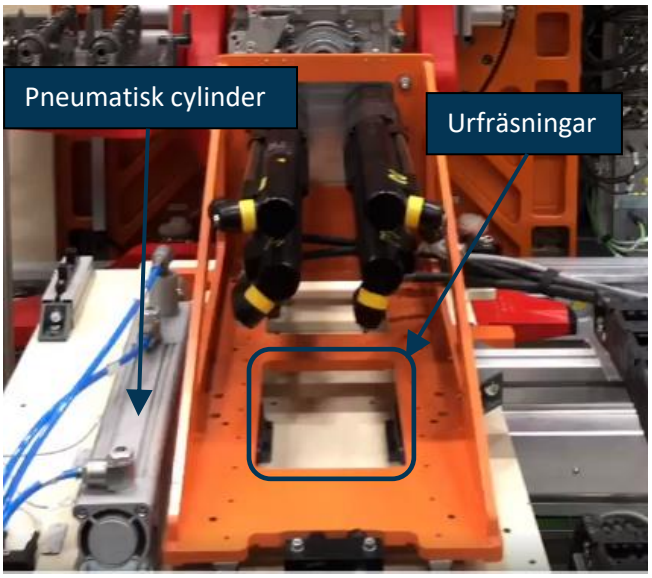
5.2.1.1 Rörelseteknik

För att fästanordningen skulle tillåta förflyttning av multipeldragaren vid varje driftcykel krävdes en mekanisk lösning som möjliggör rörelse. Från sökningar inom företaget framkom det tydligt att endast olika typer av skenstyrningar eller gejdrar har utbredd användning för applikationer med ett linjärt rörelseschema. Skenstyrningar innefattar skenor och åkvagnar som rör sig längs dessa och exempel på detta kan ses i Figur 16. Utöver denna lösningstyp identifierades industrirobotar och industriportaler som tekniskt möjliga lösningar, men är ekonomiskt omöjliga i detta projekt. Inköpspriser och installationskostnader enligt Aurobay är för höga.

Figur 16: BALL RUNNER BLOCK CARBON STEEL KWD-025-FNS-C1-P-1 (Bosch Rexroth AG 2022).

5.2.1.2 Drivning

I Aurobays Skövdefabrik identifierades ett antal olika drivningsmetoder för både skruvdragarutrustning och andra maskinoperationer. Drivningsmetoderna med bredast användning var pneumatik i form av pneumatiska cylindrar (Figur 17) och elektriska motorer i kombination med kugghjul och kuggstänger. En sista metod som identifierades, men vars användning var mycket mer begränsad än tidigare nämnda alternativ var hydraulik.



Figur 17: Exempel på pneumatisk cylinder som drivning samt exempel på urfräsningar i underhållssyfte.

Efter en diskussion med handledaren på företaget och personalen resulterade det i en bättre uppfattning av orsakerna till att användningsgraden skiljde sig åt. En förklaring var att med hydraulik som drivning medföljer det alltid en risk för läckage. Eventuellt läckage av hydraulolja får inte komma i kontakt med motorerna som tillverkas, detta kan nämligen orsaka kvalitetsdefekter. Hydraulik används därför används endast på platser där undvikandet av direkt kontakt kan säkerställas. Med hänsyn till att lösningen i detta projekt med hög sannolikhet skulle placeras på en plats över motorerna i STN310, uteslöts därför hydraulik som ett alternativ.

5.2.1.3 Underhållsvänlig design

Något som också upptäcktes i den externa sökningen var att konstruktionen av flera rörliga upphängningsfixturer för skruvdragare, använder sig av urfräsningar i mån av utrymme. Dessa tillåter åtkomst för inspektion och underhåll av komponenter som annars hade skymts av konstruktionen i sig (se exempel i Figur 18). Detta förenklar underhåll av bakomliggande avsevärt eftersom utan dessa urfräsningar skulle konstruktionerna i värsta fall behöva monteras ned, något som skulle kräva mycket tid och eventuellt störa produktionen. Den extra tid, kostnad och komplexitet som krävs vid tillverkningen av urfräsningarna, anses därför uppvägas av underhållsvänligheten i designen

Figur 18: Exempel på urfrästa stålplattor i dragarfixtur.

5.2.2 Brainwriting

Med stöd från informationen som hämtades i den externa sökningen, genomfördes interna sökningar följaktligen en brainstorming och writingsession i syfte erhålla fler idéer och delkoncept kring följande områden.

- Drivning
- Rörelseteknik
- Multipeldragarens upphängning

Genomförandet av Brainstorming och Brainwriting utfördes i sessioner á ca 20 – 30 minuter. Urvalet av idéer som erhölls, sållades i samråd med handledaren på Aurobay till ett fåtal delkoncept kopplade till olika delfunktioner. De erhållna delkoncepten presenterades sedan i morfologisk matris för urval och analys, vilket lade grunden för det fortsatta designarbetet.

5.2.3 Analys och urval – Morfologisk matris

Idéerna som erhölls från brainstorming och writingsessionen, den externa och interna sökningen placerades i en morfologisk matris, se Tabell 8. Fördelen med matrisen var att flera delkoncept kunde kombineras, där ett totalkoncept på kort tid kunde utvecklas på ett strukturerat sätt.

Olika delfunktioner var av intresse och den första av dessa gällde drivning, vilket i detta fall syftade till den typ av kraftöverföring som skulle orsaka rörelsen. Därefter undersöktes rörelseteknik vilket syftar på den fysiska metod som skall tillåta multipeldragaren att förflytta sig. Slutligen hanterades multipeldragarens upphängning vilket syftar till hur den befintliga multipeldragaren ska fästas i koncepten. Upphängning innebär hur fixtur ska kombineras med drivning. Utifrån morfologisk matris (se Tabell 8) där olika delkoncept kombinerades, resulterade det i 3 totalkoncept.

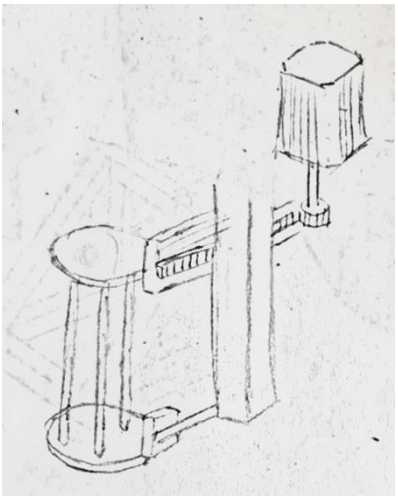
Tabell 9: Morfologisk matris för diverse delkoncept och delfunktioner.

Morfologisk matris			
Delfunktion	**Delkoncept**		
Drivning	Pneumatiks cylinder	Kuggstång + elmotor	kugghjul + elmotor
Rörelseteknik	Ledad axel		Gejdrar
Multipeldragarens Upphängning	Hängandes under		Parallellt vid sidan
Koncept	1	2	3

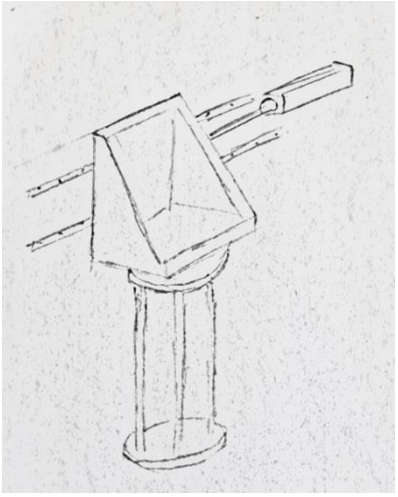
Koncept 1 baserades på idéen om att multipeldragaren skulle fästas horisontellt i dess sida. Den skulle sedan förflyttas på gejdrar för att tillåta en rörelse. Drivning skulle slutligen utföras med en elmotor och kulskruv, se Figur 19.

Koncept 2 byggde på idén att dragaren kan monteras under en fixtur. Fixturen skulle förflyttas linjärt på gejdrar med hjälp av en pneumatisk cylinder. Multipeldragaren skulle därmed kunna svingas ur vägen efter att montering av QLT-givaren är färdig, se Figur 20.

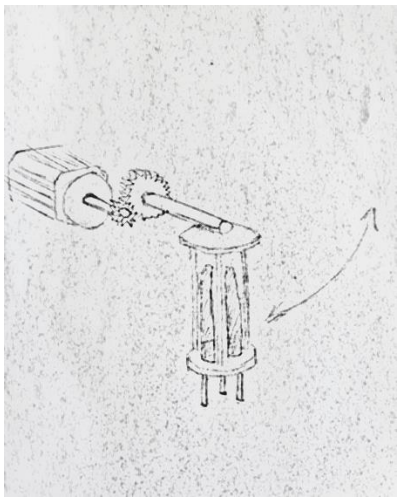
Koncept 3 utgick från en idé att multipeldragarens fixtur, kan monteras hängande under en roterande axel. Axeln skulle med hjälp av en elmotor, tillåta multipeldragaren att ”svinga” ur vägen, se Figur 21.



Figur 19: Koncept 1.



Figur 20: Koncept 2.



Figur 21: Koncept 3.

5.2.4 Konceptutvärdering – Pugh matris

Efter framtagning av tre totalkoncept utifrån morfologin, där drivning, rörelseteknik och upphängning av multipeldragaren inkluderades, utvärderades de med en Pugh matris. Anledningen var för att säkerställa att det konceptet som mest speglar kravspecifikationen och samtidigt tillfredsställa uppdragsgivaren skulle vidareutvecklas. Vid utförandet av Pugh matris inkluderades enbart handledaren på företaget. Inkluderingen var för att säkerställa tidigt i projektet att konceptet är möjligt för intern tillverkning eller att det inte fanns behov av andra lösningar innan mer arbeten för vidareutveckling påbörjades. De kriterierna kopplad till kravviktning sattes först i Pugh matrisen, se Tabell 10. Det konceptet som fick högst nettovärde enligt Johannesson, Persson och Petterson (2013) är lämpligast att vidareutvecklas, vilket blev koncept 2.

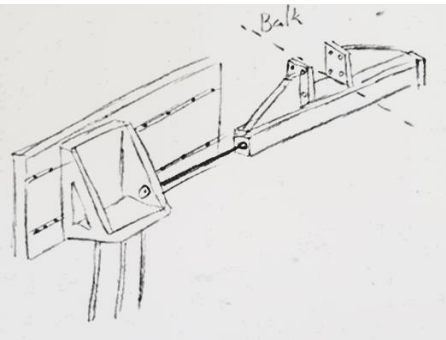
Tabell 10: Konceptutvärdering med Pugh matris.

Kriterium	**Kraviktnings--faktor**	**Koncept**		
		1	**2**	**3**
Justerbarhet	3,5	+	+	-
Vertikal monteringsrörelse	0,5	+	+	+
Konfliktfri operation	4,5	+	+	+
Rörelse	3,5	-	+	-
Enkel att underhålla	0,5	+	+	0
Montering	4	-	+	-
Summa (+)		9	16,5	5
Summa (0)		0	0	1
Summa (-)		7,5	0	11
Nettovärde		1,5	16,5	-7
Rangordning		2	1	3
Vidareutveckling		Nej	Ja	Nej

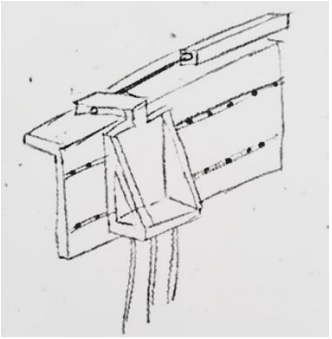
5.2.5 Drivning – Placering och storlek av pneumatisk cylinder

Efter att koncept 2 fastställdes, återstod en osäkerhet gällande placering av den pneumatiska cylindern. Placering enligt Figur 20 var av platsbrist inte möjlig när konflikt uppstod med en befintlig balk i STN310. När placeringsmöjligheter identifierades, fanns tre möjliga alternativ. De tre alternativen kan bevittnas i nedan. Placeringsalternativ 1 (se Figur 22) ansågs lämpligast eftersom placeringsalternativ 2 (se Figur 23) och 3 (se Figur 24) hade jämförelsevis större funktionella nackdelar.

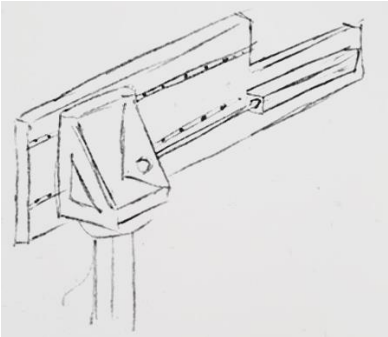
Placeringsalternativ 2 ansågs ha för stort avstånd mellan cylinderns drivpunkt kontra gejdraras styrning vilket riskerade att ge en ökad ojämn belastning på gejdrar, åkvagnar och fixtur. Placeringsalternativ 3 avvisades eftersom det relativt långa utsticket av bakomliggande fästplatta, kunde öka risken för elastisk deformation samt oönskade vibrationer.



Figur 22: Placeringsalternativ 1.



Figur 23: Placeringsalternativ 2.



Figur 24: Placeringsalternativ 3.

5.3 Detaljerad design och konstruktion

Efter konceptgenerering och konceptutvärdering hade genomförts kring fästanordningens övergripande design, övergick arbetet till att framställa en detaljerad design där alla aspekter i konceptet fastställdes.

5.3.1 Materialval

Baserad på kravspecifikationen skulle arbetet vid detaljerad design och konstruktion sträva efter att skapa underlag för intern tillverkning. Detta resulterade i riktlinjer vilka materialval som var lämpliga vid modellering samt genomförandet av strukturell hållfasthet. Aurobays verkstad är huvudsakligen utrustad med maskiner ämnade för tillverkning i stål även om 3 dimensionell-Printing i plast har börjat användas vid tillverkning av mindre (både i storlek och antal) komponenter i fabriken. Andra materielgrupper som trä, kompositer och keramer med mera, kunde inte hanteras internt på företaget och uteslöts därför.

När val av stål säkerställts som materialet att använda, återstod endast valet av vilken sorts stål. Tillverkningsmetoder som förväntades vid tillverkning var fräsning, svetsning, borrning, och gängning. Ur verkstadshandboken listar Eriksson och Karlsson (2012) SS 1312, 2172, 2134 och 2142 som lämpliga konstruktionsstål enligt materialstandard SS-EN med goda egenskaper gällande bland annat svetsbarhet och skärbarhet, vilket är i enlighet med projektets förväntade krav. Vid diskussion med personalen i verkstaden bekräftade de att alla fyra listade stålsorter skulle fungera, och slutligen valdes slutligen SS 2172 som konstruktionsstål eftersom detta fanns på lager i större mängder.

SS 2172 har en sträckgräns som varierar något beroende på godstjocklek, men i det tjockleksspann som kan förväntas användas i detta projekt *(2 – 40 mm)* ligger sträckgränsen på *345 MPa* (Eriksson & Nilsson 2012).

5.3.2 Konceptmodellering

Konceptet modellerades upp där en sammanställningsfil över hela stationen i dess utgångsläge användes som bas. Modellering av konceptets ingående komponenter utgick ifrån Bottom-up metoden vilket innebär att de var designad var för sig i turordning. Måttsättning var parameterstyrd i syfte att underlätta justeringar av samtliga komponenter. Parameterstyrningen tillät att flera sammanhängande delar automatiskt justerades med ändring av endast ett parametermått.

Flera av komponenterna från "detaljerad design" baserades på principer enligt DFMA, beskrivna av Barbosa och Carvalho (2013). Flera av dessa är gemensamma och innefattar bland annat följande designval.

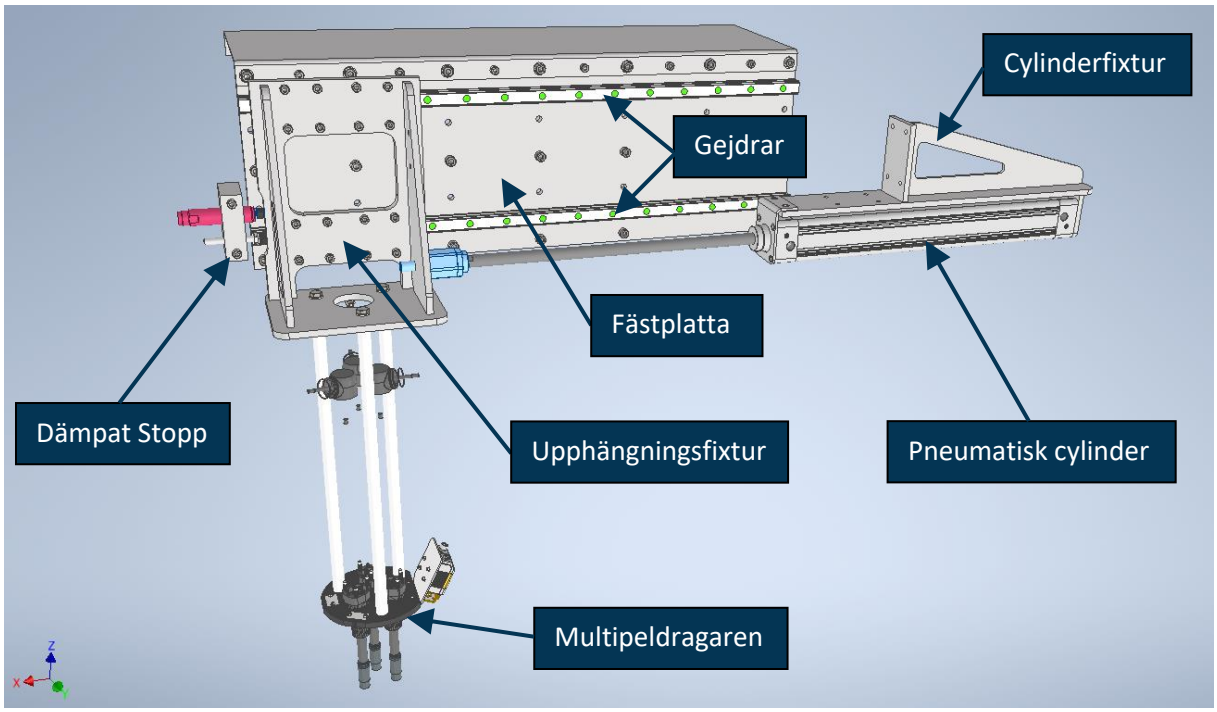
- Där olika delar möts och skall svetsas, har utrymme lämnats specifikt för att ge plats åt svetsfogar.
- Komplexa geometrier har undvikits i den mån det ansågs möjligt i syfte att förenkla tillverkning.
- Samma godstjocklekar för plattjärn har använts i hög utsträckning mellan olika komponenter. Detta för att minimera råvaruinköp.
- Alla komponenter har designats med en monteringsplan i åtanke även om en fullständig sådan inte blivit upprättat. Anledningen är att installatörerna inte efterfrågar detta. Med detta menas att alla komponenter har designats på ett sådant sätt att installation kan ske smidigt och i logisk ordningsföljd.

