CHALMERS

Produktutveckling av gipsvagn

Förbättring av gipsvagnens svängradie

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör

SEBASTIAN STENBERG
BJÖRN ARLEROT

Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2016

Examensarbete 2016:01

EXAMENSARBETE 2016:01

Produktutveckling av gipsvagn

Förbättring av gipsvagnens svängradie

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör

SEBASTIAN STENBERG

BJÖRN ARLEROT

Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2016

Produktutveckling av gipsvagn
Förbättring av gipsvagnens svängradie
Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskiningenjör
SEBASTIAN STENBERG
BJÖRN ARLEROT

© SEBASTIAN STENBERG, BJÖRN ARLEROT, Sverige 2016

Examensarbete 2016:01 ISSN 1652-9901
Institutionen för Tillämpad mekanik
Avdelningen för dynamik
Chalmers tekniska högskola
SE-412 96 Göteborg
Sverige
Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Tryckeri /Institutionen för Tillämpad mekanik
Göteborg, Sverige 2016

FÖRORD

Här skulle vi vilja passa på att tacka Starke Arvid i Ljungskile för att de gav oss förtroendet att konstruera om deras gipsvagn. Vi vill skicka ett speciellt tack till Peter Barck och André Peeters på Starke Arvid för att de har avsatt tid till att hjälpa oss med arbetet.

Vi vill även tacka Peter Bövik på Chalmers som vart vår handledare och examinator under detta examensarbete.

Tack till familj och vänner som stöttat oss genom hela arbetet. Dem kämpiga perioderna blev lättare tack vare ert stöd.

Dessutom vill författarna passa på att tacka varandra för ett väl genomfört arbete.

Björn Arlerot

Sebastian Stenberg

Göteborg 2015-05-23

SAMMANFATTNING

Arbetets syfte är att konstruera om en gipsvagn för transport av gipsskivor så att dess svängradie blir, lika kort som dess föregående mindre modell, 110 cm. Detta på grund av att brukare upplevt vagnen som osmidig att framföra där den fria arbetsytan är begränsad. Det slutgiltiga resultatet skall ha så liten inverkan på gipsvagnens helhet som möjligt för att underlätta omställningar i tillverkningen.

Arbetsgången har utformats efter arbetets huvudproblem där metoder och tankesätt har hämtats från Reverse Engineering, Lean och Set-Based Concurrent Engineering. Arbetet har utförts hos Starke Arvid AB i Ljungskile vilka erbjuder byggbranschen produkter för att underlätta materialhantering.

Stora delar i arbetet bestod av att förstå hur den befintliga produkten fungerar, vilka faktorer som påverkar hur pass stor en svängradie blir, samt att utvärdera potentiella sätt att styra ett fordon. En konceptgenerering utfördes för att sedan gå till en urvalsprocess av koncepten. Därifrån togs ett tre koncept vidare för presentation och konsultation med Starke Arvid. Ett gemensamt beslut togs att fokusera på ett koncept och försöka förenkla och utvärdera det så långt som möjligt.

Arbetet resulterade i en visuell prototyp med bakomliggande beräkningar för att styrka att den tänkta lösningen når målet med en svängradie på 110 cm. Fullständiga beräkningar för hur styrsystemets komponenter skall förhålla sig har tagits fram.

SUMMARY

The purpose with this project is to redesign a lift truck for plasterboard in a way so the turning radius is the same as it’s forerunner, 110 cm. This due to users experienced the lift truck hard to maneuver in narrow spaces. The final result need to have as small impact as possible on the lift truck in whole to ease changeovers in the production.

The workflow has been fitted for the projects main problem where methods and ways of thinking have been picked up from Reverse Engineering, Lean and Set-Based Concurrent Engineering. The work has been performed at Starke Arvid AB in Ljungskile which supply the construction industry with products to ease the handling of material.

Major parts of the work consists of understanding how the existing product worked, which factors that affect the size of the turning radius, and evaluate potential ways to maneuver a vehicle. A process of generating different concepts took place and was later evaluated. From the first evaluation of concepts three concepts where further evaluated and presented to Starke Arvid. In consultation with Starke Arvid one concept was chosen to focus on, where the aim was to simplify and evaluate the design as far as possible.

The work resulted in a visual prototype with underlying calculations to prove that the design reaches the goal of a turning radius of 110 cm. Complete calculations on how the relations between the steering mechanisms components has been made.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1 Beteckningar 1
2 Inledning 2
2.1 Bakgrund 2
2.2 Syfte 2
2.3 Avgränsning 2
2.4 Precisering av frågeställning – Jobba på! 2
3 teoretisk referensram 3
3.1 Lean och SBCE 3
3.2 Reverse engineering 3
3.3 DSM 4
3.4 Ischikawadiagram 4
3.5 Tekniskt mätbara respektive upplevda egenskaper och krav 4
4 Metod 5
4.1 Produktförståelse 5
4.2 Informationssök 6
4.3 Kravspecifikation 6
4.4 Konceptgenerering 6
4.5 Urval 6
4.6 Konceptutveckling 6
5 Studie av befintlig produkt 7
5.1 Praktiska tester 7
5.2 Befintligt system 7
5.3 Påverka svängradie 9
5.4 Teoretiska studier 10
6 Informationssök 13
6.1 DoF-punkter 13
6.2 Alternativa styrsystem 13
6.2.1 Hjulaxelvridning 14
6.2.2 Hjulvridning och Ackermann-principen 15
6.2.3 Midjestyrning 17
6.2.4 Kombination av flera styrsystem 18

6.3 Konkurrensstudie ... 18
6.4 Styrsystem inom andra branscher ... 19
6.5 Patentsök ... 19
7 Kravspecifikation ... 20
7.1 Krav ... 20
7.2 Önskemål ... 21
8 Konceptgenerering ... 22
8.1 Koncept 1 ... 22
8.2 Koncept 2 ... 22
8.3 Koncept 3 ... 22
8.4 Koncept 4 ... 23
8.5 Koncept 5 ... 23
8.6 Urval ... 23
9 Vidareutveckling av valt koncept ... 25
9.1 Krav på valt koncept ... 25
9.2 Val av styrmekanism ... 25
9.3 Konstruktion av trapetsoidmekanism ... 27
9.3.1 Länkarm 1 ... 27
9.3.2 Vinkeln α ... 28
9.3.3 Vinkelförhållanden ... 30
9.3.4 Länkarm 2 och 4 ... 31
9.3.5 Länkarm 3 ... 33
9.4 Transmission mellan främre och bakre styrmekanism ... 33
9.4.1 Freudsteins ekvation ... 34
9.4.2 Diagonalstångsmekanism ... 35
9.4.3 Kraftanalys ... 38
9.5 Svängradie ... 40
9.6 Ändringar av befintliga komponenter ... 43
10 Slutsats ... 44
11 Referenser ... 45
12 Bilagor ... 46

1 BETECKNINGAR

I rapporten används en del förkortningar och beteckningar. I detta kapitel förtydligas vad dess förkortningar och beteckningar betyder. Första gången en förkortning införs i rapporten redovisas vad förkortningen står för inom parantes.

SA – Starke Arvid

L8 – Lyft 8 (modell av gipsvagn)

L8L – Lyft 8 Lång (modell av gipsvagn)

M.C. – momentancentrum (i figurer)

DoF – Degrees of Freedom (.eng)

RE – Reverse Engineering (.eng)

DSM – Design Structure Matrix (.eng)

SBCE – Set Based Concurrent Engineering (.eng)

PBE - Point-Based Engineering (.eng)

2 INLEDNING

I detta kapitel redogörs för arbetets bakgrund, syfte och avgränsningar. Dessutom preciseras intressanta frågeställningar relaterat till arbetet.

2.1 Bakgrund

SA (Starke Arvid) producerar idag två liknande typer av vagnar för transport av gipsskivor. L8 (Lyft-8) och L8L (Lyft-8 Lång). L8 introducerades först av de två vagnarna. Vagnen är anpassad för transport av den normala storleken av gipsskivor. L8L är dess efterträdare som introducerades för att klara av transport av de nya längre gipsskivorna. L8L klarar av både den normala och den längre modellen av gipsskivor och borde således kunna ersätta L8. Problemet är att L8L är större geometriskt sett, med längre avstånd mellan hjulaxlarna, som ger den en större svängradie. Detta har lett till att även L8 används för transport av gipsskivor i det längre formatet. En kortare svängradie föredras vid byggarbetsplatser där det kan finnas begränsat med utrymme.

2.2 Syfte

Arbetets syfte är att produktutveckla den större modellen (L8L) så att dess svängradie blir likvärdig L8. En kortare svängradie ger SA möjligheten att fasa ut den mindre L8-modellen och på så vis ersätta två produkter med en. Samtidigt besvaras den efterfrågan som finns hos kunder av en kortare svängradie på L8L.

2.3 Avgränsning

Gipsvagnen konstrueras endast för transport av gipsskivor. Arbetet avser ej att ta fram ett helt nytt produktkoncept eller att ändra på gipsvagnens estetiska design. Slutresultatet skall hålla sig inom samma ekonomiska ramar som L8L. En kundundersökning kommer ej att genomföras. Efterfrågan är tydlig enligt SA. Arbetet avgränsar sig från miljöanalys och tillverkningsanpassning av det slutgiltiga resultatet. Resultatet skall i största möjliga mån bestå av komponenter som kan tillverkas av SA.

2.4 Precisering av frågeställning

Arbetet avser besvara de frågor som presenteras här.

- Finns det befintliga lösningar som kan appliceras på produkten?
- Vad påverkar svängradien hos ett hjulbaserat fordon?
- Vilken typ av konstruktion använder konkurrenter?
- Kan problemet lösas genom att ändra dimensioner i hjulbasen?
- Finns det patent som förhindrar typer av lösningar?

3 TEORETISK REFERENSRAM

Detta kapitel avser att informera läsaren om den väsentliga information som arbetets struktur och metod baseras på.

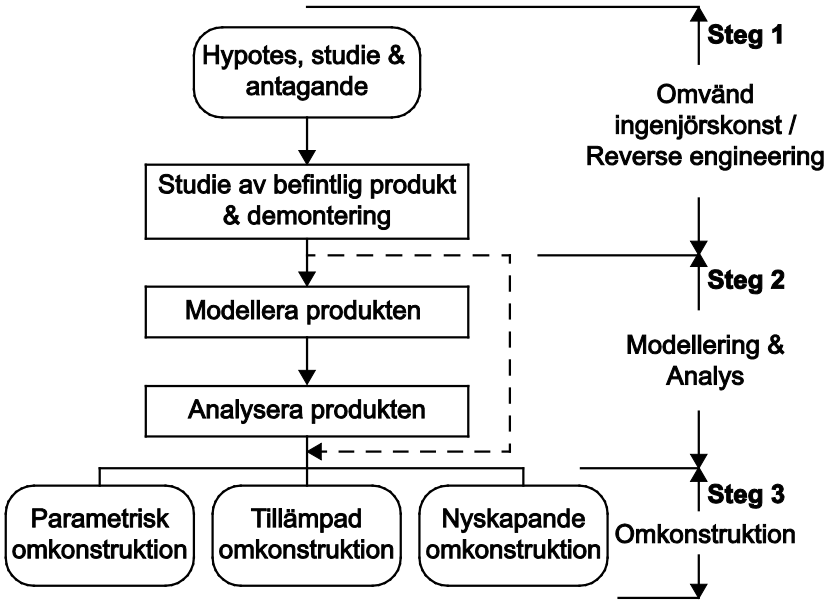
3.1 Lean och SBCE

Begreppet ”Lean” är idag välkänt inom modern styrfilosofi. Lean produktutveckling innebär i stora drag att så långt som möjligt fokusera på åtgärder som är värdeskapande. En grundtanke är att förstå kunden, och dess behov, så att fokus i utvecklingsarbetet hamnar på att uppfylla behoven. En annan grundtanke är att lärande och kunskapsgenerering som uppstår under ett utvecklingsarbete skall ses som värdeskapande. Kunskapen som erhålls kan betraktas som en resurs. Ett produktutvecklingsarbete som bedrivs med Lean-metodik genererar två typer av resultat. Det avsedda projektresultatet och ett kunskapsbidrag till projektgruppen (Johannesson, Persson, Pettersson, 2013).

SBCE (eng. Set-based concurrent engineering) är en metodik, likt Lean-metoden, som förespråkar en bredd i produktutvecklingsarbetet. Traditionella metoder som PBE (eng. Point-based engineering) förespråkar att i arbetets ingående faser eftersträva ett, och endast ett, resultat. SBCE tillåter att flera resultat får florera i arbetets faser eftersom det anses som värdeskapande. Ser man på konceptantal som ett exempel så säger den traditionella PBE-metoden att efter ett urval så ska endast ett koncept finnas kvar, medans SBCE tillåter att flera koncept finns kvar (Johannesson, Persson, Pettersson, 2013).

3.2 Reverse engineering

En av metoderna som används i detta arbete är RE (eng. Reverse Enineering). En metod som lämpar sig bra om arbetsgruppen inte har någon större erfarenhet av produkten sedan tidigare. RE förutsätter att en faktisk produkt finns att utveckla då de initiala momenten i RE går ut på att förstå den befintliga produkten. Den generella arbetsgången enligt RE kan ses i figur 3.1 (jämför gärna figur 3.1 med den faktiska arbetsgången i figur 4.1).



Figur 3.1 *Den generella arbetsgången för metoden Reverse Engineering*

Utifrån steg 1 och 2 i figur 3.1 väljs sedan hur produkten skall omkonstrueras. Parametrisk omkonstruktion (eng. Parametric Redesign), innebär att omkonstruktionen består av ändringar hos produktens parametrar, i huvudsak geometriska dimensionsändringar.

Tillämpad omkonstruktion (eng. Adaptive Redesign) innebär att funktioner tas bort eller läggs till hos produkten, men även tillämpning av nya lösningsprinciper på delsystem hos produkten.

Nyskapande omkonstruktion (eng. Original Redesign) är då ett helt nytt produktkoncept tas fram (Otto, Wood, 2001).

3.3 DSM

DSM (eng. Design Structure Matrix) är vanligtvis ett verktyg som används för analys av olika delmoment i ett projekt och hur de påverkar varandra. DSM går likväl att använda för att studera komponentsamband hos en produkt. Med hjälp av en DSM går det att få en översikt över komplexa konstruktioner och hur de ingående komponenterna påverkar varandra (Ulrich, Eppinger, 1995).

3.4 Ischikawadiagram

Ischikawadiagram används för att på ett enkelt och tydligt sätt få en övergripande bild över vilka faktorer som kan bidra till att ett problem uppstår. Ett huvudproblem definieras för att sedan kunna identifiera huvudorsaker respektive delorsaker till att problemet uppstår (Otto, Wood, 1996). I det här arbetet definieras problemet som svängradien på gipsvagnen.

3.5 Tekniskt mätbara respektive upplevda egenskaper och krav

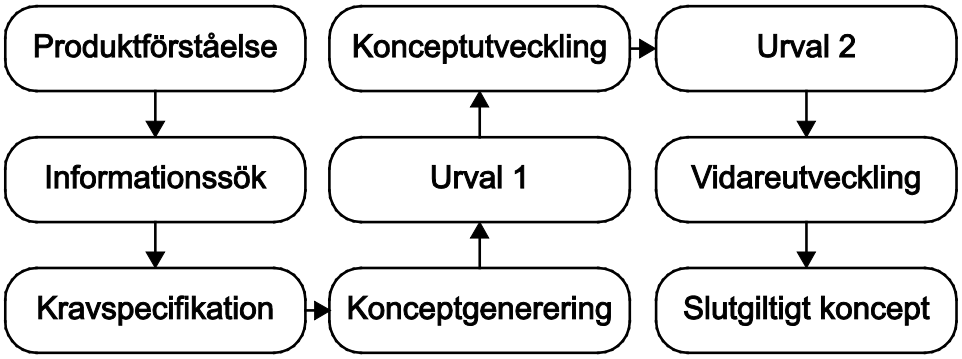
En produkt har egenskaper som kan mätas i form av teknisk mätdata eller upplevas. De upplevda egenskaperna är oftast svårmätbara. Exempel på vad som påverkar upplevda egenskaper är färg, form, produktens ergonomiska egenskaper och produktens helhetsintryck. Kraven på de mätbara egenskaperna kan i dag ses som “måsten”. De bara måste fungera på ett visst sätt. Det som skiljer konkurrerande produkter åt är de upplevda egenskaperna. Vikten av positivt upplevda egenskaper bör således finnas i tanken vid ett produktutvecklingsprojekt (Johannesson, Persson, Pettersson, 2013).

