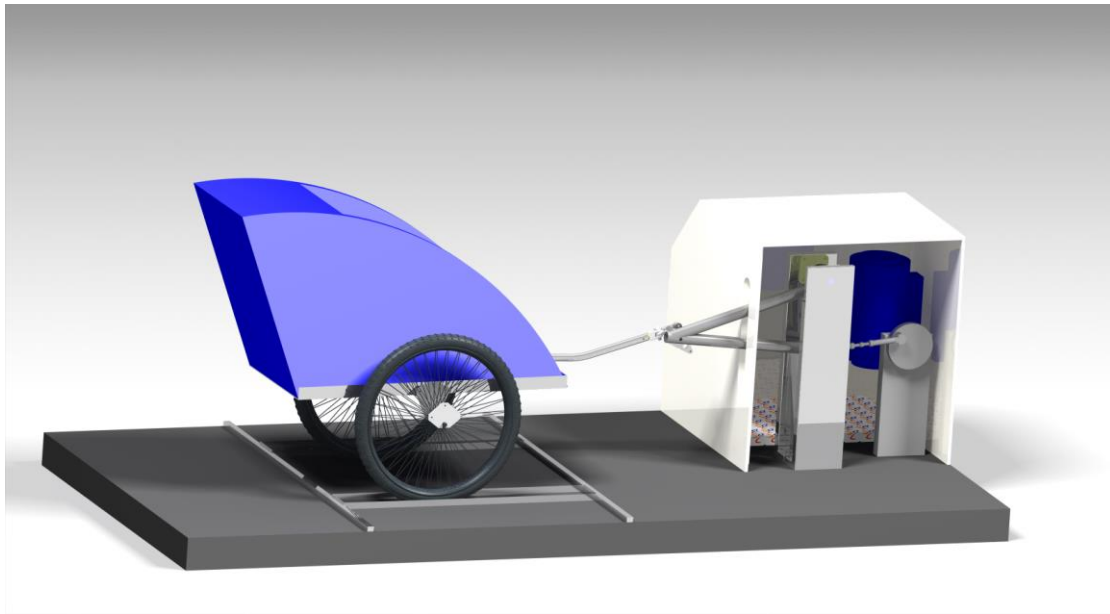




Omkonstruktion av testrigg för cykelvagn Redesign of bicycle trailer tester

*Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom
Maskiningenjörsprogrammet*

Richard Karlsson
Kristoffer Zietek Krohn

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sweden, 2017
Examinator: Gert Persson
Examensarbete No. 168/2017

EXAMENSARBETE NO. 168/2017

Omkonstruktion av testrigg för cykelvagn

Redesign of bicycle trailer tester

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Maskinteknik

RICHARD KARLSSON

KRISTOFFER ZIETEK KROHN



CHALMERS
UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Institutionen för material- och tillverkningsteknik
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2017

Examensarbete MTTX01

Omkonstruktion av testtrigg för cykelvagn

Richard Karlsson

Kristoffer Zietek Krohn

© RICHARD KARLSSON & KRISTOFFER ZIETEK KROHN, 2017

Institutionen för material- och tillverkningsteknik

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet, maskinteknik

Chalmers Tekniska Högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon + 46 (0)31-772 1000

FÖRORD

Det här examensarbetet omfattar 15 högskolepoäng och är den avslutande delen av maskiningenjörsprogrammet, 180 hp på Chalmers Tekniska Högskola.

Projektet har utförts i samarbete med Thule Group, Hillerstorp under våren 2017.

Vi vill tacka vår handledare Björn Carlsson på Thule för att du gjort det här möjligt och guidat oss under projektets gång.

Vi vill också tacka Peter Bövik, universitetslektor i mekanik för den hjälp och rådgivning vi fått med beräkningar.

Slutligen vill vi tacka vår handledare och examinerator Gert Persson för att vi under projektets gång kunnat bolla idéer med dig och för all din rådgivning med rapportskrivning.

Richard Karlsson & Kristoffer Zietek Krohn
Göteborg, 2017



Thule Group»

SAMMANFATTNING

Omkonstruktion av testrigg för cykelvagn

RICHARD KARLSSON

KRISTOFFER ZIETEK KROHN

Avdelningen för Avancerad oförstörande provning

Chalmers Tekniska Högskola

Thule Group är ett företag som är global marknadsledare inom bl.a. takräcken, takboxar, kameraväskor och multisportvagnar. I Hillerstorp, där företaget grundades, finns en testanläggning där en del av produktutbudet testas, för att se om de uppfyller de krav som finns. När det gäller belastningstestet för draganordning på produkten multisportvagn "Thule Chariot Sport" belastas den enbart i horisontell led och följer standarden EN 15918:2011. Thule vill därför undersöka möjligheten att utföra testet enligt standarden ASTM F1975-09, vilket skulle resultera i både horisontell- och vertikal belastning för multisportvagnen. En standard ger förslag och exempel på tekniska lösningar som uppfyller de krav som direktiven ställer för produkten. Syftet med projektet är att hitta de mått inom de begränsningar som anges i standarden ASTM F1975-09, vilka orsakar den största accelerationen i kopplingspunkten för multisportvagnen. Därefter utvärderas hur den nya lösningen kan implementeras på en befintlig testrigg.

För att hitta de optimala måtten tecknades ett allmänt uttryck som beskriver kopplingspunktens läge utifrån vinkeln på den roterande skiva som driver testriggen. Uttrycket deriverades sedan två gånger symboliskt i programvaran Matlab, för att beräkna den maximala accelerationen, vilket hittades genom att undersöka momentancentrum. Den maximala accelerationen beräknades till $4,84 \text{ m/s}^2$ vilket är 30 % högre än den acceleration som erhöles då de nominella måtten i ASTM F1975-09 användes. Det innebär att krafterna som uppstår blir 30 % större under testet.

Att implementera den nya lösningen på den befintliga testriggen är fullt möjligt, dock inte utan vissa modifieringar. Alla komponenter modellerades i CATIA, utifrån det skapades ritningar och stycklistor. Projektet är avgränsat till att endast ge ett förslag på en produkt eller lösning och därför har ingen färdig produkt levererats.

SUMMARY

Redesign of bicycle trailer tester

RICHARD KARLSSON

KRISTOFFER ZIETEK KROHN

Applied mathematical modelling of Non Destructive Testing

Chalmers University of Technology

Thule Group is a company that is global market leader in roof bars, roof boxes, camera bags and multisport trailers. In Hillerstorp, where the company was founded, there is a test facility where parts of the product range is tested to see if they meet the requirements. In the case of the load test for the pulling device on the multisport trailer “Thule Chariot Sport”, it is loaded only in horizontal direction, following the EN 15918: 2011 standard. Thule therefore wants to investigate the ability to perform the test per the ASTM F1975-09 standard, which would result in both horizontal and vertical loads for the multisport trailer. A standard provides suggestions and examples of technical solutions that meet the requirements of the directives for the product. The purpose of the project is to find the measurements within the limits set forth in the ASTM F1975-09 standard, which cause the largest acceleration in the junction point to the multisport trailer. Thereafter, it is evaluated how the new solution can be implemented on the existing test rig.

To find the optimal measurements, a general expression was drawn describing the point of connection point based on the angle of the rotating disk driving the test rig. The term was then derived symbolically twice in the Matlab software to calculate the maximum acceleration, which was found by examining the instantaneous center of rotation. The maximum acceleration was calculated at 4.84 m/s^2 which is 30% higher than the acceleration obtained when the nominal dimensions in ASTM F1975-09 were used. This means that the forces that occur will be 30% greater during the test.

Implementing the new solution to the existing test rig is fully possible, but not without some modifications. All components were modeled in CATIA, with which drawings and a bill of materials were created. The project is limited to providing a proposal for a product or solution and therefore no finished product has been delivered.

Key words: Thule Group, ASTM F1975-09, EN 15918:2011, Multisport trailer, Thule Chariot Sport

Innehållsförteckning

1. INLEDNING	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte	1
1.3 Avgränsningar	1
1.4 Precisering av frågeställning	1
2. TEORETISK REFERENSRAM	2
2.1 Test enligt standard EN 15918:2011	2
2.2 Test enligt standard ASTM F1975-09	3
2.3 Befintlig testtrigg	4
3. METOD	5
3.1 Kravspecifikation	5
3.2 Brainstorming	5
3.3 Pughs matris	5
3.4 Kesselringmatris	5
3.5 Matrisformulerad förskjutningsmetod	5
3.6 Haigh-diagram	6
3.7 Failure Mode and Effects Analysis- FMEA	7
3.8 Finita elementmetoden	7
4. RESULTAT	8
4.1 Kravspecifikation	8
4.2 Analytiska beräkningar	8
4.3 Matlabberäkningar	11
4.4 Test för olika mått	12
4.5 Brainstorming 1	14
4.5.1 Koncept 1	14
4.5.2 Koncept 2	15
4.5.3 Koncept 3	16
4.5.4 Koncept 4	16
4.5.5 Koncept 5	17
4.5.6 Koncept 6	17
4.6 Utvärdering av koncept	18
4.6.1 Pughs matris	18
4.6.2 Kesselringmatris	18
4.7 Matrisformulerad förskjutningsmetod	19
4.8 Brainstorming 2	21
4.8.1 Koncept 1	21
4.8.2 Koncept 2	22
4.8.3 Koncept 3	23
4.9 Utvärdering och slutgiltigt val	23
4.10 Failure Mode and Effects Analysis	24
4.11 Dimensionering av axel	25
4.12 Materialval för axel	26
4.13 Haigh-diagram	28
4.14 Dimensionering av ramen	29
5. DETALJKONSTRUKTION FÖR SLUTGILTIGT KONCEPT	31
5.1 Ram	34
5.2 Stöden	35
5.3 Ändringar på låda	36
6. SLUTSATS	37

REFERENSER	38
Bilaga 1: Kravspecifikation	1
Bilaga 2: Matlabkod för beräkning av acceleration	2
Bilaga 3: Pughs matris	4
Bilaga 4: Kesselringmatris 1.....	5
Bilaga 5: Matrisformulerad förskjutningsmetod	6
Bilaga 6: Kesselringsmatris 2	7
Bilaga 7: Failure Mode and Effects Analysis- FMEA.....	8
Bilaga 8: Kriterielista i CES EduPack	9
Bilaga 9: Dimensionsritning på kullager SKF FY 20 TF	10
Bilaga 10: Stöd med inskärning	11
Bilaga 11: Stöd utan inskärning.....	12
Bilaga 12: Ritning på låda	13

1. INLEDNING

I det här avsnittet presenteras bakgrunden som en problembeskrivning. Avsnittet fortsätter sedan med projektets syfte, avgränsningar och frågeställningar.

1.1 Bakgrund

Thule Group som tillverkar bland annat barnvagnar, takboxar och väskor har sin största testanläggning i Hillerstorp. Produkterna utsätts för olika tester som mekanisk belastning, sol, vatten, kemikalier m.m. för att se om de uppfyller kraven. När det gäller belastningstestet för draganordning på produkten multisportvagn "Thule Chariot Sport" belastas den enbart i horisontell led. Därför undersöks möjligheten att omkonstruera testriggen för att testa multisportvagnen enligt standarden ASTM F1975-09.

1.2 Syfte

Syftet med projektet är att hitta den geometrin inom de begränsningar som standarden ASTM F1975-09 anger, som orsakar de största accelerationerna i kopplingspunkten mot multisportvagnen. Därefter utvärdera hur testriggen kan omkonstrueras för att möta kraven.

1.3 Avgränsningar

- Inga avancerade utmattningsberäkningar kommer att utföras i projektet, utan endast en enkel utmattningsanalys ska utföras. Anledningen är att krafterna som uppstår i drift är små och antal cykler är höga.
- Endast ett förslag på en produkt kommer levereras av projektet vilket innebär att ingen färdig produkt kommer tillverkas. En prototyp tillverkas endast i mån av tid.
- Ingen hänsyn tas för massproducering då produkten endast kommer tillverkas i ett exemplar.
- FEM-modellering genomförs i mån av tid.

1.4 Precisering av frågeställning

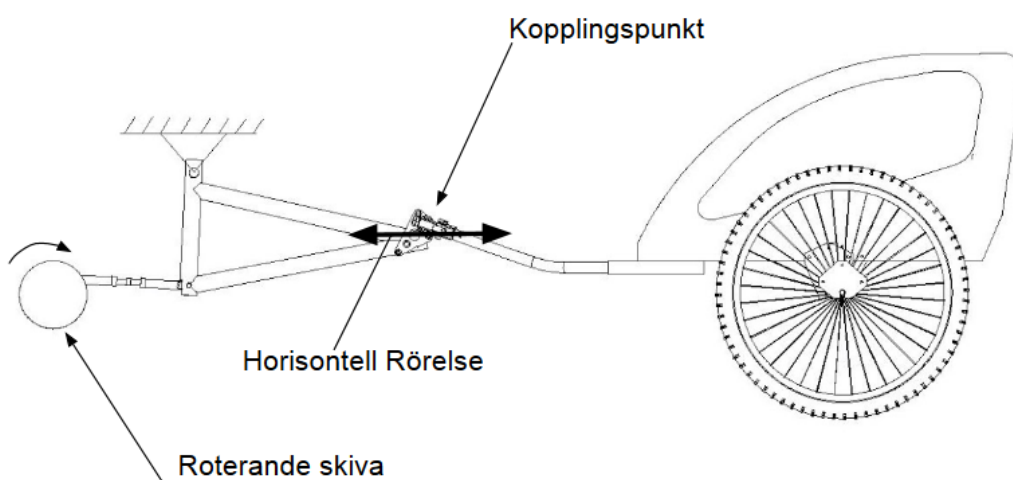
- Hur ser geometrin ut vilket ger den maximala accelerationen i kopplingspunkten mot multisportvagnen?
- Hur stor blir den maximala accelerationen i kopplingspunkten mot multisportvagnen?
- Går lösningen att implementera på den befintliga testriggen eller behöver den modifieras?
- Går lösningen att tillverka med befintliga maskiner och verktyg på Thule?

2. TEORETISK REFERENSRAM

Det här avsnittet omfattar de olika standarderna som behandlas under projektets gång samt hur den befintliga testriggen ser ut.

2.1 Test enligt standard EN 15918:2011

Enligt EN 15918:2011 ska provutrustningen utnyttja den bakre delen av en cykelram. Cykelvagnen fästs på cykelramen enligt tillverkarens instruktioner. Cykelramen ska vara kapabel att tillämpa en kontinuerlig sinusformad fram- och tillbakarörelse med en maximal acceleration på 2.0m/s^2 i vagnens färdriktning. Accelerationen mäts på kopplingspunkten till cykeltrailern, se figur 1.

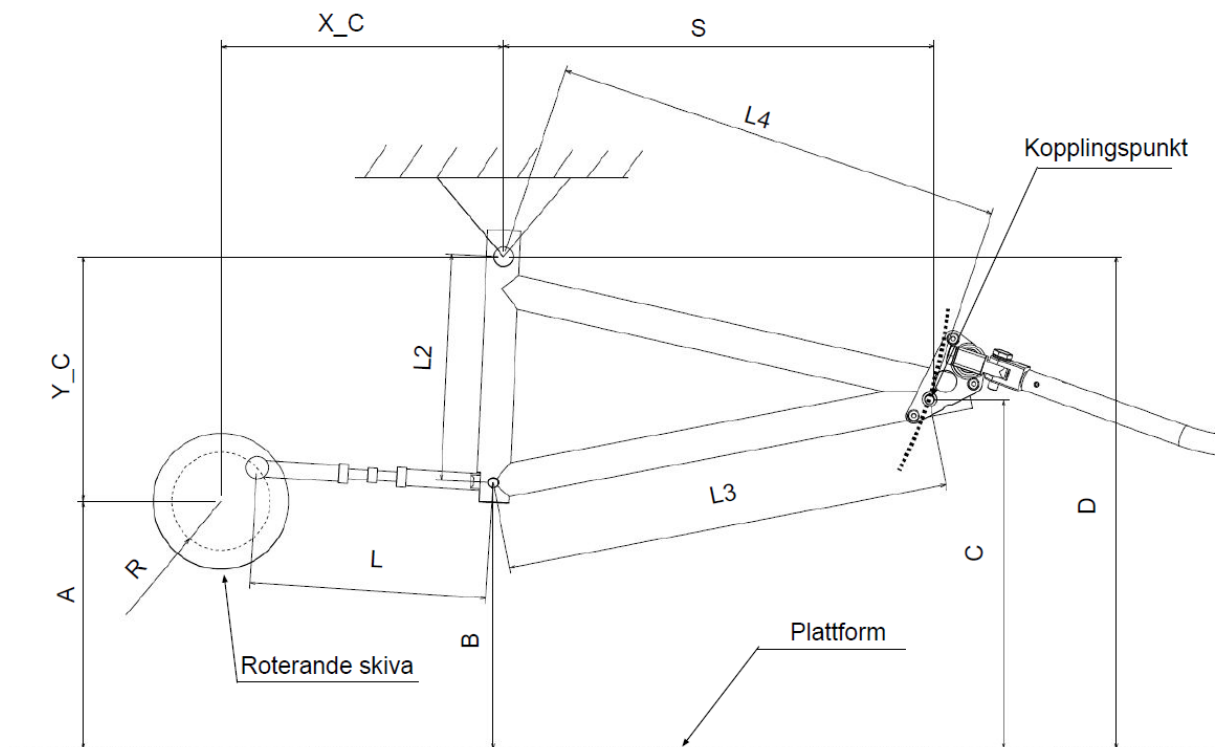


Figur 1. Här visas kopplingspunkten, horisontella rörelsen och den roterande skivan.

Cykelvagnens hjul ska kunna röra sig obehindrat fram och tillbaka längs med marken i körningsriktningen. För att försäkra att hjulen inte avviker från färdriktningen ska de placeras i spår, parallellt med färdriktningen. Vikten som cykelvagnen belastas med är 125% av den nominella lasten. Testet pågår i 100 000 cykler där en cykel genomförs då skivan roterat ett varv [13].

2.2 Test enligt standard ASTM F1975-09

Enligt ASTM F1975-09 ska en triangel likt ramen på bakdelen av en cykel fästas i en punkt där en sadel brukar sitta, för att sedan rotera runt punkten [1]. Till höger monteras cykelvagnen som ska testas, och till vänster sitter en axel som är kopplad till en skiva, se figur 2. När skivan roterar överförs en rörelse till ramen vilket resulterar i att kopplingspunkten kommer röra sig som den streckade kurvan i figur 2. Cykelvagnen ska belastas med en docka per passagerarplats med vikten 22,7 kg samt 5,7 kg extra per docka. Testet pågår i 100 000 cykler där en cykel genomförs när skivan roterat ett varv.



Figur 2. Figuren visar ramen, roterande skivan, axeln och alla mått som förekommer i standarden.

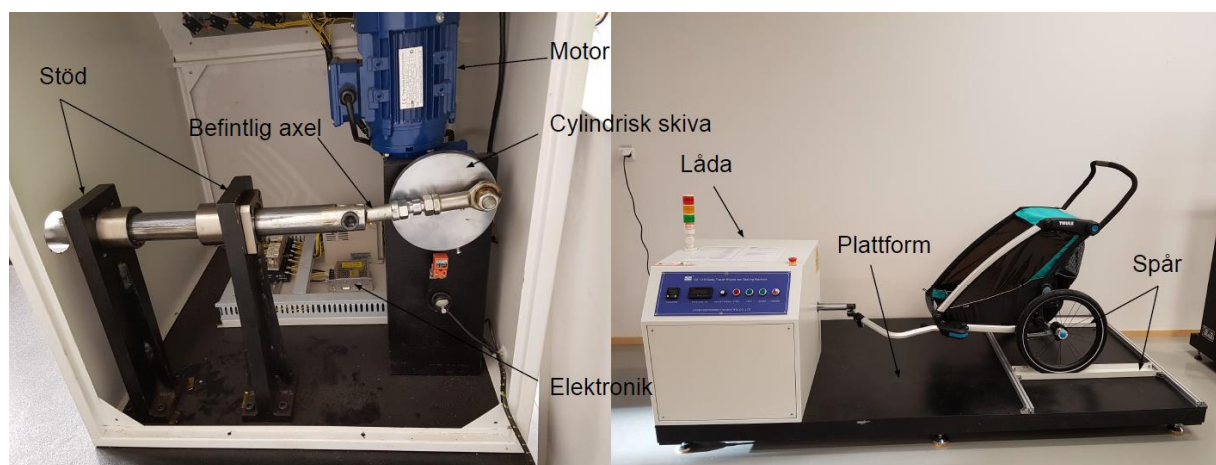
Ramens geometri begränsas med måtten i tabell 1. Måtten A, B, C och D mäts från testriggens plattform. R är radien på den roterande skivan och L är längden på axeln som sammanbinder den roterande skivan med ramen.

Tabell 1. Måtten som anges i standarden.

Namn	Mått [mm]
A	330±25
B	330±25
C	330±25
D	625±50
R	51±0.5
L	>250
S	350±50
A-B	<10
A-C	<10
B-C	<10

2.3 Befintlig testrigg

Den befintliga testriggen som idag finns på Thule, följer standarden EN 15918-2011. Testriggen heter "HZ-1215 Baby trailer round-trip testing machine" och tillverkas av DONGGUAN LIXIAN INSTRUMENT SIENTIFIC CO [4]. Den består av en rektangulär plattform i tunn plåt med bredden 1,2 m och längden 2,6 m och på plattformen finns två spår och en låda, se till höger i figur 3. Spåren försäkrar att vagnen inte avviker från den avsiktliga körriktningen. På insidan av lådan sitter en cylindrisk skiva där en axel är excentriskt påkopplad, se till vänster i figur 3. Axeln ansluts till en större axel som hålls horisontell av två stöd. Den stora axeln drar multisportvagnen fram och tillbaka i en horisontell rörelse. Vagnen som testas väger 13 kg och den nominella lasten är 45 kg. 125 % av den nominella lasten blir 56 kg vilket resulterar att vagnen vid testning väger ungefär $13+56 \approx 70$ kg.