Övergripande så liknar den utvecklade designen dess grundläggande koncept. I syfte att tydligt förklara konceptets uppbyggnad och dess tre huvudsakliga delar, förklaras detta i följande ordning

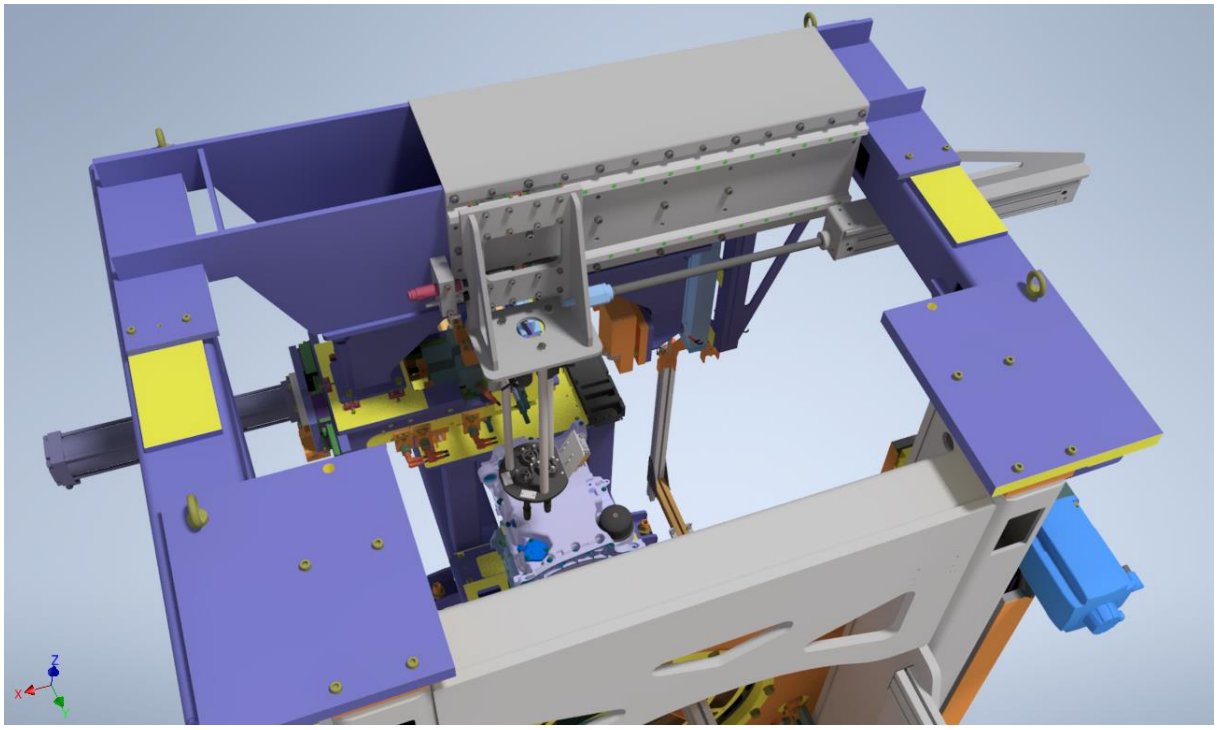
1. Övergripande design
2. Upphängningsfixtur
3. Fästplatta
4. Cylinderfixtur

5.3.2.1 Övergripande design

I Figur 25 visas den övergripande designen och hur de olika delarna hänger ihop och i Figur 26 presenteras placeringen av delarna i STN310. Multipeldragaren hänger under en helsvetsad upphängningsfixtur. På "baksidan" av denna fixtur sitter åkvagnar monterade som förflyttar upphängningsfixturen längs gejdrar i horisontell riktning. Dessa gejdrar är fastskruvade på en stålplatta som i sin tur skruvas fast på den befintliga överliggande balken i STN310. Den pneumatiska cylindern som driver upphängningsfixturen sitter monterad i en egen cylinderfixtur, fäst på en befintlig balk med kvadratiskt tvärsnitt.



Figur 25: Översiktbild över konstruktionsförslaget.

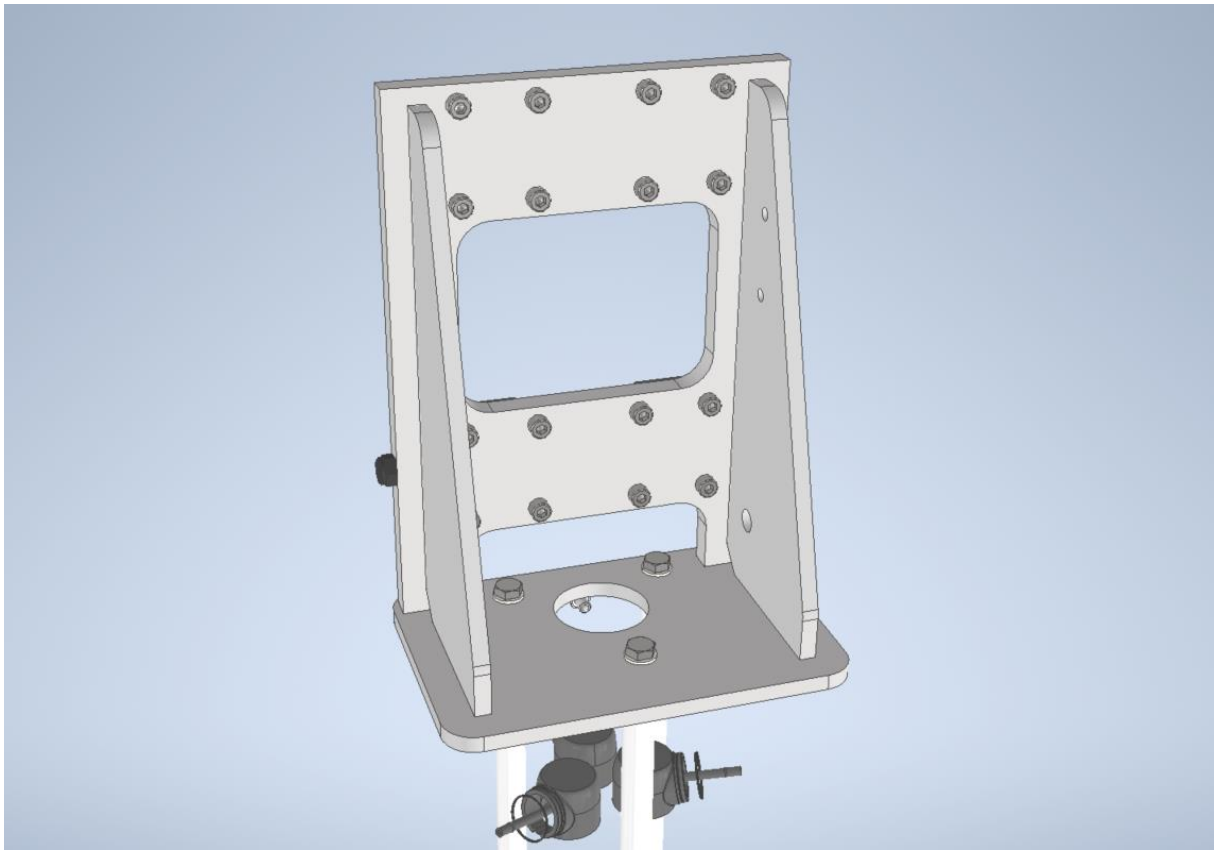


Figur 26: Konstruktionsförslagets placering i STN310.

5.3.2.2 Upphängningsfixtur

Multipeldragaren hänger under en helsvetsad upphängningsfixtur, se Figur 27. På ”baksidan” av denna fixtur sitter åkvagnar monterade som rör sig längs gejdrar i horisontell riktning. Upphängningsfixturen består av fyra egendesignade komponenter. En bakre stålplatta agerar fästpunkt åt fyra åkvagnar, två per gejd, som tillåter horisontell förflyttning. Denna bakre stålplatta skall fräsas ur i mitten för att underlätta inspektion och underhåll av åkvagnar. Plattan har även en urfräsning i dess nederkant för att ge plats multipeldragarens fästskruvar. Slutligen finnes även en mindre urfräsning i vänsterkant. På denna bearbetade yta fästes en stoppskruv som möter det dämpade stoppet när upphängningsfixturen når dess ändläge över QLT-givaren.

Under den bakre plattan sitter en undre stålplatta fastsvetsad med 90 graders vinkel kontra denna. Den undre plattans syfte är att vara fästpunkt åt multipeldragarens tre fixturstänger. Denna undre platta stöttas med hjälp av två triangulära förstärkningsribbor. Den vänstra förstärkningsribban har en urfräsning för att underlätta visuell kontroll utifrån maskinburen i STN310. Den högra förstärkningsribban är fästpunkt.

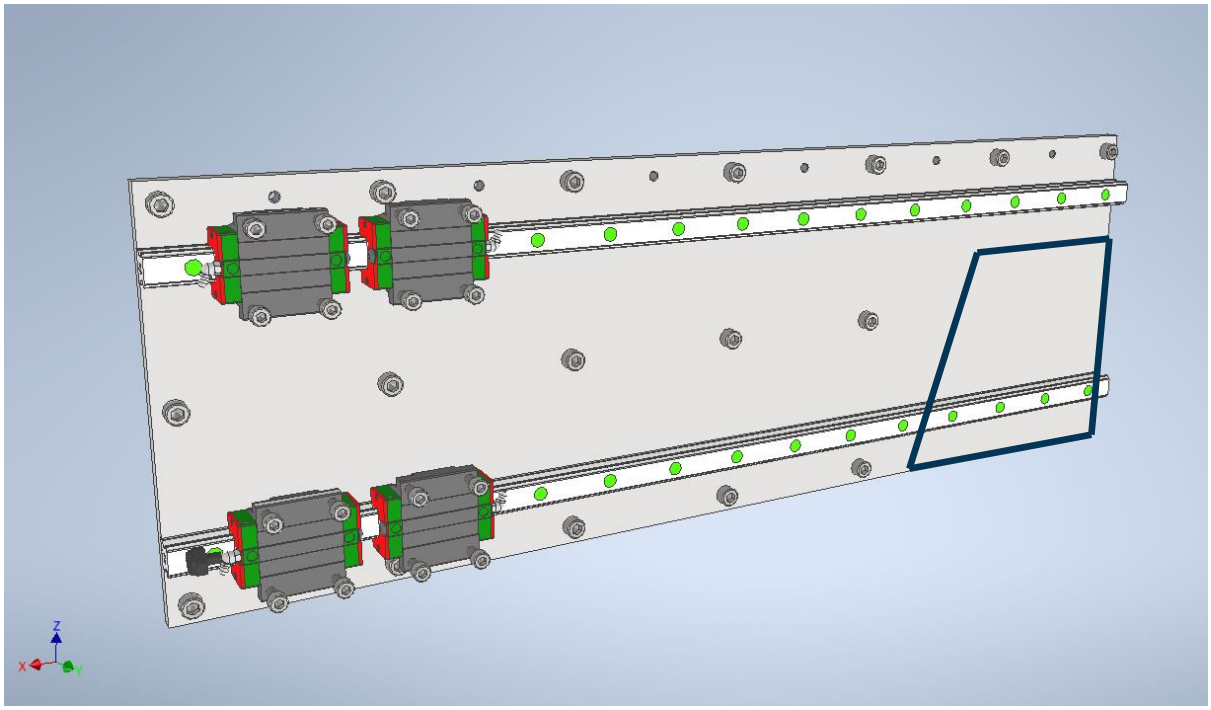


Figur 27: Översiktsbild över upphängningsfixturens design.

5.3.2.3 Fästplatta

Upphängningsfixturen rör sig längs gejdrar monterade på en fästplatta vilket kan ses i Figur 28. Två huvudsakliga anledningar ligger bakom valet att inte montera gejdrarna direkt på den överliggande balken. En separat fästplatta förenklar borrning av gejdrarnas skruvhål eftersom detta kan göras i företagets verkstad under kontrollerade former vilket är i enlighet med förhållningssättet i DFMA.

Detta bidrar till högre precision vilket är viktigt när gejdrarna bör, enligt råd från handledare på Aurobay, placeras mycket noggrant parallella, annars riskerar konstruktionen att nypa fast vid rörelse. Utöver denna orsak bidrar fästplattan till en längre rörelse, även kallat slaglängd, för upphängningsfixturen. Detta skapar ett större utrymme mellan motor och multipeldragare vid motorns rotation, vilket minskar risken för kollision. Anledningen bakom den ökade slaglängden är att fästplattan delvis kan hänga utanför balken, vilket möjliggör användning av längre gejdrar. Detta illustreras i Figur 28 där blå kontur visualiserar området där fästplattan hänger fritt. Fästplattan, med tillhörande komponenter, skruvas fast på befintligt överliggande balk i STN310.



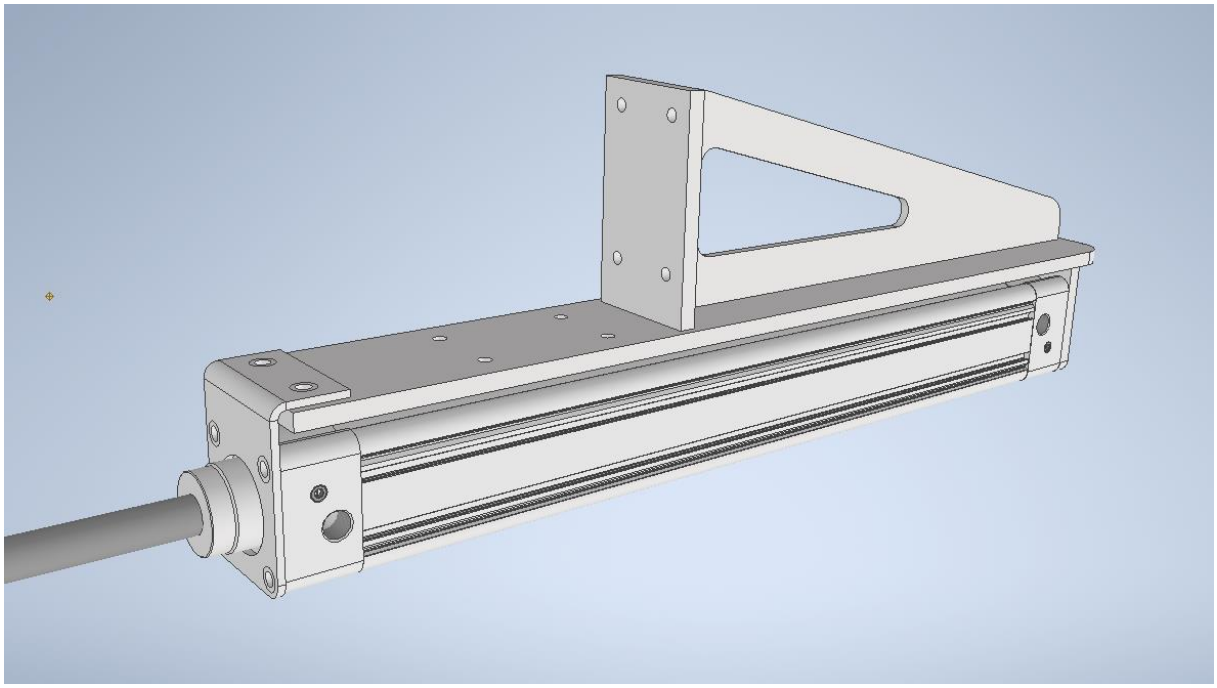
Figur 28: Fästplatta, gejdrar, åkvagnar, samt område där fästplattan hänger fritt.

5.3.2.4 Cylinderfixtur

Cylinderfixturen är en huvudsakligen svetsad konstruktion som skruvas fast på en befintlig balk i STN310. Fixturen består av en rektangulär stålplatta något längre än cylindern, se Figur 29. Denna skruvas fast med fyra skruvar i den kvadratiska balkens nedre sida. På ovansidan av den rektangulära plattan svetsas en separat stålplatta med *90* graders vinkel. Denna stålplatta agerar som fästpunkt till ytterligare fyra skruvar som fäster i sidan på den kvadratiska balken. De två stålplattorna, är slutligen med svets förenade av en stöttande triangulär förstärkningsribba.

På undersidan av den långa rektangulära stålplattans bakre ända, svetsas en till stålplatta med *90* graders vinkel. I stålplattan fästs cylinderns bakre ände och denna stålplatta förväntas hantera hela cylinderns reaktionskraft på *1560 N* och tyngd på *20 N.* anledningen till detta är att vid montering av stationen måste cylinderns främre fäste monteras efter att cylinder är på plats. Under tiden hänger därför cylinder enbart i det bakre fästet.

I den långa rektangulära plattans främre ände, skruvas ett bockat stålbleck fast med två skruvar. Blecket är en fästpunkt till cylinderns främre ände och är inte tänkt att hantera större krafter, utan skall enbart utgöra extra stabilisering, främst för cylinderns egenvikt.