4 METOD

I detta kapitel beskrivs dem metoder som används i arbetet.

Utvecklingsprocessen inom ett produktutvecklingsprojekt varierar beroende av projektets ingående medlemmar, erfarenheter och kunskap. Att följa en standardiserad mall är inget krav. Erfarenhet och förhållandesätt gör det fullt rimligt att välja ut olika delar och moment från olika skolor och metoder och anpassa efter den egna verksamheten (Johannesson, Persson, Pettersson, 2013).

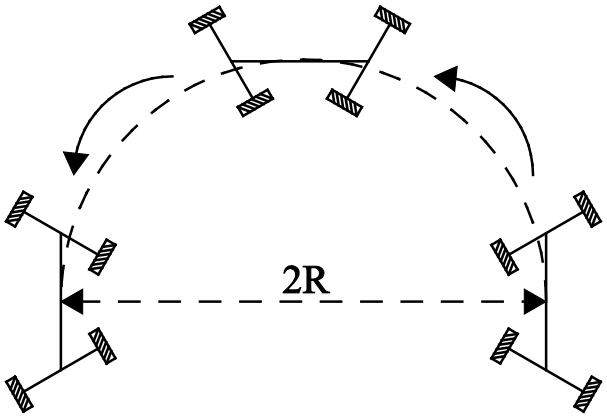
I detta arbete blandas metoderna SBCE (Lean) och RE med verktyg, som inte tydligt kan kopplas samman med en specifik skola, som DSM och Pugh-matris[1].



Figur 4.1 *Illustration över arbetets delmoment*

4.1 Produktförståelse

Enligt metoden RE måste en förståelse för hur produkten fungerar i detalj erhållas, samt jämföra hur pass bra produkten uppfyller kundens förväntningar (Johannesson, Persson, Pettersson, 2013). Detta genomfördes genom att testa båda vagnarna. L8, vars svängradie uppfyller kundens önskemål, samt L8L:s svängradie vilken upplevs för stor. Uppmätning av vagnens svängradie skedde på plant underlag och med fullt hjulutslag med hjälp av ett måttband se figur 4.2 Mätningarna upprepades ett flertal gånger på båda vagnarna för att säkerställa ett tillförlitligt resultat.



Figur 4.2 *Illustration över uppmätning av svängradie*

[1] Pugh-matris är ett urvalsverktyg för utvärdering av olika lösningar. Utvärderingen baseras på hur väl de uppfyller satta krav och önskemål.

Båda vagnarna studerades sedan på komponentnivå. Dels genom att göra en sprängskiss av L8L utifrån den CAD-modell SA erbjöd. Samt genom att studera enskilda lösa komponenter till en vagn som ej ännu var monterad. Syftet med detta var att öka förståelsen för produkten och hur den fungerar, hur komponenter fungerar i relation till varandra.

Med hjälp av sprängskissen skapades en styckeslista över produktens komponenter. Denna styckeslista ligger till grund för den DSM vilket skapades i Excel. I styckeslistan utlämnades mindre komponenter så som muttrar och bultar, detta för att försöka göra en relativt enkel och hanterbar DSM. Utifrån den färdigställda DSM:en kan produkten delas in i funktionsrealiserande moduler. Även ett Ischikawadiagram konstruerades utifrån de praktiska tester som utförts.

4.2 Informationssök

Under denna fas av arbetet är tanken att samla in så mycket nyttig information som möjligt för att få en bred kunskapsbas att stå på när det huvudsakliga problemet i arbetet skall angripas. Informationssökningen bestod dels av en benchmarking där konkurrenters produkter utvärderades efter hur väl de uppfyller kundens önskemål och krav. Den största delen i informationssökning bestod av att läsa olika publikationer som hade med svängradier att göra. Samt att undersöka hur andra fyrhjuliga fordon är konstruerade.

4.3 Kravspecifikation

Med arbetets syfte som bas, de nyvunna kunskaperna från informationssök och produktförståelsen sattes en kravspecifikation ihop. Kravspecifikationen fylls på under arbetet gång då önskemål och krav hos produkten upptäcks.

4.4 Konceptgenerering

Konceptgenereringen genomfördes med kravspecifikationen i åtanke. Med en hjälp av en enkel variant av brainstorming genererades koncept, där målet var att ta fram så många olika koncept som möjligt till kommande urvalsprocesser.

4.5 Urval

De koncept som inte uppfyller de uppsatta kraven elimineras. Kvarvarande koncept utvärderas mot varandra i en Pugh-matris för att rangordnas efter hur väl de uppfyller önskemålen. De koncept som rangordnas högst vidareutvecklas och utvärderas noggrannare. När koncepten har utvecklats ställs de inför en sista urvalsprocess som sker genom konsultation med SA, var på dem får chansen att ge sina synpunkter på vilket koncept de anser är värt att gå vidare med.

4.6 Konceptutveckling

Efter att ett slutgiltigt koncept valts återstår det att utveckla det konceptet så långt som möjligt. Genom beräkningar, ritningar och simulationer säkerställs det att konceptet uppfyller kraven. Beräkningar görs för hand och i datorprogrammet MatLab medan ritningar och simulationer sker i datorprogrammen CATIA V5 samt Adobe Illustrator.

5 STUDIE AV BEFINTLIG PRODUKT

Detta avsnitt innehåller en redogörelse för vad som kom fram under studien av den befintliga produkten. Metoden produktförståelse ligger till grund för detta kapitel.

5.1 Praktiska tester

Målet med arbetet är att L8L ska ha samma svängradie som L8. Enligt den produktinformation vilket erhölls av SA [1] [2], skall båda vagnarna ha en svängradie på 1,5m. De egna mätningarna visade något helt annat, se tabell.1. Dessvärre fanns det ingen dokumentation över SA:s mätningar att jämföra med. En annan intressant upptäckt var att svängradiens storlek skiljer sig åt beroende på åt vilket håll vagnen svänger.

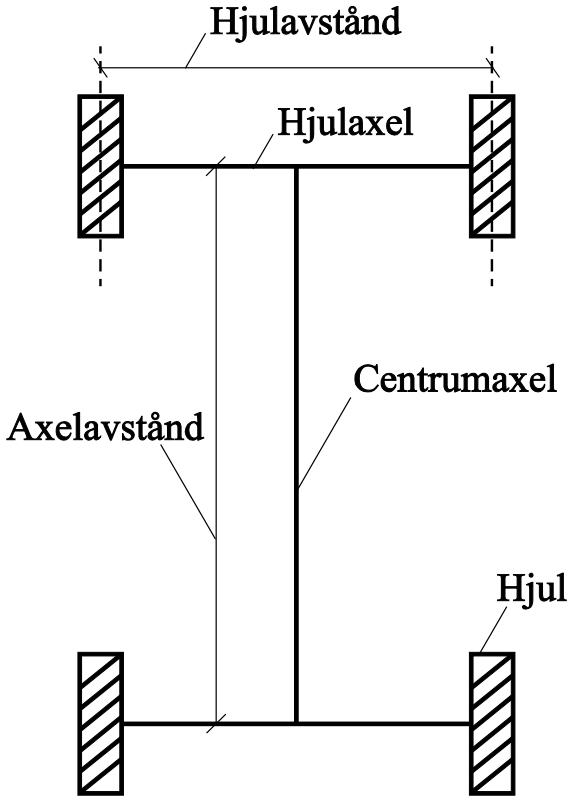
Tabell 5.1 *Tabell över uppmätta svängradier.*

Mått	**Svängradie**
L8 Högersväng	86 cm
L8 Vänstersväng	110 cm
L8L Högersväng	143 cm
L8L Vänstersväng	162 cm

För att ha ett mått på svängradien att sträva mot i arbetet valdes i samråd med SA att sikta på en svängradie som inte överstiger den största svängradien hos L8, 110 cm.

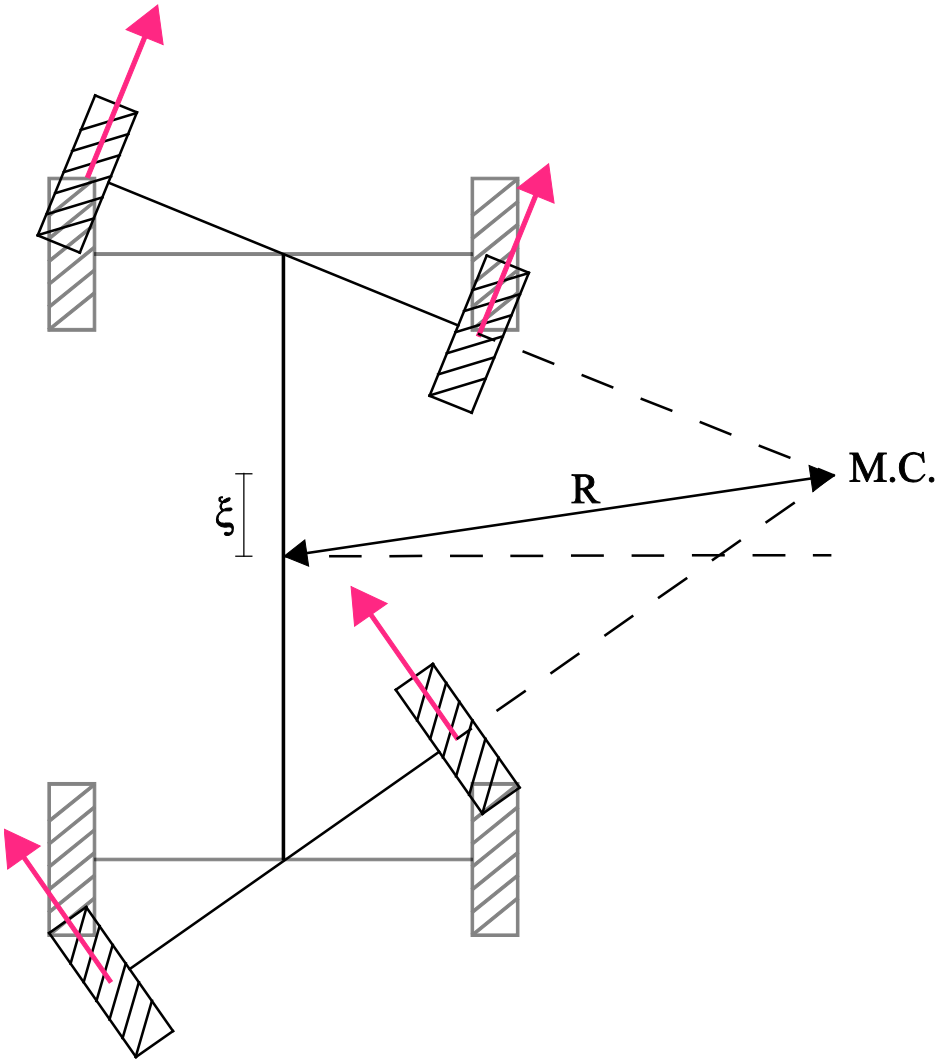
5.2 Befintligt system

En enkel övergripande illustration av vagnens konstruktion visas i figur 5.1.

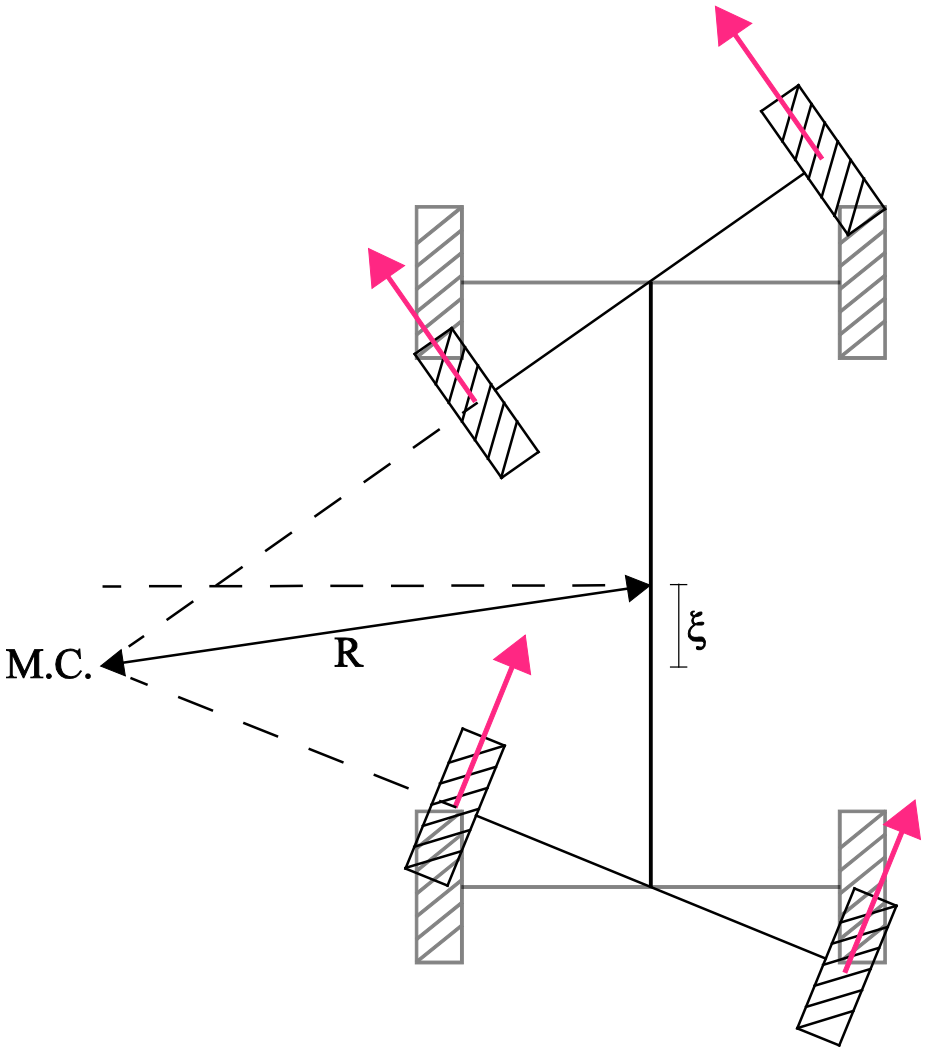


Figur 5.1 *Vagnens grundläggande konstruktion*

Hos den befintliga produkten fungerar styrsystemet så att båda hjulaxlarna kan rotera kring sin infästning i centrumaxeln, där hjulaxlarna är ledade. Normalen från respektive hjul möts i en punkt som benämns momentancentrum (M.C. i figur), se figur 5.2 och figur 5.3. Det är kring denna punkt vagnens rotation sker. Svängradien är avståndet från centrumaxelns mittpunkt ut till momentancentrum. Momentancentrums vinkelräta avstånd till normalen från centrumaxelns mittpunkt benämns ξ (Xi).



Figur 5.2 *Illustration av svängradien hos befintlig vagn vid högersväng, sett ovanifrån.*

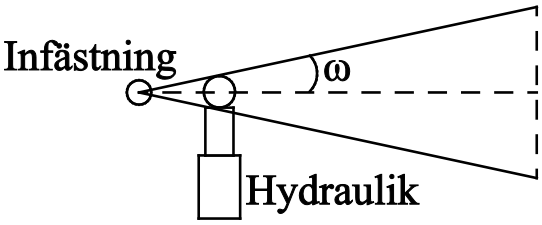


Figur 5.3 *Illustration av svängradie på befintlig vagn vid vänstersväng, sett ovanifrån.*

Vrids hjulaxlarna för mycket kommer konstruktionen bli instabil. Vid extremfallet, då hjulaxlarna blir parallella med centrumaxeln, blir vagnen extremt instabil. Styrsystemets svängradie hämmas av vagnens stabilitet. En nackdel som måste beaktas.