Figur 3. Befintlig testrigg till höger och insidan av lådan till vänster.

3. METOD

Här presenteras metoderna som tillämpats under projektets gång där innehållet till stor del hämtats från [6].

3.1 Kravspecifikation

Vid produktutveckling är en kravspecifikation viktig för att tydliggöra vad som ska utvecklas och vilka riktlinjer som ska följas. Kravspecifikationen består av krav på produkten som ska ha uppfyllts i slutet av projektet. Även önskemål listas och utvärderas på en skala 1 till 5, där 5 värderas högst. Det är viktigt att kraven och önskemålen är tydliga och inte beskriver en lösning.

3.2 Brainstorming

Brainstorming är en metod som används för att generera koncept i en grupp miljö [6]. Målet med metoden är att komma på ett stort antal lösningar. Problemet som ska lösas bör definieras innan brainstormingen inleds. För att inte hindra den kreativa processen ska deltagarna vänta med att kritisera lösningar och istället försöka bygga på eller utveckla dem. Lösningar som tas fram kan också kombineras. Lösningarna dokumenteras under metodens gång, antingen genom att beskriva lösningen med ord eller rita en skiss.

3.3 Pughs matris

Metoden används för att rangordna olika koncept genom att jämföra dem mot en referens [6]. Som referens väljs oftast en befintlig eller en konkurrens lösning. Det går även använda det egna konceptet i avsaknad av befintlig lösning. Om ett koncept utför ett kriterium bättre än referenslösningen ges ett (+1) eller ett (-1) om den utförs sämre. Är konceptet och referensen lika bra ges (0). Antalet plus, minus och nollor från de olika kriterierna räknas sedan ihop och ett resultat erhålls. Resultatet är lika med antalet (+1) minus antalet (-1). I regel är de koncepten som får högst resultat de bästa och utvärderas vidare. Det kan dock finnas (+) och (-) som är avgörande för att produkten fungerar och det får tas i beaktande.

3.4 Kesselringmatris

Kesselringmatrisen används för att utvärdera flera koncept genom att ställa upp olika kriterium [6]. Varje kriterium viktas på skalan 1 till 5, där en femma innebär att kriteriet är viktigt medan en etta innebär att det inte är i synnerhet viktigt. Sedan bedöms det hur bra ett koncept uppfyller de olika kriterierna på skala 1 till 5. Viktningen och bedömningen för ett kriterium multipliceras och ett resultat erhålls. Resultaten för alla kriterium adderas och konceptet får en poängsumma. Konceptet med högst poängsumma är enligt utvärderingen det bästa konceptet.

3.5 Matrisformulerad förskjutningsmetod

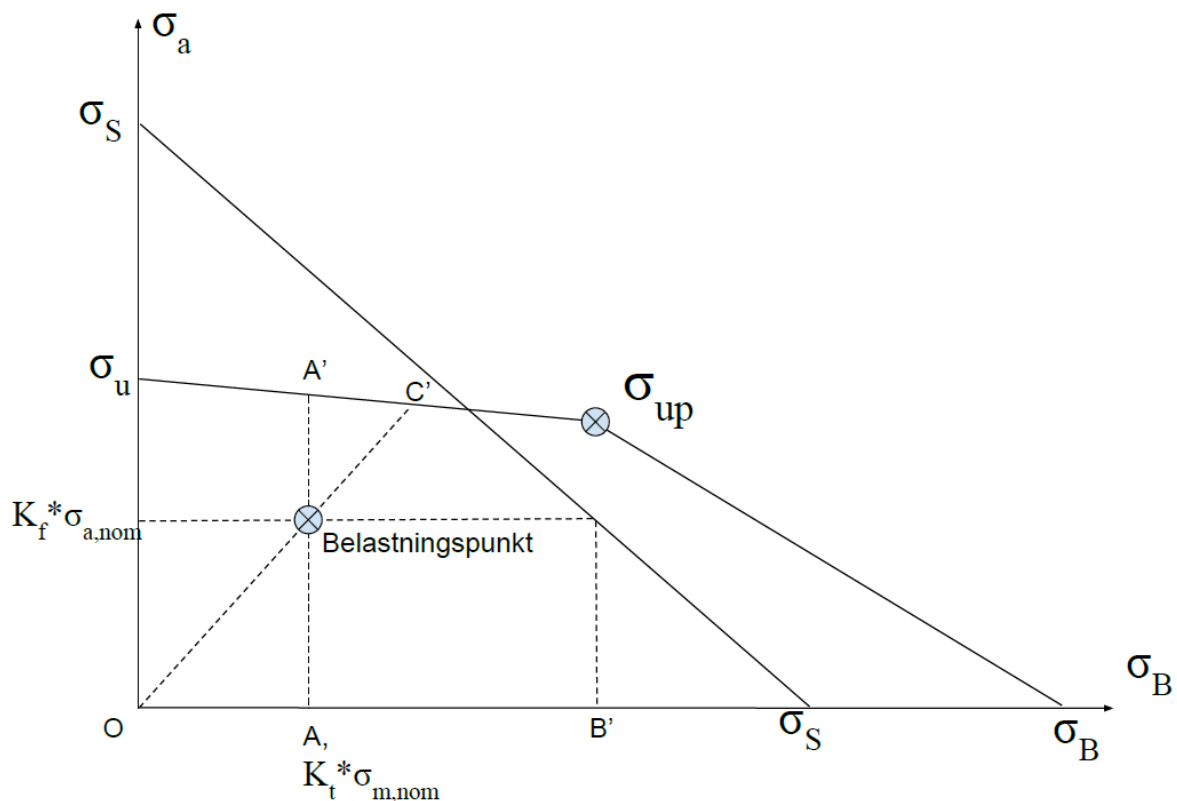
För att beräkna krafter i stänger och stöd tillämpas matrisformulerad förskjutningsmetod [7]. Metoden går ut på att frilägga de olika knutarna i geometrin och ställa upp kraftjämviktsekvationer. Alla krafter verkar ut från knuten i riktning mot den motsatta knuten. Krafternas riktning skrivs sedan in i en matris A och de okända variablerna i en vektor x . De yttre laster som är kända sedan innan bildar vektorn b . Ekvationssystemet för hela problemet är $A \cdot x = b$ och har lösningen $x = A^{-1} \cdot b$. I Matlab går det att lösa ekvationssystemet med kommandot `rref`.

3.6 Haigh-diagram

Ett Haigh-diagram anger var utmattningsgränsen går beroende på belastningsfall och materialdata. För att bygga upp Haigh-diagrammet behövs ett antal storheter:

- Sträckgränsen för materialet som används, σ_S
- Brottgränsen för materialet som används, σ_B
- Utmattningsgräns för växlande belastning, σ_u
- Utmattningsgräns för pulserande belastning, σ_{up}
- Mittspänningen, $\sigma_{m, \text{nominell}}$
- Amplitudspänningen, $\sigma_{a, \text{nominell}}$
- Formfaktorn, K_t
- Kalkänslighetsfaktorn, q
- Anvisningsfaktorn, $K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$

På den vertikala axeln anges σ_a och på den horisontella axeln anges σ_m . σ_S placeras på båda axlarna och ett rakt streck dras mellan dem. σ_B placeras endast på den horisontella axeln varifrån ett streck ritas till σ_{up} och sedan till σ_u . Området som avgränsas av dessa streck är det som är säkert mot utmattning. En belastningspunkt placeras sedan ut med koordinaterna vilket ges av $K_t \cdot \sigma_{m, \text{nominell}}$ och $K_f \cdot \sigma_{a, \text{nominell}}$, se figur 4.



Figur 4. Haigh-diagrammet och dess beteckningar.

Diagrammet kan även reduceras med tre faktorer.

- Dimensionsfaktorn, $\delta \leq 1$, beror på geometrin
- Ytfaktorn, $K \leq 1$, beror på hur fin ytan är
- Teknologiska dimensionsfaktorn, $\lambda \leq 1$ som vid moderna beredningsmetoder kan sättas till 1, med ett undantag vid gjutning då gjutna komponenter ofta innehåller inre defekter

σ_{up} och σ_u multipliceras med dessa tre faktorer vilket kommer reducera dem och området som är säkert mot utmattning minskas. Om belastningspunkten är innanför området bör då komponenten i fråga hålla. Tre stycken säkerhetsfaktorer kan även skapas:

1. $SF_a = \frac{\overline{AA'}}{\overline{AP}}$, säkerhetsfaktorn då σ_m är konstant.
2. $SF_m = \frac{\overline{OB'}}{\overline{OA}}$, säkerhetsfaktorn då σ_a är konstant.
3. $SF_{am} = \frac{\overline{OC'}}{\overline{OP}}$, säkerhetsfaktorn då $\frac{K_f \cdot \sigma_a}{K_t \cdot \sigma_m}$ är konstant.

3.7 Failure Mode and Effects Analysis- FMEA

En "Failure Mode and Effects Analysis" genomförs för att identifiera och utvärdera vad som kan gå fel, hur det kan gå fel, och vad effekten av eventuella fel blir. Metoden ger underlag att förbättra produkten genom att tidigt åtgärda fel [6]. Felen identifieras med hjälp av erfarenhet, fantasi och sunt förnuft. Ett fel bedöms på tre punkter på en skala från 1 till 10.

- Felsannolikhet, där 1 motsvarar "*mycket liten felsannolikhet*", och 10 innebär "*hög sannolikhet*".
- Allvarlighetsgrad, där 1 motsvarar "*försumbar inverkan på funktionen, uppmärksammas knappast av användaren*" och 10 "*mycket allvarliga fel som påverkar personsäkerhet*".
- Upptäcktssannolikhet, där 1 betyder att "*felet upptäcks nästan säkert*" och 10 innebär att "*felet är mycket svårupptäckt*".

Ett risktal erhålls sedan genom att ta de värden som felet fick på de tre ovanstående punkterna och multiplicera dem med varandra. Risktalet får ett värde mellan 1 och 1000 vilket ger underlag för prioritering av återgårdandet av fel.

3.8 Finita elementmetoden

Finita elementmetoden är en metod som är mycket kraftfull inom produktutveckling då det går att se hur modellen kommer att bete sig, upptäcka svagheter och viktiga parametrar i ett tidigt skede. Det ger ett bra underlag i både konceptframtagning och detaljutformning. Första steget är att modellera den komponent som ska undersökas för att sedan dela in den i flera element, samt definiera laster och randvillkor. Beräkningsresultatet presenteras i form av spännings- och deformationsfigurer med nivåkurvor i färg. För mer djupgående information av matematiken inom finita elementmetoden hänvisas till [10].

4. RESULTAT

Här presenteras de resultat som erhållits med de metoder som tillämpats under projektets gång, samt andra relevanta resultat.

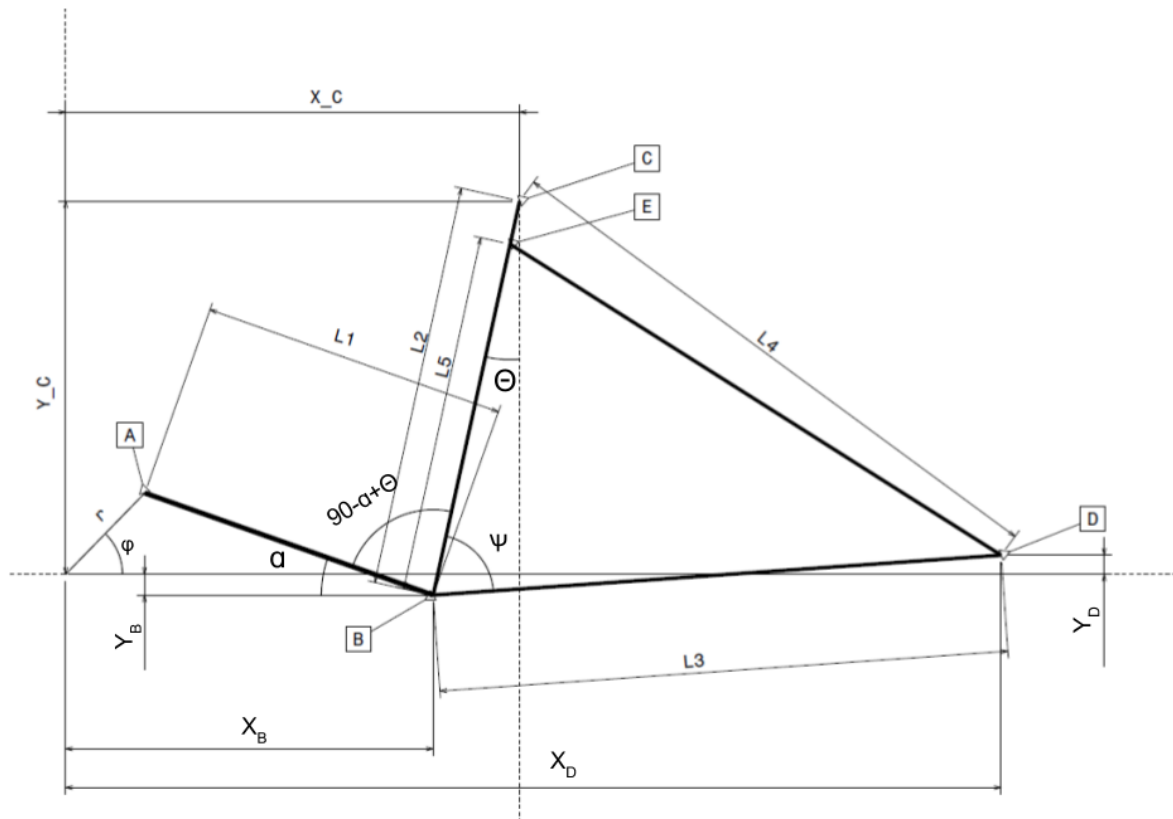
4.1 Kravspecifikation

Efter att kravspecifikationen framställts erhöles en större uppfattning av vad produkten ska uppfylla. Några av de viktigaste kraven som fanns med i kravspecifikationen var att ramen ska klara en belastning på 70 kg i 10^7 cykler samt att rörelsen ska efterlikna den i standarden ASTM F1975-09, se hela kravspecifikationen i bilaga 1.

4.2 Analytiska beräkningar

För att kunna beräkna accelerationen i kopplingspunkten tecknades ett analytiskt uttryck. Det analytiska uttrycket gav kopplingspunktens läge D utifrån vinkeln φ , där φ är vinkeln mellan den horisontellt streckade axeln och radien r , se figur 5. För att hitta detta samband tecknades ett allmänt läge för alla relevanta punkter i konstruktionen. Läget för kopplingspunkten D betecknas med två koordinater X_D och Y_D , som representerar läget i horisontell led respektive vertikal led. X_C och Y_C är punkten C's koordinater vilka är konstanter då de inte förflyttas under testet. Det slutliga sambandet blev:

$$\begin{cases} X_D = X_C - L_2\sqrt{1 - \cos^2\theta} + L_3\sin(\theta + \psi) \\ Y_D = Y_C - L_2\cos\theta + L_3\cos(\theta + \psi) \end{cases}$$



Figur 5. Här illustreras de olika måtten, vinklar och punkter vilka behandlas i de analytiska beräkningarna.

Hela beräkningsgången går att se här:

Koordinaterna för X_B och Y_B tecknas på två sätt

$$X_B = X_C - L_2 \cdot \sin\theta \quad \text{ekv 1}$$

$$Y_B = Y_C - L_2 \cdot \cos\theta \quad \text{ekv 2}$$

$$X_B = r \cdot \cos\varphi + L_1 \cdot \cos\alpha \quad \text{ekv 3}$$

$$Y_B = r \cdot \sin\varphi - L_1 \cdot \sin\alpha \quad \text{ekv 4}$$

Avståndet mellan punkterna A och C tecknas

$$\begin{aligned} \overline{AC} &= C - A = (X_C - r \cdot \cos\varphi, Y_C - r \cdot \sin\varphi) \Rightarrow \\ |\overline{AC}|^2 &= (X_C - r \cdot \cos\varphi)^2 + (Y_C - r \cdot \sin\varphi)^2 \end{aligned} \quad \text{ekv 5}$$

Absolutbeloppet av avståndet mellan A och C tecknas igen med hjälp av cosinusteoremet och skrivs sedan om med trigonometriska samband [9]

$$|\overline{AC}|^2 = L_1^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \cos(90^\circ + \theta - \alpha) \quad \text{ekv 6}$$

$$\text{där } \cos(90^\circ + \theta - \alpha) = -\sin(\theta - \alpha)$$

$$-\sin(\theta - \alpha) = -(\sin\theta \cdot \cos\alpha - \sin\alpha \cdot \cos\theta) = \sin\alpha \cdot \cos\theta - \cos\alpha \cdot \sin\theta$$

$$\text{ekv 1} = \text{ekv 3} \Rightarrow X_C - L_2 \cdot \sin\theta = r \cdot \cos\varphi + L_1 \cdot \cos\alpha \quad \text{ekv 7}$$

$$\text{ekv 2} = \text{ekv 4} \Rightarrow Y_C - L_2 \cdot \cos\theta = r \cdot \sin\varphi - L_1 \cdot \sin\alpha \quad \text{ekv 8}$$

$$\text{ekv 7} \Rightarrow \cos\alpha = L_1^{-1}(X_C - L_2 \cdot \sin\theta - r \cdot \cos\varphi) \quad \text{ekv 9}$$

$$\text{ekv 8} \Rightarrow \sin\alpha = L_1^{-1}(r \cdot \sin\varphi + L_2 \cdot \cos\theta - Y_C) \quad \text{ekv 10}$$

$$\begin{aligned} \text{ekv 5} = \text{ekv 6} \Rightarrow & (X_C - r \cdot \cos\varphi)^2 + (Y_C - r \cdot \sin\varphi)^2 \\ & = L_1^2 + L_2^2 + 2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \sin(\theta - \alpha) \end{aligned}$$

Sätts in i ekv 9 & ekv 10 och förenklas

$$\begin{aligned} \Rightarrow & L_1^2 + L_2^2 + \dots \\ & 2 \cdot L_2 [\cos\theta(r \cdot \sin\varphi + L_2 \cdot \cos\theta - Y_C) - \sin\theta(X_C - L_2 \cdot \sin\theta - r \cdot \cos\varphi)] \\ & = L_1^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_2 [L_2 + (r \cdot \sin\varphi - Y_C) \cdot \cos\theta - (X_C - r \cdot \cos\varphi) \cdot \sin\theta] \\ & = L_1^2 - L_2^2 + 2 \cdot L_2 [(Y_C - r \cdot \sin\varphi) \cdot \cos\theta + (X_C - r \cdot \cos\varphi) \cdot \sin\theta] \\ & \because (X_C - r \cdot \cos\varphi)^2 + (Y_C - r \cdot \sin\varphi)^2 \\ & \quad = L_1^2 - L_2^2 + 2 \cdot L_2 [(Y_C - r \cdot \sin\varphi) \cdot \cos\theta + (X_C - r \cdot \cos\varphi) \cdot \sin\theta] \end{aligned}$$

$$\text{Inför } \begin{cases} a = X_C - r \cdot \cos\varphi \\ b = Y_C - r \cdot \sin\varphi \\ k = L_1^2 - L_2^2 \end{cases}$$

$$\because a^2 + b^2 = k + 2 \cdot L_2 (b \cdot \cos\theta + a \cdot \sin\theta)$$

$$\text{inför } f = b \cdot \cos\theta + a \cdot \sin\theta = \frac{a^2 + b^2 - k}{2 \cdot L_2}$$

Med trigonometriska ettan införs följande och sätts in i ovanstående uttryck för f vilket förenklas

$$\text{Inför } \begin{cases} x = \cos\theta \\ \sin\theta = \sqrt{1-x^2} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \text{Då fås } b \cdot x + a\sqrt{1-x^2} &= f \\ \Rightarrow a\sqrt{1-x^2} &= f - b \cdot x \end{aligned}$$

Uttrycket kvadreras

$$\begin{aligned} a^2(1-x^2) &= (f - b \cdot x)^2 \Rightarrow a^2(1-x^2) = f^2 - 2 \cdot b \cdot f \cdot x + b^2 \cdot x^2 \\ \Rightarrow x^2 - \frac{2 \cdot b \cdot f}{a^2 + b^2} \cdot x + \frac{f^2 - a^2}{a^2 + b^2} &= 0 \end{aligned}$$