Figur 29: Cylinderfixtur och drivcylinder.

5.3.3 Riskanalys - Failure Mode and Effekt Analysis

När ett detaljerat koncept erhållits och modellerats upp i CAD blev nästföljande steg att utföra en riskanalys, FMEA, tillsammans med personal från Aurobay. En FMEA utfördes i form av en diskussion där en mall, tillhandahållen av Aurobay, användes som guide genom olika riskkategorier. För att inga risker skulle undgå upptäckt, var förutsättningen att skyddsstaketen runt om STN310 inte existerade. Skyddsstaket kunde dock vara lösningen på en risk även om identifieringen av risken utgick från avsaknad av skyddstaket. Fullständig poängsättning presenteras inte men nedan följer de risker som krävde åtgärder.

1. Skarpa hörn på tillverkade komponenter orsakar risk för stickskador.
2. Vassa kanter på framför allt bearbetade delar kan utgöra risk för skärskador.
3. Klämrisk mellan upphängningsfixtur och ändstopp samt cylinderfixtur.

Vid genomförandet av riskanalysen, fastställdes nedanstående åtgärder till respektive risk.

1. Runda av hörn där tre ytor möts med radier.
2. Tillämpa så kallade ”brutna kanter” på alla vassa kanter som uppstår vid tillverkning. Det innebär att kanterna marginellt filas ned för hand.
3. Det befintliga staketet förhindrar åtkomst till riskområdet under drift.

5.4 Strukturell hållfasthet

Säkerhetsfaktorn F_s är framtagen ur Arbetsmiljöverket föreskrifter om maskiner gällande mekanisk hållfasthet, där minsta säkerhetsfaktorn för maskiner är 1.25 (AFS 2008:3).

$$F_s = 1.25 \tag{25}$$

Den erhållna säkerhetsfaktorn tillämpades vid alla beräkningar. Observerar att i detta projekt exkluderades kontroll av hålplantryck på de komponenterna som inkluderar skruvförband. Motiveringen var att material som används har en hårdhet på *HB> 200* (Dahlvig 1993).

5.4.1 Finita elementanalys

Finita elementanalys (FEA) i Autodesk Inventor användes för att analysera hela konstruktionen. Avsikten var att få uppskattning om var kritiska områden på komponenterna uppstod, för att sedan analysera de mer noggrant vid behov. Randvillkor och laster utgick ifrån det som händer vid normal drift, vilket ger upphov till påfrestningar på konstruktionen. Valet av detta arbetssätt grundar i att systemet blir mer hanterbart. De komponenterna som ska genomgå FEA är:

- Cylinderfixtur
- Fästplattan
- Upphängningsfixtur

Om inget annat anges, är det stål som används vid val av material i FEA och övriga analytiska beräkningar. I Tabell 11 redogörs materialdata på stål som används.

Tabell 11: Mekaniska egenskaper för valt material i Autodesk Inventor.

Mekaniska egenskaper		**Källa**
Egenskap	Isotropt	Autodesk Inventor
Elastisitetsmodul	205 *GPa*	
Poisson´s tal	0.3	
Sträckgräns	345 *MPa*	Verkstadshandboken, 2012

5.4.2 Spänningsanalyser

Spänningsanalyser i form av analytiska beräkningar genomfördes sedan på konstruktionens kritiska delar, därefter en validering med FEA. Det är dock undantag på några komponenter, vissa av komponenterna genomgick enbart analytisk beräkning eller bara FEA. Förklaringen grundar på att det inte alltid var möjligt med analytisk beräkning eftersom kraftfördelning inte kunde erhållas, och en analytisk beräkning därmed inte skulle spegla verkligheten. Säkerställande av hållfastheten baserades på resultaten från analytisk och FEA beräkningar av respektive komponent.

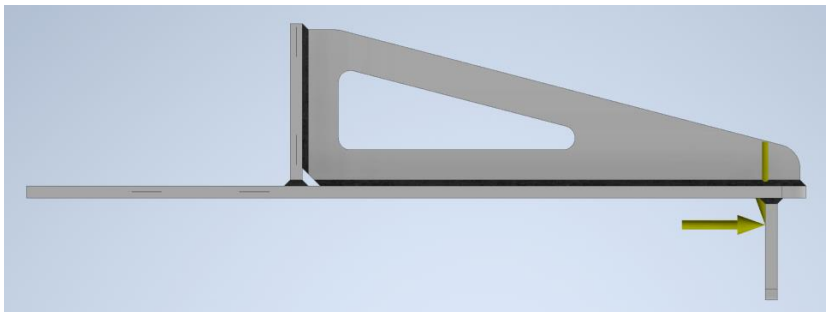
5.5 Cylinderfixtur

5.5.1 Finita elementanalys – hela systemet

Lasten applicerades enligt Figur 30, där horisontell last utgörs av en reaktionskraft på *1560 N* som uppstår när upphängningsfixturen förflyttas mot stoppet vid normal drift. Storleken på kraften baserades på att tillverkarens tekniska specifikationer redovisade *1872 N* i tryckkraft vid *6 bar* tryck. Aurobay använder *5 bar* och kraften *F* blev följaktligen:

$$F = 1872\ N \cdot \frac{5}{6} = 1560\ N \tag{26}$$

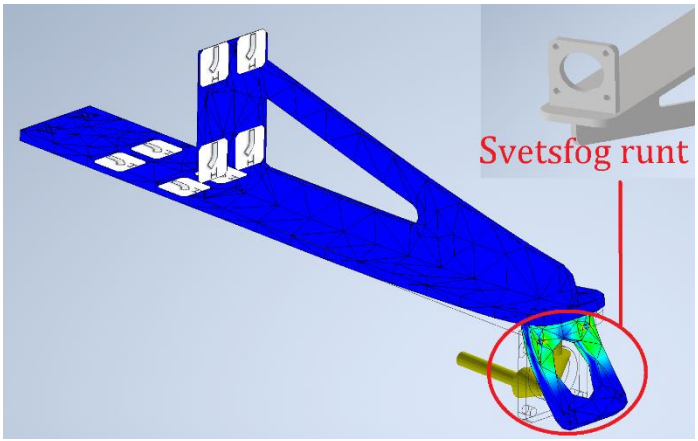
Cylinderns tyngd är enligt tillverkaren cirka *3 kg* men vart tyngdpunkten på denna befinner sig klargörs inte. De exakta lasterna som angriper vardera fäste kunde därför inte erhållas men för att vara på den säkra sidan antogs det bakre fäste hantera två tredjedelar av tyngden, vilket motsvarar *mg = 2 kg.* Denna tyngd tillämpades i följande beräkningar. För randvillkoren sattes de åtta skruvförbanden som fixerade enligt Figur 31.



Figur 30: Laster i form av cylinderns reaktionskraft och egentyngd.

Figur 31: Randvillkor vid skruvhål.

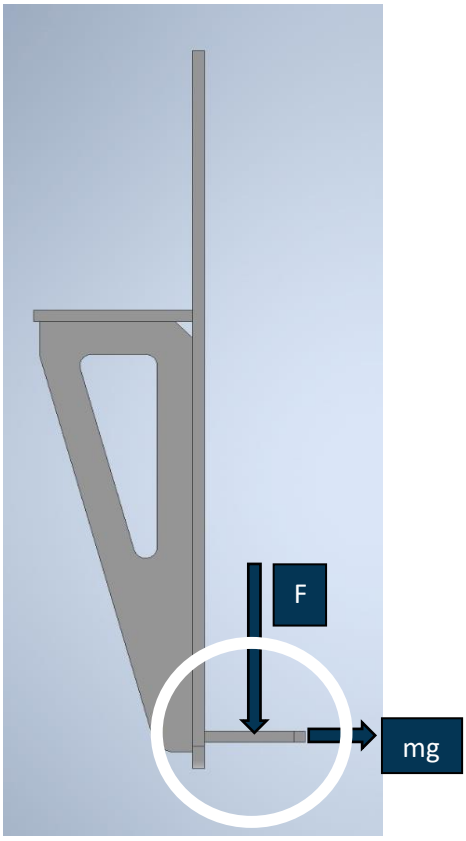
När hela detta system genomgick en FEA, se Figur 32, kunde identifiering av den kritiska delen göras. Efter bedömning med handledaren på Aurobay resulterade i att enbart detta svetsförband på cylinderfixturen är kritisk när det kommer till analys av svetsförband. Utöver detta svetsförband bedömdes även att skruvförbanden skulle analyseras, som i FEA var randvillkor. En analys på belastning av svets- och skruvförband genomfördes därmed i form av analytiska beräkningar, vilket presenteras i nästa avsnitt.



Figur 32: Illustration av den kritiska delen inringat i rött.

5.5.2 Analytisk beräkning – Svetsförband

Den analytiska beräkningen utgick ifrån att den kritiska delen med svetsfog runt sig har lastvillkoren enligt Figur 33, där fleraxliga spänningstillstånd studeras i snitt A, se Figur 34. Valet att studera spänning vid läge A baserades på att maximal spänning σ_b uppstår vid längst avstånd från neutrallagret vid böjning. Resterande del vid beräkning antogs vara fixerat. Området inringat i vitt (Figur 33) kan jämföras med Figur 34. Figuren är roterad en kvarts varv för att förenkla jämförelsen med Figur 34.



Figur 33: Ansättning av krafter på cylinderfixturen samt inringning där spänning studeras.

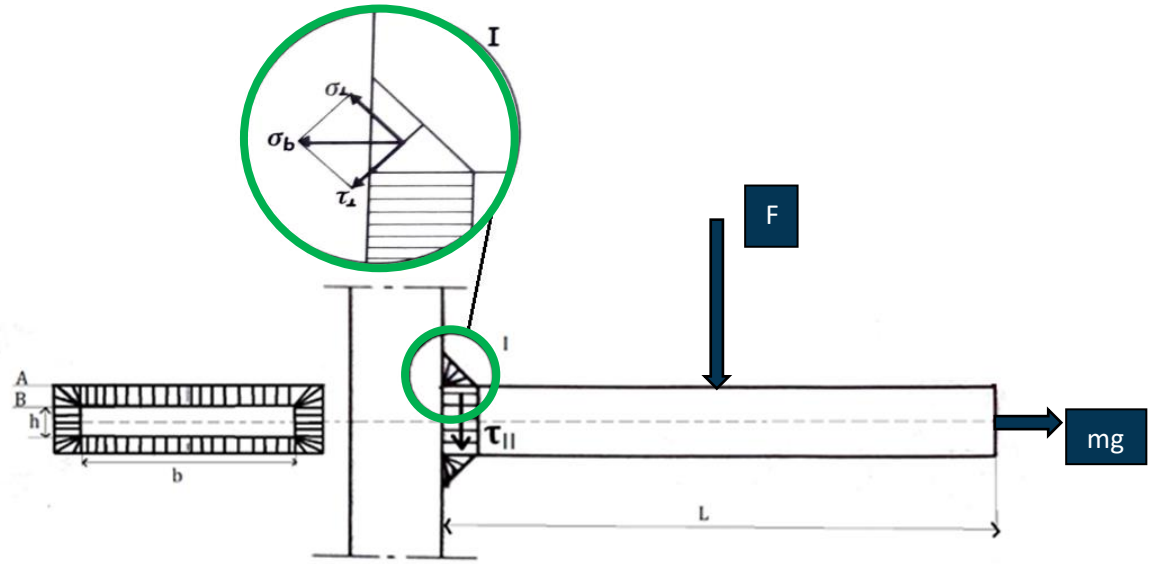
Laster vid analytisk beräkning

Från ekvation (26) är $F = 1560\ N$
$mg = 2 \cdot 9.82 \approx 20\ N$ (Hälften av cylinderns tyngd)

Svetsförbandets data vid analytisk beräkning var:

$a = 7\ mm$ (Baserades på tillverkaren)
$h = 10\ mm$
$b = 75\ mm$
$l = b + 2a = 95\ mm$
$0.5L = 47.5\ mm$ (Från kanten till centrum på det stora hålet)

Eftersom inga krafter i svetsens längdriktning (parallellt med avstånd b, se Figur 34) innebär det att $\sigma_{\parallel} = 0$ (Dahlvig 1993). L i Figur 34 är också mycket liten och beräkningen för böjning inkluderade därför enbart $\sigma_{b\,max}$.



Figur 34: Vy över kritiskt svetsat område med kraftansättning. Till vänster presenteras ett tvärsnitt, med snitt A och B. I de grön ringformade illustreras riktningarna på spänningarna som uppstår mellan snitt A och B.

Med ekvationerna (6–9) beräknades påkänningen i svetsen som uppstår av mg, vilket delades in i $\sigma_{\perp}$ och $\tau_{\perp}$

$$\uparrow: \frac{\sigma_{\perp\,mg}}{\sqrt{2}} - \frac{\tau_{\perp\,mg}}{\sqrt{2}} = 0 \tag{27}$$

$$\leftarrow: \frac{\sigma_{\perp\,mg}}{\sqrt{2}} + \frac{\tau_{\perp\,mg}}{\sqrt{2}} = \frac{mg}{a \cdot l} \tag{28}$$

Ekvation (27) ger

$$\sigma_{\perp\,mg} = \tau_{\perp\,mg} \tag{29}$$

Ekvation (29) i (28) ger

$$\sigma_{\perp\,mg} = \tau_{\perp\,mg} = \frac{mg \cdot \sqrt{2}}{a \cdot l \cdot 2} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot \sqrt{2}}{0.007 \cdot 0.095 \cdot 2} = 0.021\ MPa \tag{30}$$

Effektivspänning i snitt A orsakad av mg:

$$\sigma_{e_{mg}} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2} = \sqrt{0.021^{\ 2} + 3 \cdot 0.021^{\ 2}} = 0.042\ MPa \tag{31}$$

Svetsförbandet är också utsatt av kraften *F*. Detta ger upphov till böjspänning $\sigma_{\text{böj max } F}$, det vill säga de vinkelräta skjuv- och dragspänningarna $\tau_{\perp\,F}$ och $\sigma_{\perp\,F}$ samt den parallella skjuvspänningen $\tau_{\parallel\,F}$. Förklaringen till varför *F* placeras längst ut är för att få ut den största belastningen som kan uppstå.

Yttröghetsmomentet för svetsen beräknas enligt:

$$I_{svets} = \frac{1}{12}\left[(b + 2a)(h + 2a)^3 - bh^3\right] = 1.03112 \cdot 10^{-7}\ m^4 \tag{32}$$

Böjspänningen i snitt A beräknas enligt ekvationerna (3) och (5-9):

$$\sigma_{böj\ max_F} = \frac{M_b}{I_x} \cdot y = \frac{F \cdot 0.5L}{I_{svets}} \cdot \left(\frac{h}{2} + 2a\right) = 8.69\ MPa \tag{33}$$

$$\tau_{||\ F} = \frac{T}{h \cdot 2 \cdot a} = \frac{F}{h \cdot 2 \cdot a} = 11.14\ MPa \tag{34}$$

$$\sigma_{\perp_F} = \tau_{\perp_F} = \frac{\sigma_{böj\ max_F}}{\sqrt{2}} \approx 6.148\ MPa \tag{35}$$

$$\sigma_{e_F} = \sqrt{\left(\sigma_{\perp_F}^2 + 3\tau_{\perp_F}^2 + 3\tau_{||_F}^2\right)} =$$
$$= \sqrt{(6.148^2 + 3 \cdot 6.148^2 + 3 \cdot 11.14^2)} = 22.9\ MPa \tag{36}$$

Ekvation (31) och (36) ger att effektivspänning i punkt A orsakad av *F* och mg tillsammans är:

$$\sigma_{e_{(F+mg)}} = \sigma_{e_F} + \sigma_{e_{mg}} = 22.94\ MPa \tag{37}$$

Nedan följer resulterande säkerhetsfaktor utan hänsyn till utmattning av svetsförband:

$$345/22.94 = 15 \tag{38}$$

5.5.2.1 Analytisk beräkning – Utmattning på svetsförband

Med spänning $\sigma_{e_{(F+mg)}}$erhölls $\sigma_{max} = 22.94\ MPa$ och användning av stål SS 2172 ur Tabell 1, där $\sigma_{till} = 200\ MPa$ gick det konstatera att den statiska lasten inte utgör en fara (Dahlvig 1993). Denna spänning $\sigma_{e_{(F+mg)}}$växlar mellan noll och maximala värdet, därmed blev spänningsvidden i svetsen enligt:

$$\sigma_{min} = 0 \tag{39}$$

Det innebär att $\sigma_r = \sigma_{max} = 22.9\ MPa$ (40)

Svetsförband som skulle användas var kälsvets *nummer 35* och med *svetsklass 2* enligt tillverkaren på företaget, var tillämplig förbandsfaktor, $K_{x||}$, 5 enligt Tabell A-1 i Bilaga A. Konstruktion förväntas kunna hantera $300 \cdot 10^3$ cykler per år, och med förväntad livslängd på *15 år* från kravspecifikation blev det totalt $4.5 \cdot 10^6$ cykler som beräkning för utmattning utgick ifrån. Ur Tabell B-1 i Bilaga B, gick det att avläsa den maximala spänningsvidden. Det gick därför konstatera att utmattning i detta svetsförband inte kommer uppstå:

$$\sigma_r < \sigma_{r_{till}} \tag{41}$$

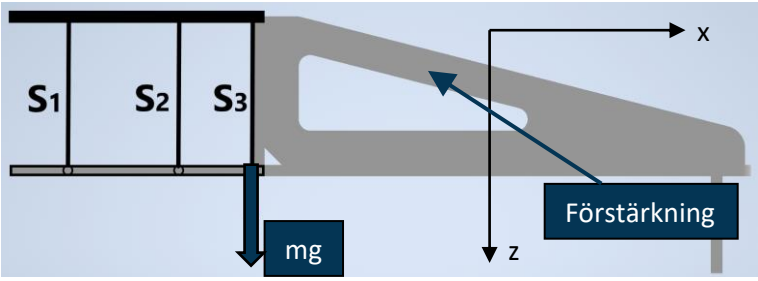
Observerar att verifiering om grundmaterialets utmattning inte blivit genomförd, med hänsyn till att grundmaterialet enligt bedömning med handledaren på företaget inte är kritisk.