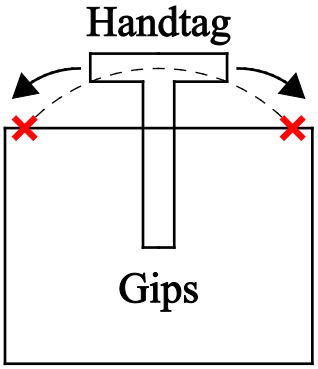
5.3 Påverka svängradie

Det absolut enklaste sättet att påverka en konstruktions svängradie är att minska avståndet mellan hjulaxlarna eller/och minska hjulavståndet. Men förändringar av dem måtten påverkar vagnen på andra vis. Minskas avståndet mellan hjulaxlarna blir problemet att hävarmen till hydrauliken blir lång, figur 5.4. En för lång hävarm gör att de stora rörelserna användaren gör, för att pumpa upp hydrauliken, blir väldigt små inne vid hydrauliken.



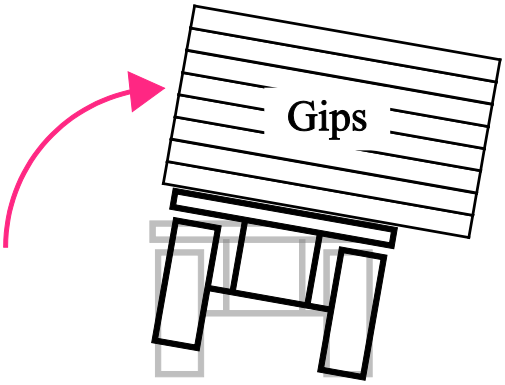
Figur 5.4 *Pumprörelsen påverkan sett från sidan*

Ett annat problem är att om styrhandtagets horisontella komponent blir för kort så kommer styrhandtaget slå i gipset när användaren försöker svänga, figur 5.5.



Figur 5.5 *Kollision mellan gips och styrhandtag*

Minskas vagnens hjulavstånd kommer vagnen bli känsligare mot fellastning. Hamnar lastens tyngdpunkt för långt ifrån vagnens tyngdpunkt kommer ekipaget att välta, figur 5.6. Risken för att ekipaget välter ökar då vagnen genomför en svängrörelse.



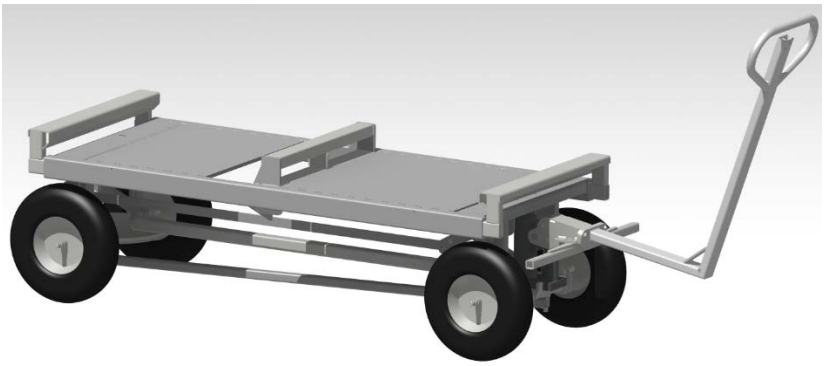
Figur 5.6 *Vältrisk om hjulavståndet blir för litet*

Med kunskap om dessa problem bevaras konstruktionens befintliga hjulavstånd och avstånd mellan hjulaxlarna.

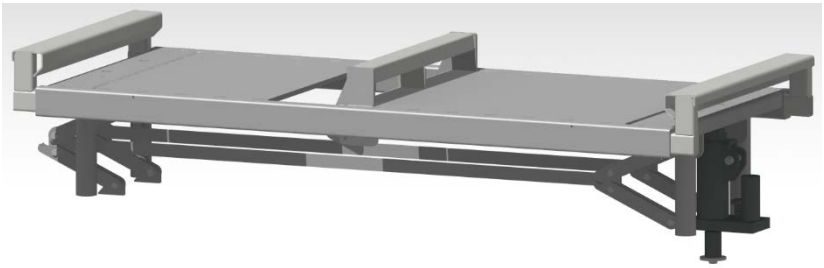
5.4 Teoretiska studier

Utifrån den CAD-modell av L8L som SA erhöll gjordes en sprängskiss och en styckeslista över produktens vitala komponenter. Se bilaga 1. I en DSM tilldelas en komponent en rad och motsvarande kolumn i matrisen. En komponents rad som delar gränsyta med en komponents kolumn markeras med ett x. När matrisens komponenter med gemensamma gränsytor kartlagts, struktureras matrisen om så gott det går till tydliga kluster med x, vilka följer matrisens diagonal, dessa kluster kallas moduler.

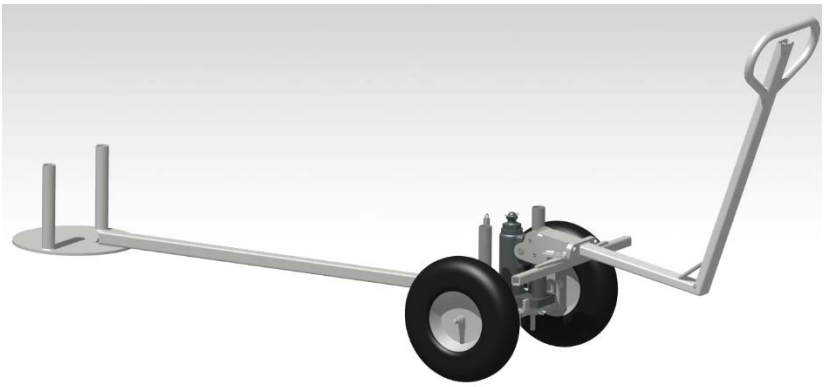
En modul är en eller flera komponenter som realiserar en funktion hos produkten. Den DSM som gjordes utifrån styckeslistan, se bilaga 2, gick att dela in någorlunda i tre moduler men där modulerna realiserar flera funktioner. Det positiva är att själva styrsystemet och vagnens ovandel går att skilja från varandra se figur 5.7-5.10. På så sätt finns det möjlighet till att konstruera om styrsystemet och behålla den befintliga konstruktionen av vagnens ovandel (Ulrich, Eppinger, 1995).



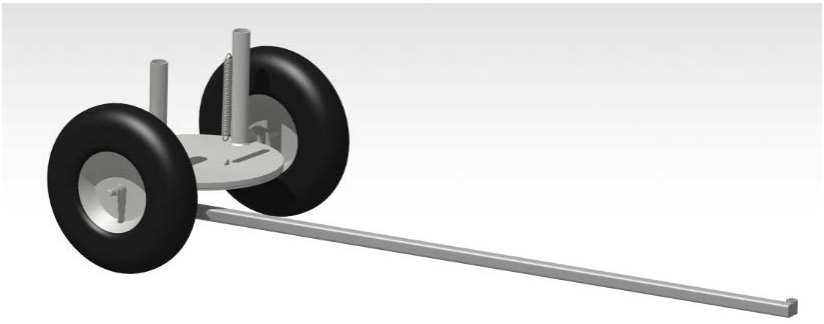
Figur 5.7 *CAD-modell av hela vagnen*



Figur 5.8 *CAD-modell av vagnens ovandel (modul 1)*



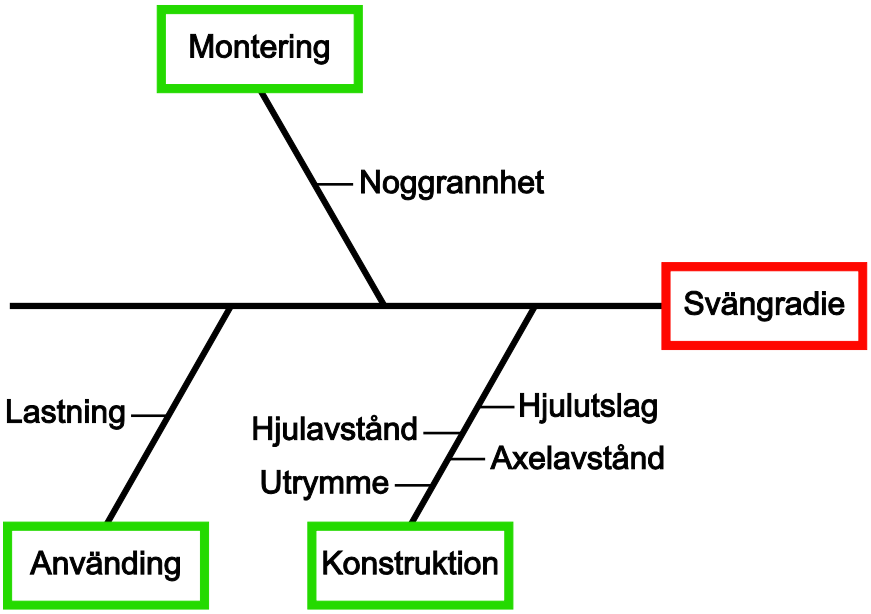
Figur 5.9 *CAD-modell av vagnens framaxel (modul 2)*



Figur 5.10 *CAD-modell av vagnens bakaxel (modul 3)*

Att dela upp produkten i moduler, kan resultera i kortare utvecklingstider och mindre risktagande vid produktutvecklingen (Johannesson, Persson, Pettersson, 2013).

Utifrån praktiska och teoretiska studier av gipsvagnarna har kunskap erhållits för vad som påverkar svängradien hos ett hjulbaserat fordon. Faktorer som antas påverka vagnens svängradie har delats in i tre kategorier, se figur 5.11. Med montering menas vad inom monteringsprocessen som kan påverka svängradien, i detta fall handlar det om hur noggrann montören är när denne monterar de olika komponenterna



Figur 5.11 *Ishikawadiagram med svängradie som huvudproblem*

Under kategorin användning och underrubriken lastning, avses hur lastningen av gipsskivor möjligtvis kan påverka svängradien. Vid lastning av långa gipsskivor kommer lasten hänga utanför vagnens lastningsyta på så vis att lasten förhindrar möjligheten att slå fullt utslag med styrstången då den kommer ta i lasten.

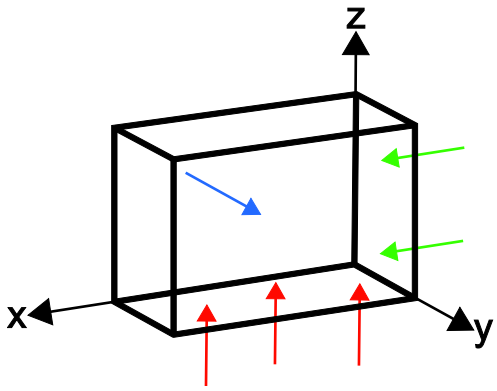
Sista kategorin behandlar området konstruktion, det är också det område som är mest intressant ur en produktutvecklings- synpunkt för just detta arbete. Hjulavstånd, hjulutslag och axelavstånd är alla tre variabler till hur pass stor en svängradie blir.

6 INFORMATIONSSÖK

Utöver den information som fås från SA och studier av den befintliga produkten behöver ytterligare kunskap erhållas. Studie av alternativa styrsystem, konkurrenter och patent ger en fortsatt god kunskapsbas.

6.1 DoF-punkter

För att låsa ett objekt i rymden krävs det att man låser objekten i dess DoF-punkter (eng. Degrees of Freedom). Varje objekt har 6 frihetsgrader, 3 translaterande frihetsgrader, x, y och z-riktning, samt 3 roterande frihetsgrader kring x, y och z-axeln. För att låsa ett objekt krävs det att samtliga 6 frihetsgrader är låsta. Det första som görs är att låsa objektet i ett plan med hjälp av tre punkter (pilar i z-led), se figur 6.1 (Johannesson, Persson, Pettersson, 2013).



Figur 6.1 *Degrees of Freedom*

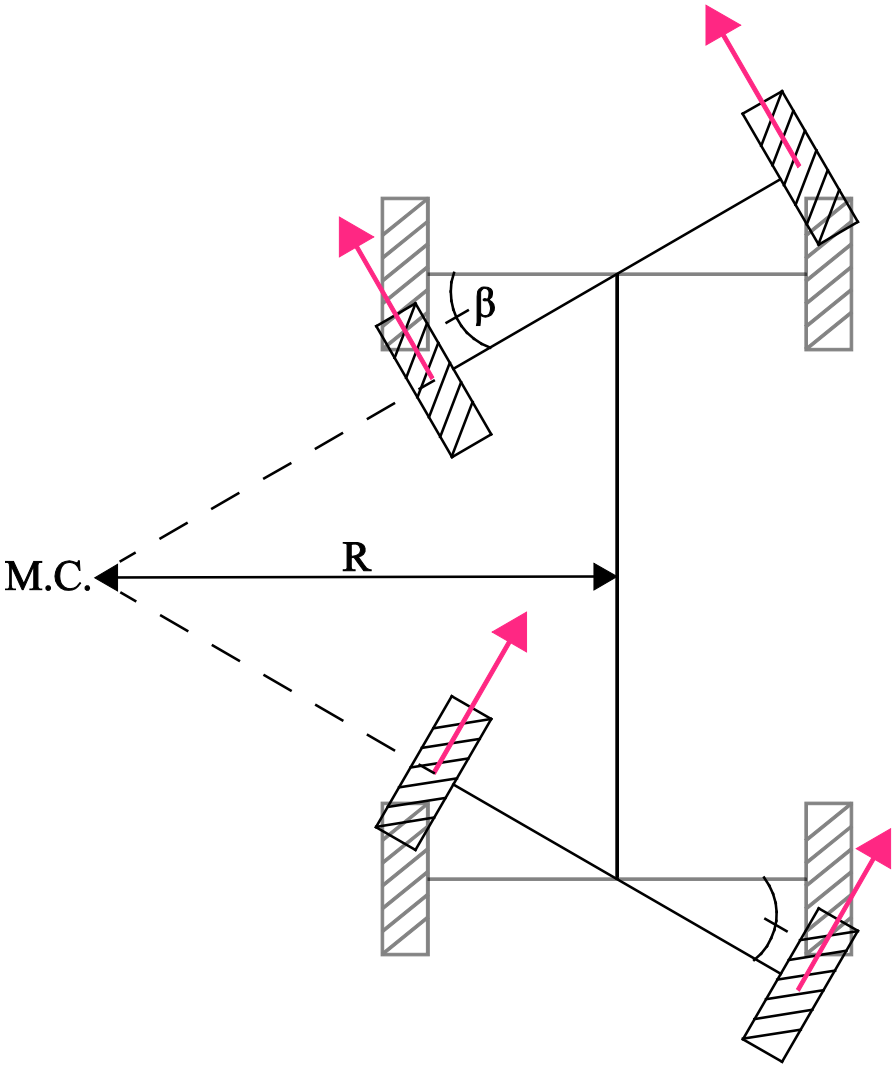
När man studerar frihetsgraderna hos vagnen får man se det som ett specialfall, då vagnen skall kunna köras i planet (xy) kan inte frihetsgraderna låsas. Hjulens kontaktpunkt med underlaget kan inte behandlas till fullo som låsta frihetsgrader. Vagnen kanske framförs på oregelbundet underlag och om en av de tre punkterna tappar kontakten med underlaget tippar vagnen, därav det fjärde hjulet som säkerhet. Hade dessa punkter vart helt låsta skulle inte rotation kring x och y-axeln kunna ske. Då det ej är möjligt finns risken att vagnen kan tippa åt något av dessa hållen. Detta bör finnas i åtanke då förhållandena mellan dessa kontaktpunkter (hjulen) bestäms. Placeras hjulen för tätt blir vagnen instabil.

6.2 Alternativa styrsystem

Tre olika typer av styrsystem (för en fyrhjulig konstruktion) studeras grundligt i detta kapitel. Ett fjärde styrsystem presenteras. Det fjärde är en kombination av tidigare tre presenterade styrsystem.