Här används PQ-formeln för att få fram vad x eller $\cos\theta$ blir. Med trigonometriska ettan fås sedan $\sin\theta$

$$x = \cos\theta = \frac{b \cdot f}{a^2 + b^2} \pm \sqrt{\left(\frac{b \cdot f}{a^2 + b^2}\right)^2 - \frac{f^2 - a^2}{a^2 + b^2}}$$

$$(*) \quad \cos\theta = (a^2 + b^2)^{-1} \left[b \cdot f \pm a\sqrt{a^2 + b^2 - f^2} \right] > 0 \quad \text{ty } -90^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$$

$$(**) \quad \sin\theta = \sqrt{1 - \cos^2\theta} = \left[1 - (a^2 + b^2)^{-2} \left\{ b \cdot f \pm a\sqrt{a^2 + b^2 - f^2} \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\because X_B = X_C - L_2\sqrt{1 - \cos^2\theta} \quad \text{ekv 11}$$

$$Y_B = Y_C - L_2 \cdot \cos\theta \quad \text{ekv 12}$$

$$\text{cosinusteoremet ger } \cos\psi = \frac{L_3^2 + L_5^2 - L_4^2}{2 \cdot L_3 \cdot L_5} \quad \text{ekv 13}$$

$$\theta + \psi + \eta = 90^\circ \Rightarrow \eta = 90^\circ - (\theta + \psi)$$

$$\cos(90^\circ - (\theta + \psi)) = \sin(\theta + \psi)$$

Koordinaterna för punkten D blev

$$X_D = X_B + L_3 \cdot \cos \eta = X_B + L_3 \cdot \cos(90^\circ - (\theta + \psi)) = X_B + L_3 \cdot \sin(\theta + \psi)$$

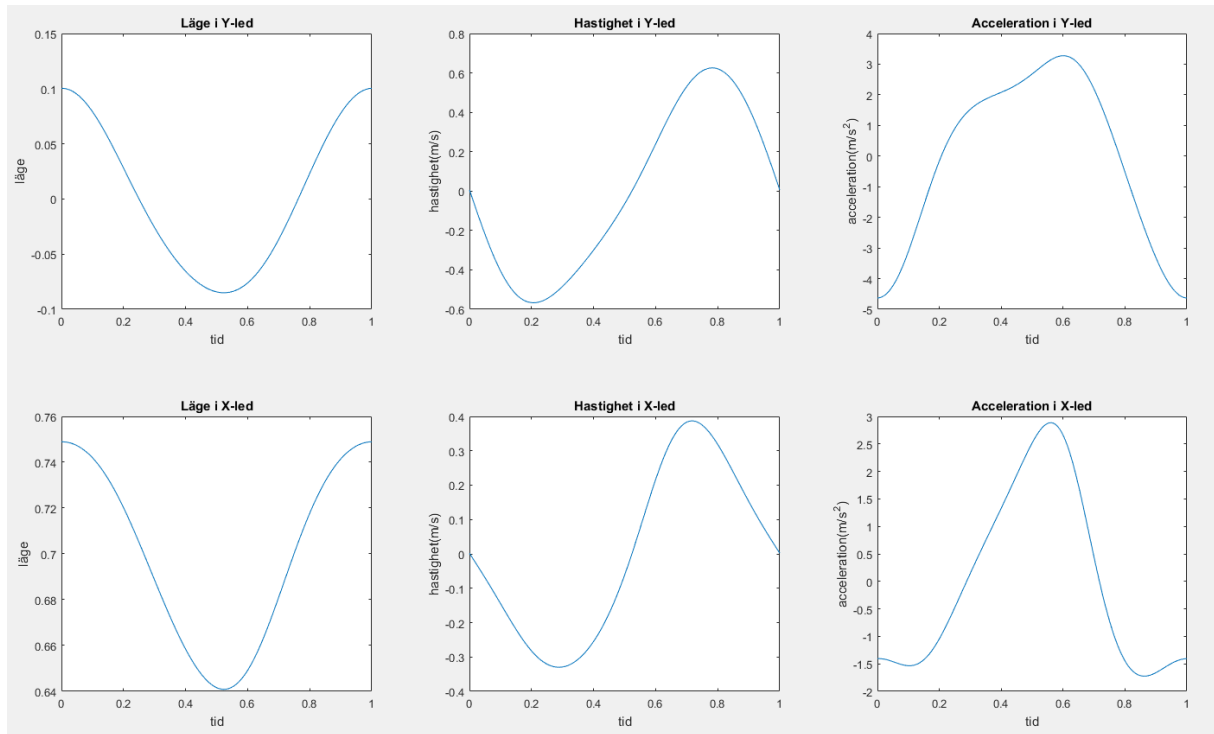
$$Y_D = Y_B + L_3 \cdot \sin \eta = Y_B + L_3 \cdot \sin(90^\circ - (\theta + \psi)) = Y_B + L_3 \cdot \cos(\theta + \psi)$$

Med ekv 11 & ekv 12 fås

$$\begin{cases} X_D = X_C - L_2\sqrt{1 - \cos^2\theta} + L_3\sin(\theta + \psi) \\ Y_D = Y_C - L_2\cos\theta + L_3\cos(\theta + \psi) \end{cases}$$

4.3 Matlabberäkningar

Sambanden för X_D och Y_D kodades i Matlab där de omvandlades till symboliska funktioner med kommandot `syms`. Funktionerna deriverades sedan två gånger med avseende på tiden med kommandot `diff`, vilket gav hastigheten respektive accelerationen i x- och y-led för punkten D. Den maximala accelerationen som uppstår i x- och y-led blev $2,8865 \text{ m/s}^2$ respektive $4,6316 \text{ m/s}^2$ och den resulterande största accelerationen blev $4,84 \text{ m/s}^2$. Sex stycken grafer ritades som visar läge, hastighet och acceleration mot tiden i x- och y-led, se figur 6.



Figur 6. Graferna illustrerar läge, hastighet och acceleration för det mest påfrestande fallet.

För att kontrollera att värdena i graferna för läget är korrekta, modellerades en avbildning av testtriggen i CATIA. Läget för X_D och Y_D simulerades sedan för att undersöka om de stämde överens med graferna för läget. Istället för att använda tid som referenspunkt användes vinkeln ϕ för den roterande skivan. Värdena stämde bra överens, därför ses koden som tillförlitlig. Värden som koden erfordrade var längderna $L1$, $L2$, $L3$, $L4$, r , X_C och Y_C . Se fullständig kod i bilaga 2.

4.4 Test för olika mått

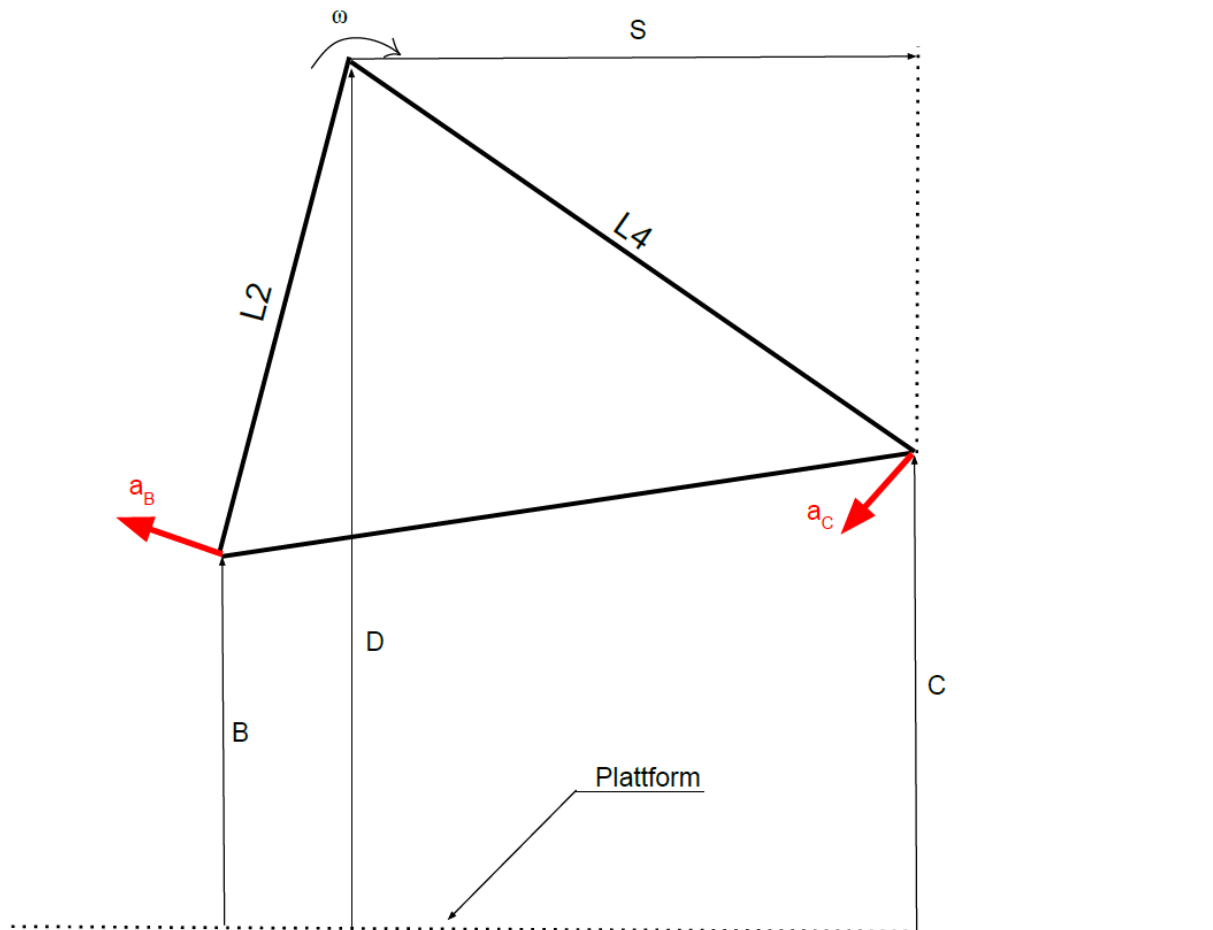
För att undersöka hur måtten B, C, D och S påverkar accelerationen i kopplingspunkten användes två funktioner som fås från [9].

$$a_B = \omega^2 \cdot L_2 \Rightarrow \omega^2 = \frac{a_B}{L_2} \quad \text{ekv 14}$$

$$a_C = \omega^2 \cdot L_4 \quad \text{ekv 15}$$

Accelerationen a_C inträffar vid kopplingspunkten till multisportvagnen och är vinkelrät mot L_4 medan a_B som är vinkelrät mot L_2 inträffar vid kopplingspunkten till axeln som går till den cylindriska skivan. Vinkelhastigheten ω är hastigheten som ramen roterar runt sin infästning med, se figur 7. Utifrån det skapades två ekvationer, en för vardera acceleration a_B och a_C .

För att a_C ska bli så stor som möjligt ska både L_4 och ω^2 maximeras. a_B kan betraktas som konstant då den bestäms av den roterande skivan. Det innebär att L_2 ska minimeras för att ω^2 ska maximeras enligt ekv 14. L_2 minimeras genom att ge B ett så högt värde som möjligt och D ett så litet värde som möjligt. För att L_4 ska bli stor bör D och S ges ett stort värde och C ett litet. Eftersom ω^2 växer snabbare än L_4 då den är kvadrerad, bör den maximeras i första hand.



Figur 7. Visar måtten B, C, D och S samt vinkelhastigheten ω .

Hypotesen är att accelerationen blir högst då B & D minimeras och C & S maximeras. För att säkerställa att hypotesen stämmer bör resultatet jämföras mot när D har maximeras. Eftersom krav från ASTM F1975-09 bestämmer att beloppet för B-C ska vara mindre än 10 mm bör det även testas då B är större än C och tvärtom.

Utifrån detta fås fyra stycken konfigurationer som bör ge den högsta accelerationen, vilket testas analytiskt i Matlab. Längderna A=340 mm och R=51 mm ändrades inte för konfigurationen eftersom de bestäms utav den befintliga testtriggens utformning.

Konfiguration 3 med A=340, B mm, C mm, D mm, R=51 mm och S mm var den konfiguration som antogs skulle ge störst acceleration. Vilket den också fick med den största totala accelerationen på 4,84 m/s², se tabell 2.

För att undersöka inverkan av längden L testades konfiguration 5. Den är identisk med konfiguration 3 förutom att L=750 mm valdes istället för L=250 mm. Högre acceleration erhöles i x-led men accelerationen i y-led var lägre. Den totala accelerationen blev 4,384 m/s² vilket var lägre än den i konfiguration 3. Testet utfördes för att bevisa att den kortaste längden på L ger störst acceleration. När de nominella måtten används erhöles accelerationen 3,7 m/s².

Tabell 2. Fyra olika konfigurationer (K) och nominella måtten, med de maximala accelerationerna [m/s²] i x-led, y-led och den maximala totala accelerationerna.

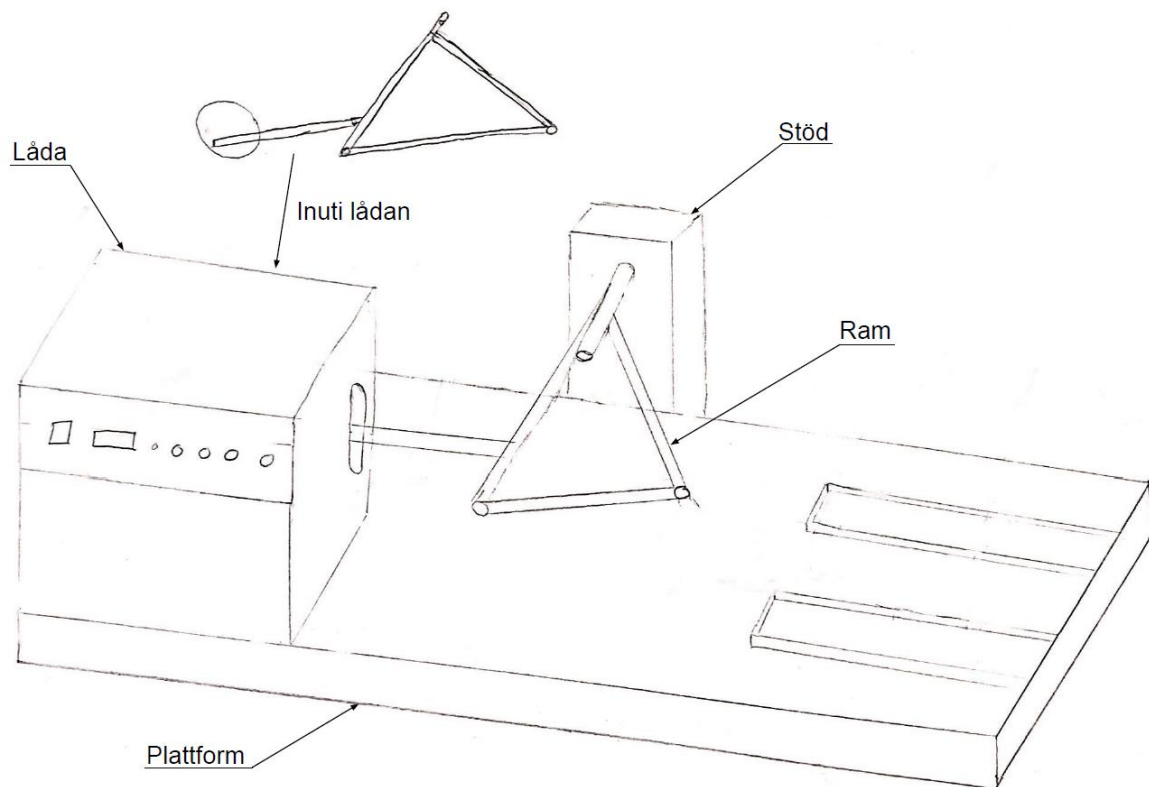
Mått [mm]	K: 1	K: 2	K: 3	K: 4	K: 5	Nominella mått
A	340	340	A	340	A	330
B	350	340	B	340	B	330
C	340	330	C	330	C	330
D	675	675	D	575	D	625
R	51	51	51	51	51	51
S	400	400	S	400	S	350
Y _C	335	335	Y _C	235	Y _C	320
X _C	305	305	X _C	305	X _C	305
L	250	250	250	250	750	250
L2	330,203	340,376	L2	242,602	L2	300,456
L3	458,494	460,366	L3	460,366	L3	407,000
L4	521,752	515,388	L4	458,939	L4	457,000
Acceleration [m/s ²]						
A _x	2,1968	1,9720	2,8865	2,4267	3,0483	2,3910
A _y	3,3031	3,1916	4,6316	4,4093	4,0902	3,2068
A _{tot}	3,8322	3,6700	4,8400	4,5857	4,3837	3,7023

4.5 Brainstorming 1

Det problem som behövde lösas var hur ramen skulle placeras på den befintliga plattformen. En gemensam brainstorming genomfördes av projektgruppen där sex stycken koncept togs fram.

4.5.1 Koncept 1

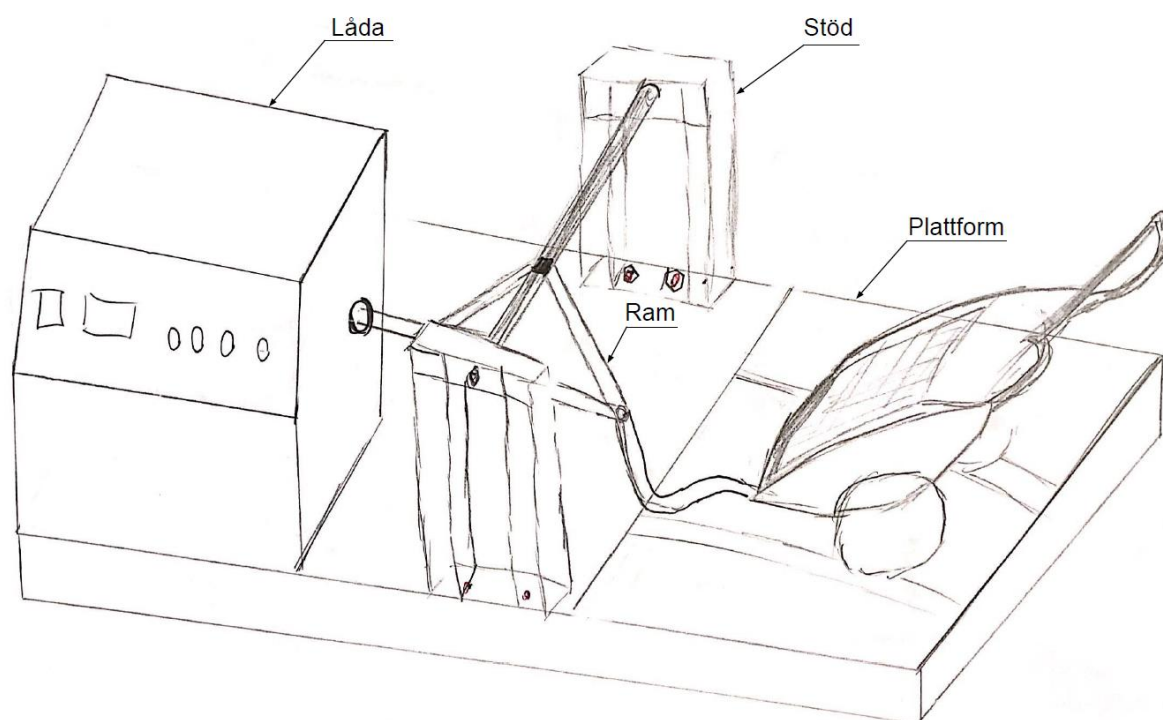
I det här konceptet ersätts den befintliga axeln med en längre axel vilket innebär att de befintliga stöden i lådan måste tas bort. Det behövs även en justering av hålet på lådan eftersom den nya axeln behöver mer svängrum. Ramen kommer att sitta fast på ett stöd som fästs på plattformen vid utsidan av lådan, se figur 8.



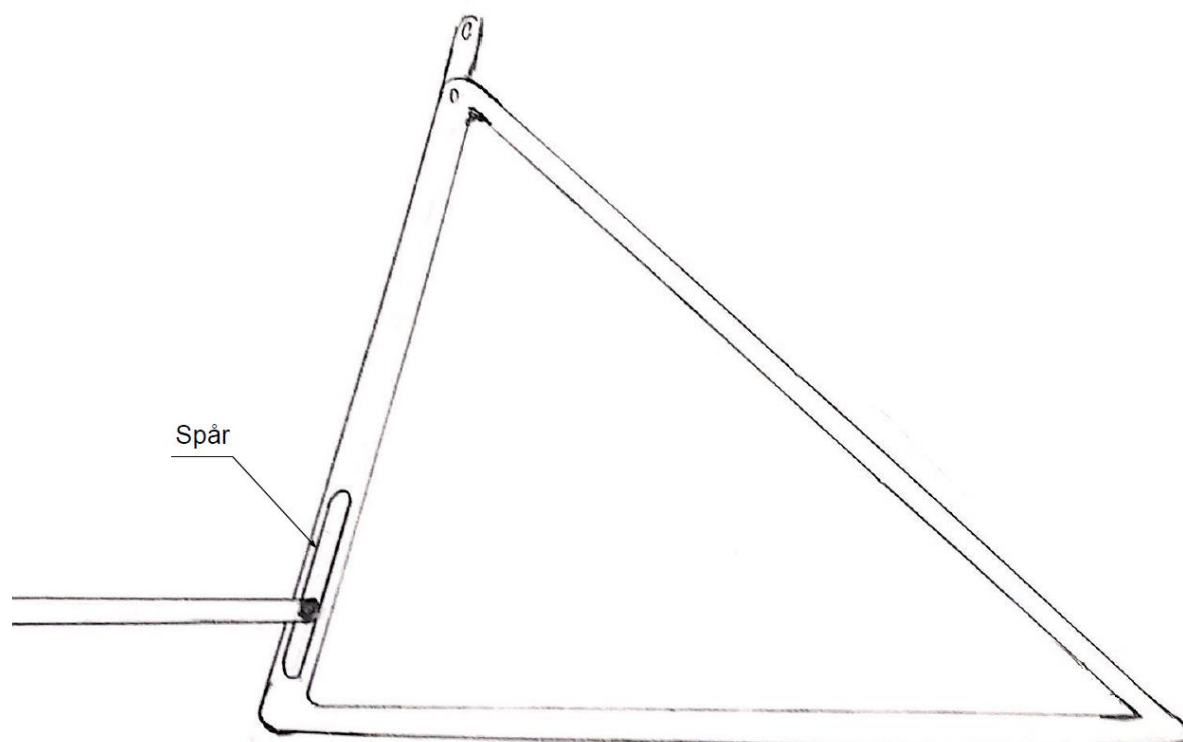
Figur 8. Helhetsbild på koncept 1.