5.5.3 Analytisk beräkning - Skruvförband

En förenklad modell av cylinderfixturen upprättades för att göra problemet hanterbart, och därigenom erhålla lastfördelning på respektive par av skruvförband. Spänningsfördelningen erhölls genom att superponera lastvillkoren i z- och x-led, se Figur 35. Detta innebär enligt Dahlberg (1990) att i de

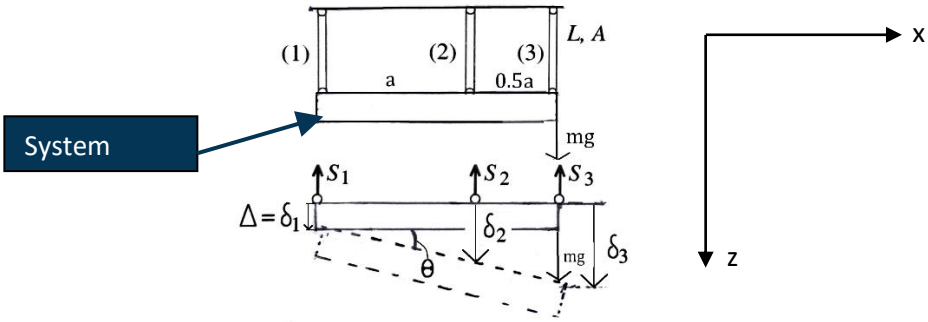
sambanden, jämvikt, kompatibilitet och konstitutiva samband råder ett linjärt förhållande mellan lasten och de obekanta samt de obekanta sinsemellan. För *mg* beräknas belastning på i z-led i varje förband se Figur 35, samma tillvägagångsätt för *F* men i z-led.

- Med cylinderns tyngd *mg* är belastningen i z-led $2 \cdot 9.82 \approx 20N$
- Med reaktionskraft *F* belastningen i x-led $1560N$



Figur 35: Hantering av skruvförband som ett par för respektive stång och ett koordinatsystem x- och z-led.

Modellen är upprättad i 2 dimensioner för att sedan fördela lasten efter antal förband, se Figur. Uppbyggnaden av modellen utgjordes av tre stänger där stång (1) och (2) representerade skruvförbandspar 1 respektive 2 med två skruvförband vardera. Medan stång (3) representerade fyra par (3) och (4). De tre stängerna hade samma längd *L* och tvärarea *A*. Belastning på stängerna utgjordes av *mg* som drar ner ett system som antas vara stel, se Figur 36. Förklaringen till varför cylinderns tyngd *mg* blivit placerad vid stång 3 grundar på att ett moment antas vara försumbar med hänsyn till en förstärkning, se Figur 35. Stängerna är vid denna beräkning linjärt elastiskt, idealplastiskt material med elasticitetsmodul *E* och sträckgräns R_{eL}.



Figur 36: Illustration av deformation för ett belastat system fäst med tre stänger.

För att bestämma lasten på respektive stång i *z-led,* som motsvarade ett par av skruvförband, tilläts den stela komponenten kunna translatera och rotera. Av denna förklaring infördes därför förskjutningen (translationen) Δ och rotationsvinkeln Θ som obekanta, se Figur 36. Med Tabell 12 där sambanden enligt Dahlberg (1990) presenteras ska belastning på ett kritiskt skruvförband erhållas.

Tabell 12: Belastning utgörs av mg. Jämvikt, kompatibilitet och konstitutiva samband med ett linjärt förhållande mellan lasten och de obekanta samt de obekanta sinsemellan.

$Stång_i$	δ_i	L_i	$\varepsilon_i = \delta_i / L_i$	$\sigma_{i_z} = E\varepsilon_i$	A_i	$S_i = A_i \sigma_{i_z}$
(1)	Δ	L	Δ / L	$E\Delta / L$	A	$EA\Delta / L$

(2)	$\Delta + a\Theta$	L	$(\Delta + a\Theta)/L$	$E(\Delta + a\Theta)/L$	A	$EA(\Delta + a\Theta)/L$
(3)	$\Delta + 1.5a\Theta$	L	$(\Delta + 1.5a\Theta)/L$	$E(\Delta + 1.5a\Theta)/L$	A	$EA(\Delta + 1.5a\Theta)/L$

Kraftjämvikt ger:

$$\uparrow: S_1 + S_2 + S_3 - mg = 0 \tag{42}$$

vilket ger:

$$\frac{EA}{L}\{\Delta + (\Delta + \mathrm{a}\Theta) + (\Delta + 1.5\mathrm{a}\Theta)\} = mg \tag{43}$$

Momentjämvikt med avseende på nedre infästning av stång (3) ger:

$$M_{(3)}: S_1 \cdot 1.5a + S_2 \cdot 0.5a = 0 \tag{44}$$

vilket ger:

$$\frac{EA}{L}a\{1.5\Delta + (0.5\Delta + 0.5\mathrm{a}\Theta)\} = mg \tag{45}$$

Ekvation (43) ger $a\Theta = -4\Delta$, som i (42) ger $-7\Delta = mgL/EA$
Man får därmed

$$\Delta = -mgL/7EA \tag{46}$$

och

$$\Theta = 4mgL/7aEA \tag{47}$$

Tabell 10 ger att spänningarna:

$$\sigma_{1_z} = -mg/7A \tag{48}$$
$$\sigma_{2_z} = 3mg/7A \tag{49}$$
$$\sigma_{3_z} = 5mg/7A \tag{50}$$

Det som påvisades var att spänningen σ_{3_z} är störst, vilket innebär att plasticering först skulle inträffa i stång (3). Men som tidigare nämnts är σ_{3_z} fördelat på två skruvförband medan spänningen σ_{1_z}och σ_{2_z} är fördelade på två skruvförband vardera. Spänningen på ett skruvförband för respektive skruvförband och par i z-led blev därmed enligt Tabell 13.

Tabell 13: Spänningstabell för skruvförband med kraft mg.

Spänning σ_i (stång)	Par	Ett skruvförband (hur stor belastning den tar upp)
$\sigma_{1_z} = -mg/7A$	*1*	$\frac{\sigma_{1_z}}{2} \approx -0.07 \cdot (mg/A)$
$\sigma_{2_z} = 3mg/7A$	*2*	$\frac{\sigma_{2_z}}{2} \approx 0.21 \cdot (mg/A)$

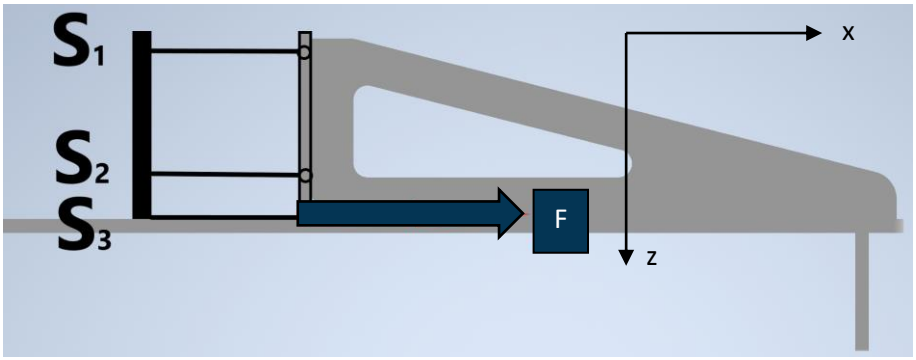
$\sigma_{3_z} = 5mg/7A$	*3*	$\frac{\sigma_{3_z}}{4} \approx 0.18 \cdot (mg/A)$
	4	$\frac{\sigma_{3_z}}{4} \approx 0.18 \cdot (mg/A)$

En kontroll av antagandet genomfördes också, där momentjämvikt med avseende på nedre infästning av stång 3 ger

$$S_1 \cdot 1.5a + S_2 \cdot 0.5a = 0 \text{ vilket ger } S_1 = -\frac{1}{3} \cdot S_2 \text{ varur erhålls } \sigma_1 = -\frac{1}{3} \cdot \sigma_2 \qquad (51)$$

Stång 1 är alltså fortfarande elastisk och en slutsats att antagandet var riktigt kan göras.

En till modell upprättades för att erhålla lastfördelning på respektive skruvförband i x-led, se Figur 37. Anledningen till skillnad i placering av kraften i Figur 37 kontra Figur 32 är att cylindern har ett främre fäste som håller uppe cylinderns framända. Det förhindrade därför det momentet som hade uppstått när cylindern annars vill rotera. Kraften tilläts därmed förflyttas upp och placeras parallellt med stång (3) i denna superponering.



Figur 37: Hantering av skruvförbandspar som stänger.

Med Tabell 14 där sambanden enligt Dahlberg (1990) presenteras ska belastning i x-led på ett kritiskt skruvförband erhållas.

Tabell 14: Belastning utgörs av F. Jämvikt, kompatibilitet och konstitutiva samband med ett linjärt förhållande mellan lasten och de obekanta samt de obekanta sinsemellan.

$Stång_i$	δ_i	L_i	$\varepsilon_i = \delta_i/L_i$	$\sigma_{i_x} = E\varepsilon_i$	A_i	$S_i = A_i\sigma_{i_x}$
(1)	Δ	L	Δ/L	$E\Delta/L$	A	$EA\Delta/L$
(2)	$\Delta + 3b\Theta$	L	$(\Delta + 3b\Theta)/L$	$E(\Delta + 3b\Theta)/L$	A	$EA(\Delta + 3b\Theta)/L$
(3)	$\Delta + 4b\Theta$	L	$(\Delta + 4b\Theta)/L$	$E(\Delta + 4b\Theta)/L$	A	$EA(\Delta + 4b\Theta)/L$

Kraftjämvikt gav

$$\uparrow: S_1 + S_2 + S_3 - F = 0 \qquad (52)$$

vilket gav

$$\frac{EA}{L} \cdot \{\Delta + (\Delta + 3b\Theta) + (\Delta + 4b\Theta)\} = F \tag{53}$$

Momentjämvikt med avseende på nedre infästning av stång (3) gav

$$M_{(3)}: S_1 \cdot 4b + S_2 \cdot b = 0 \text{ vilket ger } \frac{EA}{L} b \cdot \{4\Delta + (\Delta + b\Theta)\} = F \tag{54}$$

Ekvation (54) gav

$$b\Theta = -5\Delta, \text{ som i (1) ger } -32\Delta = FL/EA \tag{55}$$

Därmed erhölls:

$$\Delta = -FL/32EA \tag{56}$$

Och

$$\Theta = 5FL/32EA \tag{57}$$

Tabell 1 gav spänningarna:

$$\sigma_{1_x} = -F/32A \tag{58}$$
$$\sigma_{2_x} = 7F/16A \tag{59}$$
$$\sigma_{3_x} = 19F/32A \tag{60}$$

Det som påvisades var att spänningen σ_{3_x} var störst, vilket innebär att plasticering först skulle inträffa i stång (3). Dock var σ_{3_x}fördelat på två par av skruvförband, vilket blir 4 skruvförband totalt. Spänningen σ_{1_x}och σ_{2_x} var fördelade på två skruvförband vardera. Spänningen på ett skruvförband för respektive par i x-led ses därmed i Tabell 15.

Tabell 15: Spänningsfördelning på skruvförband med kraft F.

Spänning σ_{i_x}(stång)	Stång	Par	Ett skruvförband (hur stor belastning den tar upp)
$\sigma_{1_x} = -F/32A$	1	4	$\frac{\sigma_{1_x}}{2} \approx -0.016 \cdot (F/A)$
$\sigma_{2_x} = 7F/16A$	2	3	$\frac{\sigma_{2_x}}{2} \approx 0.22 \cdot (F/A)$
$\sigma_{3_x} = 19F/32A$	3	2	$\frac{\sigma_{3_x}}{4} \approx 0.15 \cdot (F/A)$
		1	$\frac{\sigma_{3_x}}{4} \approx 0.15 \cdot (F/A)$

Ett skruvförband som bedömdes vara mest kritisk i z-led är ett förband från par 3. Ett skruvförband här tar mest upp reaktionskraften F från stoppet på pneumatiska cylindern vid normal drift. Detta skruvförband blir också underlag till fortsatt analys för åtdragningsmoment och effektivspänning i skruven. Valet grundar på att reaktionskraften F från stoppet på cylindern vid normal drift är mycket större än cylinderns tyngd mg: $\frac{1560}{20} N = 78$.

Inköp av övriga skruvförband kommer utgå från detta kritiska förband, förklaringen är att det underlättar inköpet samt att arbetet framskrids med hänsyn till DFMA. Skruvförbanden som användes var M8X20 Countersunk Hed Head skruvar, dess dimensioner är hämtad från ”Handbok om skruvförband” av Colly Components AB (1995).

$$d = 8\,mm$$
$$d_s = 7.19\,mm$$
$$d_{min} = 6.47\,mm$$
$$P = 1.25\,mm$$

Ett skruvförband vid par 3 utsätts för både radiell(z-led) och axiell(x-led) belastning vid normal drift:

$$F_a = 0.22 \cdot 1560\,N = 343.2\,N \tag{61}$$

$$F_t = 0.18 \cdot 20\,N = 3.6\,N \tag{62}$$

Åtdragningsmomentet som behövs och effektivspänningen på skruvarna erhölls vid insättning av skruvförbands dimensioner i ekvation (11-18). Uträkningen presenteras inte i rapporten för att hålla den kort. Läsaren hänvisas i stället till Bilaga C.

$$M_u = 2\,Nm \tag{63}$$

$$\sigma_{e_{skruvförband+cylinderfixtur}} = 69\,MPa \tag{64}$$

Det erhållna minsta åtdragningsmomentet på *2 Nm* kan jämföras med det rekommenderade för M8 skruv på *26.6 Nm* (Björk 2007). Baserad på reaktionskrafter från analytiska beräkningen ska ett skruvförband i hållfasthetsklass *8.8* väljas eftersom den erhållna effektivspänningen $\frac{R_{eL}}{1.25} > \sigma_e$. Vid försök att validera med FEA, se Bilaga D, kunde inget relevant resultat erhållas, orsaker till detta tas upp i diskussionen.

5.5.4 Analytisk beräkning – Utmattning på skruvar

Utgångspunkten har varit att skruvförbandets belastning under cykeln växlar mellan σ_{max} och σ_{min}=0 Detta innebär enligt Björk (2007) ett pulserande fall. Minimispänningen är också under cykeln noll vilket innebär att maxspänningen beräknas enligt:

$$\sigma_m = \sigma_a \tag{65}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{e_{skruvförband+cylinderfixtur}} = 2 \cdot \sigma_a = 69\,MPa \tag{66}$$

SS 1672 är enligt Eriksson och Karlsson (2012) ett mycket vanligt stål för skruvar och enligt Lipski (2016) Planar Wöhlerkurvan för SS 1672 ut vid *261 MPa.* Med hänsyn till att hela konstruktionens förväntas ha en livslängd på minst $4.5 \cdot 10^6$ cykler, samt att lasten är pulserande med hel spänningsvidd, jämfördes σ_{max} med utmattningsgränsen σ_D.

Vid pulserande belastning (Björk 2007) och en hel spänningsvidd, där spänningskvoten $R_s = 0$ och $\sigma_{min} = 0$, beräknades utmattningsbrott- och utmattningsgräns enligt:

$$\sigma_D = 2 \cdot \sigma_{AD} = 2 \cdot 261\,MPa = 522\,MPa \tag{67}$$

Det gick konstatera att utmattning på skruvförbandet inte kommer uppstå, detta med hänsyn till att:

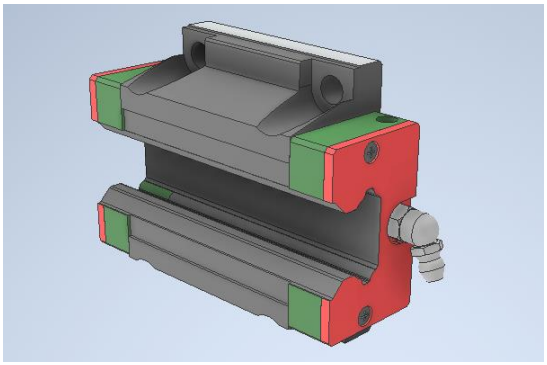
$$\sigma_D > \sigma_{max} \tag{68}$$

5.6 Fästplattan

Vid analys av fästplattan var beteendet på plattan samt påkänningarna på skruvförbanden mest intressanta. Resultaten från FEA, se Bilaga E, påvisade att deformationen ur eget plan på plattan är försumbart. Påfrestningarna på skruvförbanden var också så lågt att inga djupare analyser var nödvändiga. En utmattningsanalys på skruvförband till fästplattan genomfördes inte eftersom belastningsfallet antogs vara pulserande. Ett säkerställande att utmattningsbrott inte uppnås hänvisas därför till Avsnitt 4.5.6. Med förklaringen att en M8 skruv med högre effektivspänning och lägre dimensioner än M10 skruv inte uppnår utmattningsgräns.

5.7 Gejdrar och åkvagnar

Vid inköp av gejdrar och åkvagnar är det kritiskt att dessa klarar hantera den belastning som operationen orsakar. Eftersom kostnaden vid inköp kan öka dramatisk med storlek är det även viktigt att inte köpa in gejdrar och åkvagnar som är överdimensionerade för de belastningar som dessa utsätts för. Att göra spänningsanalyser på denna sorts komponenter är tidskrävande och svårt när geometrin är mycket komplicerad (se Figur 38) samt att flera komponenter ingår. Det är i stället fördelaktigt att analytiskt räkna fram approximativa krafter eftersom detta kan matas in på tillverkares produktkonfigurationer. Konfigurationerna kan därefter filtrera bort dem produkter som inte matchar kraven som ställs.