6.2.1 Hjulaxelvridning

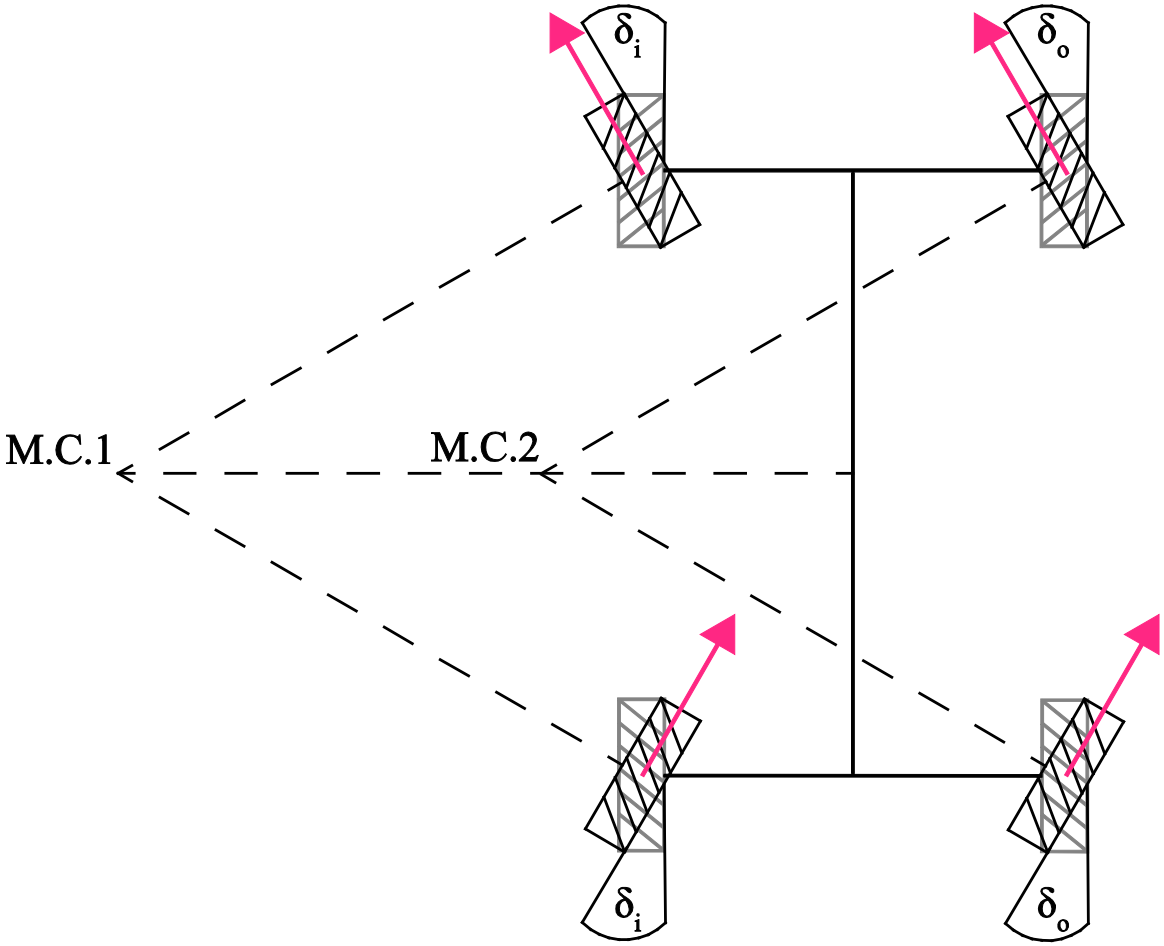
Det första styrsystem är det som används i den befintliga konstruktionen. Systemet bygger på rotation av konstruktionens hjulaxlar. Ett sådant system fungerar optimalt då bakre och främre hjulaxel vrider sig lika mycket, figur 6.2. Vrids hjulaxlarna lika mycket så finns konstruktionens momentancentrum på normalen från centrumaxelns mitt punkt. Avståndet ξ blir då noll.



Figur 6.2 *Illustration av det optimala scenariot vid hjulaxelvridning*

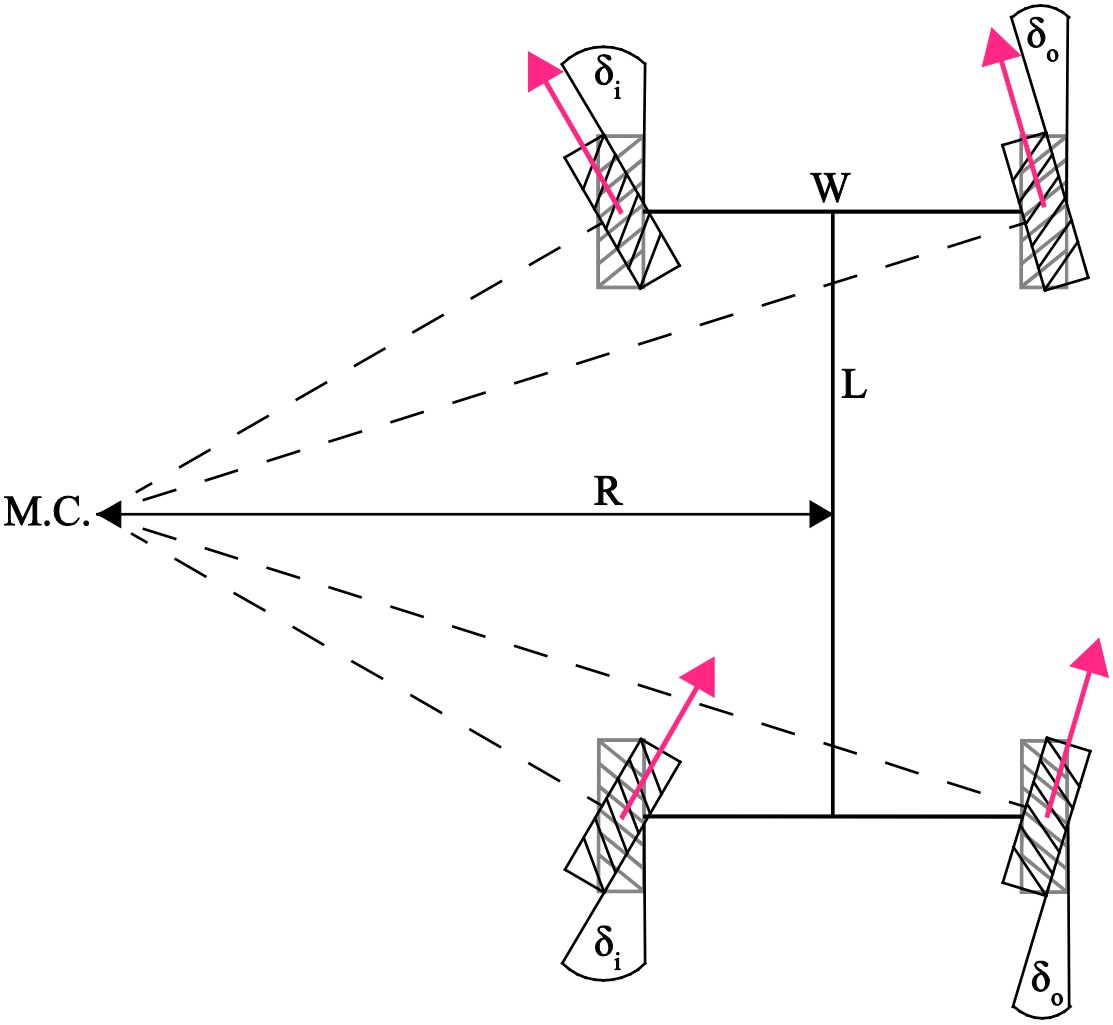
6.2.2 Hjulvridning och Ackermann-principen

En annan typ av styrsystem är då hjulen vrider sig i förhållande till hjulaxeln, figur 6.3. När de inre och yttre hjulen vrider sig samma vinkel fungerar systemet dåligt. Det inre hjulparet får ett momentancentrum och det yttre hjulparet ett annat. Hur stor konstruktionens svängradie blir beror på hur mycket de olika hjulen klarar av att slira.



Figur 6.3 *Illustration av styrning med hjälp av vridna hjul*

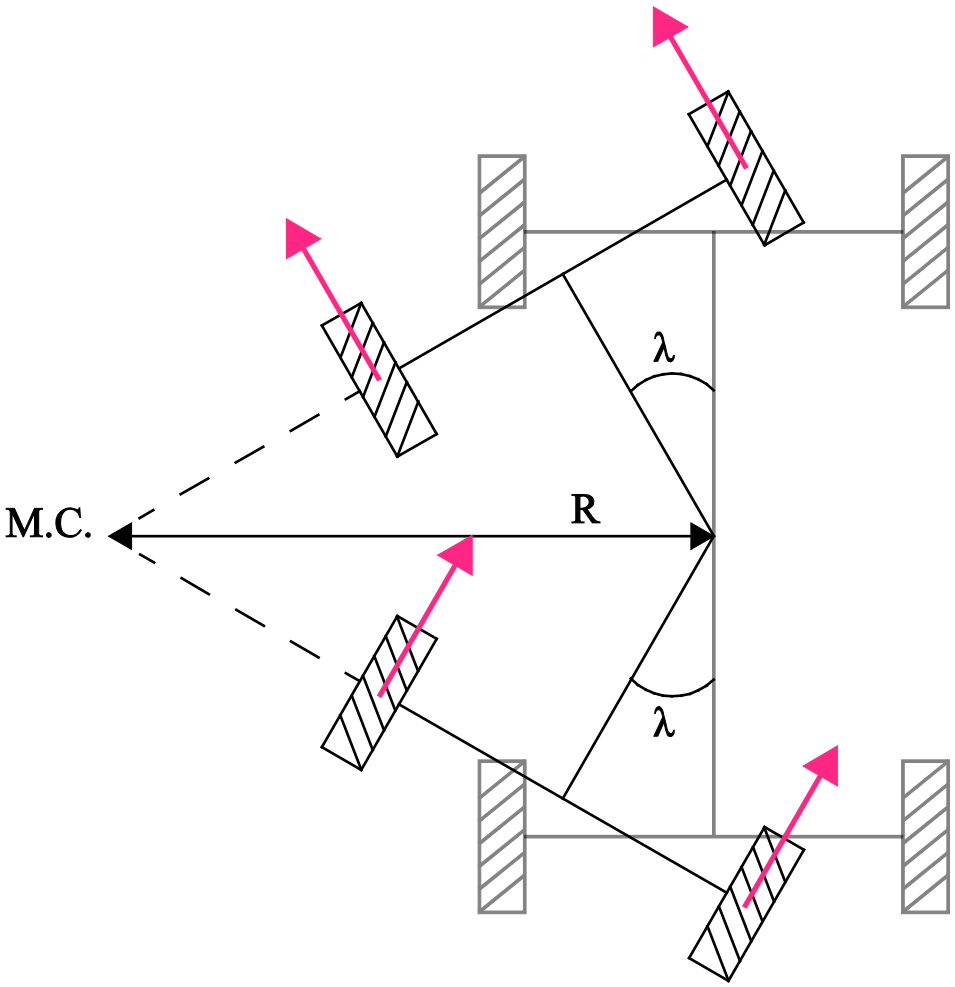
För att en konstruktion som använder hjulvridning ska fungera behöver normalen från alla hjul sammanstråla i ett gemensamt momentancentrum. Denna princip kallas för Ackermann-principen. De inre hjulen behöver vrida sig mer än de yttre hjulen.



Figur 6.4 *Illustration av Ackermann-principen sett från ovan*

6.2.3 Midjestyrning

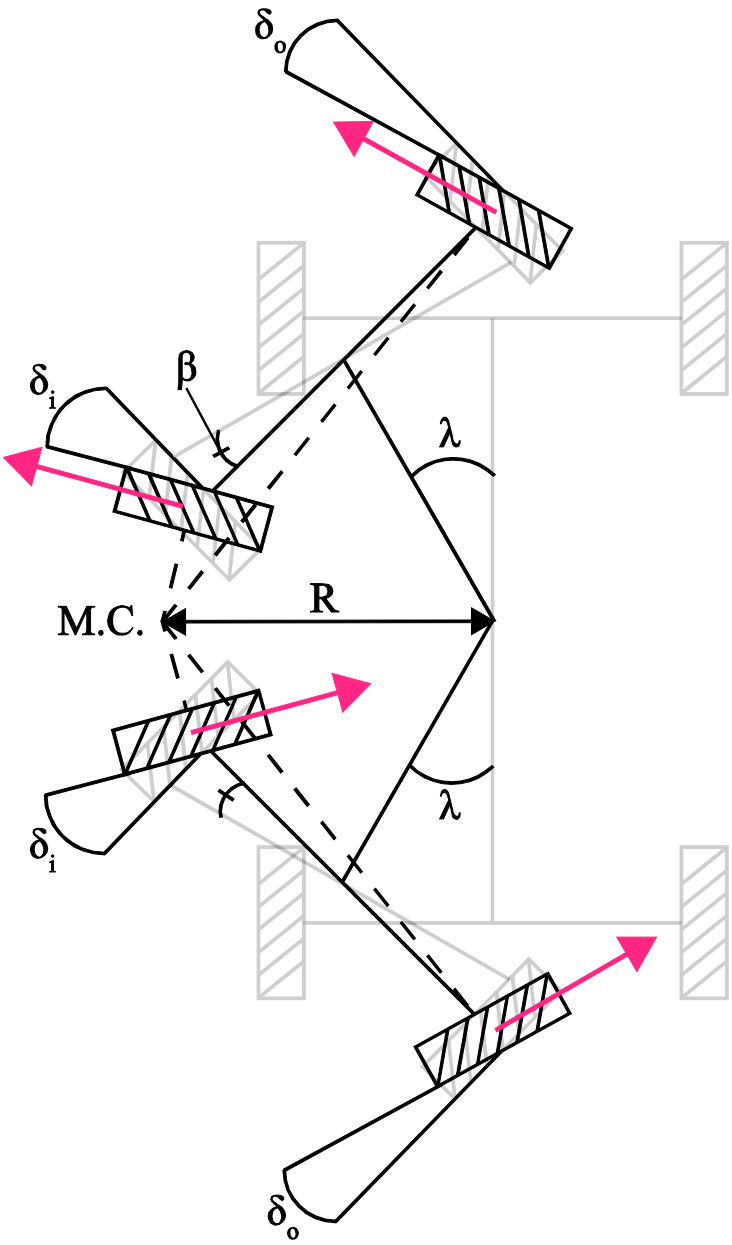
Ett tredje styrsystem är det som kallas midjestyrning. Styrning sker genom att konstruktionen ledas kring en punkt längs med centrumaxeln så att konstruktionens två delar roterar kring punkten, figur 6.5.



Figur 6.5 *Illustration av midjestyrning sett från ovan*

6.2.4 Kombination av flera styrsystem

Kombineras tidigare tre styrsystem i en och samma konstruktion uppstår en komplex variant, figur 6.6. Detta komplexa styrsystem bör i teorin ha potential till extremt små svängradier.



Figur 6.6 *Kombination av flera styrsystem*

6.3 Konkurrensstudie

För att få idéer till hur ett styrsystem kan utvecklas är ett naturligt steg att genomsöka marknaden efter liknande produkter. Få konkurrenter finns att hitta på internet. Om det beror på marknadens storlek eller att endast ett fåtal aktörer klarar av att konkurrera med varandra är inte klarlagt. Nedan presenteras konkurrenterna och dess styrsystem. De som benämns som konkurrenter behöver inte vara konkurrenter med SA på den svenska marknaden. De benämns som konkurrenter eftersom de tillverkar liknande transportprodukter. Referenser till respektive konkurrent finns att tillgå i referenskapitlet.

Konkurrent 1 – GMW

En dansk producent av gipsvagnar och andra materialhanterings-produkter [7]. Deras gipsvagnar styrs med vridning av hjulaxlarna, precis som SA:s produkter gör idag. De har en automatiserad vagn som drivs av en elmotor. Delar av konstruktionen liknar den som SA använder.

Konkurrent 2 – Liftmate

Tillverkar en vagn för transport av diverse tunga objekt [8]. Styrmekanismen använder sig av Ackermann-principen.