4.5.2 Koncept 2

I det här konceptet behöver inte lådan modifieras. Ett stöd som håller uppe ramen fästs på plattformen och ramen ansluts till den befintliga axeln med en mekanism, se figur 9. Mekanismen låter fästet röra sig utmed ramen så att konstruktionen inte blir stel, se figur 10.



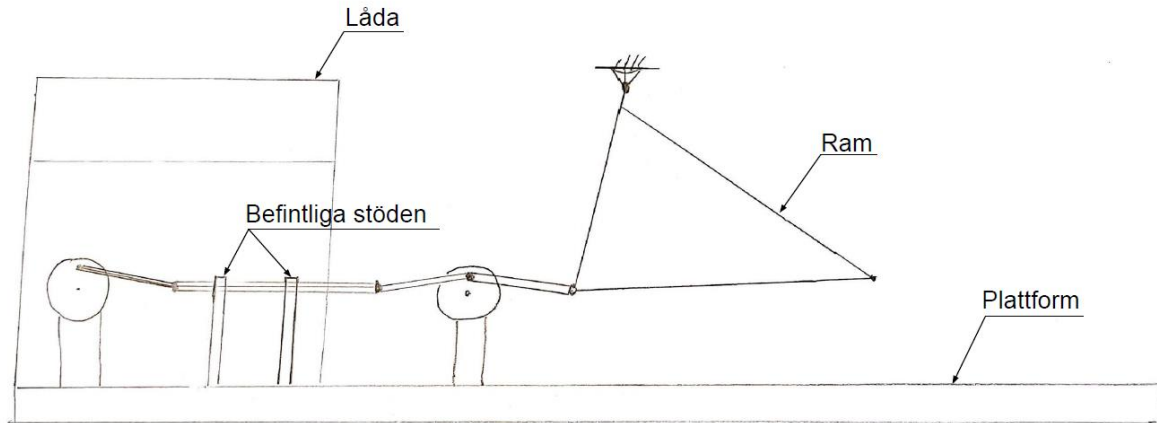
Figur 9. Helhetsbild på koncept 2.



Figur 10. Ingående bild på ramen.

4.5.3 Koncept 3

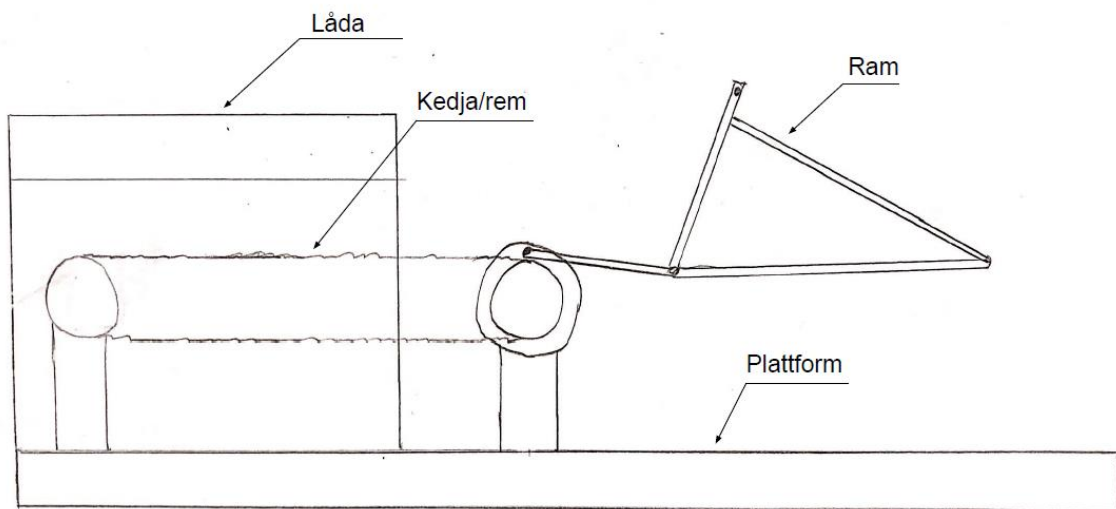
Utanför lådan placeras en cylindrisk skiva på ett stöd i samma höjd som den cylindriska skivan på insidan av lådan. De två skivorna och triangeln kopplas ihop med fyra sammanlänkade axlar, se figur 11.



Figur 11. Helhetsbild på koncept 3.

4.5.4 Koncept 4

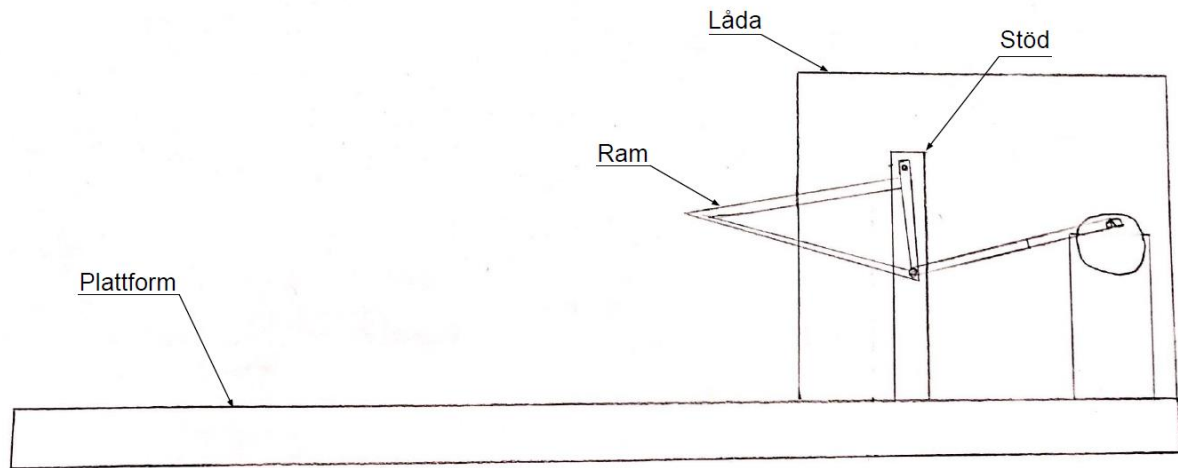
På samma sätt som i koncept 3 placeras en cylindrisk skiva på utsidan av lådan. Istället för att sammanbindas med en rad axlar binds de istället samman med en kedja eller rem. De befintliga stöden på insidan måste då tas bort och hålet i lådan behöver vara större, se figur 12.



Figur 12. Helhetsbild på koncept 4.

4.5.5 Koncept 5

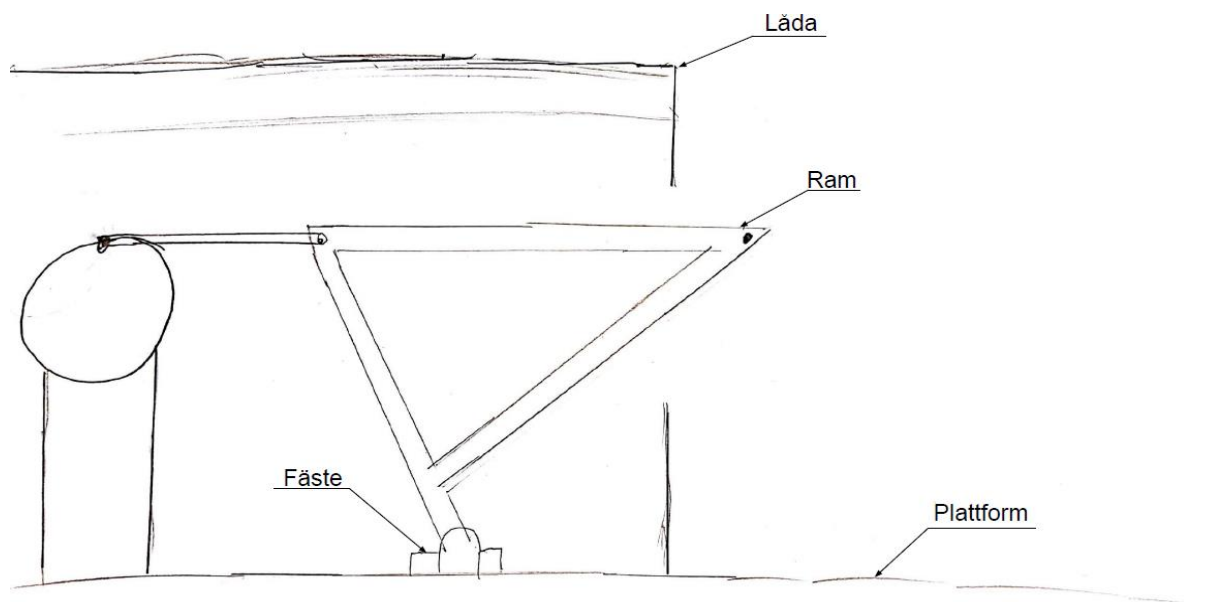
Stöden till den raka axeln tas bort och ersätts med ett högre stöd varpå ramen kommer placeras. Från det befintliga hjulet kommer en 250 mm axel att koppla ihop ramen med hjulet. För att ramen ska röra sig obehindrat behövs ett större hål i lådan. Eftersom stor del av ramen befinner sig på insidan av lådan kommer det här konceptet att ta upp lite plats, se figur 13.



Figur 13. Helhetsbild av koncept 5.

4.5.6 Koncept 6

Koncept 6 genomförs på samma sätt som koncept 5 men här är ramen istället upp- och nervänd och fästs närmre golvet, se figur 14. Det innebär att krafterna som uppstår i konstruktionen blir mindre i golvet och stödet till ramen. Konceptet kommer att ha en inverterad rörelse vilket också ger en inverterad acceleration.



Figur 14. Helhetsbild på koncept 6.

4.6 Utvärdering av koncept

Koncepten utvärderas i två omgångar, först med Pughs matris och sedan med en Kesselringmatris.

4.6.1 Pughs matris

De sex koncepten från brainstormingen utvärderades med Pughs matris. Då det inte fanns någon referensprodukt användes koncept 1 som referens. Se hela matrisen i bilaga 3.

Kriterierna som koncepten jämfördes med var:

- Antal komponenter
- Acceleration, där en högre acceleration är positivt
- Lätt att montera/demontera
- Får plats på plattform
- Efterliknar rörelsen i standarden ASTM F1975-09
- Hållbarhet
- Estetiskt tilltalande
- Underhåll
- Modifiering på låda, där små/inga ändringar är positivt

Koncept 2, 3, 4 och 6 sållades bort då de var underlägsna referenslösningen. Koncept 6 fick ett bra nettovärde men eliminerades då den inte efterliknar rörelsen i standarden ASTM F1975-09. De koncept som gick vidare för mer noggrann utvärdering i kesselringmatrisen var koncept 1 och 5.

4.6.2 Kesselringmatris

För kesselringmatrisen användes i detta fall fyra kriterium, med respektive viktningar w :

1. Acceleration, $w=5$
2. Säkerhet, $w=3$
3. Lätt att montera/demontera, $w=1$
4. Ändringar på låda, $w=3$

Första kriteriet viktas högst eftersom det är accelerationen som bestämmer hur bra produkten utför sin funktion. De andra kriterierna viktas något lägre då de endast tillför ett högre produktvärde. Koncept 5 fick med 46 poäng det högsta resultatet och blev det slutgiltiga konceptet. Hela matrisen går att se i bilaga 4.

4.7 Matrisformulerad förskjutningsmetod

Förskjutningsmetoden tillämpades för att ta reda på krafterna som uppstår i ramen. Ramens massa försummas och den frilades till tre knutar i det läget där den högsta accelerationen inträffar, se figur 15. För varje knut ställdes två jämviktsekvationer upp vilket resulterade i ekvationerna 16 till 21.

Jämviktsekvationer för knut B:

$$\uparrow: F_{BV} + X_2 \cdot \cos \kappa + X_1 \cdot \sin \eta = 0 \quad \text{ekv 16}$$

$$F_{BV} \approx 0$$

$$\rightarrow: -F_{BH} + X_1 \cdot \cos \eta + X_2 \cdot \sin \kappa = 0 \quad \text{ekv 17}$$

Jämviktsekvationer för knut C:

$$\uparrow: F_{CV} - X_2 \cdot \cos \kappa - X_3 \cdot \sin(\beta - \eta) = 0 \quad \text{ekv 18}$$

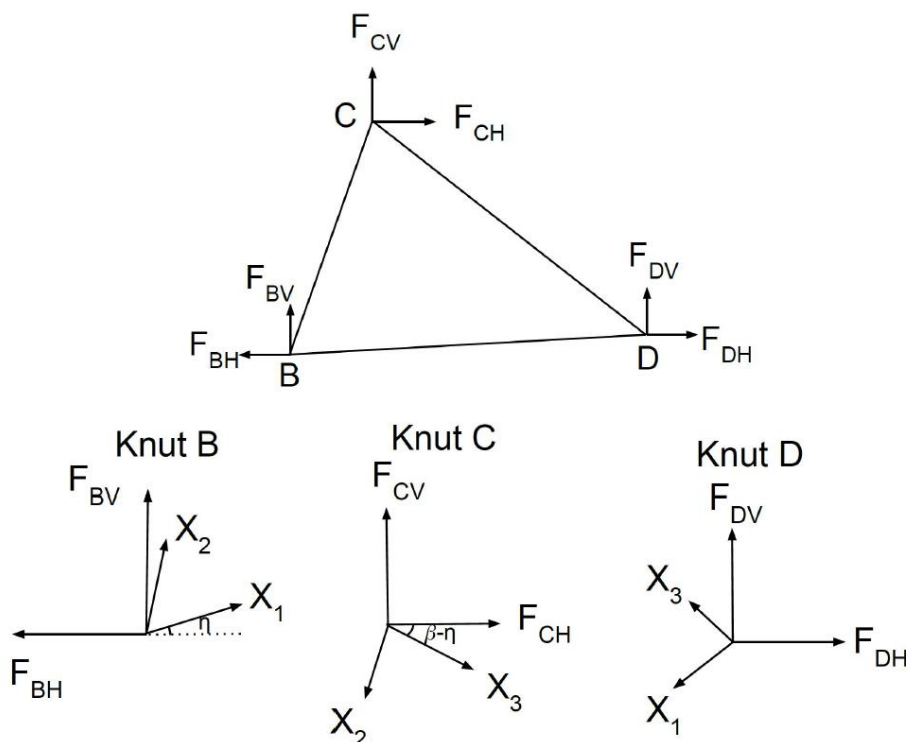
$$\rightarrow: F_{CH} + X_3 \cdot \cos(\beta - \eta) - X_2 \cdot \sin \kappa = 0 \quad \text{ekv 19}$$

Jämviktsekvationer för knut D:

$$\uparrow: F_{DV} + X_3 \cdot \sin(\beta - \eta) - X_1 \cdot \sin \eta = 0 \quad \text{ekv 20}$$

$$\rightarrow: F_{DH} - X_1 \cdot \cos \eta - X_3 \cdot \cos(\beta - \eta) = 0 \quad \text{ekv 21}$$

Med hjälp av ekvationerna bildades en matris A. I vektorn b finns krafterna från axeln som driver ramen F_{BV} & F_{BH} . F_{BV} antas vara noll då den största delen av belastningen sker i horisontell led. De två sista krafterna F_{DV} & F_{DH} är krafterna i kopplingspunkten och de beräknades med hjälp av ekvationen $F=m \cdot a$, där a är de största accelerationerna från tabell 2 och m är massan. Här antogs det att massan var 70 kilo i horisontell led och 20 kilo i vertikal led. Vektorn x består av de obekanta krafterna som ska beräknas, vilka är infästningskrafterna och stångkrafterna.



Figur 15. Friläggning av knutar.

Vektorerna och matrisen skrevs sedan in i Matlab där ekvationssystemet löstes med hjälp av verktyget *rref* i Matlab som reducerar matrisen, se hela lösningen i bilaga 5. Plus- och minustecken illustrerar om det är drag respektive tryckspänning i stängerna. Den största kraften var 324,8 Newton och inträffar i stång X_1 , se alla krafter i tabell 3.

Tabell 3. Visar värden på krafterna som visualiseras i figur 15.

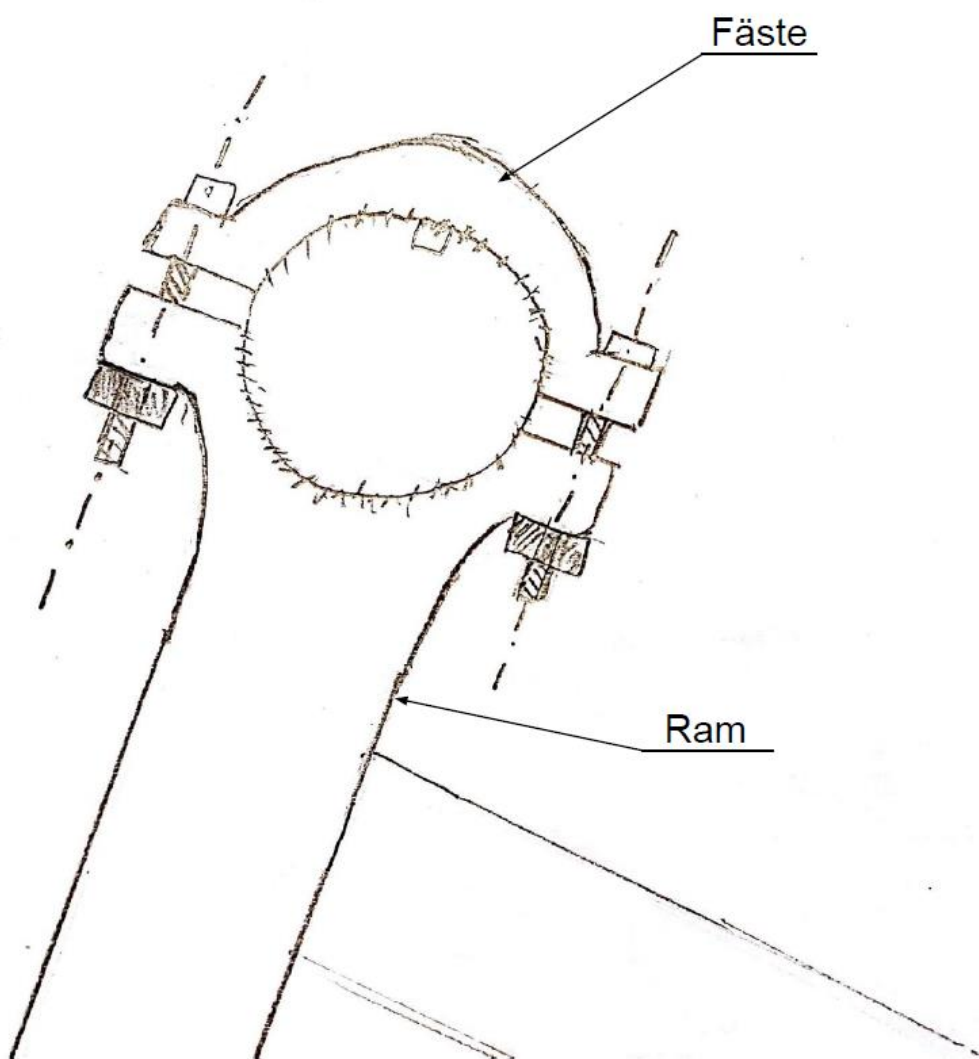
X_1	324,8 N
X_2	- 70,2 N
X_3	-117,2 N
F_{BH}	316,1 N
F_{CH}	114,1 N
F_{CV}	-92,6 N

4.8 Brainstorming 2

För att kunna säkerställa att konstruktionen håller, förbättra livslängden samt minska oljud i drift bör det finnas någon infästning som fixerar ramen på axeln mellan stöden. Genom brainstorming erhöles tre koncept.