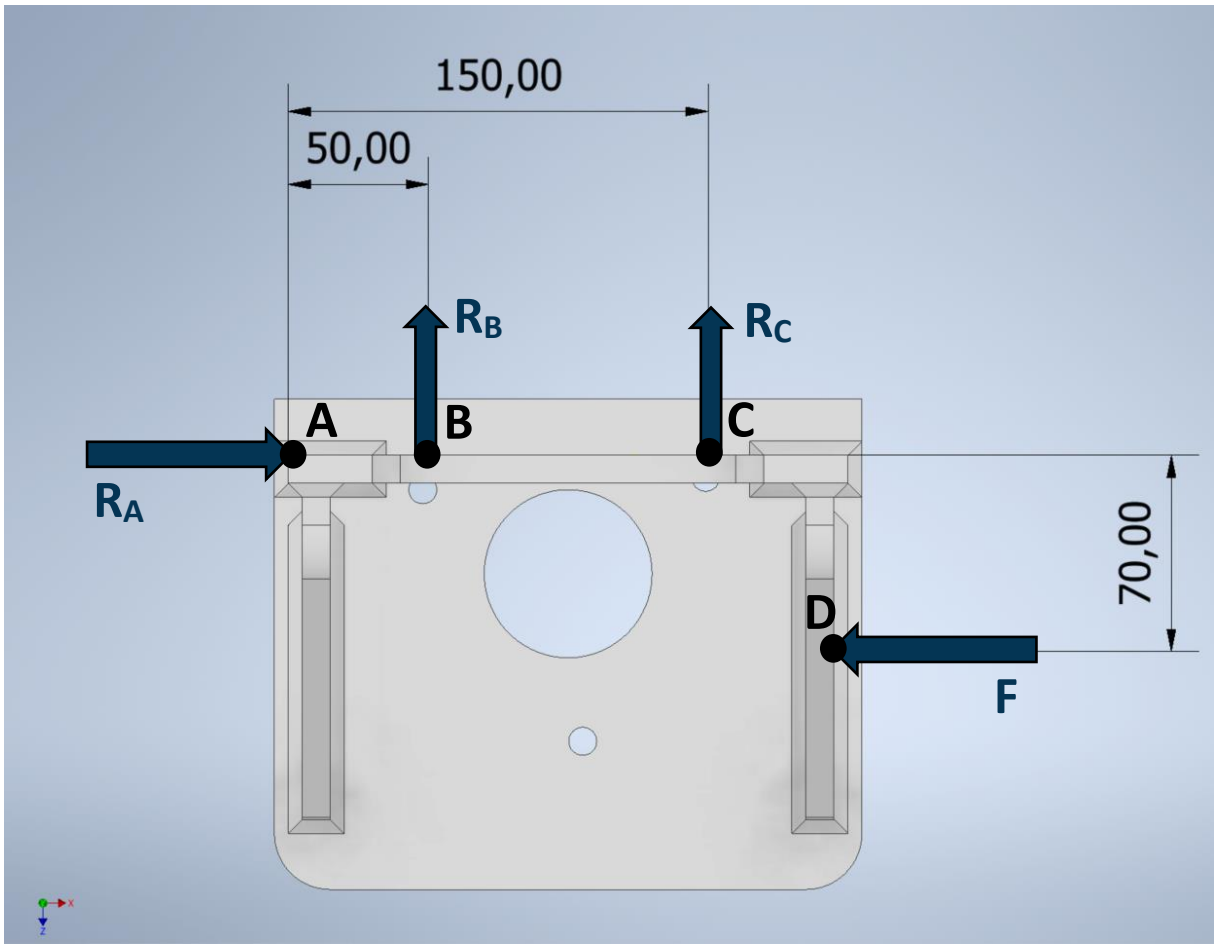
Figur 38: Vy över en åkvagn

En förenklad friläggning av upphängningsfixturen gjordes i syfte att analytiska beräkna krafterna på gejdrar och åkvagnar. Samtliga ingående krafter hanterades som punktlaster även om dessa i verkligheten är fördelade över mindre ytor. Denna förenkling bedömdes adekvat för syftet med beräkningarna. Inga reaktionskrafter i gejdraras riktning inkluderades eftersom åkvagnarna rör sig fritt i horisontell färdriktning. Bortsett från friktionen mellan gejdrarna och åkvagnarna som antogs vara försumbar verkar därför reaktionskrafterna vid B och C endast i vertikal led.

Krafterna som ingår i Figur 39 är utifrån antaganden som beskrevs nyligen:

- F är kraften från den pneumatiska cylindern. Denna angriper vid punkt D.

- R_A uppstår vid det fysiska stoppet i punkt A.
- R_B och R_C är reaktionskrafter vid punkt B respektive C



Figur 39: Friläggning av upphängningsfixtur med vy från ovan.

Momentjämnvikt kring punkt A:

$$F \cdot 0.07\,m - R_B \cdot 0.05\,m - R_C \cdot 0.15\,m = 0 \tag{69}$$

Momentjämnvikt kring punkt B:

$$F \cdot 0.07\,m - R_C \cdot 0.10\,m = 0 \tag{70}$$

Här erhölls två ekvationer och två obekanta krafter R_B och R_C. Följaktligen kunde dessa krafter lösas ut.

Ur ekvation (70) erhölls:

$$R_C \cdot 0.10\,m = F \cdot 0.07\,m \tag{71}$$

Ekvation (71) i (69) gav sedan:

$$R_C \cdot 0.10\,m - R_B \cdot 0.05\,m - R_C \cdot 0.15\,m = 0 \tag{72}$$

$$R_B \cdot 0.05\,m = -R_C \cdot 0.05\,m \tag{73}$$

$$R_B = -R_C \tag{74}$$

Cylinderns kraft angavs vid *6 bar* tryck uppgå till *1872 N.* På Aurobay används *5 bar* tryck vilket resulterar i en kraft på *F = 1560 N* enligt följande ekvation:

$$1872\ N \cdot \frac{5}{6} = 1560 \tag{75}$$

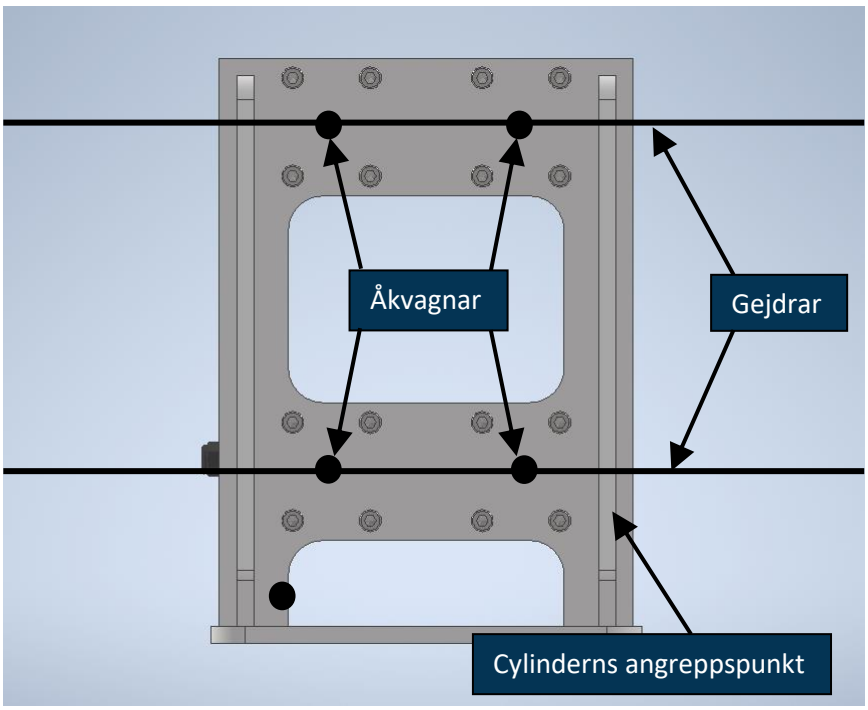
Med kraften *F* fastställd kunde nu reaktionskrafterna R_B och R_C beräknas. Först i ekvation (71) med *F* satt till *1560 N* enligt:

$$R_C = 1560\ N \cdot \frac{0{,}07\ m}{0{,}10\ m} = 1560\ N \cdot 0.7 = 1092\ N \tag{76}$$

Ekvation (76) i (74), ger nu:

$$R_B = -1092\ N \tag{77}$$

Både R_B och R_C är i verkligheten fördelade över två gejdrar och åkvagnar vardera. Men avståndet mellan dessa och cylinderns angreppspunkt är inte symmetriskt (Figur 40) och det var osäkerhet kring den verkliga kraftfördelningen. Det värsta tänkbara scenariot har därför antagits, där R_B och R_C endast hanteras av en gejd och åkvagn vardera. Följaktligen bibehölls krafterna för R_B och R_C som *-1092 N* respektive *1092 N.*



Figur 40: Visualisering av skillnad i avstånd i vertikalled, mellan cylinderns angreppspunkt och gejdrar samt åkvagnar (avstånd i mm).

Tillverkarens minsta alternativ för åkvagnar och gejdrar som skulle klara 1092 *N* (oavsett riktning), var godkänd ända upp till *3500 N*. Med denna goda marginal beräknades inte krafterna som upphängningsfixturens tyngd (300 *N*) ger upphov till eftersom den totala reaktionskraften inte bedömdes överstiga 3500 *N.*

5.8 Upphängningsfixtur

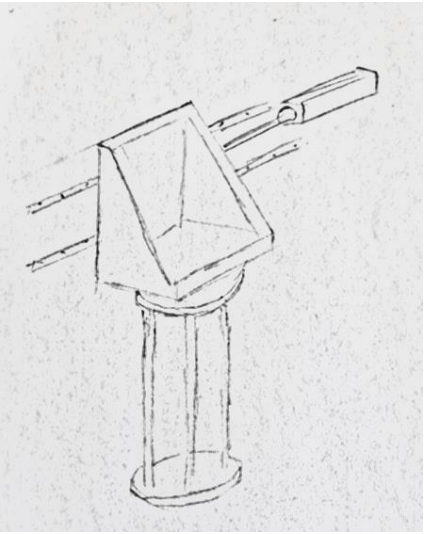
En analys om svetsförband som används vid sammanfogning av plattorna till en upphängningsfixtur genomfördes inte. Validering till att svetsförbaden kommer kunna motstå *1560 N* där säkerhetsfaktor på *1.25* är inkluderat, hänvisades till föregående beräkning av svetsförband på cylinderfixturen. Den analytiska beräkningen för ett svetsförband på cylinderfixturens kritiska del, med mindre längd av svetsfog kunde hantera yttrekraft på *1560 N* med goda marginaler. Detsamma gäller utmattning på svetsförbanden med hänsyn till att upphängningsfixtur har en större användning av svetsförband. Det går därför förutsätta att konstruktionen kommer hålla. Skruvförbanden som sammanfogar multipeldragaren och undre plattan på upphängningsfixtur genomgick inte någon analys, detta med hänsyn till att samma skruvförband som tidigare använts tillämpas i denna konstruktion.

6 Resultat

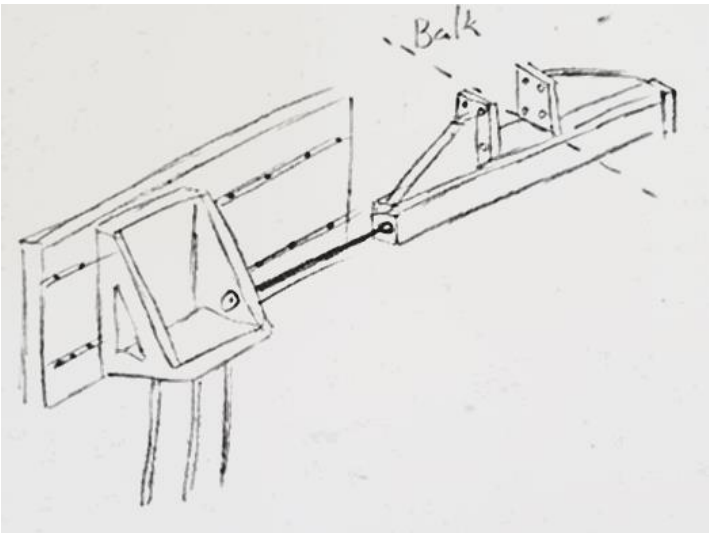
Med en metodisk produktutvecklingsprocess, planering, konceptutveckling, detaljerad design och strukturell hållfasthet som blivit genomförda, kommer resultaten presenteras mot de uppsatta målen 1 och 2, se Avsnitt 1.2. Resultaten består av ett slutgiltigt koncept på fästanordningen för en multipeldragare, där komponenter från konceptmodellering även presenteras.

6.1 Resultat – konceptuell design

Projektets arbete i denna fas resulterade i ett koncept (se Figur 41 och Figur 42) vilket utnyttjades som utgångspunkt inför efterföljande arbete. Resultatet var i form av skisser och fastställda val kring drivning, rörelseteknik, samt aspekter att tillämpa för underhållsvänlig design.



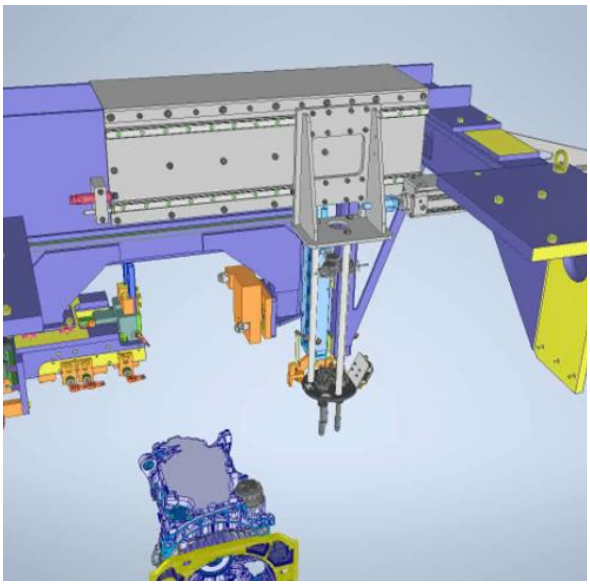
Figur 41: Slutgiltigt koncept.



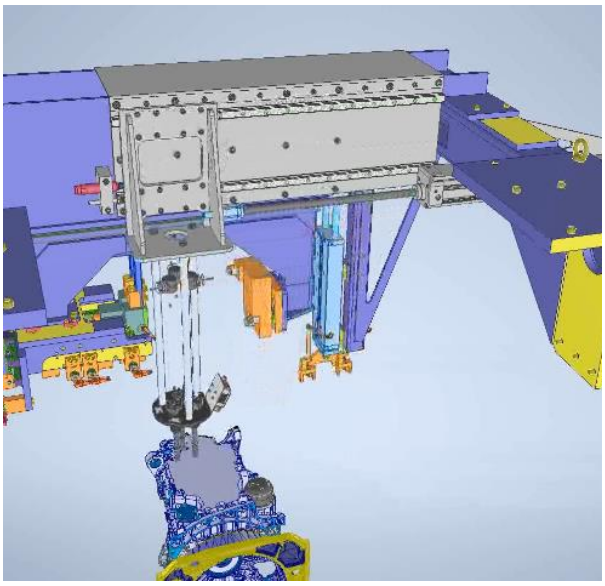
Figur 42: Slutgiltigt koncept med uppdaterad placering av pneumatiskcylindern

6.2 Resultat – detaljerad design och konstruktion

Modellen som upprättades över fästanordningen resulterade i möjligheten att kontrollera och visualisera multipeldragarens rörelsefrihet. I Figur 43 är multipeldragaren i utgångsläget, vilket är utanför motorhissens arbetsområde. Vid varje monteringscykel krävs det att multipeldragaren förflyttas in i hissens arbetsområde, vilket kan observeras i Figur 44 där multipeldragaren är i sitt yttre läge och kan montera QLT-givaren samt läsa av matrixkoden med kameran. Modellen lade även grunder för framtagning av tillverkningsunderlag i form av ritningar och CAD-filer.



Figur 43: Multipeldragaren i utgångsläge.



Figur 44: Multipeldragaren i yttre ändläge, där montering av QLT-givaren och avläsning av matrixkoden sker.

6.3 Resultat – strukturell hållfasthet

I Tabell 16 presenteras resulterande säkerhetsfaktor på de viktigaste områdena som genomgick strukturell hållfasthet. Vid alla områden som initialt bedömdes som kritiska, erhölls säkerhetsfaktorer, med hänsyn till utmattning, över det bestämda minimivärdet på *1.25.*

Tabell 16: Resultat på resulterande säkerhetsfaktor med hänsyn till utmattning.

	Analys av	**Spänning**	**Resulterande säkerhetsfaktor**
Cylinderfixtur	Svetsförband	$22.94\ MPa$	*1.6*
	Skruvförband (analytiskt)	$138\ MPa$	*3.8*
Fästplattan	Skruvförband (krafter från FEA)	$20.9\ MPa$	*17*

6.4 Uppföljning kravspecifikation

En uppföljning på kravspecifikationen, se Avsnitt 5.5.1, som varit en del av produktutvecklingsprocessen för att kunna arbeta mot uppsatta mål, påvisar också att alla kraven och önskemål är uppfyllda.

7 Diskussion

I detta avsnitt presenteras en diskussion om resultaten och hur det speglar projektets syfte och mål. Reflektioner över alternativa metoder kommer presenteras. I avsnittet presenteras även en diskussion om arbetets hänsyn till hållbar utveckling.

7.1 Produktutvecklingsprocessen

Projektet har följt en produktutvecklingsprocess som är framtagen av Ulrich och Eppinger (2012). Med hänsyn till resultatet av arbetet, anses denna produktutvecklingsprocess vara adekvat för ett projekt av denna karaktär. Det ska dock påpekas att jämförelser av metoderna har blivit utförda, vilket inte presenterats i rapporten.