6.4 Styrsystem inom andra branscher

Inom andra områden och branscher finns konstruktioner som har minimala svängradier. Två av dem beskrivs nedan. Fler finns säkert att använda som exempel. Konstruktionslösningar från andra områden kan appliceras på dagens produkt alternativt ge inspiration till konstruktionslösningar som hjälper till att lösa problemet.

Stridsvagn

En stridsvagn har minimal svängradie. Detta uppstår tack vare stridsvagnens två larvfötter som kan drivas i motsatt riktning. Larvfötterna kan dels drivas i samma eller i motsatt riktning. En sådan konstruktion blir för komplex i hänsyn till dagens lösning.

Kundvagn

En kundvagn har minimal eller obefintligt svängradie. Kundvagnen använder hjul som kan rotera kring sin egen eller en närliggande axel. Lösningen med roterande hjul är helt klart intressant att studera vidare.

6.5 Patentsök

För detta arbete finns inga patent som interfererar med några potentiella lösningar/koncept. Styrmekanismer, ofta uppbyggda av elementära maskinelement så som stänger, länkarmar, kugghjul, lager, med mera är inte patenterade eller säljs av tillverkare med patent, exempelvis moderna kullager. De patent som finns inom kategorin styrning gäller främst moderna, avancerade styrsystem. Exempel på sådana styrsystem är självstyrande system, system med avancerad hydraulik eller självanpassande styrsystem som ändrar karaktär i takt med konstruktionens hastighet.

7 KRAVSPECIFIKATION

I detta avsnitt presenteras kravspecifikationen samt en kort redogörelse för vad varje krav och önskemål innebär. Ett krav är något som koncepteten *måste* klara av. Ett önskemål är något som koncepten *bör* klara av.

7.1 Krav

De krav och önskemål som satts på vagnen ses i tabell 7.1. Kravspecifikationen har fyllts på under arbetets gång.

Tabell 7.1 *Kravspecifikation för gipsvagn*

Nr	Krav	Önskemål
1	Svängradie på max 110 cm	Lika styrning
2	Dimension	Manövrering från en punkt
3	Höj- och sänkbar	Befintliga komponenter
4	Fyra hjul	Stabil
5	Bromsbar	
6	Klara 1500 kg	
7	Hanterbar för en person	

Krav Nr 1 - Svängradie

Arbetets dominerande syfte är att L8L skall ha en svängradie likvärdig L8.

Krav Nr 2 – Dimension på last

Anledningen till att SA tog fram L8L var för att kunder skall kunna hantera gipsskivor av olika dimensioner. Därav bör ett krav vara att så skall även det resulterande konceptet göra.

Krav Nr 3 – Höj- och sänkbar

Den befintliga vagnen är försedd med manuell hydraulik för möjligheten till att höja och sänka lasten. Vagnen bör vara höj- och sänkbar för att på ett smidigt sätt kunna last av och på gipsskivor.

Krav Nr 4 – Fyra hjul

Vagnens stabilitet beror på dess kontaktpunkter med underlaget. Fyra hjul och lika många kontaktpunkter gör det möjligt att skapa en stabil vagn som kan framföras på ett säkert sätt.

Krav Nr 5 – Bromsbar

Ett säkerhetskrav då vagnen skall kunna lastas med 1500 kg måste det finnas möjlighet att bromsa vagnen om den kommer i oönskad rörelse.

Krav Nr 6 - Maxlast 1500 kg

Lastkrav satt av SA.

Krav Nr 7 – Hanterbar för en person

En vagn kan styras i planet av en person om det i varje stund finns en referenspunkt att styra vagnen kring. Viktigt att vagnen kan kontrolleras lätt i planet för att inte få vagnen på oönskade banor.

7.2 Önskemål

Önskemål Nr 1 – Lika styrning

Den befintliga konstruktionen gör att beroende på åt vilket håll vagnen svänger varierar storleken på svängradien. Dessutom blir vagnen framhjulsstyrd åt ena hållet medan åt det andra bakhjulsstyrt.

Önskemål Nr 2 – Manövrering från en punkt

Styrning, bromsning och höj- och sänk funktionen skall alla vara möjliga att utföra från en och samma punkt.

Önskemål Nr 3 – Befintliga komponenter

Befintliga komponenter som inte påverkar svängradien kan fortsatt användas. Detta för att minska förändringar i produktionen och fortsatt använda samma underleverantörer av komponenter och material.

Önskemål Nr 4 – Stabil

Den befintliga konstruktionen gör att hjulens avstånd till varandra och till vagnen ändras beroende på hjulutslag. Ett önskemål är att hjulens position skall förbli konstant relativt vagnen för att på så sätt ytterligare säkra vagnens stabilitet.

8 KONCEPTGENERERING

Nedan presenteras de koncept som togs fram genom brainstorming, som sedan gick vidare till att utvärderas i olika urvalsmatriser. Själva konceptgenereringens fokus låg på att komma på alternativa styrsystem.

8.1 Koncept 1

Detta koncepts styrsystem kan jämföras med Volvos hjullastare [3] eller Stigas åkgräsklippare [4], där fordonet är midjestyrt. Det vill säga, fordonet är ledat på mitten för att åstadkomma en snäv svängradie.

8.2 Koncept 2

Koncept 2 skiljer sig ganska markant mot det befintliga styrsystemet, här har vagnen försetts med fyra stycken länkhjul, se figur 8.1. Länkhjul är i vardagen vanligt på till exempel kundvagnar [5] och skrivbordsstolar [6].

Figur 8.1 *CAD-modell av koncept 2*

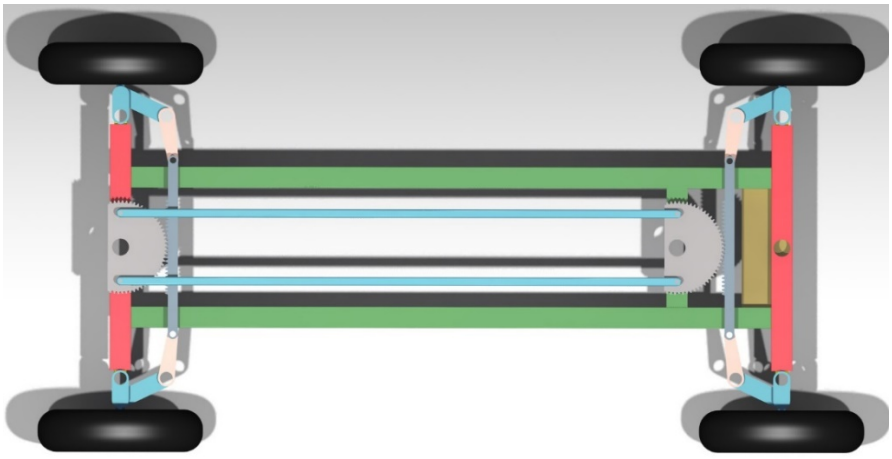
8.3 Koncept 3

Till skillnad från koncept 2 har koncept 3 försätts med ytterligare ett hjulpar på vagnens mitt, se figur 8.2. Dessa hjul i mitten kan inte som länkhjulen rotera kring sin egen axel.

Figur 8.2 *CAD-modell av koncept 3*

8.4 Koncept 4

Koncept 4 bygger på den princip vilket kallas Ackermann styrgeometri. Med hjälp av olika länksystem i styrningen kan Ackermann-principen uppnås. Konceptet som ses i figur 8.3 är ett så kallat ”Rack & Pinion”-system som till vardags används flitigt till styrsystem inom bilindustrin, men då oftast på ett hjulpar.



Figur 8.3 *CAD-modell av ”Rack & Pinion”- systemet*

8.5 Koncept 5

Koncept 5 var det koncept som SA själva föreslog. Genom att ändra olika dimensioner i det befintliga styrsystemet så som hjulavstånd, axelavstånd och hjulutslag, skall en mindre svängradie erhållas.

8.6 Urval

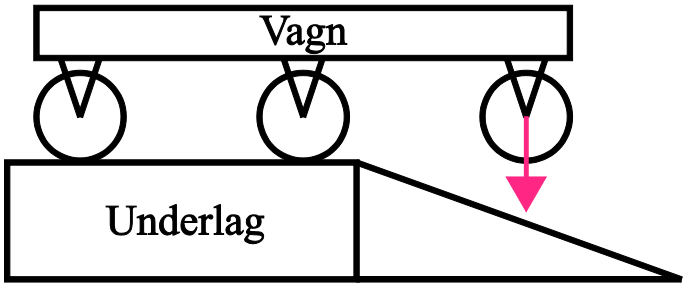
Den Pugh-matris som var till grund för den första urvalsprocessen går att ses i figur 8.4 Matrisen ledde till att koncept 1 och 2 lämnades medan koncept 3, 4 och 5 togs vidare till konceptutveckling. Kravspecifikationen ligger till grund för Pugh-matrisen. Krav benämns kriterium i figur 8.4.

Kriterium	Alternativ					
	Referens	1	2	3	4	5
Kriterium 1		+	+	+	+	+
Kriterium 2		0	0	0	0	0
Kriterium 3		0	0	0	0	0
Kriterium 4		0	0	0	0	0
Kriterium 5		0	0	0	0	0
Kriterium 6		0	0	0	0	0
Kriterium 7		0	-	0	0	0
Önskemål 1		+		+	+	0
Önskemål 2		-		0	0	0
Önskemål 3		-		0	0	0
Önskemål 4		-		-	+	0
Summa +		2		2	3	1
Summa 0		6		8	8	10
Summa -		3		1	0	0
Nettovärde		-1		1	3	1
Rangordning		4		2	1	2
Vidareutveckling		Nej	Nej	Ja	Ja	Ja

Figur 8.4 *Pugh-matris*

Koncept 1 som var den midjestyrda vagnen fallerade på önskemål 2, 3 och 4. Förenklat så fallerar den på att styrsystemet är rörligt i förhållande till vagnens överdel, på ett sådant sätt att konstruktionssvårigheter upplevdes för komplicerade för att gå vidare med konceptet. Koncept 2, som hade fyra länkhjul, ansågs inte klara krav 7 då de fyra hjulen är länkhjul kan den vara svår att manövrera på ett lutande underlag.

De återstående 3 koncepten modellerades i Catia V5 och presenterades för SA. För och nackdelar med respektive koncept lades fram. Det som talade för Koncept 3 är att det är en enkel konstruktion med liten svängradie. Nackdelarna är om vagnen skall köras över ett krön, då finns det risk att vagnen agerar likt en gungbräda över krönets kant, figur 8.5. Samt att vagnen inte kommer följa brukarens rörelsemönster till fullo.



Figur 8.5 *Gungbrädeeffekt då koncept 3 framförs över oregelbundet underlag*

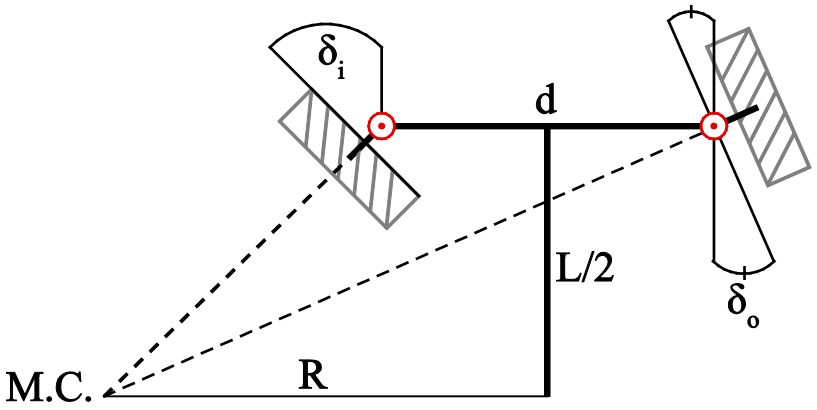
Efter dialog med SA lades koncept 3 åt sidan, och valet stod mellan koncept 4 och 5. Här resonerade SA att de visste att koncept 5 förmodligen fungerar men att en närmre studie av koncept 4 är mer intressant i deras perspektiv. Med detta som underlag valdes alltså koncept 4 ut som det konceptet vilket skall vidareutvecklas.

9 VIDAREUTVECKLING AV VALT KONCEPT

Detta kapitel innehåller de fortsatta studier som gjordes inom Ackermann-konceptet, koncept 4. Från sista urvalet sattes målet att förenkla koncept 4 så mycket som möjligt.

9.1 Krav på valt koncept

Uppsatt mål med arbetet var att konstruera en vagn med en svängradie på 110 cm. Målet är tydligt i sig, men det säger ingenting hur mycket hjulen behöver vinklas. Utifrån figur 9.1 kan ett värde för inre- respektive yttre hjulets vinkel beräknas. Beräkningen sker med antagandet att hjulen i den främre styrmekanismen vrider sig lika mycket som respektive hjul i den bakre styrmekanismen.



Figur 9.1 *Beräkning av krävda hjulvinklar*

Ekvationen för det inre hjulet (ekvation 1) ger att det inre hjulet ska vrida sig 41,4°.

$$\delta_i = \cot^{-1}\left(\frac{2R-d}{L}\right) \tag{1}$$

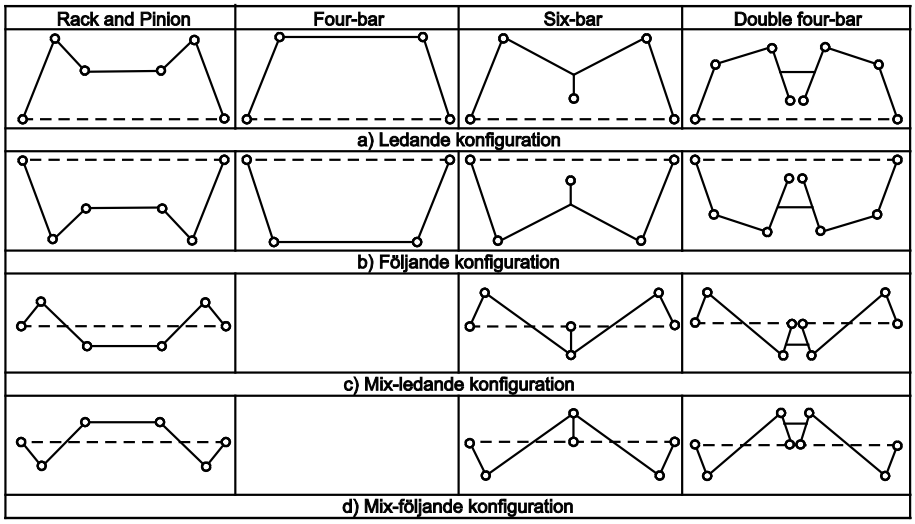
Ekvationen för det yttre hjulet (ekvation 2) ger att det yttre hjulet ska vrida sig 30,7°.

$$\delta_o = \cot^{-1}\left(\frac{2R+d}{L}\right) \tag{2}$$

9.2 Val av styrmekanism

Det finns flera olika sätt att konstruera en styrlänkmekanism som följer Ackermann-principen med tillräckligt god marginal. En enkel konstruktion som i alla lägen följer Ackermann-principen exakt går inte att konstruera. Däremot går det att konstruera styrlänksmekanismer som följer Ackermann-principen med tillräckligt god marginal (Jazar, 2014, s 464). Konstruktioner som korrekt följer Ackermann-principen har vanligtvis stora dimensioner (De Juan, Sancibrian & Viadero, 2012, s 1034).

De Juan, Sancibrian och Viadero (2012) presenterar fyra kategorier av styrlänkmekanismer, med olika varianter av varje mekanism, figur 9.2.



Figur 9.2 *Olika typer av styrlänkmekanismer*

Deras rapport avser att optimera olika typer av styrlänkmekanismer för framhjulsstyrda fordon. Fordonen har andra geometriska begränsningar än L8L och L8. Trots andra geometriska förutsättningar och endast framhjulsstyrning så ger rapporten en god fingervisning om olika styrmekanismers potential. Resultatet redovisas enkelt i tabell 9.1. Varje styrlänkmekanism går att optimera tillräckligt bra för arbetets ändamål. En, två graders felmarginal är överkomligt. Valet av styrlänkmekanism behöver således inte baseras efter strukturell noggrannhet.