4.8.1 Koncept 1

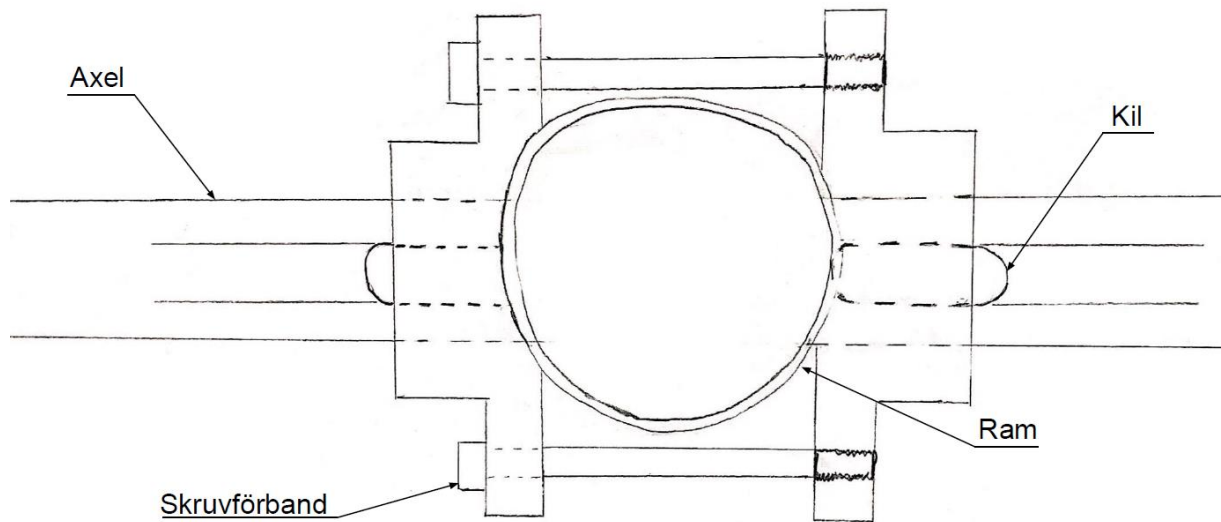
Konceptet utnyttjar samma tillvägagångssätt som då ett cykelstyre fästs vid ramen på en cykel. Axeln, vars uppgift är att hålla uppe cykelramen, placeras mellan två delar, ramen och ett "fäste" som båda är formade efter axeln. Dessa två delar förs sedan mot varandra med hjälp av två eller flera skruvar. För att förhindra slitage och minska risken för glidning kan en skåra eller räfflor fräsas på stången och/eller ramen. Alternativt kan en hård utbytbar bit gummi placeras mellan stången och infästningen vilket eliminerar slitage på axeln och ramen, se figur 16.



Figur 16. Skiss på infästning för ram och stång.

4.8.2 Koncept 2

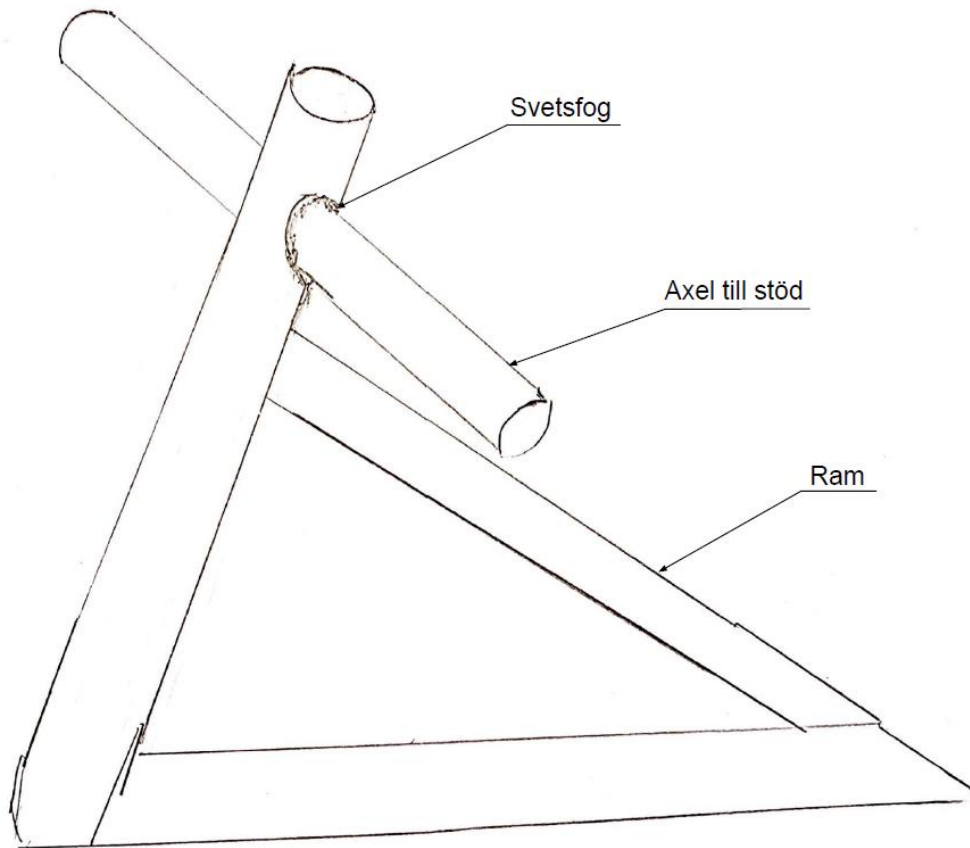
För att låsa fast ramen i radiellt led görs ett kilspår i axeln där en kil placeras på varsin sida, se figur 17. Kilarna fixeras även i de runda fästena med en stoppskruv. Ett skruvförband med två skruvar används för att förhindra rörelse i axiellt led, vilket gör att ramen kommer sitta fixerad på axeln.



Figur 17. Figuren illustrerar vart kil, skruvförband och ram ska placeras.

4.8.3 Koncept 3

Istället för att vara separata delar svetsas ramen och axeln ihop på ett lämpligt sätt. För att svetsfogen ska vara mer robust kan ett hål göras i ramen där axeln går igenom. Svetsfogen kan då göras runt hela axeln vilket gör att det blir mer svetsyta, samt att konstruktionen inte havererar även om svetsfogen kollapsar, se figur 18.



Figur 18. Här visas hur ramen ser ut när axeln är fastsvetsad.

4.9 Utvärdering och slutgiltigt val

För att avgöra vilket koncept som var den lämpligaste lösningen på infästningen mellan axeln och ramen användes en kesselringmatris där koncepten bedömdes på fyra kriterier.

1. Hållbarhet, $w=5$
2. Lätt att montera/demontera, $w=3$
3. Behov av underhåll, $w=3$
4. Genomförbarhet, $w=5$

De tre koncepten presterade bra på de fyra kriterierna och alla fungerar som lösningar, men koncept 2 var bäst lämpad med sina 74 poäng. Anledningen är att koncept 2 ansågs låsa fast ramen bra, samtidigt som den är väldigt justerbar och flexibel. Koncept 1 och koncept 3 fick 67, respektive 70 poäng. Hela matrisen går att se i bilaga 6.

Efter diskussion med Thule valdes koncept 3 som det slutgiltiga konceptet även om koncept 2 fick bättre resultat vid utvärderingen. Anledningen till att koncept 3 väljs som det slutgiltiga konceptet är att det är både lättare och billigare för Thule att genomföra på plats.

4.10 Failure Mode and Effects Analysis

Inga höga risktal erhöles i Failure Mode and Effects Analysis och därför behövdes inga stora designändringar utföras med de koncept som tagits fram. De två potentiella fel som fick högst risktal var följande:

Att stödet till ramen "förstör plattformen" fick risktalet 280. Då plattformen i stor del består av tunn plåt betyder det att den är relativt vek jämfört med stöden till ramen. Om det uppstår stora krafter i ramen skulle de överföra ett moment till plattformen vilket kan resultera i att plåten ger vika. Stödet kan då helt lossna från plattformen. Större skada på plattformen kan då även ske om felet inte upptäcks i god tid. Eftersom detta sker på insidan av lådan skulle det bli svårt att upptäcka innan plattformen på något sätt skadas. En rekommenderad åtgärd är att stora och kraftiga skruvar används för att sprida ut spänningen i plåten, samt att plattformen på något sätt förstärks genom att till exempel placera en skiva mellan stödet och plattformen som sprider ut spänningen ytterligare.

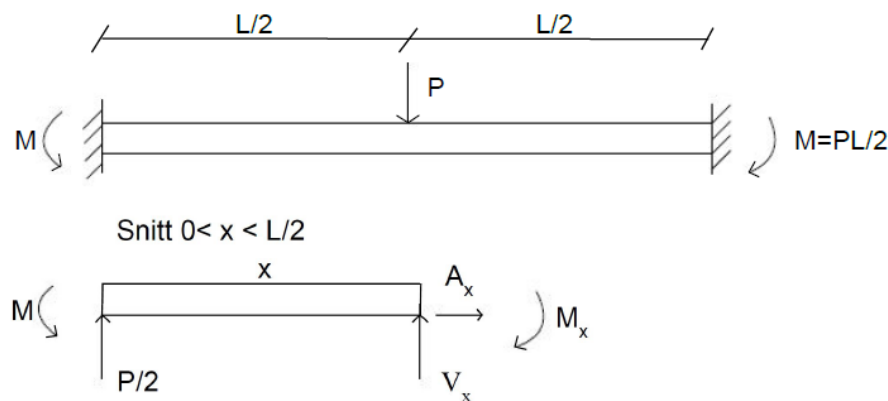
Spickor vid svetsfogen på ramen fick risktalet 252. Eftersom ramen kommer svetsas ihop finns det risk för inbyggda spänningar i och runt omkring svetsfogen. Tillsammans med spänningarna som uppstår vid användning finns det risk för utmattning vilket kan leda till att mikrosprickor uppstår i materialet. Det kan i sin tur leda till att ramen helt går sönder om det inte upptäcks och åtgärdas. Eftersom ramen befinner sig i stor del på insidan av lådan blir det svårt att upptäcka felet, speciellt vid körning. Därför rekommenderas det att ramen är väldimensionerad, samt att hål som behövs göra i ramen inte placeras i eller för nära en svetsfog. Svetsfogarna bör även göras på ett smart och ordentligt sätt. Hela Failure Mode and Effects Analysis går att se i bilaga 7. För att förhindra att felen inträffar fanns resultaten i åtanke under detaljkonstruktionen.

4.11 Dimensionering av axel

För att säkerställa att axeln håller för belastningarna används krafterna som erhöles i punkt C med matrisformulerad förskjutningsmetod i avsnitt 4.7. Det vill säga 114 N i x-led och 92 N i y-led vilket ger en resulterande kraft på 146,5 N. För att det ska finnas en god säkerhetsmarginal antogs det att kraften i punkt C är en rent växlande belastning. För att beräkna spänningen i axeln behövdes en tvärsnittsarea. En diameter på 20 mm och längden 200 mm antogs för att kunna fortsätta. En konstant kraft antogs också finnas i punkt C som uppstår på grund av ramens och axelns egenvikt, vilket antogs vara ungefär 4 kg. Spänningen i stången beräknades genom att snitta stången, se figur 19. Utifrån snittningen erhöles en funktion för spänningen som beror på diametern:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{\frac{I}{|Z|}} = \frac{\frac{P}{2}(x+L) \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}} = \frac{\frac{P}{2}(\frac{L}{2}+L) \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}}$$

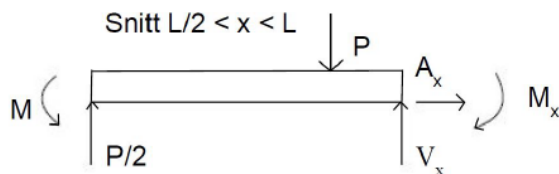
Då tvärsnittet är cirkulärt blir yttroghetsmomentet $I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$. Eftersom det är en böjspänning kommer den största spänningen uppstå på ytan av axeln. Därför valdes $Z = \frac{D}{2}$ som är avståndet till axelns centrum. Längden x var $\frac{L}{2}$ eftersom det är mitt på stången, vilket är där maximal spänning inträffar. Amplitudspänningen blev 30 MPa och mittlasten 8 MPa.



$$\text{Jämvikt: } \uparrow: \frac{P}{2} - V_x = 0 \Rightarrow V_x = \frac{P}{2}$$

$$\rightarrow: A_x = 0$$

$$\sum M_x = 0 \Rightarrow \frac{P}{2} \cdot x + M = M_x \Rightarrow M_x = \frac{P}{2}(x + L)$$



$$\text{Jämvikt: } \uparrow: \frac{P}{2} - P - V_x = 0 \Rightarrow V_x = -\frac{P}{2}$$

$$\rightarrow: A_x = 0$$

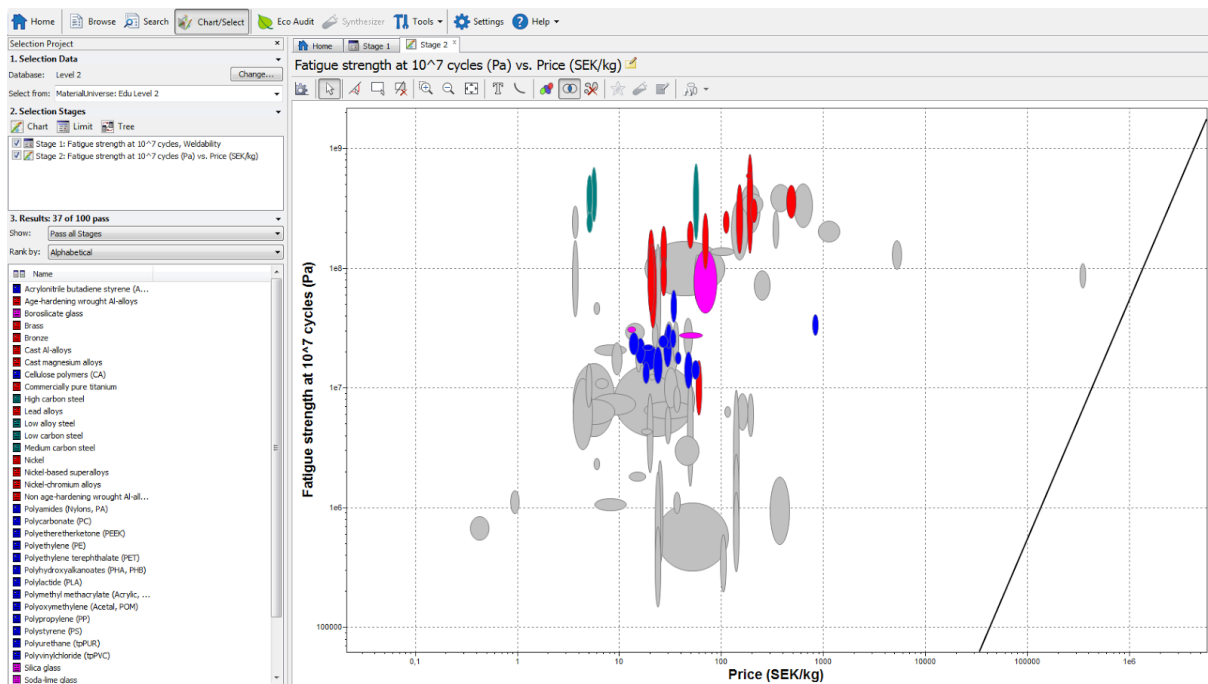
$$\sum M_x = 0 \Rightarrow M_x + P \cdot \left(x - \frac{L}{2}\right) - \frac{P}{2} \cdot x - M = 0 \Rightarrow M_x = P\left(L - \frac{x}{2}\right)$$

Figur 19. Snittning av axel och jämviktsekvationer.

4.12 Materialval för axel

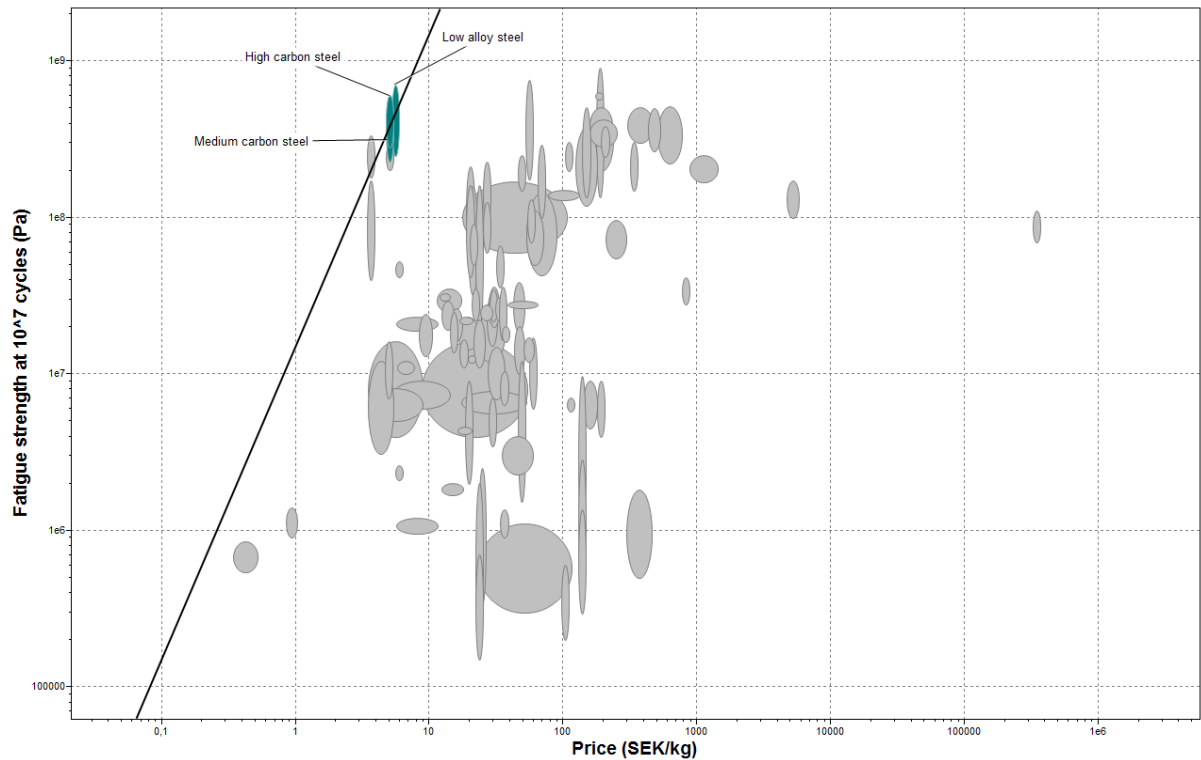
För att bestämma vilket material axeln mellan ramen och stöden skulle bestå av användes programmet CES EduPack [2]. Ett krav som ställdes på materialet var minimum 30 MPa i utmattningshållfashet vid 10^7 cykler/fatigue strength at 10^7 cycles, vilket beräknades i avsnitt 4.11. Det är även viktigt att det är ett svetsbart material då ramen ska svetsas fast på axeln, se kravlistan i bilaga 8.

Ett bubbeldiagram skapades sedan med utmattningshållfashet vid 10^7 cykler/fatigue strength at 10^7 cycles på vertikala axeln och pris/price på horisontella axeln. Antal material som uppfyllde de kraven var 37 stycken. Dessa material var olika typer av metaller, polymerer och keramer, se figur 20.



Figur 20. Här visas de material som uppfyllde kraven.

För att sälla ut en del av materialen tillämpades ett meritvärde $\frac{SEK/kg}{\sigma_{utmattning}^{1/2}}$ som resulterade i en rät linje med lutning två. Med hjälp av linjen återstod tre material för fortsatt utvärdering, se figur 21. De tre materialen var high carbon steel, medium carbon steel och low alloy steel där det sistnämnda tillslut valdes. Motiveringen var att den håller i flest cykler samtidigt som kostnaderna mellan materialen var likartade.



Figur 21. Bubbeldiagrammet där de tre mest lämpade materialen illustreras.

Low alloy steel har en utmattningshållfasthet vid 10^7 cykler/fatigue strength at 10^7 cycles som ligger mellan 248 till 700 MPa, vilket är långt över den spänning som uppstår i axeln. Materialet har även en sträckgräns/yield strength på 400 MPa och brottgräns/tensile strength på 550 MPa. Svetsbarheten/weldability är 5, vilket är det högsta. Priset per kilogram för materialet är ungefär 5,5 kronor, se alla materialegenskaper i figur 22.