Något som hade varit fördelaktigt vid utförandet av Kravviktning och Pugh matris skulle vara att inkludera fler deltagare, gärna helt utan inblick i projektet för att få en mer objektiv värdering av koncepten. Vid viktning och utvärdering av de tre koncepten var endast studenterna och handledaren på företaget delaktiga. Med endast tre individer deltagande i denna process kan det resulterat i subjektivitet under viktningen. Förutfattade åsikter, både medvetet och undermedvetet, har eventuellt haft en roll i resultatet, vilket kan göra att uppdragsgivaren inte blir tillfredsställd på den nivån som kunde uppnås.

En annan viktig aspekt som borde utnyttjats under projektets gång är ett iterativt arbetssätt. Projektet framskred mer eller mindre linjärt utan att (iterativt) gå tillbaka och justera eller förbättra, främst på grund av att tidsbegränsningen inte tillät ett starkt iterativt arbete. I stället utnyttjades ett samarbete med handledaren på företaget, där en form av bekräftelse kunde erhållas gällande huruvida projektet framskred korrekt.

Ett exempel på område där ett iterativt arbetssätt hade varit fördelaktigt är strukturell hållfasthet. Genom att utnyttja analyserna till att gå tillbaka och justera fästanordningens design, hade materialåtgång, svets- och skruvförband optimerats. Detta hade varit fördelaktigt ur en ekonomisk och miljömässig synpunkt, när mängden material att köpa in hade minskat.

7.2 Strukturell hållfasthet

Diskussion kring osäkerheter gällande strukturell hållfasthet i projektet.

7.2.1 Dynamisk last kontra statisk last

Vid alla beräkningar och analyser för strukturell hållfasthet antogs statiska lastvillkor där konstruktionen befinner sig i dess yttre ändläge. Dess yttre läge baserades på en bedömning, där krafterna antogs vara störst när cylindern trycker upphängningsfixturen mot det dämpade stoppet i stillastående läge. Antagandet baserades på att konstruktionens rörelse sker med låg friktion och följaktligen bör inga större reaktionskrafter uppstå som följd av friktion. Något som skulle kunna undersökas noggrannare är huruvida konstruktionens tröghet vid rörelse ger upphov till höga belastningar. Exempel på detta skulle vara hur multipeldragaren eventuellt ger tendens att, under rörelsens start och slut, uppträda likt en pendel under upphängningsfixturen. Men denna aspekt bortsågs ifrån när det dämpade stoppet antogs göra stopprörelsen tillräckligt mjuk för att hindra höga belastningar men osäkerhet råder kring validiteten i detta antagande.

7.2.2 Cylinderfixtur – Skruvförband

Vid beräkning av skruvförband användes den axiella och tangentiella kraften för att beräkna effektivspänning på ett kritiskt skruvförband. Resultaten från FEA i jämförelse mot analytisk beräkning skiljer sig avsevärt mycket. Möjliga orsaker till detta kan vara att randvillkoren i FEA var helt fixerade i alla leden och det resulterade i singulariteter. Singulariteter innebär enligt Steif (2005) att spänningen i en punkt eller ett område inte konvergerar mot något värde, utan kommer teoretiskt öka mot oändligheten. Steif (2005) konstaterar att ett resultat med singulariteter kan påvisa felaktigheter som kräver bedömningar om eventuella risker, vilket inte blivit utfört i detta projekt.

7.2.3 Fästplattan

Optimering av godstjockleden på fästplattan var inte nödvändigt med hänsyn till att ingen serietillverkning efterfrågades. Det materialet med den godstjockleken som används är också något som brukar användas, vilket gör att inget inköp av nytt material behöver göras och ledtiden för implementering i verkligheten minskas.

7.3 Hållbar utveckling

Med hänsyn till att det enligt Ammenberg (2012) och Ljungberg (2005) inte finns facit på hur en hållbar produktutveckling ska bedrivas, har projektet enbart tagit hänsyn till de riktlinjerna för en hållbar produktutveckling. Arbeten i detta projekt anses därför ha bidragit till att de globala målen på agendan för hållbar utveckling fram till år 2030 kan uppnås, med fokus på de fyra ståndpunkterna, se Avsnitt 2.

Det innefattar bland annat användning av material och konceptmodellering, detta för att naturresurser ska utnyttjas effektivt, ha låg ekologiskt fotavtryck. Strävan har också varit att utnyttja befintliga komponenter, vilket lyckats till viss del och är projektets sätt för att bidra till att lösa klimatkrisen. Pneumatiska cylindern kunde erhållas från företagets förråd. Multipeldragarens alla komponenter kunde återanvändas med undantag för den övre fixturen, vilket kunde åstadkommas med befintliga förutsättningar genom att anpassa designen för implementering i STN310 efter återanvändningen. Med denna återanvändning tillkommer dock inköp av gejdrar och åkvagnar, vilket frångår principen med att använda befintliga förutsättningar. Om mer tid fanns borde undersökningar till andra möjligheter i stället för inköp genomföras. I detta projekt utfördes ingen livscykelanalys (LCA), den främsta orsaken var att ingen serietillverkning av konceptet efterfrågades.

Det här projektet genomfördes ur en synvinkel baserad på ekonomisk hållbarhet, därför är det oundvikligt att denna aspekt inom hållbar utveckling har tagit störst fokus i arbetet. Den ekonomiska besparingen baseras som nämndes i inledningen, på att två montörer fördelade på två skift kan omplaceras eller bli överflödiga. Utifrån en etisk och social synvinkel kan det vid första anblick verka negativt, däremot är det viktigt att poängtera att bil- och drivlineindustrin som helhet står inför en omställning till mer miljövänliga alternativ. Denna omställning kommer kräva stora investeringar och därför blir fabrikens ekonomiska situation helt avgörande för dess framtida verksamhet. En fabrik vars ekonomi inte skulle klara av dessa investeringar, riskerar därför att tvingas avvecklas. I Aurobays Skövdefabriks fall skulle detta innebära en förlust på flera hundra jobb. Ur detta perspektiv är ekonomisk och social hållbarhet direkt sammankopplade på lång sikt.

7.3.1 Etik

En annan aspekt värd att diskutera är potentiella skaderisker vid framtida drift av STN310. Riskanalysen som utfördes under projektet ger en viss trygghet i att allvarliga risker har identifierats. Åtgärderna som valdes tillämpas nämligen inom hela fabriken, i andra företag och industrier. Med det konstaterat kan dessa åtgärder med relativ trygghet klassificeras som adekvata.

När det kommer till frågan av etisk karaktär, är vem som skulle vara ansvarig om något ändå skulle inträffa trots att riskanalysen är genomförd. Är det gruppdeltagarna som deltog vid riskanalysen? Eller är det studenterna som bedrivit detta projekt? Kanske är det installatörerna av stationen? Det är tveksamt om detta över huvud taget går att avgöra när flera olika personer och nivåer har en inverkan på den slutgiltiga produkten.

7.3.2 Jämställdhet

Jämställdhetsmyndigheten (2022) beskriver jämställdhet som följande ”att kvinnor och män har samma rättigheter, skyldigheter och möjligheter inom alla områden i livet”. När det kommer till jämställdhet för detta projekt, kan det konstateras att likväl drift och underhåll för multipeldragaren efter implementering i den nya stationen (STN310) kan bedrivas oberoende av kön, men även exempelvis ålder och kroppslängd. Detta med hänsyn till att multipeldragaren redan vid dagens station (STN300) kan bedrivas oberoende av montör. Drift av multipeldragaren i STN310 kommer ske i automatik och inga aktiviteter ställer krav på fysisk styrka, kroppslängd, eller liknande. Detta innebär att möjligheten att arbeta som montör vid STN310 är lika för alla på avdelningen.

8 Slutsatser

I detta avsnitt presenteras slutsatser med hänsyn till resultaten och uppsatta målen i detta projekt.

Om slutsatser skall kunna dras behöver dessa kopplas till målsättningen för projektet. Nedan följer de två huvudmål som sattes upp för framtagning av fästanordningen.

Konceptet skall visualisera att:

1. Det möjliggör för multipeldragaren att montera QLT-givarens tre skruvar samt för kameran att läsa matrixkoden.

2. Varje monteringscykel möjliggör förflyttning av multipeldragaren in och ut ur motorhissens arbetsområde.

Baserat på resultatet av arbetet, från kundcentrerad planering, konceptuell design, till val av lämpliga maskinelement samt strukturella hållfasthetsberäkningar, kan följande slutsatser dras:

- Det digitala konceptet visualiserar med fästanordningen som utvecklats, att dem möjliggör för multipeldragaren att dra fast QLT-givarens tre skruvar samt för kameran att läsa av matrixkoden. Detta eftersom fästanordningen placerar multipeldragarens- och kamerans fixtur i korrekt läge över motorn och QLT-givaren.

- Förflyttning i varje cykel har säkerställts som möjlig eftersom ett val av lämpliga maskinelement har gjorts. Fästanordningens rörelse kunde bekräftas ske konfliktfritt och med tillräcklig slaglängd digitalt. Motorhissens arbetsområde förblir därmed ostört.

- Resultaten från strukturella hållfasthetsberäkningar påvisar att konstruktionen är tillförlitlig från haveri med säkerhetsfaktorn högre än maskindirektivets krav på alla analyserade komponenter.

9 Framtida arbete

- I framtiden bör en prisuppskattning för varje komponent göras, som inkluderas i lösningen för att implementering av multipeldragaren i STN310 ska vara möjligt. Genom att sedan summera ihop de uppskattade priserna med hänsyn till bearbetning-, material och monteringskostnader, kan totalkostnaden beräknas fram. Detta bidrar till ett underlag för en lönsamhetsbedömning vid avveckling av STN300.

- För att framställningen ska kunna implementeras, behöver cykeltiden i STN310 klockas och verifieras att det inte blir flaskhals i produktionsflödet. För att hålla låg cykeltid, bör programmering av motorns förflyttningar och monteringsproceduren av QLT-givaren genomförs med hänsyn till hur fördelning av cykeltiden är på övriga monteringsstationer.

- Med framställning av ett koncept som påvisar att målen är uppfyllda, där konceptgranskningar med uppdragsgivaren är genomförda (inte presenterat i rapporten), detaljerade ritningar och tillverkningsunderlag framtagna, kan den interna verkstaden på Aurobay inleda tillverkningen omgående.

10 Källförteckning

AFS 2008:3. *Arbetsmiljöverkets föreskrifter om maskiner samt allmänna råd om tillämpningen av föreskrifterna*. (Ändringar införda t.o.m. 13 december 2016.)

Alfredsson, B (red.). (2014). *Handbok och formelsamling i Hållfasthetslära*. Elfte omarbetade upplagan Stockholm: Institutionen för hållfasthetslära, KTH

Ammenberg, J. (2012). *Miljömanagement: miljö- och hållbarhetsarbete i företag och andra organisationer.* 2. uppl., Lund: Studentlitteratur

Aurobay (2022). *A heritage of innovating for tomorrow.* https://www.aurobay.com/about/introducing-aurobay/ [2022-03-21]

Auruobay (2022). *We power the future with sustainable engines and hybrid solutions.* https://www.aurobay.com/about/introducing-aurobay/ [2022-03-21]

Autodesk (2014). *Basic Calculation of Bolted Connection. https://knowledge.autodesk.com/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2014/ENU/Inventor/files/GUID-C92EEE54-5A24-436B-B809-88EB1A7737B1-htm.html* [2022-04-28]

Bader, A., Gebert, K., Hogreve, S., & Tracht, K. (2018). Derivative products supporting product development and design for assembly. *Procedia manufacturing*, 19, ss.143-147. https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.01.020

Bai, Y. (2003). *Marine structural design [Elektronisk resurs].* 1st ed. Amsterdam: Elsevier.

Barbosa, G.F. & Carvalho, J. (2013). Design for Manufacturing and Assembly methodology applied to aircrafts design and manufacturing. *IFAC Proceedings Volumes,* 46(7), ss.116-121. https://doi.org/10.3182/20130522-3-BR-4036.00044

Baumann, H. & Tillman, A-M. (2004). *The hitchhiker's guide to LCA: an orientation in life cycle assessment methodology and application.* Lund: Studentlitteratur

Bergman, B. & Klefsjö, B. (2012). *Kvalitet från behov till användning.* 5 uppl., Lund: Studentlitteratur.

Björk, K. (2007). *Formler och tabeller för mekanisk konstruktion: mekanik och hållfasthetslära.* 7. uppl., Märsta: Karl: Karl Björks förlag.

Björklund, S., Gustafsson, G., Hågeryd, L. & Rundqvist, B (red.). (2015). *Karlebo handbok*. 16., omarb. och utvidgade uppl. Stockholm: Liber

Blomqvist, P., & Forsman, D. (2017). *Grundläggande CAD och produktutveckling.* 2. uppl. Lund: Studentlitteratur

Boothroyd, G., Dewhurst, P. & Knight, W. A. (2011). *Product Design for Manufacturing and Assembly.* 3rd ed., Boca Raton, F: CRC Press

Bosch Rexroth AG (u.å.). *Ball rail systems*. BALL RUNNER BLOCK CARBON STEEL | R165121222 | Bosch Rexroth [2022-05-17]

Bulten AB. (2016). *Design Guidelines and Tightening.* https://www.bulten.com/en/Services/Academy/Design-Guidelines?fbclid=IwAR0_jnuOOGJ21FcybTsL3yuZWMpXavCBN-otw1u4GduL_maiJnnm1rWDesk [2022-04-21]

Camba, Jorge., Contero, M & Company, P. (2016). Parametric CAD modeling: An analysis of strategies for design reusability. *Computer-Aided Design,* 74, ss. 18–31. https://doi.org/10.1016/j.cad.2016.01.003

Cross, N. (2008). *Enginering Design Methods – Strategies for Product Design.* 4th ed. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd

Dahlvig, G. (1993). *Konstruktionselement och maskinbyggnad*. 6. uppl., Stockholm: Liber.

Dreyfuss, H. (2003). *Designing for people.* New York: Allworth.

Eriksson, K. (2006). *Att konstruera med stål: läromedel för konstruktörer. Modul 8, Utmattning.* Luleå tekniska universitet.

Eriksson, N-O. & Karlsson, B. (2012). *Verkstadshandboken.* Stockholm: Liber.

Handbok om skruvförband. 2. utg., omarb. och utvecklad (1995). Kista: Division maskinelement, Colly Co.

Jerne, M. Konstruktör och handledare på Aurobay, fysiskt möte den 2 april 2022.

Jämställdhetsmyndigheten (2022). *Vad är jämställdhet.* Vad är jämställdhet? | Jämställdhetsmyndigheten (jamstalldhetsmyndigheten.se) [2022-06-02]

Johannesson, H., Persson, J.-G., & Petterson, D. (2013). *Produktutveckling: effektiva metoder för konstruktion och design.* 2. uppl., Stockholm: Liber

Kalpakjian, S. & Schmid, S. (2013). *Manufacturing engineering and technology (7th ed.).* Singapore: Pearson Education

Lipski, A. (2016). *Rapid Determination of the S-N Curve for Steel by means of Thermographic Method.*

Ljungberg, L. (2005). Materials selection and design for development of sustainable products. *Materials and Design*, 28(2), ss.466-479. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2005.09.006

Marlow, F.M. (2012*). Welding -know-how: Tips & Techniques of Master Welders*. Huntington Beach, CA: Metal Art Press

Naiju, C. (2021). DFMA for product designers: A review. *Materials Today,* 46(17), ss.7473-7478. https://www-sciencedirect-com.libraryproxy.his.se/science/article/pii/S2214785321001772

Olsson, K-O. (2015). *Maskinelement: [beskrivning, analys, användning].* 2. [utök.] uppl., Stockholm: Liber.

Patel, R., & Davidson, B. (2019). *Forskningsmetodikens grunder att planera, genomföra och rapportera en undersökning.* Johanneshov

Sandberg, M. (2007). *Design for manufacturing Methods and applications using knowledge engineering* (Report 2007:59). https://www.divaportal.org/smash/get/diva2:989967/FULLTEXT01.pdf

Schuh, G., Salmen, M., Kuhlmann, T. & Wiese, J. (2017). Highly Iterative Product Development Within The Tool and Die Making Industry. *Procedia CIRP,* 61, ss. 576-581. doi: 10.1016/j.procir.2016.11.259

Sculpteo, u.d. Inventor: *Cad Software to technical and mechanical designs*. https://www.sculpteo.com/en/glossary/inventor-definition/ [2021-03-09]
Seth, A., Vance, J., & Oliver, J. (2011). Virtual reality for assembly methods prototyping: A review. *Virtual Reality,* 15(1), ss.5-20. http://dx.doi.org/10.1007/s10055-009-0153-y

Sjölander, S. (1983). *Innovation och företagsförnyelse: Idéutveckling och idéhantering i företag*. 1. uppl., Malmö: LiberFörlag

Sjöström, S-E., Petersson, A. & Eklöf, S. (1978). *Maskinelement.* 3., [omarb.] uppl. Stockholm: Esselte studium

Steen, B., Carlsson, R. & Löfgren, G. (1995). *Spine- A Relation Database Structure for Life Cycle Assessments.* Swedish Environmental Research Institute, Goteborg

Steif, P. (2005). *Notes on Elasticity and Finite Element Analysis.* Pittsburgh: Carnegie Mellon University

Swedish Fasteners Network. (2016). Hålplanstryck. http://handbok.sfnskruv.se/template.asp?lank=182&fbclid=IwAR0lWZwc_HMsWv2Q_3e1oy71Tm3LmUmV-BLFnxYqzLwWeEEoysjkiyRpQ_E [2022-04-21]

Säfsten, K. & Gustavsson, M. (2019) *Forskningsmetodik: för ingenjörer och andra problemlösare.* 1. uppl., Lund: Studentlitteratur

Ullman, D. G. (2018). *The mechanical design process*. Oregon: Independence

Ulrich, K. & Eppinger, S. (2012). *Product Design and Development.* 5. uppl., Publicerad av McGraw Hill.