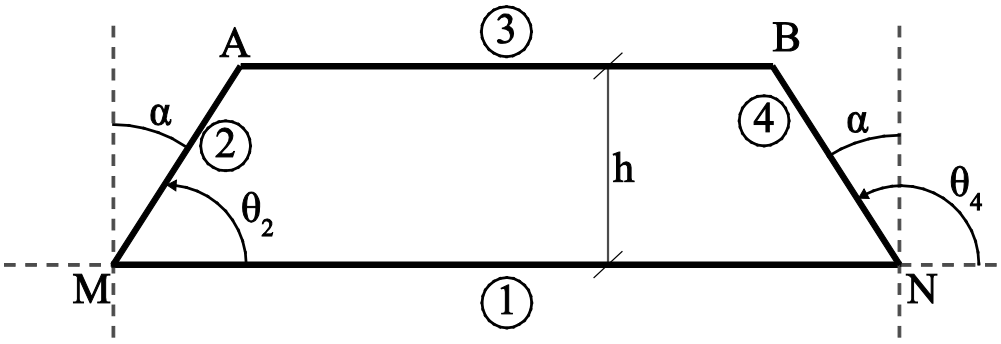
Tabell 9.1 *Resultat från studier av De Juan, Sancibrian och Viadero*

Typ av styrlänkmekanism	**Strukturell felmarginal i grader**
Ledande rack and pinion	0,024
Mix-följande rack and pinion	1,48
Four bar ledande	1,22
Four bar följande	1,64
Six-bar mix-ledande	0,021
Six-bar mix-konfiguration	1,54
Double four-bar ledande	0,25
Double four-bar följande	1,49

I konceptgenereringsfasen konstruerades ett koncept med ”Rack and Pinion”-mekanismen. Målet efter det andra urvalet var att förenkla koncept 4. Den absolut enklaste styrmekanismen är den som kallas för ”Four-bar” eller trapetsoidmekanism. Mekanismen har enklast geometri och minst antal ingående komponenter. Styrmekanismen har funnits sen 1800-talet (Jazar, 2014, s. 403) och är vanligt förekommande. Baserat på styrmekanismens enkelhet och dess tillräckligt låga felmarginalspotential så väljs trapetsoidmekanismen ut som den styrmekanismen som fortsatt kommer studeras. För främre hjulaxel väljs en följande konfiguration och för bakre hjulaxel en ledande konfiguration. Detta görs för att styrmekanismerna ska ha sina länkarmar under vagnen.

9.3 Konstruktion av trapetsoidmekanism

En mekanism som består av fyra länkarmar kallas enkelt för fyrlänkmekanism. Trapetsoidmekanismen är således en typ av fyrlänkmekanism. Mekanismen ingående länkarmar numreras enligt figur 9.3. Vinkeln α och längden av länkarm 1, 2, 3 och 4 behöver bestämmas. Detta sker i efterföljande underkapitel.



Figur 9.3 *Trapetsoidmekansimens ingående länkarmar*

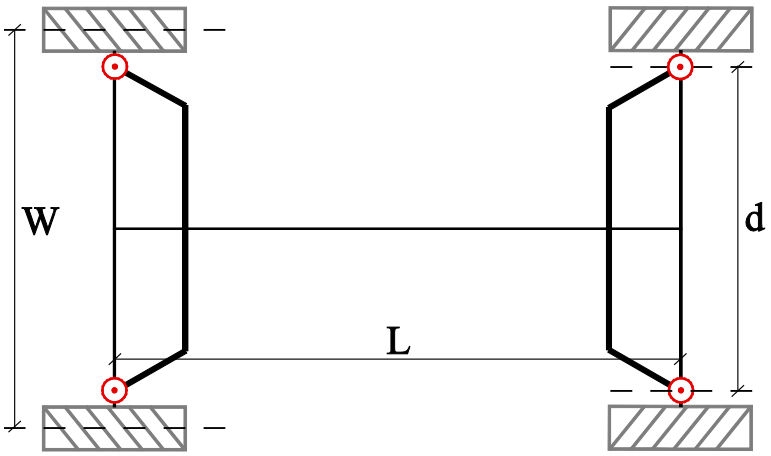
Längden av varje länkarm framgår i tabell 9.2. Trapetsoiden konstrueras symmetriskt så att styrmekanismen fungerar likadant oberoende av vilket håll vagnen svänger åt. Symmetri i detta fall innebär att längden av länkarm 2 och 4 är lika.

Tabell 9.2 *Förhållande mellan länkarm och dess längd*

Länkarm	Längd
1	d
2	a
3	b
4	c

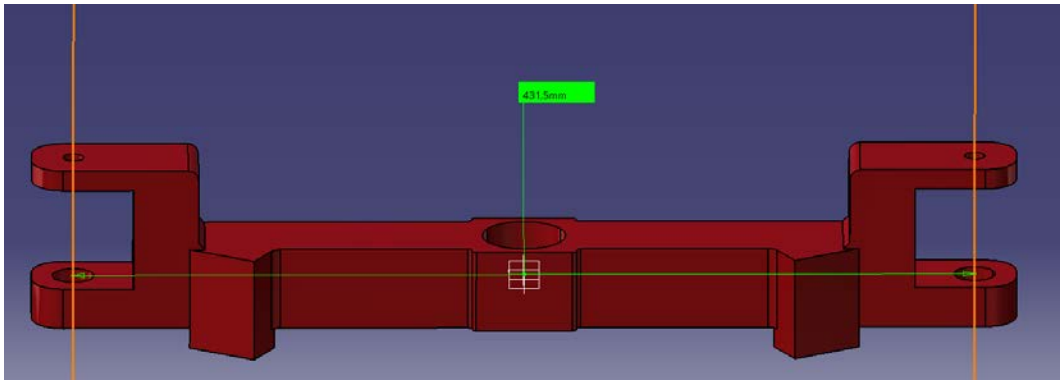
9.3.1 Länkarm 1

Längden av länkarm 1 styr övriga mått i trapetsoiden. En optimal trapetsoid utnyttjar sin fulla potentiella längd, det vill säga dess längd sträcker sig mellan två hjuls respektive centrumlinjer, figur 9.4.



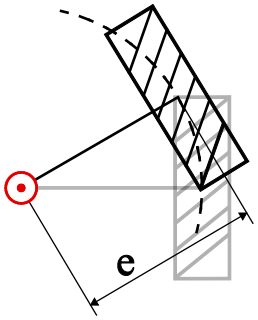
Figur 9.4 *Två typer av trapetsoidmekanism*

Längden kan minskas av konstruktionsmässiga skäl. Men en förminskning av längden gör att det blir tyngre för användaren att styra vagnen (Jazar, 2014, s. 416). En kompromiss måste genomföras så att komponenter kan konstrueras i nödvändiga dimensioner samtidigt som längden på länkarmen 1 ska maximeras för optimala styregenskaper. Avståndet mellan två hjuls centrumlinjer, längs samma normal, betecknas W. Alltså bör differensen mellan W och d minimeras. I figur 9.5 redovisas den komponentkonstruktion som används. Längden (d) på länkarm 1 är 431,5 mm. Bredden (W) mellan hjulens centrumlinjer är samma som på dagens befintliga konstruktion av L8L, nämligen 581 mm.



Figur 9.5 *Konstruktion av komponent som avgör avståndet d*

Varje hjul roterar med en radie (e=74.75 mm) kring en parallell axel (parallell med hjulets genomgående centrumaxel), figur 9.6.

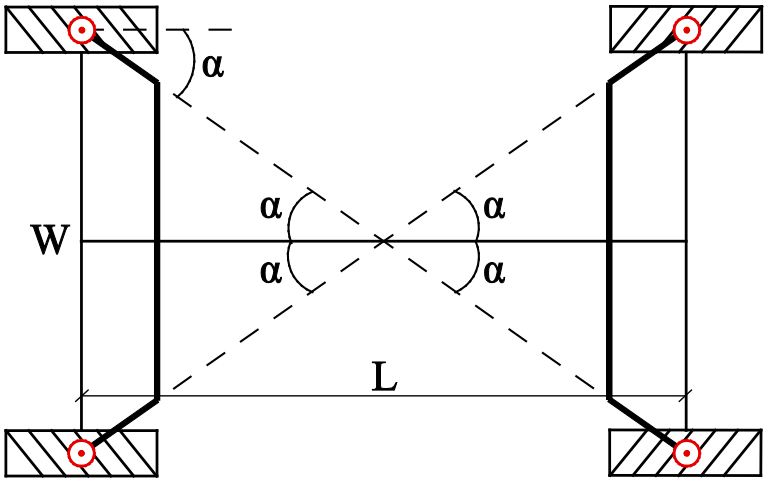


Figur 9.6 *Avstånd (e) mellan centrum av hjul och rotationsaxel*

9.3.2 Vinkeln α

Vinkeln α styr hur väl trapetsoiden kommer fungera i relation till Ackermann-principen. En matematisk optimeringsprocess av vinkeln α går att utföra om hög precision av styrsystemet krävs. En sådan optimeringsprocess presenteras av Jazar (2014) för ett framhjulsstyrt system. Vidare rekommenderar författaren att en sådan optimeringsprocess inte behöver genomföras för tillräckligt bra resultat. Istället används förenklingen av att ange vinkeln α till ett gradtal som gör att centrumlinjerna för länkarm 2 och 4 sammanstrålar vid bakre axels mittpunkt. Metoden avser ett framhjulsstyrt fordon och inte ett fyrhjulsstyrt fordon som används i detta arbete. En förenkling är i många fall tillräckligt bra. I detta arbete krävs inte en exakt styrmekanism, vilket motiverar en förenkling. En optimeringsprocess utesluts.

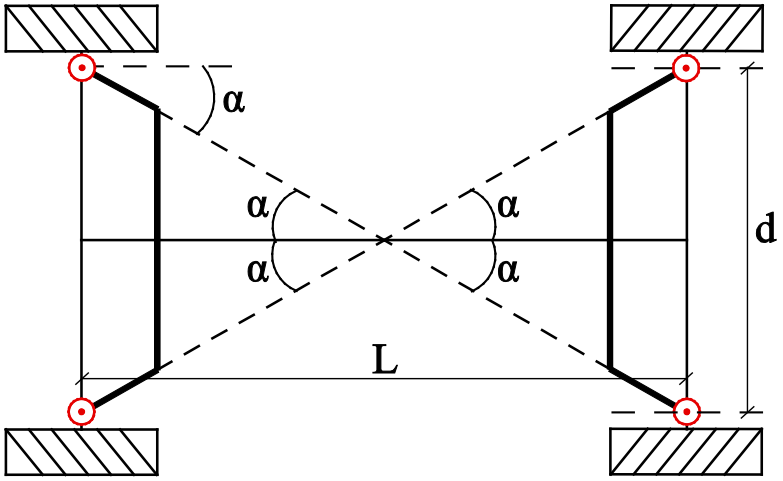
I artikeln (Arvind, 2013) presenteras en metod för bestämning av vinkeln α, då man använder sig av ett fyrhjulsstyrd fordon som ska följa Ackermann-principen. Ur figur 9.7 härleds ekvation 3.



Figur 9.7 *Härledning av vinkeln α vid maximerade trapetsoider*

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{W}{L}\right) \tag{3}$$

Här används en trapetsoid som sträcker sig mellan de båda hjulens centrumlinjer. Rotation kommer ske genom axlar som ligger i samma linje som hjulens centrumlinje (illustreras med röda ringar). En sådan konstruktion kan skapa problem för konstruktören, vilket konstaterades i tidigare avsnitt. Konstrueras trapetsoiden på ett smalare vis (enligt tidigare avsnitt) så flyttas rotationsaxlarna ut i en friare rymd, figur 9.8.



Figur 9.8 *Härledning av vinkeln α vid anpassade trapetsoider*

Anpassas ekvation 3 så fås ekvation 4.

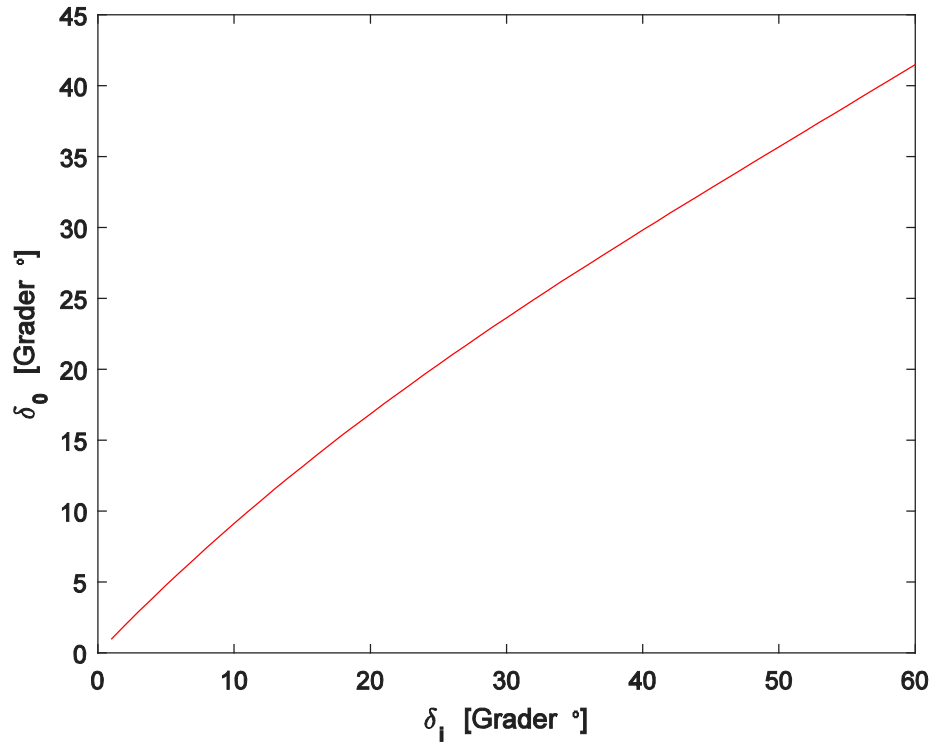
$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{d}{L}\right) \tag{4}$$

9.3.3 Vinkelförhållanden

Med hjälp av geometri kan ett enkelt samband användas för att bestämma δ_o, ekvation 5. Ekvation 5 härleds ur ekvation 1 och ekvation 2.

$$\delta_o = \cot^{-1}\left(\cot(\delta_i) + \frac{2d}{L}\right) \tag{5}$$

Anges δ_i ett bestämt värde så återfås ett relaterat värde av δ_o. Anges δ_i som ett intervall så återfås ett intervall av δ_o. δ_i anges intervallet [1,60] (intervallet begränsas till 60 grader eftersom större vinklar inte anses nödvändiga) vilket genererar ett intervall i δ_o. För varje värde på δ_i finns ett relaterat värde av δ_o som följer Ackermann-principen perfekt. Vinklarna är alltså ideala vinklar. För att förenkla uträkningen anges δ_i som en vektor inom intervallet [1,60] med lika många steg som vektorns längd, alltså 60. I figur 9.9 ses dem ideala värden av δ_i och δ_o plottade mot varandra.



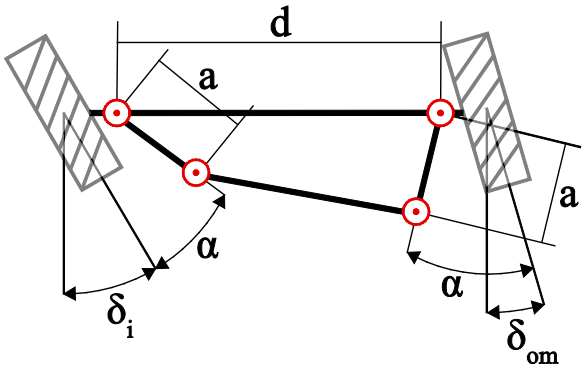
Figur 9.9 *Förhållande mellan δ_i och δ_o*

Förhållandet bildar inte en linjär funktion, vilket betyder att det inte finns något linjärt samband mellan δ_i och δ_o. Dessutom konstateras att funktionens derivata avtar, vilket gör att differensen mellan δ_i och δ_o ökar i takt med att δ_i blir större.