General properties

Density	i	7,8e3	-	7,9e3	kg/m ³
Price	i	* 5,41	-	5,67	SEK/kg
Date first used	i	1930			

Mechanical properties

Young's modulus	i	2,05e11	-	2,17e11	Pa
Shear modulus	i	7,7e10	-	8,5e10	Pa
Bulk modulus	i	1,6e11	-	1,76e11	Pa
Poisson's ratio	i	0,285	-	0,295	
Yield strength (elastic limit)	i	4e8	-	1,5e9	Pa
Tensile strength	i	5,5e8	-	1,76e9	Pa
Compressive strength	i	4e8	-	1,5e9	Pa
Elongation	i	0,03	-	0,38	strain
Hardness - Vickers	i	1,37e9	-	6,79e9	Pa
Fatigue strength at 10^7 cycles	i	* 2,48e8	-	7e8	Pa
Fracture toughness	i	1,4e7	-	2e8	Pa.m ^{0.5}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	i	* 1,8e-4	-	0,00116	

Processability

Castability	i	1	-	2	
Formability	i	3	-	4	
Machinability	i	3	-	4	
Weldability	i	5			
Solder/brazability	i	5			

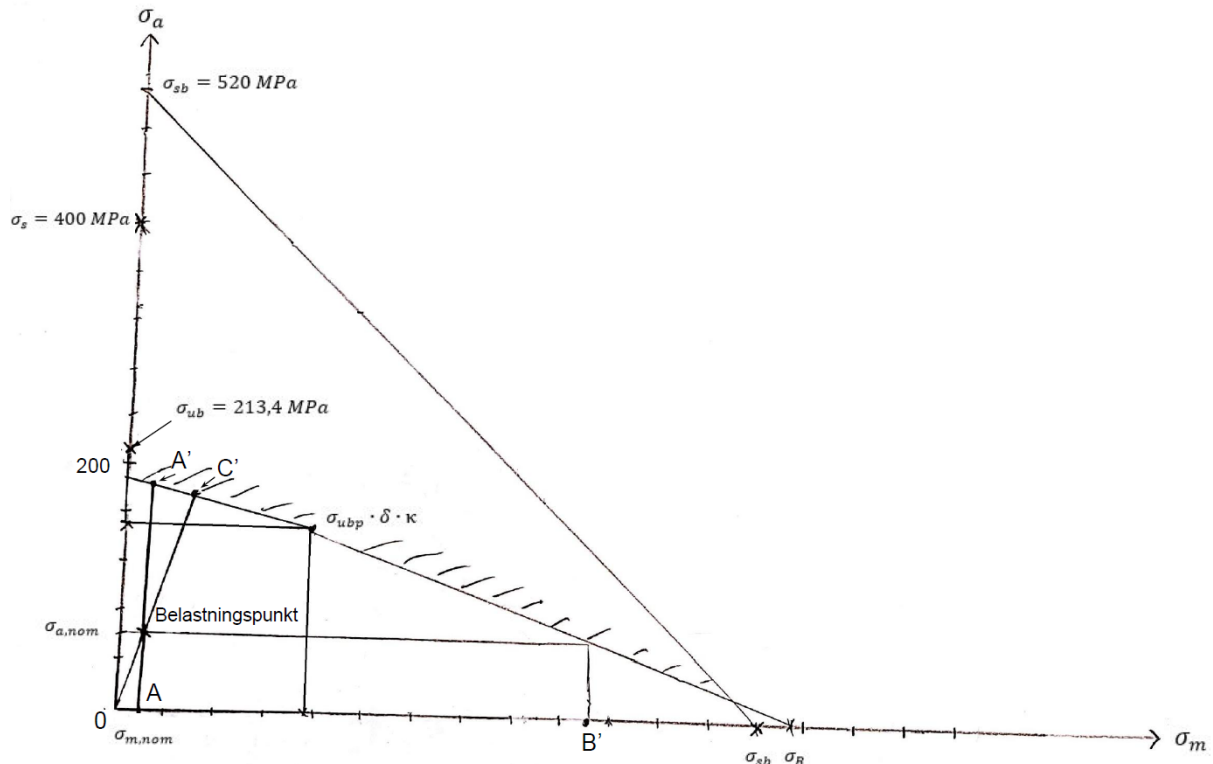
Figur 22. Materialegenskaper för Low alloy steel.

4.13 Haigh-diagram

För att skapa Haigh-diagrammet behövdes olika materialdata och konstanter.

- Sträckgränsen $\sigma_s = 400 \text{ MPa}$, vilket är det lägsta värdet i CES EduPack, se figur 22.
- Brottgränsen $\sigma_B = 550 \text{ MPa}$, vilket är det lägsta värdet i CES EduPack, se figur 22.
- Dimensionsfaktorn, $\delta = [\text{för diametern } < 20 \text{ mm}] = 0,95$, sida 30, ref [8]
- Ytfaktor, $K = [\text{Slipad/polerad, } \sigma_B = 460 \text{ MPa}] = 0,95$, sida 30, ref [8]
- Källkänslighetsfaktorn $q = 0,5$, sida 31, ref [8]
- Formfaktor, $K_t = [\text{vanlig axel}] = 3$, sida A28, ref [3]
- Anvisningsfaktorn $K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 2$, sida 30, ref [8]

Haigh-diagrammet ritades sedan upp med dessa värden, se figur 23.



Figur 23. Skalenligt Haigh-diagram för axeln.

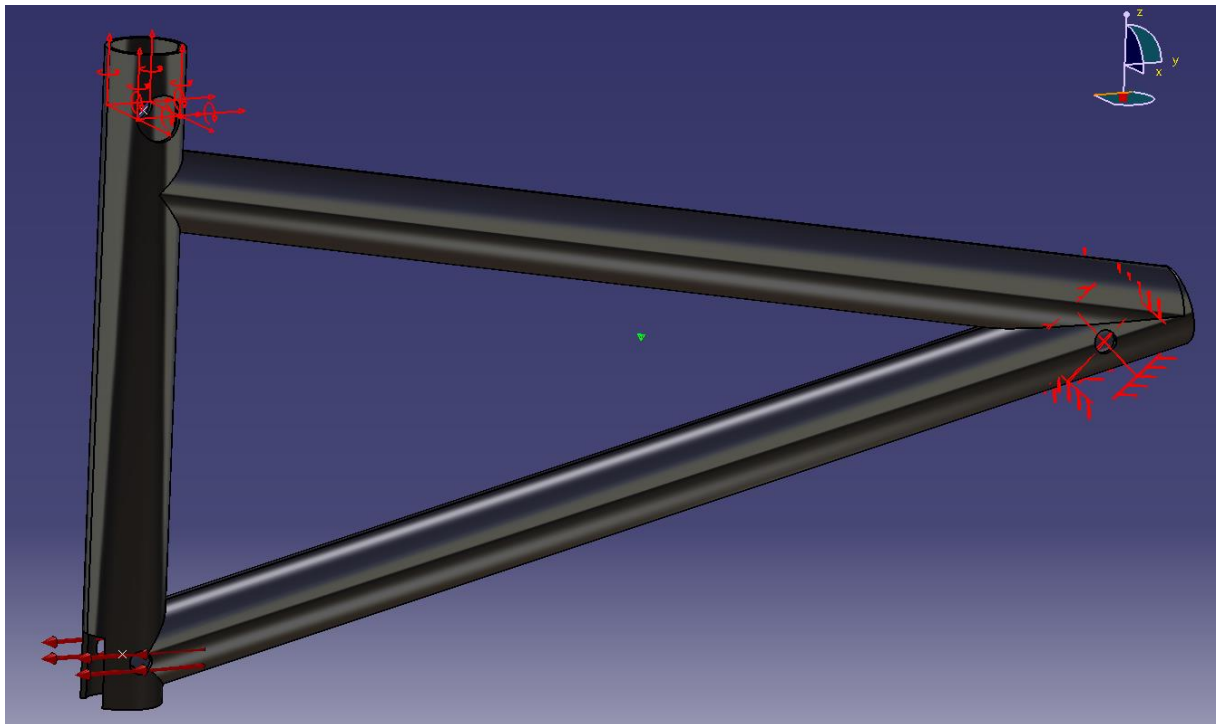
Ur Haigh-diagrammet går det läsa ut tre stycken säkerhetsfaktorer.

1. $SF_a = 3,3$ är säkerhetsfaktorn då σ_m är konstant.
2. $SF_m = 19,42$ är säkerhetsfaktorn då σ_a är konstant.
3. $SF_{am} = 3,4$ är säkerhetsfaktorn då $\frac{K_f \cdot \sigma_a}{K_t \cdot \sigma_m}$ är konstant.

Eftersom alla säkerhetsfaktorer är över tre kommer konstruktionen med god marginal hålla mot belastningen som uppstår.

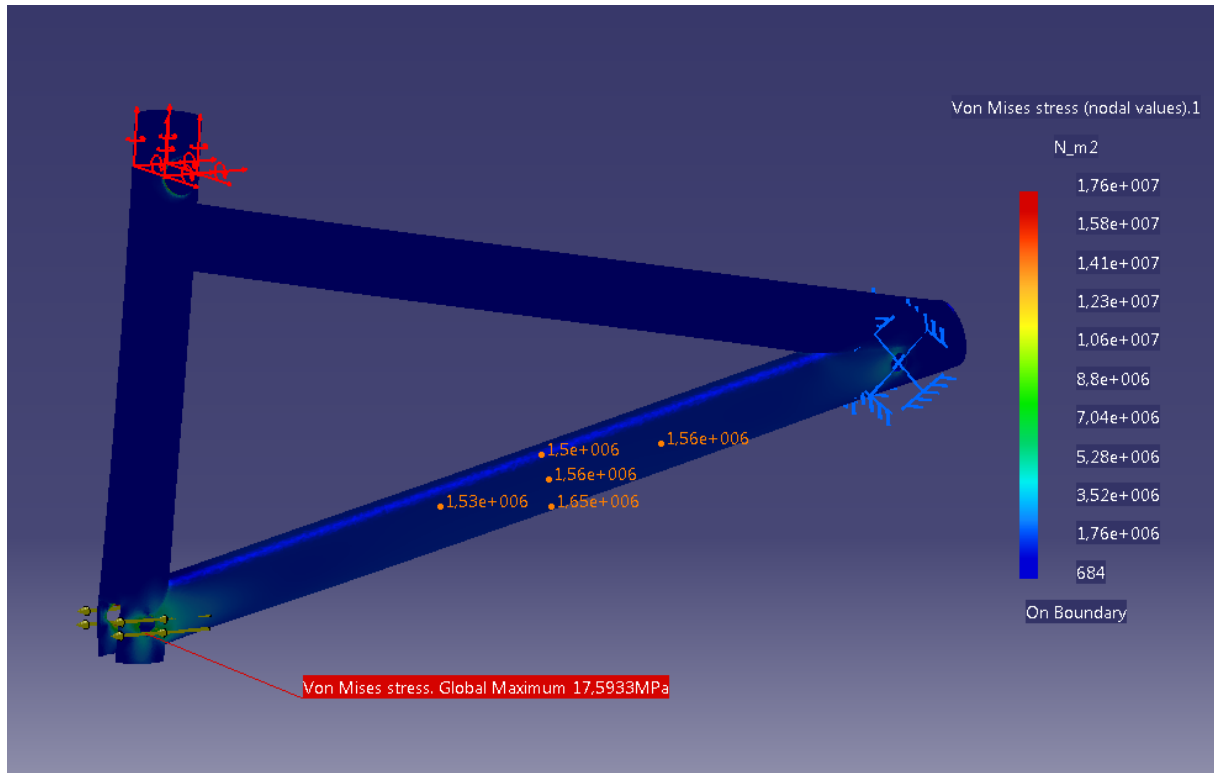
4.14 Dimensionering av ramen

För att kontrollera att ramen håller för belastningarna som uppstår måste spänningarna i ramen beräknas. Att göra det med analytiska beräkningar hade varit komplicerat eftersom det blir en spänningskoncentration vid hålen och på grund av ramens utformning finns det inga passande elementarfall. Därför tillämpades CATIA för att göra en FEM-beräkning på ramen. Ramen modellerades i CATIA med ett cirkulärt ihåligt tvärsnitt med yttre radien 17 mm och inre radien 15 mm. Kraften F_{BH} som togs fram i avsnitt 4.7 placerades i hålet där den verkar och en "Clamp" sattes i hålet vid kopplingspunkten. Det simulerar att axeln från roterande skivan drar i ramen samtidigt som multisportvagnen håller emot. Ett "user defined constraint" placerades i hålet för axeln vilket låser translation i x-, y-, z-riktningarna och rotation runt y- och z-axeln. Det innebär att ramen kan rotera runt hålet där axeln till stöden svetsas fast men kan inte translatera i någon riktning, se figur 24.



Figur 24. Figuren illustrerar ramen och de restriktioner som placerats.

Vid beräkningarna användes elementstorleken 2 mm och *sag* 0.2 mm. Den maximala spänningen 17.6 MPa inträffar i hålet där kraften appliceras. Huvudpänningen mitt på axeln, som enligt avsnitt 4.7 kommer uppta mest kraft, har en spänning som varierar från ca 15 MPa till 16.5 MPa, se figur 25. Eftersom spänningarna är så pass små jämfört med vad utmattningsgränsen är kommer ramen att hålla med god säkerhetsmarginal.

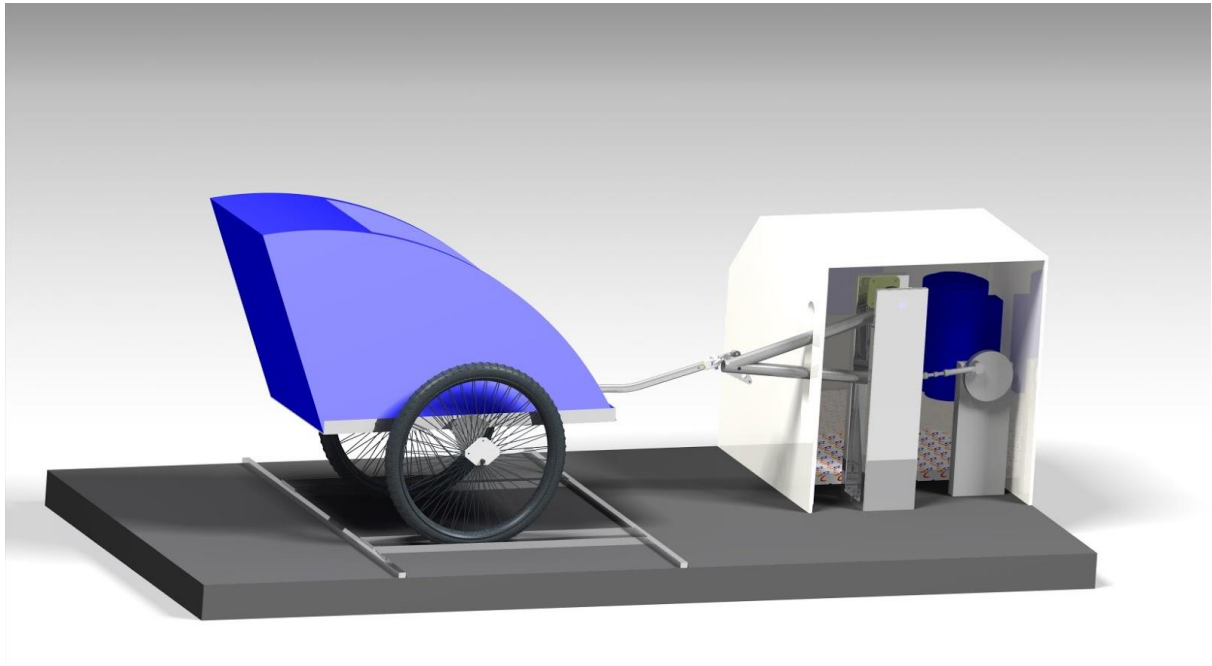


Figur 25. Figuren illustrerar ramen, var den högsta spänningen inträffar, lokal spänning och spänningens färgskala.

För att kontrollera rimligheten av resultaten beräknades spänningen i stången analytiskt på en punkt långt ifrån hålen. Det gjordes genom att dividera kraften med arean. Kraften X_1 som beräknades i avsnitt 4.7 och $A = \pi \cdot (0,017^2 - 0,015^2)$ som är tvärsnittsarean av stängerna i ramen används. Spänningen blir då $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{324,8}{\pi \cdot (0,017^2 - 0,015^2)} = 1,62 \text{ MPa}$, vilket stämmer bra överens med resultatet i CATIA.

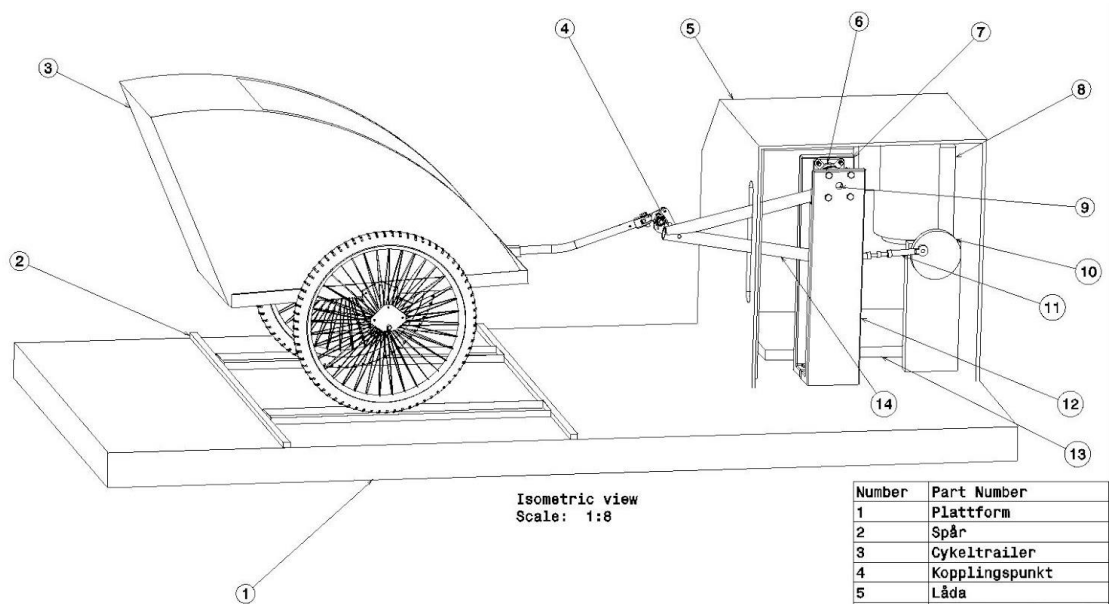
5. DETALJKONSTRUKTION FÖR SLUTGILTIGT KONCEPT

När alla komponenter var bestämda modellerades hela konceptet i CATIA. Måtten på de olika komponenterna finslipades så att de fick plats på ett bra sätt. I CATIA skapades även ritningar för de nya komponenterna samt för området där de kommer att sitta. En rendering gjordes på hela konceptet där de befintliga komponenterna modellerades ungefärligt utefter handgjorda ritningar. Vagnen i renderingen är bara en placeholder som togs från hemsidan Grabcad [5] för att visa ungefärligt hur det kommer se ut. För att kunna se insidan har baksidan på lådan tagits bort, se figur 26.



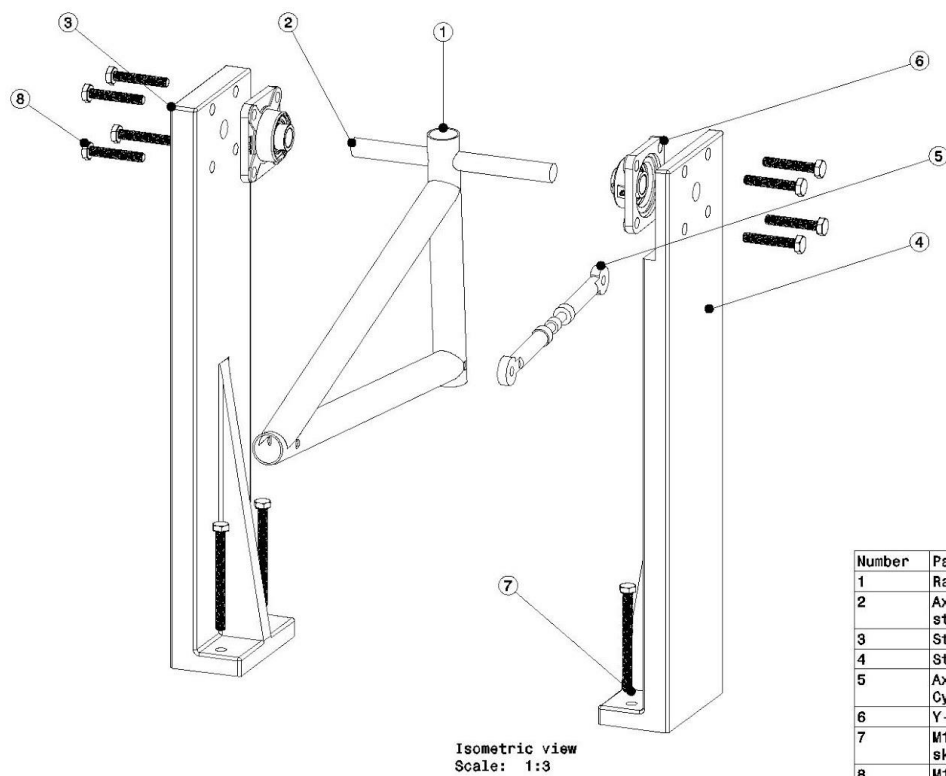
Figur 26. Rendering av slutgiltigt koncept.

En sammanställningsritning på hela testtriggen skapades där delarna numrerats och namngetts i figur 27. Delarna 1-4, 8, 10 och 13 är delar som finns på den befintliga testtriggen och inte behöver modifieras på något sätt. En sammanställningsritning har även framställts på de delar som tillkommer, se figur 28.