Ulrich, K. & Eppinger, S. (2014). *Produktutveckling: konstruktion och design*. Lund: Studentlitteratur AB

United Nations Development Programme (2022). *Vad betyder hållbar utveckling?.* https://www.globalamalen.se/fragor-svar/ [2022-02-17]

WCED, U. (1987). Our common future. World comimission on Environment and Development. *Oxford University Press*

Welford, R.J. (1996). Corp Eniron Manage Bull. *Corp Environ Manage Bull,* 2, ss. 431–436

Wikberg Nilsson, Å., Ericson, Å. & Törlind, P. (2021). *Design: process och metod.* 2 uppl., Lund: Studentlitteratur AB

Österlin, K. (2010). *Design i fokus: varför ser saker ut som de gör? 3.* utökade uppl., Malmö: Liber

Bilagor

Bilaga A: Förbandsfaktorer K_x

I Tabell A-1 kan tillämpliga förband (Nr) väljas, därefter val av svetsklass. Med dessa värden kan förbandsfaktor K_x erhållas, vilket gör att tillåten spänningsvidd kan bestämmas. Med svetsklass 3 och kälsvets blev förbandsfaktorn **9*

Tabell A- 1: Vid val av nummer (Nr) på förband och svetsklass kan förbandsfaktor Kx erhållas (Dahlvig 1993, s.1:28-29).

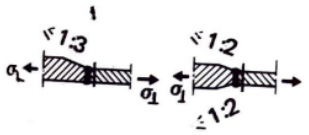
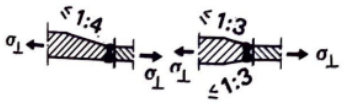
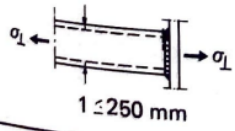
I figurerna markerar – – – de anvisningspåverkade områden där angivna K_x-värden gäller. Spänningspilar markerar spänning*sriktning*, ej typ av spänning (normalspänning – skjuvspänning, dragning – tryck)

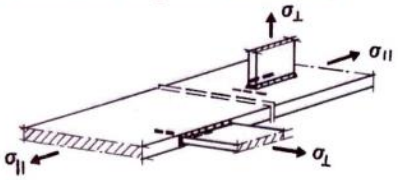
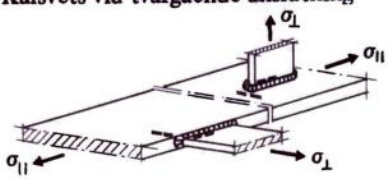
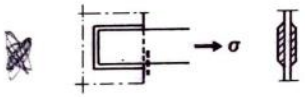
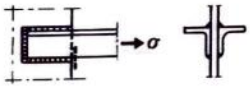
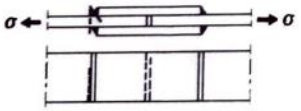
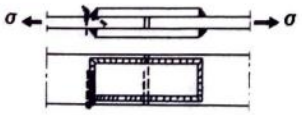
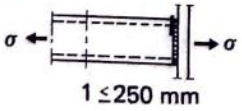
[a] **För utförande utan eftersvetsad rot ökas K_x-värdet ett steg för $K_{x\parallel}$ och två steg för $K_{x\perp}$ i serien av K_x-värden enligt tabell 3:32**

[b] **K_x-värde för Sv 3 får i detta fall även tillämpas vid TIG-behandlad svets i Sv 2, se 3:332K och 7:343**

[c] **Förbandet kan överföra skjuvkraft**

Nr	Förband	Svets-klass	$K_{x\parallel}$	$K_{x\perp}$	Anmärkningar
01	Grundmaterial, slipad yta		(1,0)		
02	Grundmaterial, valsad yta		1,5		Grov valsad yta med ytjämnhet motsvarande grövre yta än skärklass Sk 3, jfr tabell 1:5.
			1,3		Ytjämnhet motsvarande Sk 3, grader och ytskador avlägsnade

Nr	Förband	Svets-klass	$K_{x\parallel}$	$K_{x\perp}$	Anmärkningar
04	Grundmaterial, varmförzinkad yta		1,7		
05	Grundmaterial, sågad yta		1,3		Ytojämnheter avlägsnade. Kanter brutna enligt tabell 1:5, Sk 3
06	Grundmaterial, klippt yta		1,3		Se nr 05
10	Stumsvets i X-fog	Sv 1 Sv 2 Sv 3	2,3 1,7 1,5	3,0 2,0 1,5[b]	
11	Stumsvets i V-fog	Sv 1 Sv 2 Sv 3	2,3 1,7 1,5	3,0 2,0 1,5	Med eftersvetsad rot, alternativt svetsad mot rotstöd eller rotstrimla som avlägsnas
12	Stumsvets i V-fog	Sv 1 Sv 2	2,6 2,0	4,0 2,6	Utan eftersvetsning av rot, dock gäller kvalitetskraven även rotsidan
15	Stumsvets vid ändring av plåttjocklek 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	2,6 2,0 1,7	3,5 2,6 2,0	Eftersvetsad rot[a]
16	Stumsvets vid ändring av plåttjocklek 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	2,3 1,7 1,5	3,0 2,3 1,7	Eftersvetsad rot[a]
20	Stumsvets vid tvärgående anslutning	Sv 1 Sv 2 Sv 3	– 5,0 4,0	– 5,0 4,0	Eftersvetsad rot
27	Enkelsidig T-svets runtom i V-fog vid infästning av cirkulärt eller rektangulärt rör till styv plåt 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	– – –	5,0 4,0 3,5	

Nr	Förband	Svets-klass	$K_{x\parallel}$	$K_{x\perp}$	Anmärkningar
28	T-svets vid tvärgående anslutning 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	– 5,0 4,0	– 5,0 4,0	
35	Källsvets vid tvärgående anslutning 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	– 5,0 4,0	– 5,0 4,0	Angivna K_x-värden gäller även snitt genom svetsgods
52	Källsvetsad stånginfästning 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	5,0 4,0 3,5		
53	Källsvetsad stånginfästning 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	– 5,0 4,0		
54	Källsvetsad symmetrisk överlappsskarv 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	4,0 3,5 3,0[b]		
55	Källsvetsad symmetrisk överlappsskarv 	Sv 1 Sv 2 Sv 3	5,0 4,0 3,5		
56	Enkelsidig källsvets runtom vid infästning av cirkulärt eller rektangulärt rör till styv plåt  1 ≤ 250 mm	Sv 1 Sv 2 Sv 3	– 5,0 4,0		

Bilaga B: Tillåten spänningsvidd efter val av K_x

Efter val av förbandsfaktor K_x = *5.0* kan tillåten spänningsvidd avläsas. *N* i den vertikala axeln är detsamma med livslängden, det vill säga antal cykler som förväntas. Tillåten spänningsvidd presenteras i kolumnerna med hänsyn till förbandsfaktor K_x. Med förbandsfaktor *4.0* och antal cykler $4.5 \cdot 10^6$ blev tillåten spänningsvidd något någonstans mellan *40.4* 0ch *24*. Eftersom det förväntade antalet cykler låg närmare det förstnämnda talet, valdes max tillåten spänningsvidd till *38 MPa.*

Tabell B- 1: Tillåten spänningsvidd med hänsyn till N och Kx.

N	Tillåten spänningsvidd $\sigma_{r\ till}$ (MPa) vid K_x lika med									
	1,3	1,5	1,7	2,0	2,3	2,6	3,0	3,5	4,0	5,0
10^3	470	470	470	470	470	470	470	470	470	470
10^4	296	286	277	266	257	249	240	231	223	211
10^5	186	173	163	150	140	132	123	114	106	95,0
$6 \cdot 10^5$	130	118	108	96,4	87,4	80,3	72,7	65,3	59,5	51,0
$2 \cdot 10^6$	102	90,7	81,8	71,5	63,7	57,6	51,2	45,1	40,4	33,6
10^7	73,8	64,0	56,5	48,0	41,7	36,9	32,0	27,4	24,0	19,2

Bilaga C: Cylinderfixtur skruvförband analytisk

I denna bilaga presenteras analytisk beräkning av ett kritiskt skruvförband på cylinderfixturen, där kraften baserades från supponeringen, se Avsnitt 4.5.4. I Tabell C-1 presenteras data som användes vid den analytiska beräkningen och var de blivit inhämtat. Metoden för denna beräkning finns i Avsnitt 2.8.

Tabell C- 1: Datan som användes vid den analytiska beräkningen och var de blivit inhämtat.

Data	Beskrivning	Källa
$L=20mm$	Längden på skruven	Aurobay
$d=8mm$	Diametern	Colly Components AB (1995)
$P=1.25mm$	Stigning på gängan	
$d_s=7.19mm$	Gängornas medeldiameter	
$d_2=13mm$	Spänningsdiametern	
$d_{min}=6.47mm$	Minsta bultdiameter	
$\Psi=1.2$	Åtdragningsfaktor	Autodesk
$f=0.8$	Förbandsfriktion	

$f_1 = 0.2$	Gängfriktionen	
$f_2 = 0.8$	Friktionen vid skruvhuvudet	
a= konstanten 10	Konstant	
E=207 GPa	Elasticitetsmodul	Autodesk Inventor
$F_a = 343.2\ N$	Axiell kraft	Se Avsnitt 5.5.3
$F_t = 3.6\ N$	Tangentiell kraft	
z	Antal skruvförband	

$$F_{max} = \frac{\Psi}{z}\left(F_a + \frac{F_t}{f}\right) = \frac{1.2}{1}\left(343.2 + \frac{3.6}{0.8}\right) \approx 417.24\ N \quad \text{(C1)}$$

$$F_0 = F_{max} - \left(\frac{C_2}{C_1+C_2}\right) \cdot \frac{F_a}{z} \quad \text{(C2)}$$

Där

$$C_1 = \frac{L+0.8d}{E \cdot \frac{\pi d_s^2}{4}} = \frac{0.02+0.8 \cdot 0.008}{207 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0.00719^2}{4}} = 3.14113 \cdot 10^{-9} \quad \text{(C3)}$$

Och

$$C_2 = \frac{L}{E \cdot \frac{\pi}{4}\left(\left(1.5d+\frac{L}{a}\right)^2 - 1.05d^2\right)} = \frac{0.02}{207 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi}{4}\left(\left(1.5 \cdot 0.008+\frac{0.02}{10}\right)^2 - 1.05 \cdot 0.008^2\right)} = 9.55111 \cdot 10^{-10} \quad \text{(C4)}$$

$$F_0 = 417.24 - \left(\frac{9.55111 \cdot 10^{-10}}{3.14113 \cdot 10^{-9} + 9.55111 \cdot 10^{-10}}\right) \cdot \frac{343.2}{1} = 337.21685\ N \quad \text{(C5)}$$

$$M_u = F_0\left(\frac{d_2}{2} \cdot tan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + \frac{f_1}{cos30°}\right) + 0.7d \cdot f_2\right) \quad \text{(C6)}$$

$$M_u = 337.21685\left(\frac{0.013}{2} \cdot tan\left(\frac{0.00125}{\pi \cdot 0.013} + \frac{0.2}{cos30°}\right) + 0.7 \cdot 0.008 \cdot 0.8\right) = 2.09746\ Nm \quad \text{(C7)}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot d_{min}^2} \quad \text{(C8)}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 337.21685}{\pi \cdot 0.00647^2} \approx 10.3\ MPa$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_u}{\pi \cdot d_{min}^3} \quad \text{(C9)}$$

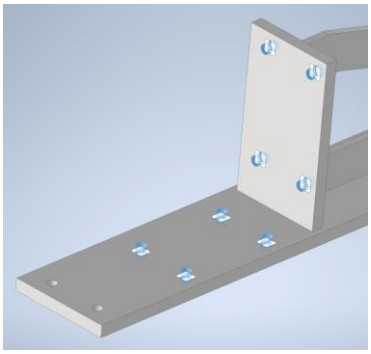
$$\tau_k = \frac{16 \cdot 2.09746}{\pi \cdot 0.00647^3} = 39.4413\ MPa$$

Effektivspänning på ett skruvförband beräknas ur:

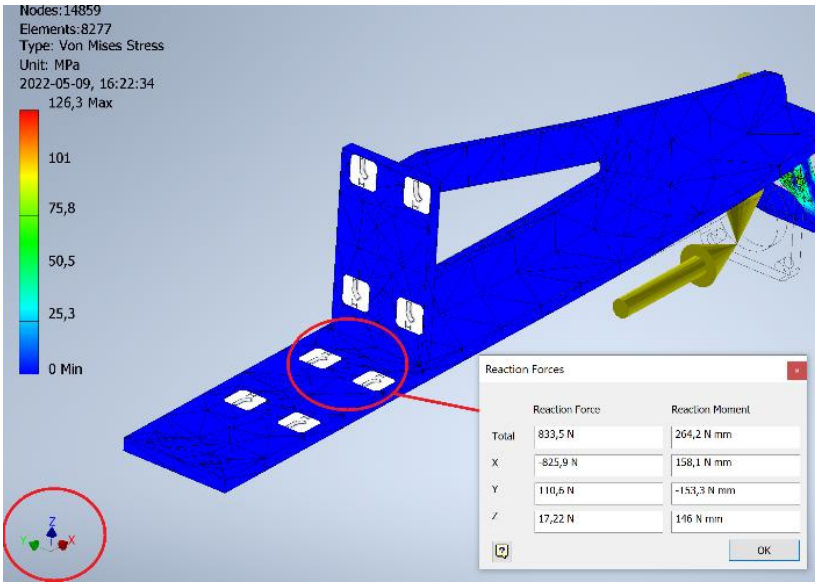
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{10.3^{\ 2} + 3 \cdot 39.4413^2} \approx 69\ MPa \quad \text{(C10)}$$

Bilaga D: Cylinderfixtur skruvförband – Finita elementanalys

För att prova validera analytisk resultats noggrannhet, hämtades reaktionskrafter för det mest kritiska skruvförbandet som används vid montering av cylinderfixturen. Dessa reaktionskrafter ansågs vara redogörande över hur stor belastning det är på ett kritiskt förband, vilket dessutom användes för att beräkna åtdragningsmoment och effektivspänning för ett skruvförband. Reaktionskrafterna var baserade på när hela systemet genomgick en FEA. Med uppsatta randvillkor enligt Figur D1, där blåfärgade mantelarean speglade skruvförband i kontakt med ett hål som också var fixerade vid analysen, kunde reaktionskrafter från respektive förband i alla led erhållas från FEA med verktyget ”Reaction Forces” vilket kan ses i Figur D2.



Figur D1: Randvillkor på cylinderfixtur



Figur D2: Reaktionskrafter på par 2 som är mest kritiskt.

Baserad på FEA är par 2 den som tar mest upp belastning av *F* och *mg.* Detta skiljer mot den analytiska beräkningen som resulterade i att par 3 var det mest kritiska. Trots detta användes dessa reaktionskrafter från FEA för att prova beräkna åtdragningsmoment och effektivspänning i ett skruvförband vid par 2. Ett skruvförband vid par 2 enligt FEA utsätts för både radiell (x- och y-led) och axiell(z-led) belastning vid normal drift.

$$F_a = F_z = 17.22\ N$$

$$F_t = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \approx 833\ N$$

I Tabell D-1 presenteras datan som användes och var de blivit hämtat ifrån vid analytisk beräkning av ett kritiskt förband med erhållna reaktionskrafter. Metoden för denna beräkning finns i Avsnitt 2.7.

Tabell D- 1: Datan som användes vid analytisk beräkning och var blivit hämtade ifrån.

Data	Beskrivning	Källa

L=20mm	Längden på skruven	Aurobay
d=8mm	Diametern	Colly Components AB (1995)
P=1.25mm	Stigning på gängan	
d_s*=7.19mm*	Gängornas medeldiameter	
d_2*=13mm*	Spänningsdiametern	
d_{min}*=6.47mm*	Minsta bultdiameter	
Ψ =1.2	Åtdragningsfaktor	Autodesk
f=0.8	Förbandsfriktion	
$f_1 = 0.2$	Gängfriktionen	
$f_2 = 0.8$	Friktionen vid skruvhuvudet	
a= konstanten 10	Konstant	
E=207 GPa	Elasticitetsmodul	Autodesk Inventor
Z	Antal skruvförband	

Åtdragningsmomentet och effektivspänningen på M8 skruvarna erhålls vid insättning av skruvförbands dimensioner i ekvation (11-18), se Avsnitt 2.7.

$$F_{max} = \frac{\Psi}{z}\left(F_a + \frac{F_t}{f}\right) = \frac{1.2}{1}\left(43{,}05 + \frac{2083.18}{0.8}\right) = 3176.43\ N \qquad \text{(D1)}$$

$$F_0 = F_{max} - \left(\frac{C_2}{C_1+C_2}\right)\cdot\frac{F_a}{z} \qquad \text{(D2)}$$

Där

$$C_1 = \frac{L+0.8d}{E\cdot\frac{\pi d_S^2}{4}} = \frac{0.02+0.8\cdot 0.008}{207\cdot 10^9\cdot\frac{\pi\cdot 0.00719^2}{4}} = 3.14113\cdot 10^{-9} \qquad \text{(D3)}$$

Och

$$C_2 = \frac{L}{E\cdot\frac{\pi}{4}\left(\left(1.5d+\frac{L}{a}\right)^2 - 1.05d^2\right)} = \frac{0.02}{207\cdot 10^9\cdot\frac{\pi}{4}\left(\left(1.5\cdot 0.008+\frac{0.02}{10}\right)^2 - 1.05\cdot 0.008^2\right)} = 9.55111\cdot 10^{-10} \qquad \text{(D4)}$$

$$F_0 = 3176.43 - \left(\frac{9.55111\cdot 10^{-10}}{3.14113\cdot 10^{-9}+9.55111\cdot 10^{-10}}\right)\cdot\frac{43.05}{1} = 3166.39213\ N \qquad \text{(D5)}$$

$$M_u = F_0 \left(\frac{d_2}{2} \cdot tan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + \frac{f_1}{cos30°}\right) + 0.7d \cdot f_2\right) \quad \text{(D6)}$$

$$M_u = 3166.39213 \left(\frac{0.013}{2} \cdot tan\left(\frac{0.00125}{\pi \cdot 0.013} + \frac{0.2}{cos30°}\right) + 0.7 \cdot 0.008 \cdot 0.8\right) = 19.69468\ Nm \quad \text{(D7)}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot d_{min}^2} \quad \text{(D8)}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 3166.39213}{\pi \cdot 0.00647^2} = 96.3089\ MPa$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_u}{\pi \cdot d_{min}^3} \quad \text{(D9)}$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 19.69468}{\pi \cdot 0.00647^3} = 370.345\ \ MPa$$

Effektivspänning på ett skruvförband beräknas ur:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{96.3089^{\ 2} + 3 \cdot 370.345^2} = 648.64602\ MPa \quad \text{(D10)}$$

Baserad på FEA där reaktionskrafterna för det kritiska skruvförbandet inhämtades, ska åtdragningsmomentet vara *20 Nm*, vilket kan jämföras med det rekommenderade för M8 skruv på *26.6 Nm* (Björk 2007). Även denna effektivspänning baserades på FEA, som kräver ett skruvförband i hållfasthetsklass *10.9* för att klara sträckgränsen $R_{eL} > \sigma_e$. Med hänsyn till att resultaten, främst effektivspänningen, skiljer sig avsevärt från resultaten i analytisk beräkning, som troligtvis beror på spänningkoncentrationer, kommer denna resultat inte beaktas i projektet.