9.3.4 Länkarm 2 och 4

Längden av länkarm 2 och 4 betecknas gemensamt med bokstaven a, eftersom längden på de båda länkarmarna är lika. Förhållandet mellan den inre vinkeln (δ_i) och den yttre vinkeln (δ_{om}) i en trapetsoidmekanism ges av den implicita funktionen, ekvation 6 [2] (Jazar, 2014, s. 393).

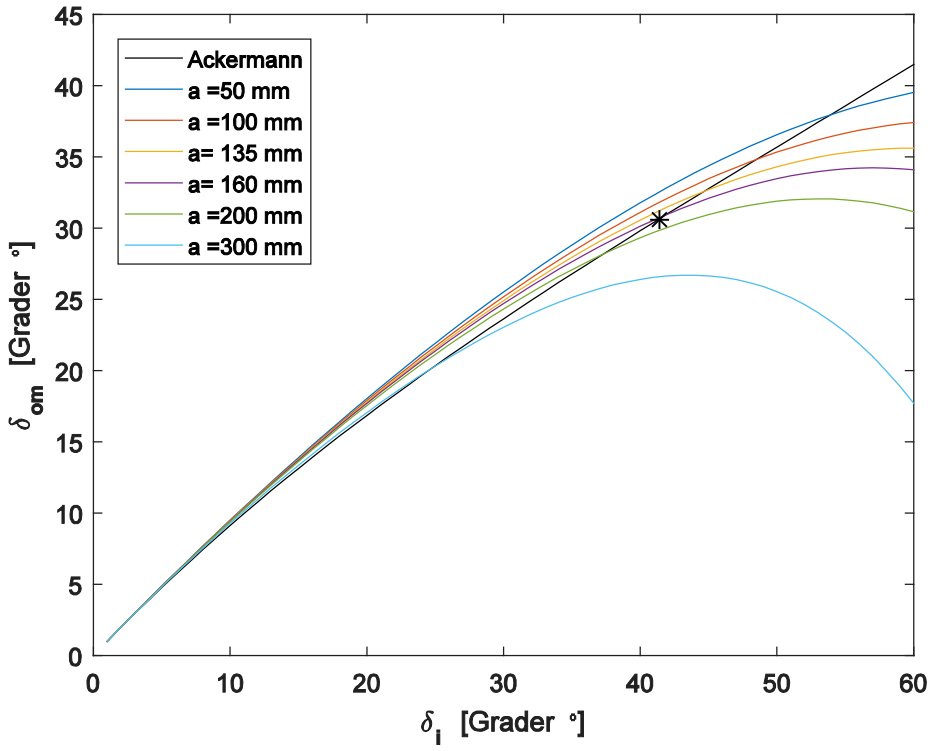
$$\sin(\alpha+\delta_i)+\sin(\alpha-\delta_{om})=\frac{d}{a}-\sqrt{\left(\frac{d}{a}-2\sin(\alpha)\right)^2-\left(\cos(\alpha-\delta_{om})-\cos(\alpha+\delta_i)\right)^2} \qquad (6)$$



Figur 9.10 *Geometri i trapetsoidmekanism*

Med hjälp av MatLab kan värden för δ_{om} lagras i en vektor, så länge övriga variabler får ett bestämt värde. Eftersom längden a söks så sker studier med olika värden av a. De olika värdena på a plottas mot det ideala Ackermann-förhållandet, figur 9.11 Symbolen * marker den punkt som δ_i och δ_o måste ha, för att vid en symmetrisk fyrhjulsstyrning, uppnå den svängradie vilket angetts som mål.

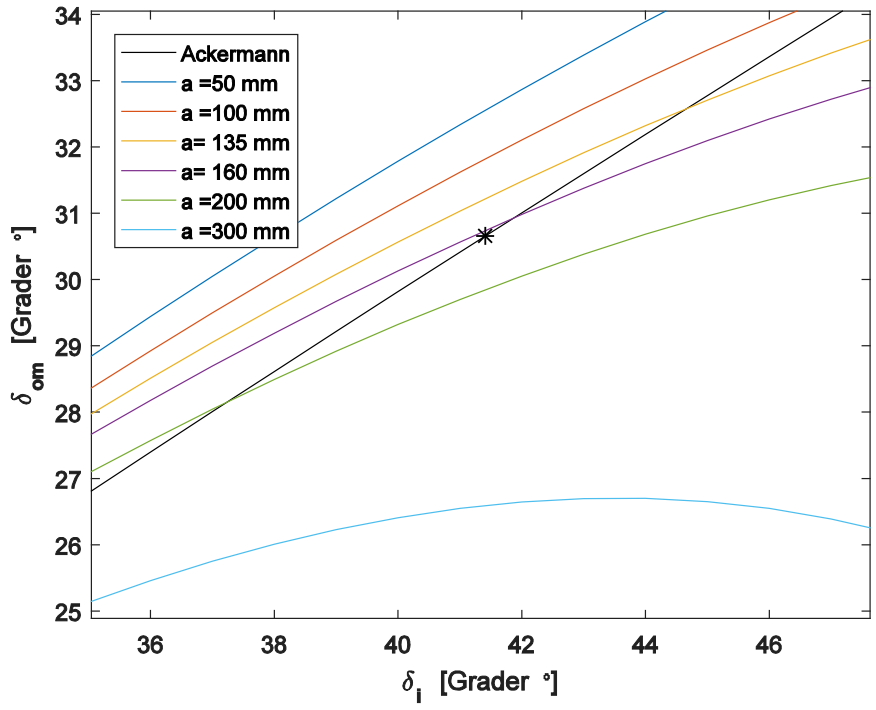
[2] För en grundlig redogörelse av funktionens uppkomst, vänligen se angiven referens.



Figur 9.11 *Olika längder av a i förhållande till Ackermann-idealet*

För mindre vinklar (upp till 20°) är differensen mellan de olika trapetsoidmekanismerna och den ideala Ackermann-principen relativt liten. Vid större vinklar börjar trapetsoidmekanismerna ”spåra ur” och avtar kraftigt från idealen. Korta längder av länkarm 2 och 4 medför att styrmekanismen har sin optimala funktion vid större vinklar. Med stora mått ger trapetsoidmekanismen noggrannhet i intervallet där vinklarna är relativt små.

Längden a anpassas så att trapetsoidmekanismen optimeras, i relation till Ackermann-principen, då vinkeln δ_i är 45°. Detta görs för att kompensera för problem som redovisas i kommande kapitel (kapitel 9.4 & 9.5). Förstoras figur 9.11 i intressant område ses att då a är 135 mm så fungerar trapetsoidmekanismen perfekt i relation till Ackermann-principen, då δ_i är ungefär 45°.



Figur 9.12 *Förstorning av figur 9.11 i intressant område*

9.3.5 Länkarm 3

Längden (b) av länkarm 3 bestäms ur det enkla geometriska sambandet i figur 9.3.

$$b = d - 2a\sin(\alpha) \tag{7}$$

9.4 Transmission mellan främre och bakre styrmekanism

För att överföra den roterande rörelsen, som användaren skapar vid användning, från den främre styrmekanismen till den bakre styrmekanismen behövs någon form av transmission. Transmissionen kan vara elektronisk, mekanisk, hydraulisk med mera. Många olika varianter finns att beakta. Processen sammanfattas enkelt genom att använda sig av ett funktionsdiagram, exempelvis ”Black Box”-metoden som visas i figur 9.13. En rotationsrörelse skapad av användaren ska resultera i en rotationsrörelse i motsatt riktning, vid motsatt hjulaxel.

Figur 9.13 *”Black-box”-diagram över transmissionproblemet*

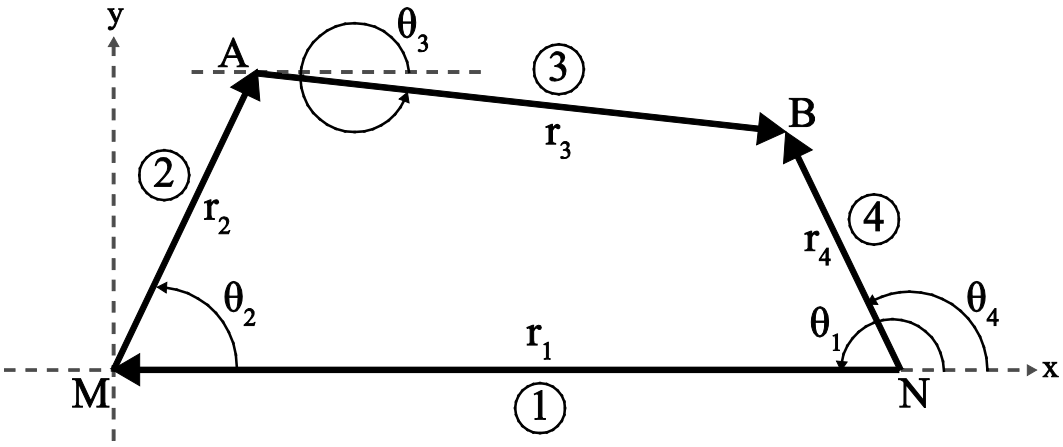
Transmissionen begränsas till mekanisk typ, eftersom kunskapen hos författarna, om hydrauliska- och elektroniska system, inte anses tillräckligt god. Diagonalstången, som används i dagens konstruktion, är den absolut enklaste transmissionen som granskats. Trots dess brister måste lösningen anses dominant i sin enkelhet. En annan typ av mekanisk transmission som beaktas involverar kugghjul/kuggstänger (som presenterats i konceptgenereringsstadiet) vilket gör konstruktionen mer komplicerad. Diagonalstången

uppfyller den enkelhet som eftersträvas. Resultatet blir att diagonalstången blir den funktion som matas in i ”Black Box”:en, figur 9.14.

Figur 9.14 *Anpassat ”Black-box”-diagram*

9.4.1 Freudsteins ekvation

Diagonalstångmekanismen och dess ingående komponenter kan betraktas som en fyrlänkmekanism. En allmän sluten fyrlänkmekanism kan betraktas som ett system av vektorer, figur 9.15.



Figur 9.15 *Fyrlänkmekanism betraktad som en sluten vektorloop*

Förhållandet mellan respektive länkarm, vektor och dess längd redovisas i tabell 9.3. Fyrlänkmekanismen antas ligga i ett plan för att förenkla problemet.

Tabell 9.3 *Förhållande mellan länkarm, längd och vektor*

Länkarm	Längd	Vektor
1	a	r1
2	b	r2
3	c	r3
4	d	r4

Vektoraddition ger

$$\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3 = \mathbf{r}_4 \qquad (8)$$

Utifrån ekvation 8 kan en rad matematiska[3] steg genomföras för att transformera vektorekvation (ekvation 8) till en skalär ekvation. Den skalära ekvationen kallas för Freudsteins ekvation, ekvation 9.

$$J_1 \cos(\theta_4) - J_2 \cos(\theta_2) + J_3 = \cos(\theta_4 - \theta_2) \tag{9}$$

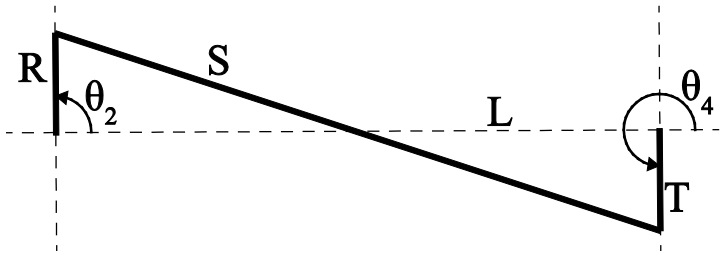
Där

$$\begin{aligned} J_1 &= d / a \\ J_2 &= d / c \\ J_3 &= \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ab} \end{aligned} \tag{10}$$

Freudsteins ekvation kan användas för att bestämma vinkeln på den utgående länkarmen 4, baserat på den ingående vinkeln av länkarm 2, då samtliga länkarmslängder är kända.

9.4.2 Diagonalstångsmekanism

Att diagonalstången skapar olika vinkelutslag, vid rotation åt två olika håll, påträffades redan vid studien av dagens konstruktion. För att skapa en modell över vad som händer rent mekaniskt används Freudsteins ekvation (ekvation 9). Geometrin av diagonalstångs-mekanismen redovisas i figur 9.16.



Figur 9.16 *Geometrin av diagonalstångsmekanismen*

Länkarm R och T roterar, kring sin respektive korsning, runt den punkt som korsar den horisontella axeln. Längden av diagonalstång S fås med hjälp av Pythagoras[4] sats, enligt ekvation 11.

$$S = \sqrt{L^2 + (R+T)^2} \tag{11}$$

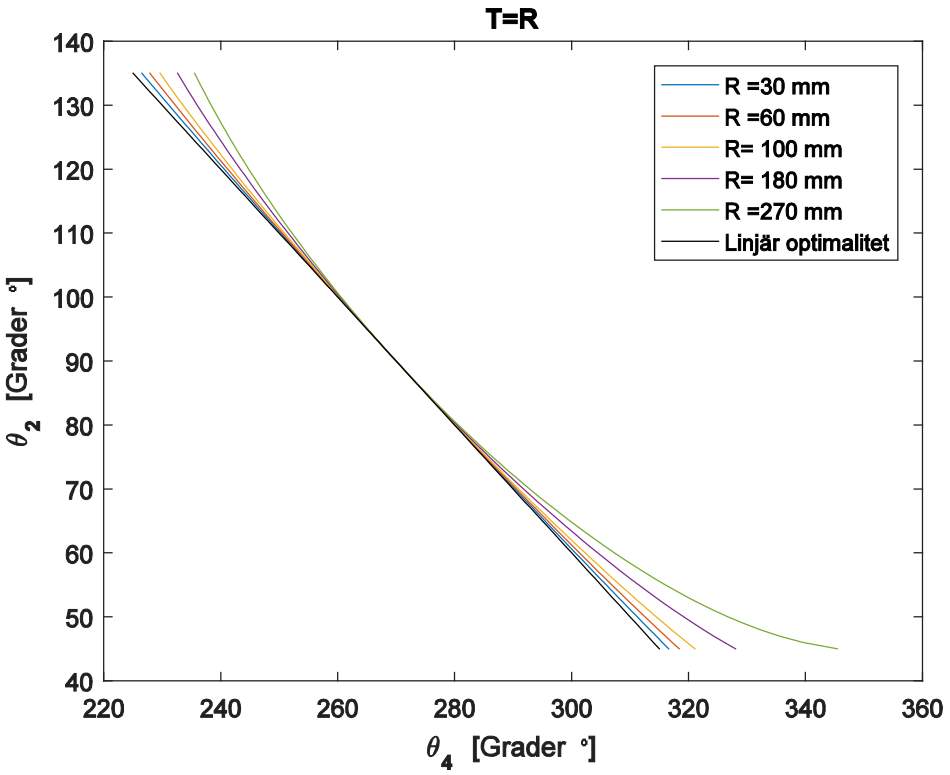
Den vinkel (δ) som användaren vrider styrhandtaget förhåller sig till vinklarna hjulen vrider sig enligt ekvation 12.

$$\cot(\delta) = \frac{\cot(\delta_i) + \cot(\delta_o)}{2} \tag{12}$$

Med hjälp av MatLab, och Freudsteins ekvation, skapas plottar över relationen mellan θ_2 och θ_4. Fullständig MatLab-kod finns att tillgå i bilaga 3. Fem olika längder av stång R studeras,

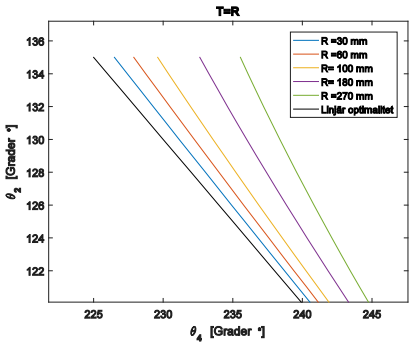
[3] Djupgående redogörelse för den matematiska delen redovisas inte i denna rapport. Fullständig lösning finns att tillgå som referens under referenskapitlet (Jazar, 2013, Kap. 6).
[4] Pythagoras sats beskriver sambandet mellan längden av en rätvinklig triangels hypotenusa och dess två kateter.

under tre olika förhållanden mellan stång R och T. Det första fallet då stång R och T har samma längd visas i figur 9.17.