Number	Part Number
1	Plattform
2	Spår
3	Cykeltrailer
4	Kopplingspunkt
5	Låda
6	Y-bearing, flanged
7	Stöd utan inskärning
8	Elmotor
9	Axel, mellan ram och stöd
10	Cylindrisk skiva, med stöd
11	Axel mellan ram och Cylindrisk skiva
12	Stöd med inskärning
13	Låda med elektronik
14	Ram

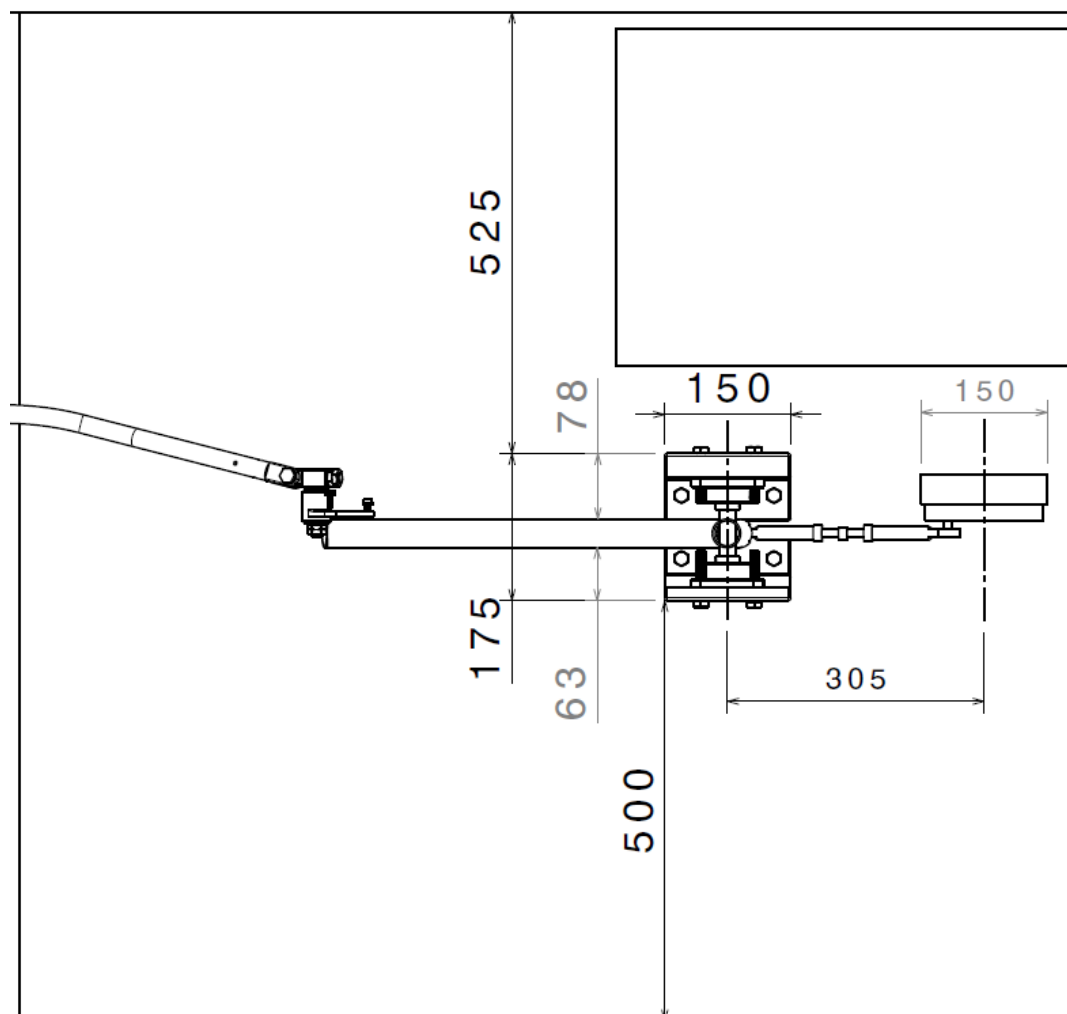
Figur 27. Sammanställningsritning av slutgiltigt koncept.



Number	Part Number	Quantity
1	Ram	1
2	Axel, mellan ram och stöd	1
3	Stöd utan inskärning	1
4	Stöd med inskärning	1
5	Axel mellan ram och Cylindrisk skiva	1
6	Y-bearing, flanged	2
7	M10x110 helgångad skruv	4
8	M10x60 helgångad skruv	8

Figur 28. Sammanställningsritning på relevanta delar i lådan.

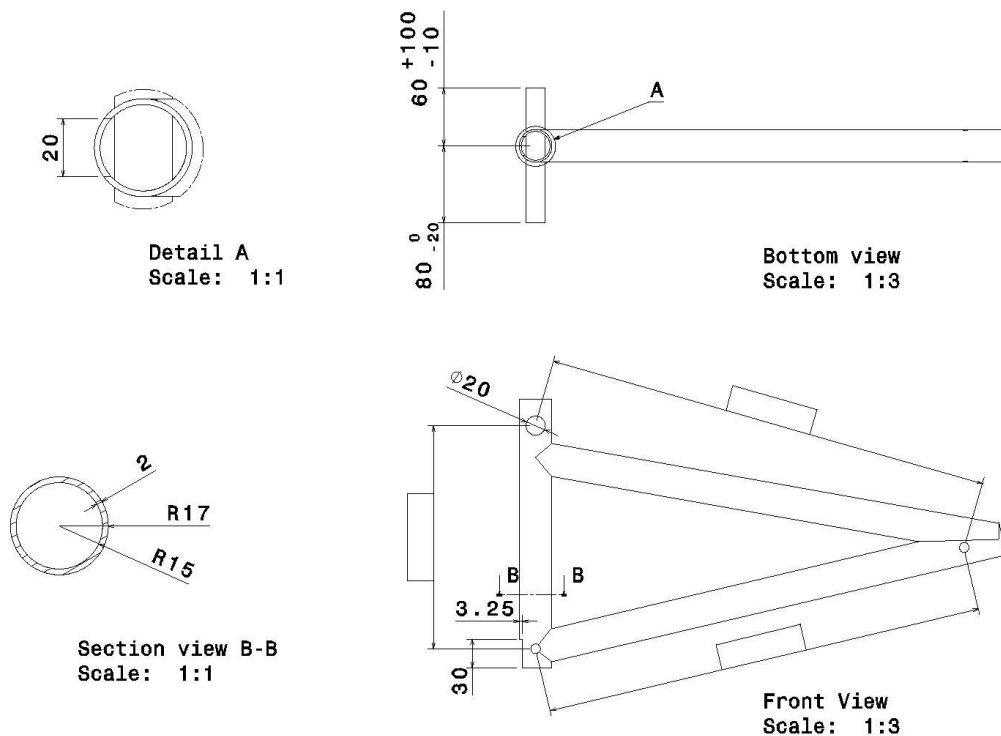
För att se hur komponenterna ska placeras på plattformen skapades en ritning med vyn ovanifrån, där lådan och motorn är dolda för att ge en tydligare bild, se figur 29. För att göra det tydligt hur de nya delarna ska sitta har avstånd måttsats med plattformen och andra befintliga delar som referenspunkter.



Figur 29. Ritning på hur komponenterna ska sitta på plattformen.

5.1 Ram

Ramen består av tre ihåliga stänger med ett cirkulärt tvärsnitt där den inre radien är 15 mm och yttre radien är 17 mm. Avstånden mellan hålen i ramen har i figur 30 markerats med rektanglar då de är extra viktiga för konstruktionen eftersom de bestämmer hur stor accelerationen kommer vara i kopplingspunkten.



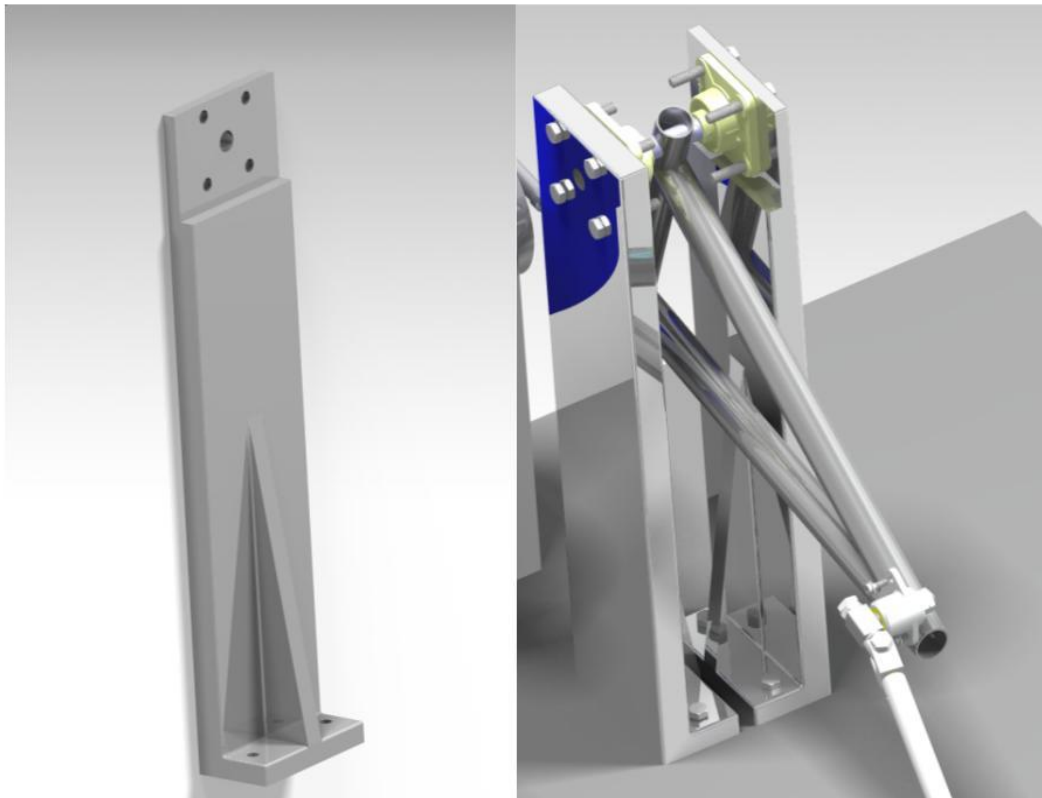
Figur 30. Ritning på ram.

Ramen kommer kopplas samman med den cylindriska skivan och befintliga axeln som går från skivan. Axeln behöver däremot förlängas från cirka 130 mm till 250 mm med en längre distansskruv vilket är viktigt då det påverkar accelerationen i kopplingspunkten till multisportvagnen. Det är också ett krav från standarden ASTM F1975-09 att den axeln ska vara 250 mm eller längre.

En inskärning på 3,25 mm in, samt 30 mm upp görs i ramen där axeln sedan kommer fästas så den kan röra sig obehindrat. I hålet längst upp på ramen kommer axeln som går mellan stöden svetsas fast. I hålet längst till höger i ramen kommer, multisportvagnen som ska testas, fästas med tillhörande infästningsanordning.

5.2 Stöden

Ramen hålls upp av två stycken stöd på var sin sida för att belasta axeln så jämnt som möjligt. För att säkerställa att stöden inte kollapsar eller rör på sig överdimensionerades de. Stöden kan fästas till plattformen med förslagsvis fyra stycken M14x110 skruvar med tillhörande muttrar. Då axeln ska kunna rotera runt sin egen axel kommer den lagras med två Y-bearing flanged kullager som i sin tur fästs på respektive stöd med förslagsvis fyra stycken M14x60 skruvar. Lagrena som valts är SKF FY 20 TF [11] och har en diameter på 20 mm för axeln, se hela dimensionsritningen i bilaga 9. Stöden liknar de som finns på den befintliga plattformen, dock är de här högre och ribborna på en av sidorna är borttagna. Eftersom det är ont om plats i lådan gjordes en inskärning på ena stödet där kullagret placeras, se figur 31.



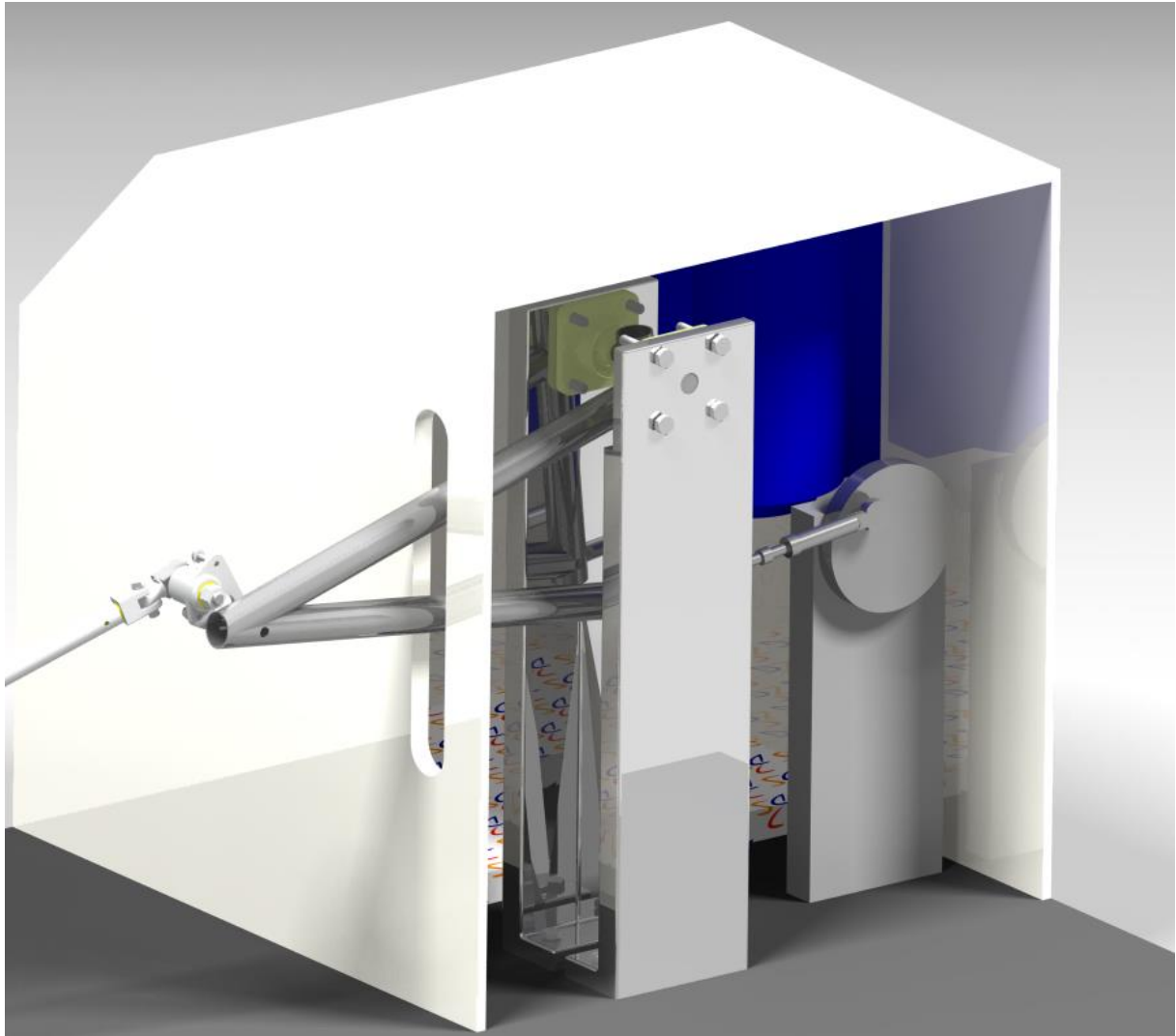
Figur 31. Rendering på ramen och stöden.

Alla mått för stöden går att se i bilaga 10 och 11. Måttet Y_C mm, mellan stödets botten och hålet för axeln som går till ramen är viktigt då det påverkar accelerationen för kopplingspunkten.

En alternativ lösning som fanns i åtanke men ansågs krånglig var att använda ett Cam follower lager [12] istället för Y-bearing flanged kullager. Ett Cam follower lager är utformat likt ett vanligt rullager men istället för att vara ihålligt i mitten där en axel skulle kunna placeras går det istället ut en gängad kort axel. På den gängade axeln fästs en distanshylsa vilket ramen kommer vila på. Ramen fixeras genom att en mutter skruvas på distanshylsan. I teorin hade den här lösningen fungerat då det finns Cam followers som enligt SKFs produktkatalog klarar av de krafter som uppstår. Dock så vägde Thule emot det på grund av tidigare erfarenheter.

5.3 Ändringar på låda

Eftersom ramen i den slutgiltiga produkten ska placeras inuti den befintliga lådan behövs det göras modifieringar på lådan. Då ramen kommer att sticka ut ur lådan, samtidigt som den rör sig upp och ner så kommer hålet behöva vara betydligt större än vad det är idag, se figur 32. Genom att simulera i CATIA var det möjligt att se om ramen slog emot lådan vilket underlättade arbetet med måttsättningen på hålet. Hålet börjar 150 mm nedanför lådans ovansida, är 350 mm högt och 50 mm brett, se ritningen i bilaga 12.



Figur 32. Rendering på insidan av lådan.

6. SLUTSATS & DISKUSSION

Det huvudsakliga målet med projektet var att hitta den geometri på ramen som gav den mest aggressiva rörelsen, det vill säga hitta den högsta accelerationen. Accelerationen i kopplingspunkten blev $4,84 \text{ m/s}^2$ vilket är en ökning på 30 % jämfört med de nominella måtten som anges i standarden ASTM F1975-09.

För att installera ramen på den befintliga testtriggen måste följande modifikationer utföras:

- De två befintliga stöden på insidan av lådan, tillsammans med axeln som löper igenom dem, tas bort.
- Hålet för axeln måste förstöras för att tillåta ramen passera genom lådans sida.
- Axeln som kommer gå mellan ramen och den roterande skivan måste förlängas till 250 mm.
- Hål måste borraras i plattformen där stöden kommer sitta.

Lösningen går därför inte genomföra på den befintliga testtriggen utan modifiering, men de modifieringar som måste utföras är små. Som slutsats kan man därför säga att testtriggen utan problem kan omkonstrueras för att fylla kraven som ställs i standarden.

En av frågeställningarna i projektet var *“Går lösningen att tillverka med befintliga maskiner och verktyg på Thule?”* och vi anser att det är fullt möjligt. För att genomföra lösningen kommer det tillkomma 19st nya komponenter varav 13st är skruvar med tillhörande muttrar. De svåraste momenten i tillverkningen är att tillverka ramen och stöden samt svetsa fast ramen på axeln. För att lyckas krävs det rätt material, tillgång till fräs och någon som är duktig på att svetsa, vilket Thule har. Maskinelement som kullager och skruvar med muttrar går förstås inte tillverka på plats och måste därför införskaffas.

Alla krav och önskemål som framkom i kravspecifikationen har uppfyllts förutom önskemål 4.1 ”Inget underhåll ska behövas”. Det beror på att kullagren kommer behöva smörjning med jämna mellanrum. Kopplingen mellan ramen och axeln kan också behöva smörjning.

Vid dimensioneringen av ramen och axeln mellan stöden tillämpades matrisformulerad förskjutningsmetod för att beräkna krafterna som uppstår i ramen. Fallet förenklades till ett statiskt problem vilket inte helt återspeglar verkligheten. De största krafterna antogs då vara rena amplitudspänningar för att kompensera vilket resulterar i en överdimensionering. Påföljden blir att resultaten för Haigh-diagrammet och FEM-modelleringen påverkas. För att få en mer exakt bild, som stämmer bättre överens med verkligheten, bör en helt dynamisk analys genomföras.

REFERENSER

- [1] American Society for Testing and Materials, ASTM F1975-09, <https://compass.astm.org/Standards/HISTORICAL/F1975-09.htm> Läst: 2017-01-20
- [2] CES EduPack (Version: 16.1.22) (2016) [Datorprogram] Granta Design Limited, Rustat House, 62 Clifton Road, Cambridge CB1 7EG, United Kingdom. Läst: 2017-04-14
- [3] Dahlberg, T. (2001) *Formelsamling i hållfasthetslära, supplement till: Teknisk hållfasthetslära 3:e upplagan*. Studentlitteratur AB, Lund.
- [4] Dglixian, <http://www.dglixian.com/HZ-1215.html> Läst: 2017-01-20
- [5] Grabcad, <https://grabcad.com/library/bicycle-trailer-for-african-safari> taget: 2017-04-18
- [6] Johannesson, H., Persson J-G., Pettersson D. (2013) *Produktutveckling: Effektiva metoder för konstruktion och design*. Stockholm: Liber.
- [7] Math Chalmers,
<http://www.math.chalmers.se/Math/Grundutb/CTH/tmv165/0506/fackverk.pdf>
Läst: 2017-02-17
- [8] Mägi, M., Melkersson, K. (2006). *Lärobok i maskinelement*. Kompendiet: Göteborg.
- [9] Olsson, S. (1998) *Formelsamling i mekanik*
- [10] Persson, G. (1999) FEM-modellering med Pro/MECHANICA. Lund: Student- litteratur.
- [11] SKF,
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/y-brg-square-flangedunits/index.html?designation=FY%2020%20TF&unit=metricUnit> Läst: 2017-04-05
- [12] SKF,
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/cam-followers-pt/index.html> Läst: 2017-04-05
- [13] Swedish Standards Institute, EN 15918:2011, <http://www.sis.se/fordonsteknik/cyklar/ss-en-159182011a12013> Läst: 2017-01-20

Bilaga 1: Kravspecifikation

Chalmers		Dokumenttyp	Kravspecifikation		
		Projekt: Redesign of bicycle trailer test			
	Utfärdare: Richard Karlsson & Kristoffer Zietek Krohn		Skapad: 2017-02-09		
	Kriterier		Målvärde	K/Ö	Verifieringsmetod
1.	Funktion				
1.1		Få en rörelse enligt standarden ASTM F1975-09		K	Handberäkningar & Matlab
2.	Prestanda under test				
2.1		Belastning på 70 kg			Hållfasthetsberäkningar
2.2		Antal cykler	100000st		Hållfasthetsberäkningar
3.	Livslängd				
3.1		minst 100 stycken tester		Ö4	Hållfasthetsberäkningar & materialval i CES
4.	Underhåll				
4.1		Inget underhåll ska behövas		Ö4	Val av komponenter
4.2		Endast smörjning av rörliga komponenter nödvändigt		K	Val av komponenter
5.	Geometri				
5.1		Geometri enligt F1975-09 standarden		K	Ritning
5.2		Ska få plats på den befintliga testriggen		Ö5	Ritning/CAD
6.	Vikt				
6.1		10% av den nominella vikten för delar i rörelse		Ö2	CAD
6.2		25% av den nominella vikten för delar i rörelse		Ö5	CAD
7.	Material				
7.1		Materialval som ej påverkar funktionen		K	CAD & CES
8.	Kundkrav				
8.1		Tillverkning möjlig inhouse		Ö3	DFA/DFM
9.	Säkerhet				
9.1		Liten risk för personskada		K	FMEA