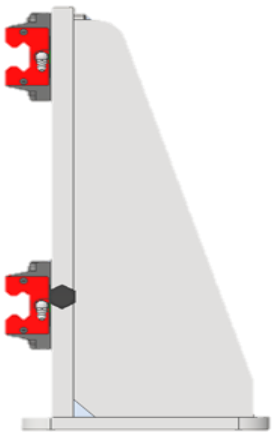
Bilaga E: Fästplattan – Strukturell hållfasthet

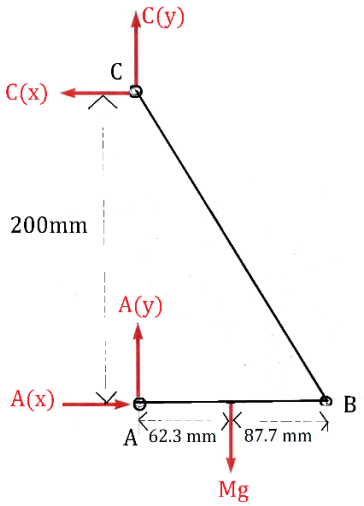
Det som identifierades först vid strukturell hållfasthet för fästplattan, var belastningen av upphängningsfixturen som inkluderar multipeldragarens tyngd på åkvagnarna. Åkvagnarna belastar i sin tur gejdrarna som blir utbredd last över plattan. Vid denna beräkning och friläggning, togs inte hänsyn till gejdrarna, anledningen var för att erhålla en större belastning vid ett område i jämförelse mot en belastning av åkvagnarna på gejdrarna som hade bidragit till lägre spänningar på skruvarna.

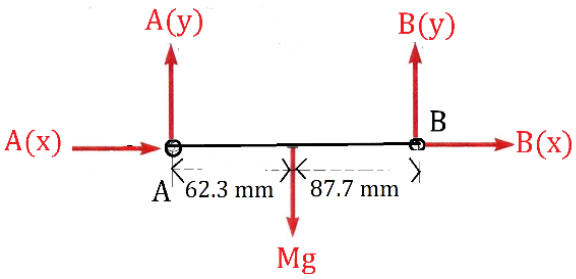
Från infästning till masscentrum *M,* se Figur 45, av plattan som belastas av tre multipeldragare, vilket definierades med *m* på vardera dragaren på respektive hål.

En dragare = *mg*

$$3 \cdot mg = Mg = 3 \cdot 10 \cdot 9.82 = 294.6\ N \quad \text{(E1)}$$







Figur 46: Friläggning 2 av

Figur 45: Friläggning 1 av sidovy på upphängningsfixturen

Momentjämvikt med avseende C

$$M_{(C)}: A_x \cdot (200\ mm) - 294.6\ N \cdot (62.3\ mm) = 0$$
$$A_x \approx 91.8\ N \qquad \text{(E2)}$$

Kraftjämvikt ger

$$\rightarrow: A_x + C_x = 0$$
$$A_x = -C_x$$

$$C_x \approx -91.8\ N \qquad \text{(E3)}$$

$$\uparrow: A_y + C_y - 294.6\ N = 0$$
$$A_y + C_y = 294.6\ N \qquad \text{(E4)}$$

Med två av fyra obekanta identifierade, kräver det variabelsubstitution från ekvation (E5) till ekvation (E4) för att identifiera andra obekanta krafter. Dessa erhålls genom att genomföra momentjämvikt med avseende B.

$$M_{(B)}: -A_y(62.3\ mm) + 294.6\ N \cdot (87.7\ mm) = 0$$
$$A_y \approx 414.7\ N \qquad \text{(E5)}$$

Ekvation (E5) i (E4) ger

$$C_y = -120.1\ N$$

Här presenteras de erhållna reaktionskrafter vid *A* och *C* i vektorform

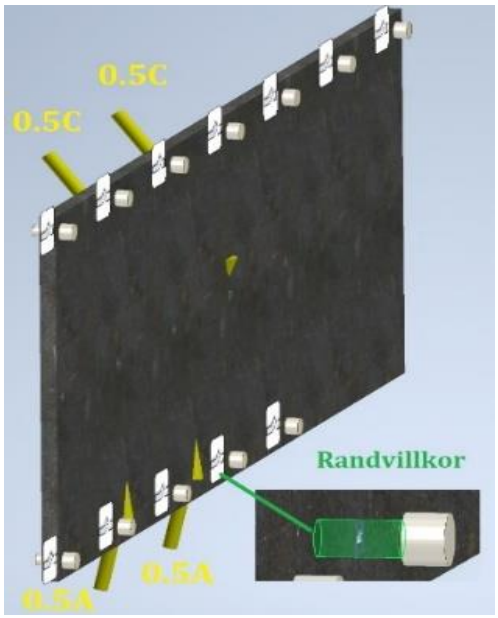
$$A_y \approx 414.7\ N$$
$$A_x \approx 91.8\ N$$

$$C_y = -120.1\ N$$
$$C_x \approx -91.8\ N$$

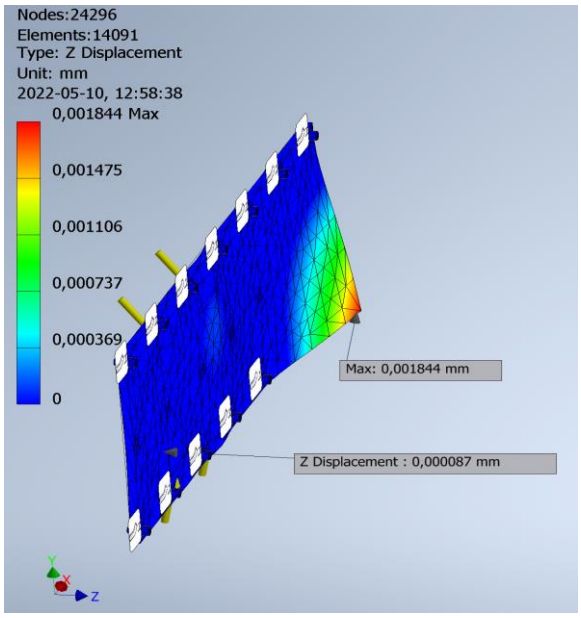
Krafterna som erhölls i Avsnitt 5.7 inkluderades inte vid analys av fästplattan. Anledningen är att båda beräknades till samma magnitud men med motsatt riktning och därmed drabbar endast enskilda åkvagnar medan gejdrarna och fästplatta angrips av båda vilket resulterar i en totalkraft på noll.

Med reaktionskrafter vid A och C kunde fästplattan analyseras med FEA, hur den deformeras ur sitt eget plan beroende av antal rader med skruvförband. Första analysen var med två rader av skruvförband, se Figur E1. Randvillkor var satt på mantelarean av skruvförbandet som kommer i kontakt med hålen, i Figur E1, illustreras ett randvillkor i grönt. Funktionen ”split” i CAD modelleringen tillämpades för att skapa en yta som skulle representera åkvagnarna där lastvillkor applicerades. Observerar att analysen inte tagit hänsyn till gejdrarna som hade fördelat kraften parallellt med lång sidan. Analysen har inte heller tagit hänsyn till att åkvagnarna orsakar moment i verkligheten som hade gett upphov till större påfrestningar.

Lastvillkorens riktning sattes enligt reaktionskrafter som erhölls vid *A* och *C*, se Avsnitt 4.6.1, där vardera resultanten (gult) illustreras i Figur E1. Förklaringen till varför de är fördelade på två ställen vid *A* och *C* i FEA är att de reaktionskrafterna vid A och C fördelas på två åkvagnar. Resultatet som erhölls med två rader av skruvförbandet, om hur mycket plattan deformerades ur planet (z-led) se Figur E2, påvisade att maxdeformation var cirka $1.84 \cdot 10^{-3} mm$. Detta bedömdes vara försumbar.

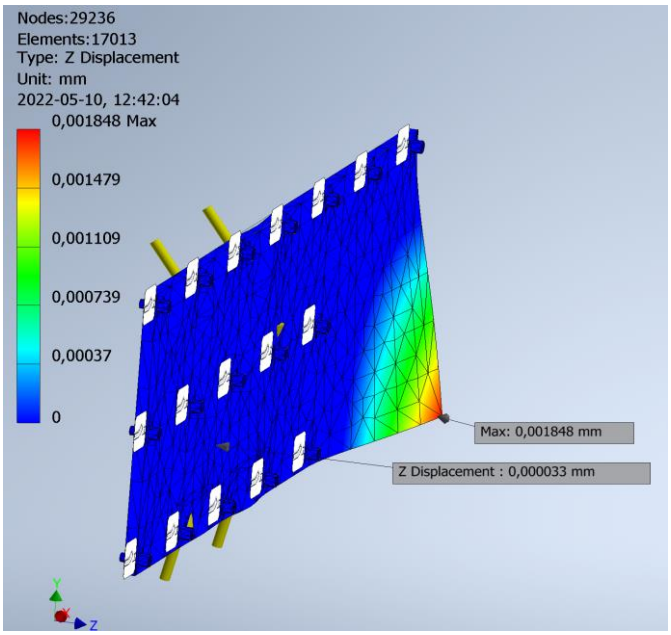


Figur E1: Illustration på randvillkor (grönt) och lastvillkor (gult) på fästplattan i meshvy. Riktningarna på dessa är respektive resultant på reaktionskrafter vid A och C



Figur E2: Resultat av FEA på fästplattan med två rader av skruvförband

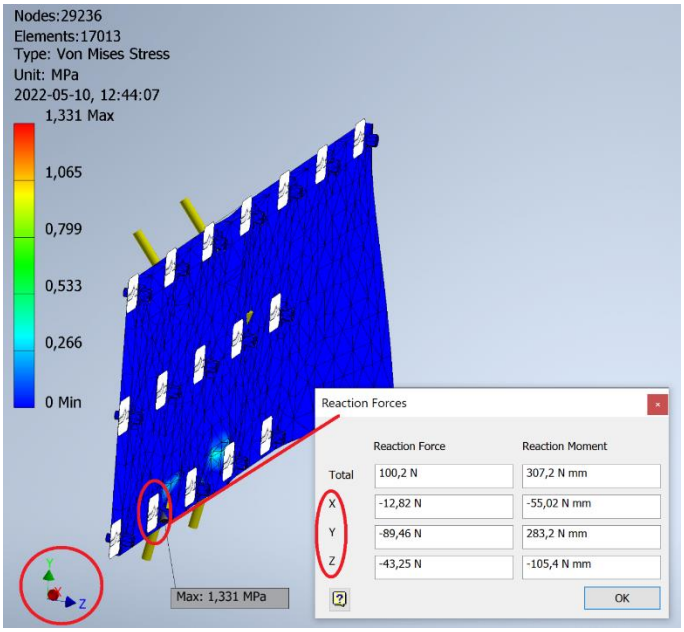
Trots den låga deformationen med två rader av skruvförband rekommenderade tillverkaren att fästplattan inkluderade en rad i mitten också för att överdimensionera. Rand- och lastvillkor applicerades som tidigare beskrevs. Max deformation i z-led var $1.84 \cdot 10^{-3} mm$, se Figur E3, vilket fortfarande anses vara försumbar. Det går även konstatera att en inkludering av en rad med skruvförband i mitten tyder på minskning av deformation på plattan. Med hänsyn till att analysen med två rader resulterade i en deformation ur sitt plan på cirka $8.7 \cdot 10^{-5} mm$ och med tre rader av förband vid ungefär samma punkt gav en deformation ur plattan på $3.3 \cdot 10^{-5} mm$.



Figur E3: Resultat av FEA på fästplatta med tre rader av skruvförband.

Från analysen med tre rader av skruvförband erhölls också reaktionskrafter på respektive skruvförband med verktyget ”Reaction Forces” på randvillkor. Det skruvförband med störst total reaktionskraft, se

Figur E4, bedöms vara mest kritisk, vilket blir underlag till att kunna beräkna åtdragningsmoment och effektivspänning på respektive skruvförband som används på fästplattan.



Figur E4: Reaktionskraft på skruvförband av fästplatta.

Det här skruvförband belastas radiellt (y- och x-led) med:

$$F_t = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \approx 90.4\ N \tag{E6}$$

Det här skruvförband belastas axiellt (z-led) med:

$$F_a = F_z = |43.25|\ N \tag{E7}$$

Skruvförband som används är M10 skruvar där dimensioner är:

Data	Beskrivning	Källa
$L=30mm$	Längden på skruven	Aurobay
$d=10mm$	Diametern	Colly Components AB (1995)
$P=1.5mm$	Stigning på gängan	
$d_s=9.026mm$	Gängornas medeldiameter	
$d_2=16mm$	Spänningsdiametern	
$d_{min}=8.376\ mm$	Minsta bultdiameter	
$\Psi=1.2$	Åtdragningsfaktor	Autodesk Inventor

f=0.8	Förbandsfriktion	
$f_1 = 0.2$	Gängfriktionen	
$f_2 = 0.8$	Friktionen vid skruvhuvudet	
a= konstanten 10	Konstant	
E=207 GPa	Elasticitetsmodul	
$F_a = 43.25\ N$	Axiell kraft	Superposition, Avsnitt 5.5.3, 1.25 i säkerhetsfaktor inkluderat
$F_t = 904\ N$	Tangentiell kraft	
Z	Antal skruvförband	

Åtdragningsmomentet som behövs och effektivspänningen på ett kritisk skruvförband med tre rader av skruvförband erhålls vid insättning av skruvförbands dimensioner i ekvation 11-18. Uträkningen är enligt:

$$F_{max} = \frac{\Psi}{z}\left(F_a + \frac{F_t}{f}\right) = \frac{1.2}{1}\left(43.25 + \frac{90.4}{0.8}\right) = 187.5\ N \qquad \text{(E8)}$$

$$F_0 = F_{max} - \left(\frac{C_2}{C_1+C_2}\right)\cdot\frac{F_a}{z} \qquad 8 \qquad \text{(E9)}$$

Där $C_1 = \frac{L+0.8d}{E\cdot\frac{\pi d_S^2}{4}} = \frac{0.03+0.8\cdot 0.01}{207\cdot 10^9\cdot\frac{\pi\cdot 0.009026^2}{4}} = 2.86901\cdot 10^{-9}$ (E10)

Och $C_2 = \frac{L}{E\cdot\frac{\pi}{4}\left(\left(1.5d+\frac{L}{a}\right)^2 - 1.05d^2\right)} = \frac{0.03}{207\cdot 10^9\cdot\frac{\pi}{4}\left(\left(1.5\cdot 0.01+\frac{0.03}{10}\right)^2 - 1.05\cdot 0.01^2\right)} = 8.42591\cdot 10^{-10}$ (E11)

$$F_0 = 187.5\ - \left(\frac{8.42591\cdot 10^{-10}}{2.86901\cdot 10^{-9}+8.42591\cdot 10^{-10}}\right)\cdot\frac{43.25}{1} = 177.68893\ N \qquad \text{(E12)}$$

$$M_u = F_0\left(\frac{d_2}{2}\cdot tan\left(\frac{P}{\pi\cdot d_2} + \frac{f_1}{cos30°}\right) + 0.7d\cdot f_2\right) \qquad \text{(E13)}$$

$$M_u = 177.68893\ \left(\frac{0.016}{2}\cdot tan\left(\frac{0.0015}{\pi\cdot 0.016} + \frac{0.2}{cos30°}\right) + 0.7\cdot 0.01\cdot 0.8\right) \approx 1.3744\ N$$

$$\sigma_t = \frac{4\cdot F_0}{\pi\cdot d_{min}^2} \qquad \text{(E14)}$$

$$\sigma_t = \frac{4\cdot 177.68893}{\pi\cdot 0.008376^2} = 3.22476\ MPa$$

$$\tau_k = \frac{16\cdot M_u}{\pi\cdot d_{min}^3} \qquad \text{(E15)}$$

$$\tau_k = \frac{16\cdot 1.3744}{\pi\cdot 0.008376^3} \approx 11.9117\ \ MPa$$

Effektivspänning på skruven beräknas ur:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{3.22476^{\,2} + 3 \cdot 11.9117^{\,2}} = 20.88217\ MPa \qquad \text{(E16)}$$

Det erhållna minsta åtdragningsmoment för fästplattan kan jämföras med det rekommenderade åtdragningsmomentet för M10 skruv på 52.5 Nm. Baserad på FEA ska ett skruvförband i hållfasthetsklass 4.6 i så fall väljas eftersom sträckgränsen är över den erhållna effektivspänningen $R_{eL} > \sigma_e$.