Bilaga 2: Matlabkod för beräkning av acceleration

```
%% TEstar att göra lite saker, Just nu med funktionshandtag, @(phi)
% EXJOdBb
clc
clf
X_C=; %För att öka L1 behövs X_C också ökas, ökning: X=sqrt(L1^2-R^2)-(Xi-
1=sqrt(L1250^2+R^2)=0.5035213; för L=750
Y_C=; %Orgigo till triangelnns fästpunkt
r=0.051; %Radie på hjul
L1=;
L2=;
L3=;
L4=;

n=60; % rpm
w=2*pi*(n/60); % Vinkelhastighet, behövs för omvandla

%phi=pi/2;
psi=acos((L3^2+L2^2-L4^2)/(2*L3*L2));
a=@(phi)X_C-r.*cos(phi);
b=@(phi)Y_C-r.*sin(phi);
phi=linspace(0,2*pi,200);
f=@(phi)(a(phi).^2+b(phi).^2+L2^2-L1^2)./(2*L2);

costeta=@(phi)(a(phi).^2+b(phi).^2).^-1.*(b(phi).*f(phi)+a(phi).*sqrt(a(phi).^2+b(phi).^2-
f(phi).^2));
sinteta=@(phi)sqrt(1-costeta(phi).^2);

Y_DP=@(phi) Y_C-L2.*costeta(phi)+L3.*(costeta(phi).*cos(psi)-sinteta(phi).*sin(psi));
X_D=@(phi) X_C-L2.*sinteta(phi)+L3.*(sinteta(phi).*cos(psi)+costeta(phi).*sin(psi));

t=linspace(0,1,200);
subplot(2,3,1),plot(t,Y_DP(phi)),title('Läge i Y-led'),ylabel('läge'),xlabel('tid');
subplot(2,3,4),plot(t,X_D(phi)),title('Läge i X-led'),ylabel('läge'),xlabel('tid');
%få fram hastigheterna...
syms phi
Vy=w.*diff(Y_DP(phi));
Vx=w.*diff(X_D(phi));
Vy=matlabFunction(Vy);
Vx=matlabFunction(Vx);
phi=linspace(0,2*pi,200);
subplot(2,3,2), plot(t,Vy(phi)),title('Hastighet i Y-led'),ylabel('hastighet(m/s)'),xlabel('tid');
subplot(2,3,5), plot(t,Vx(phi)),title('Hastighet i X-led'),ylabel('hastighet(m/s)'),xlabel('tid');
```

```

% Få fram acceleration
syms phi

Ay=w.*diff(Vy(phi));
Ax=w.*diff(Vx(phi));
Ay=matlabFunction(Ay);
Ax=matlabFunction(Ax);
phi=linspace(0,2*pi,200);
t=linspace(0,1,200);
subplot(2,3,3), plot(t,Ay(phi)),title('Acceleration i Y-
led'),ylabel('acceleration(m/s^2)'),xlabel('tid')
subplot(2,3,6), plot(t,Ax(phi)),title('Acceleration i X-
led'),ylabel('acceleration(m/s^2)'),xlabel('tid')
Atot=sqrt(Ax(phi).^2+Ay(phi).^2);
Atot_max=max(Atot)
Aymax=max(abs(Ay(phi)))
Axmax=max(abs(Ax(phi)))

```

Bilaga 3: Pughs matris

Pugh-matris	Referens					
Kriterier	Koncept 1	Koncept 2	Koncept 3	Koncept 4	Koncept 5	Koncept 6
Antal komponenter	x	-1	-1	-1	0	0
Acceleration	x	-1	1	1	1	1
Lätt att montera/demontera	x	1	-1	-1	-1	-1
Får plats på plattform	x	0	-1	-1	1	1
Följer standard F1975-09	x	-1	0	0	0	-1
Hållbarhet	x	-1	0	-1	0	1
Estetiskt tilltalande	x	0	-1	0	1	1
Underhåll	x	-1	-1	-1	0	0
Modifieringar på låda	x	1	1	-1	-1	-1
Nettovärde	0	-3	-3	-5	1	1
Rangordning	#2	#3	#3	#4	#1	#1
Går vidare	Ja	Nej	Nej	Nej	Ja	Nej

Bilaga 4: Kesselringmatris 1

		Kesselring 1					
Variant		Ideal		Koncept 1		Koncept 5	
Kriterium	w	v	t	v	t	v	t
K1	5	5	25	2	10	5	25
K2	3	5	25	3	9	5	15
K3	1	5	5	5	5	3	3
K4	3	5	15	3	9	1	3
V = Σ v i		20		13		14	
V/V max		1		0,65		0,7	
T = Σ t i		70		33		46	
T/T max		1		0,47		0,66	
Rangordning		-		2		1	
Beslut		Koncept 5 är mest lämpad					
Datum: 2017-03-10		Utfärdat av: Kristoffer Zietek Krohn & Richard Karlsson					
K1=Acceleration							
K2=Säkerhet							
K3=Lätt att montera/demontera							
K4=Ändringar på eller i lådan							

Bilaga 5: Matrisformulerad förskjutningsmetod

eta=12.4892*pi/180;

ka=0.0141;

b=23.5*pi/180;

Fh=202.055;

Fv=92.632;

A=[sin(eta) cos(ka) 0 0 0 0
cos(eta) sin(ka) 0 -1 0 0
0 -cos(ka) -sin(b-eta) 0 0 1
0 -sin(ka) cos(b-eta) 0 1 0
sin(eta) 0 -sin(b-eta) 0 0 0
cos(eta) 0 cos(b-eta) 0 0 0];

b=[0; 0; 0; 0; Fv; Fh];

x=A\b

rref([A b])

↑: $F_{BV} + X_2 \cdot \cos \kappa + X_1 \cdot \sin \eta = 0$

$F_{BV} \approx 0$

→: $-F_{BH} + X_1 \cdot \cos \eta + X_2 \cdot \sin \kappa = 0$

↑: $F_{CV} - X_2 \cdot \cos \kappa - X_3 \cdot \sin(\beta - \eta) = 0$

→: $F_{CH} + X_3 \cdot \cos(\beta - \eta) - X_2 \cdot \sin \kappa = 0$

↑: $F_{DV} + X_3 \cdot \sin(\beta - \eta) - X_1 \cdot \sin \eta = 0$

→: $F_{DH} - X_1 \cdot \cos \eta - X_3 \cdot \cos(\beta - \eta) = 0$

$$A = \begin{bmatrix} \sin \eta & \cos \kappa & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cos \eta & \sin \kappa & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -\cos \kappa & -\sin(\beta - \eta) & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\sin \kappa & \cos(\beta - \eta) & 0 & 1 & 0 \\ \sin \eta & 0 & -\sin(\beta - \eta) & 0 & 0 & 0 \\ \cos \eta & 0 & \cos(\beta - \eta) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_{DV} \\ F_{DH} \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ F_{BH} \\ F_{CH} \\ F_{CV} \end{bmatrix}$$

Bilaga 6: Kesselringsmatris 2

		Kesselring 2							
Variant		Ideal		Koncept 1		Koncept 2		Koncept 3	
Kriterium	w	v	t	v	t	v	t	v	t
Hållbarhet	5	5	25	3	15	5	25	5	25
Lätt att montera/demontera	3	5	15	5	15	4	12	4	12
Behov av underhåll	3	5	15	4	12	4	12	5	15
Genomförbarhet	5	5	25	5	25	5	25	4	20
V = Σ v i		20		17		18		18	
V/V max		1		0,85		0,9		0,9	
T = Σ t i		80		67		74		72	
T/T max		1		0,84		0,93		0,9	
Rangordning		-		3		1		2	
Beslut		Koncept 2 är bäst lämpad							
Datum: 2017-04-03		Utfärdat av: Richard Karlsson & Kristoffer Zietek Krohn							

Bilaga 7: Failure Mode and Effects Analysis- FMEA

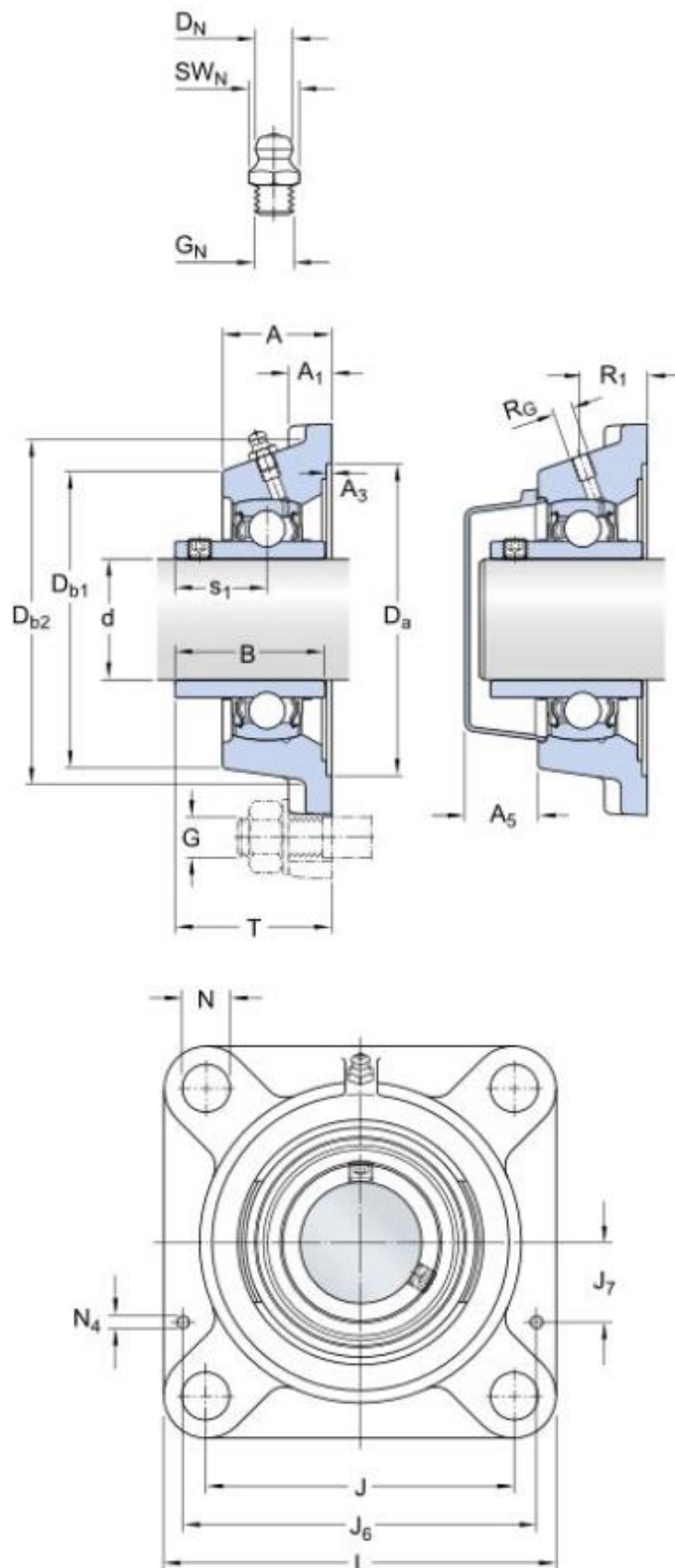
FMEA (Failure Mode and Effects Analysis - Feleffektanalys)

Funktion/Function		Utförd av/Issued by		Datum	
Utmattningstesta cykelvagn		Kristoffer & Richard		2017 03 29	
Name	ARTIKEL/PART	FELKARAKTERISTIK/CHARACTERISTICS OF FAILURE			ÅTGÄRD- Rekommenderad åtgärd/ Recommendations
		Feltyp/ Failure mode	Felorsak/ Causes of failure	Feleffekt på komponent/syst.	
Ram	Överföra rörelse	Sprickor vid svets	Hög spänning nära svetsen. Håll nära svetsen. Utmattning	Går ej användas vid omfattande sprickor	Undvika att placera håll på svets. Ordentliga svetsningar
Ram	Överföra rörelse	Deformeras / brott	Hög spänning / Utmattning	Mått ändras vilket ger förändrad acceleration. Självhämning. Obrukbar	Väl dimensionerad
Axel mellan ram och cylindrisk skiva	Överföra rörelse	Deformeras / brott	Hög spänning / Utmattning	Obrukbar	Använd bra stål
Kullager	Stödja axeln	Slitage	Utmattning	Försämrad lagring. Obrukbar	Överdimensionera. Smörjning
Stöd till ram	Håller uppe ramen tillsammans med axeln.	Deformeras / brott	Hög spänning / Utmattning	Går ej användas.	Överdimensionera. Fler än ett stöd.
Stöd till ram	Håller uppe ramen tillsammans med axeln.	Förstör plattformen	Högt moment vid infästning vilket leder till hög spänning.	Stödet kan lossna vilket gör den obrukbar	Stora bultar. Förstärkning på plattformen.
Axel som håller ram	Håller uppe ramen.	Deformeras / brott	Hög spänning / utmattning	Böjs, vilket ger ökade spänningar på kullager och ram	Väl dimensionerad

Bilaga 8: Kriterielista i CES EduPack

	Minimum	Maximum	
Young's modulus			Pa
Shear modulus			Pa
Bulk modulus			Pa
Poisson's ratio			
Yield strength (elastic limit)			Pa
Tensile strength			Pa
Compressive strength			Pa
Elongation			strain
Hardness - Vickers			Pa
Fatigue strength at 10^7 cycles	 3e7		Pa
Fracture toughness			Pa.m ^{0.5}
Mechanical loss coefficient (tan delta)			
▶ Thermal properties			
▶ Electrical properties			
▶ Optical properties			
▼ Processability			
	Minimum	Maximum	
Castability			
Moldability			
Formability			
Machinability			
Weldability	 4	5	
Solder/brazability			

Bilaga 9: Dimensionsritning på kullager SKF FY 20 TF



d	20	mm
A	29.5	mm
A ₁	11	mm
A ₃	H14 3.2	mm
A ₅	18.5	mm
B	31	mm
D _a	H11 68.3	mm
D _{b1}	57	mm
D _{b2}	63	mm
J	63.5	mm
L	86	mm
N	11.5	mm
s ₁	18.3	mm
T	37.3	mm

Threaded hole

R _G	1/4-28 UNF	
R ₁	20.5	mm

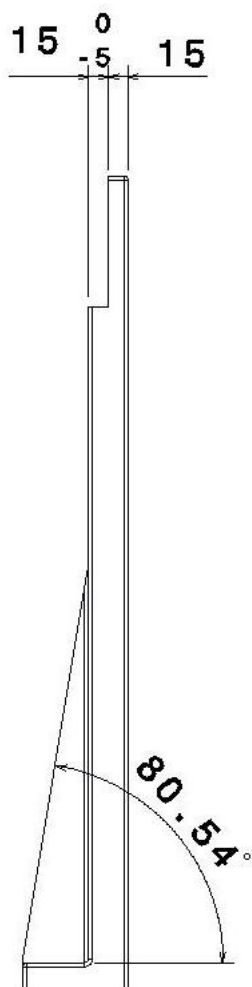
Grease fitting

D _N	6.5	mm
SW _N	7	mm
G _N	1/4-28 SAE-LT	

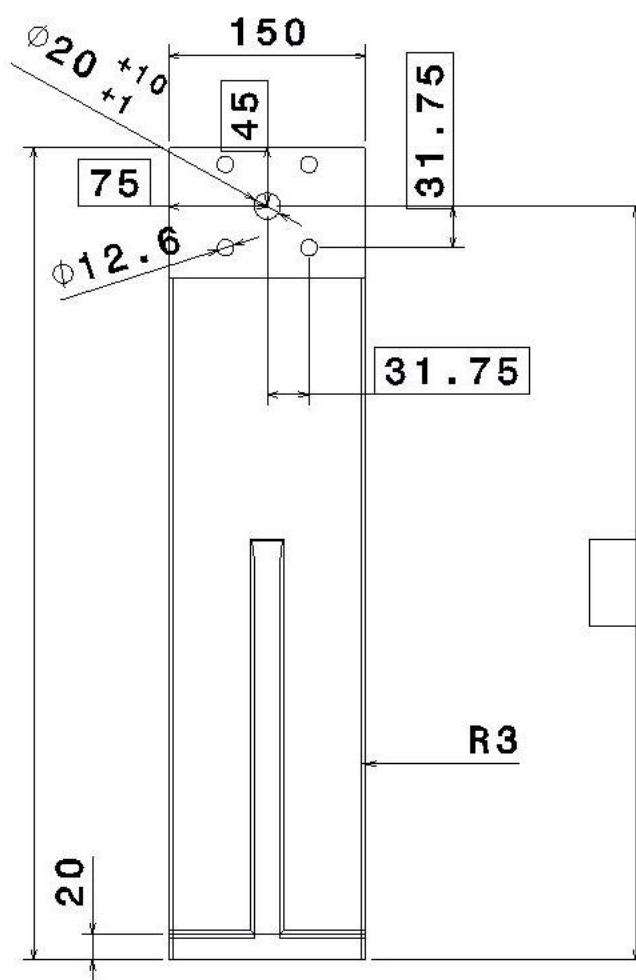
Dowel pins

J ₆	74	mm
J ₇	16	mm
N ₄	4	mm

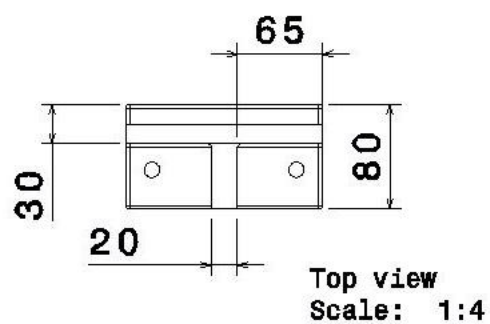
Bilaga 10: Stöd med inskärning



Right view
Scale: 1:4

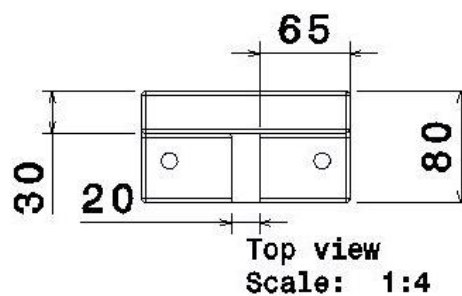
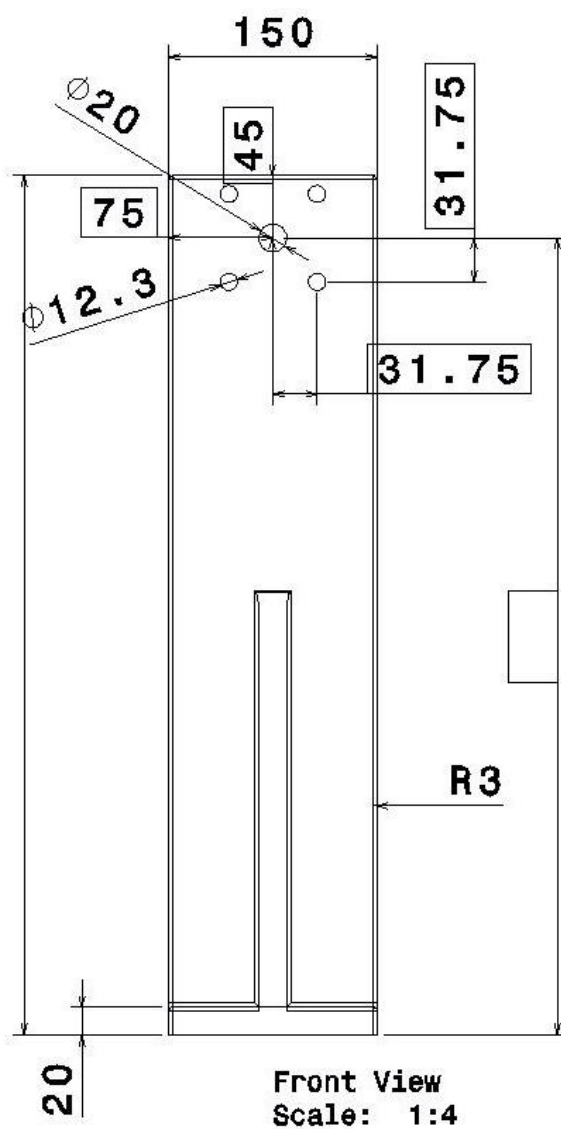
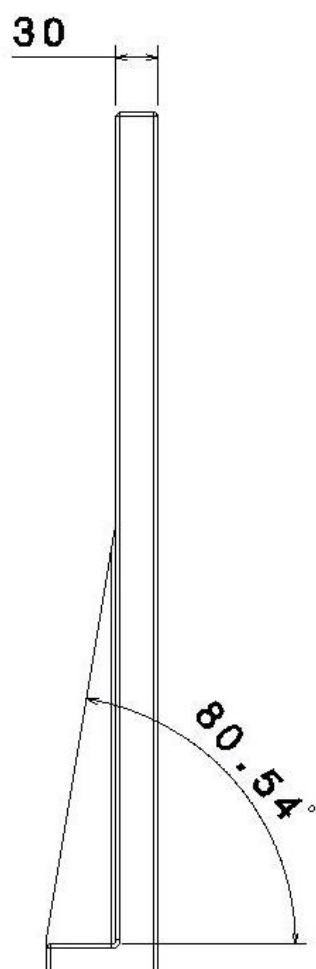


Front View
Scale: 1:4



Top view
Scale: 1:4

Bilaga 11: Stöd utan inskärning



Bilaga 12: Ritning på låda