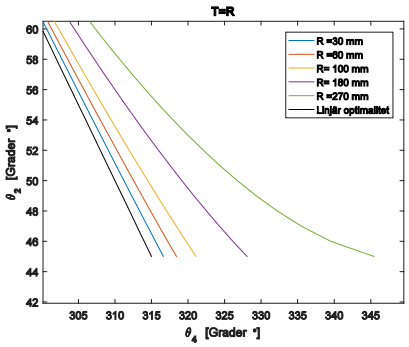


Figur 9.17 *Vinklar i diagonalstångmekanismen då T=R*

Kring startpositionen (θ_2=90°, θ_4=270°) är differensen mellan den linjära optimaliteten och olika geometriska typer av diagonalstångsmekanismen relativt liten. Då användaren vridit styrhandtaget , exempelvis 38 grader, åt respektive håll, är differensen betydligt större, vilket syns tydligare i figur 9.18 och figur 9.19. Differensen mellan optimaliteten och valfri kurva skiljer sig åt beroende av användarens valda rotationsriktning. Den effekten karaktäriseras av en diagonalstångmekanism och konstaterades redan vid studien av dagens konstruktion. Vid större värden av R och T förstärks effekten betydligt då vinklarna blir större.

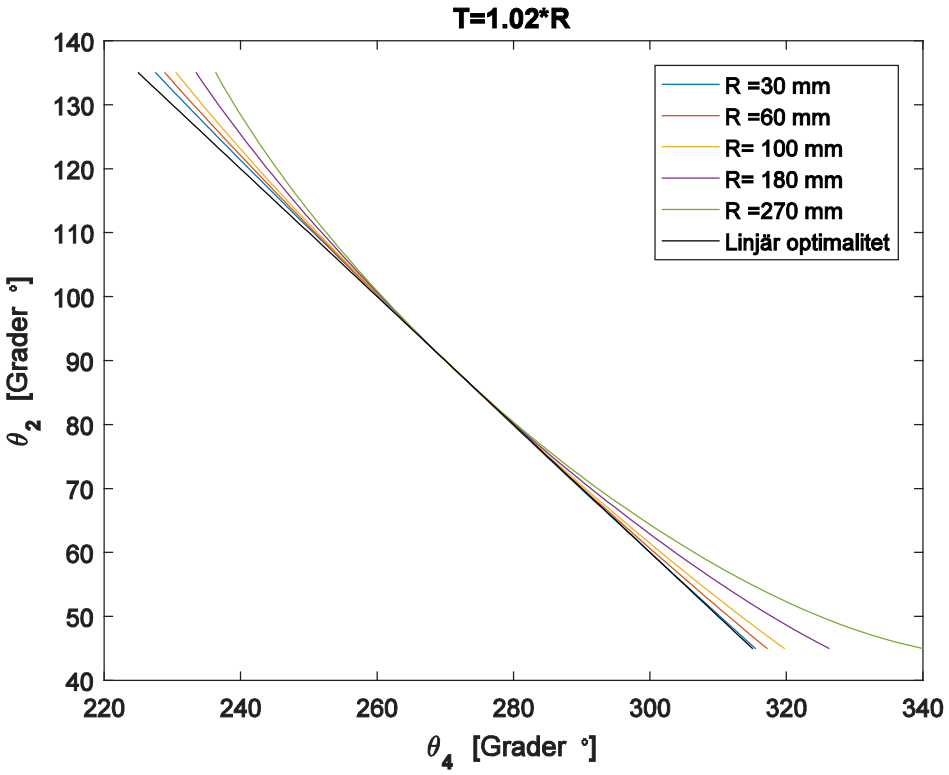


Figur 9.18 *Förstorning av figur 9.17*

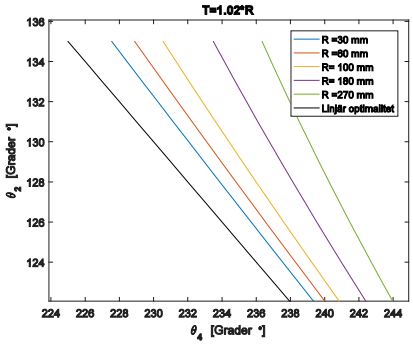


Figur 9.19 *Förstorning av figur 9.17*

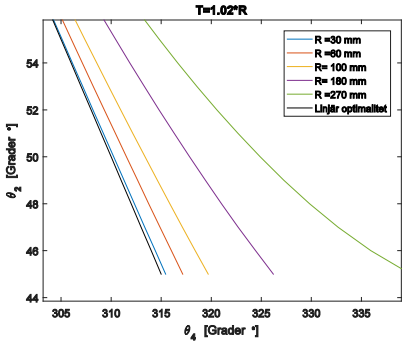
Det andra fallet studeras då stång T är två procent längre än stång R, figur 9.20. Två procent, av relativt korta stånglängder, är inte någon större distans (två procent av 50 mm är 1 mm, vilket ger snäva tillverkningstoleranser). Eventuella tillverkningssvårigheter som tillverkaren ställs inför beaktas inte. Studien sker rent teoretiskt och tillverkningsproblem utesluts.



Figur 9.20 *Vinklar i diagonalstångmekanismen då T är två procent längre än R*

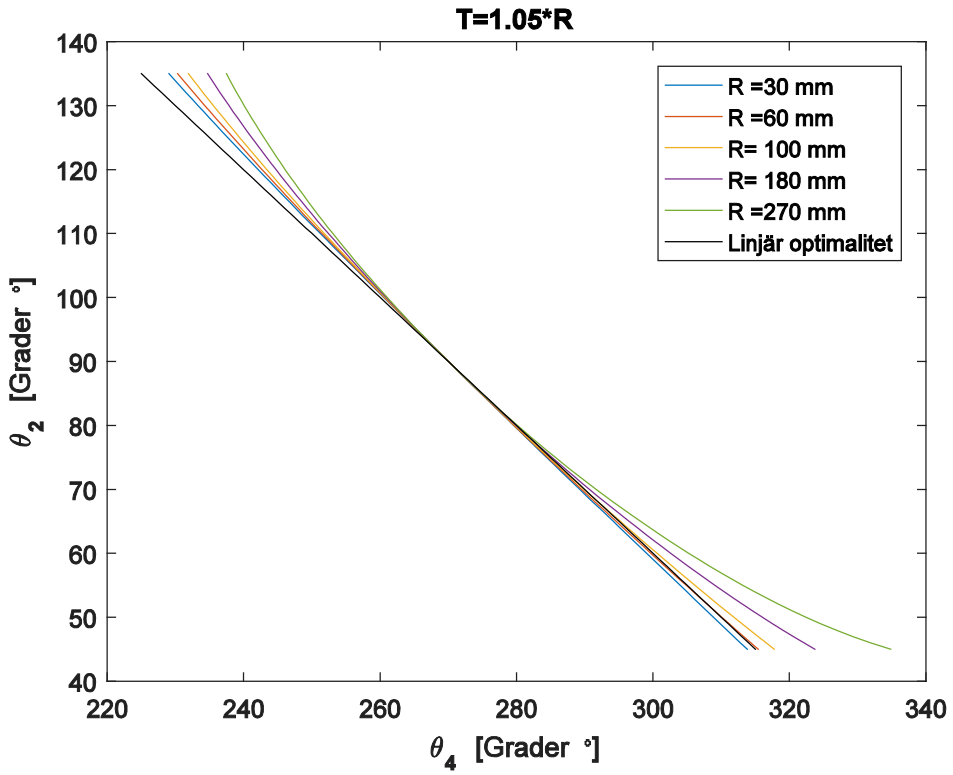


Figur 9.21 *Förstorning av figur 9.20*

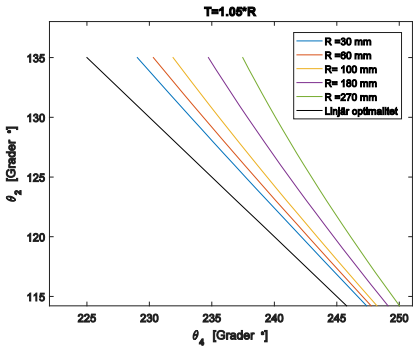


Figur 9.22 *Förstorning av figur 9.20*

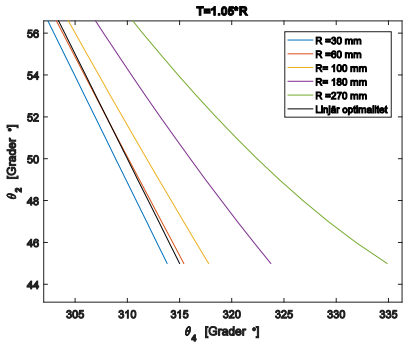
Tredje fallet studeras då stång T är fem procent längre en stång R, figur 9.23.



Figur 9.23 *Vinklar i diagonalstångmekanismen då T är fem procent längre än R*



Figur 9.24 *Förstorning av figur 9.23*



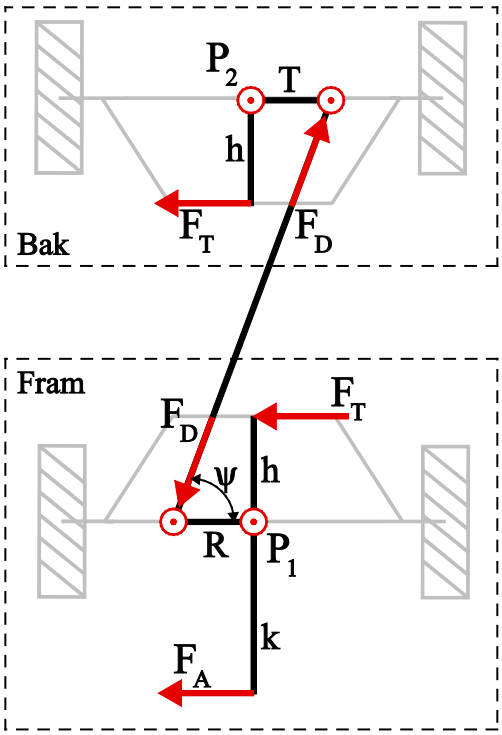
Figur 9.25 *Förstorning av figur 9.23*

För ett givet värde av R och T går det att skapa en symmetrisk kurva. Dessvärre sker symmetri i förhållande till fel axel. Symmetrin i detta fall har normalen, till den linjära optimaliteten, som symmetriaxel. Hade symmetriaxeln varit den linjära optimaliteten själv så hade den ena trapetsoidmekanismen kunnat kompenseras i sin konstruktion så att styrsystemet optimerats. För att minska vinkeldifferensen mellan främre och bakre trapetsoidmekanisms respektive inner- och ytterhjul ska en kort distans ge stång R och T.

9.4.3 Kraftanalys

I tidigare avsnitt konstaterades att korta distanser av stång R och T ger bästa styrsystem, i förhållande till vinklar. I detta kapitel studeras hur det påverkar styrsystemets

manövreringsförmåga. Ett jämviktsfall ställs upp för vagnen då hjulen är parallella med varandra och vagnen är stillastående, figur 9.26.



Figur 9.26 *Kraftanalys*

Antag att stång R och T har samma längd samt att kraften F_T är densamma för respektive trapetsoidmekanism. Dessutom beaktas inte det faktum att kraftvektorerna ändrar riktning under tidigare studerade vinkelintervall.

Kraften F_A är den kraft som användaren behöver skapa på styrstången som har den projicierade längden k i planet. Kraften F_T är den motståndskraft som respektive trapetsoidmekanism svarar för. Den kraften grundar sig i flera parametrar så som lufttryck i däcken, material, friktion, underlagsmaterial, lastfördelning med mera. Kraften studeras inte djupgående. Kraften F_D är den kraft som diagonalstången svarar för. Ställs två momentsamband upp kring punkt P_1 och P_2 återfås en funktion för kraften F_A, ekvation 13. Kraften F_A påverkas alltså inte av längden på stång R och T.

$$F_A = \frac{2F_T h}{k} \tag{13}$$

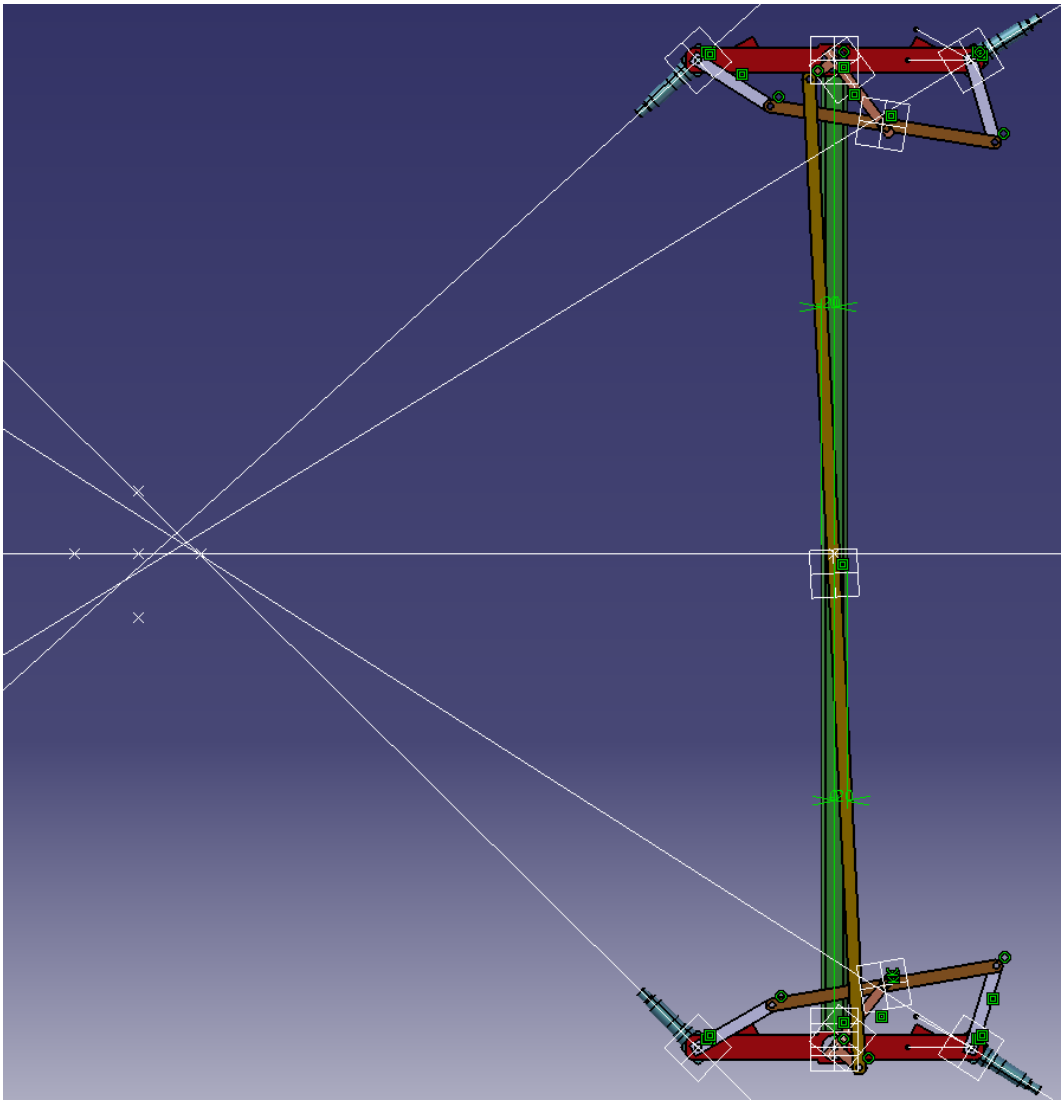
Kraften F_A är som störst då vagnen står stilla och användaren vrider styrstången. När vagnen är i rörelse minskas styrmomentet drastiskt (Jazar, 2014, s. 416).

Att vagnen ska vara lätt att manövrera för användaren återkopplas till det som kallas för upplevda egenskaper. Vagnens ergonomiska egenskaper ska ta hänsyn till användarens biomekanik.

9.5 Svängradie

Eftersom diagonalstången valts ut som transmission mellan främre och bakre styrmekanism återfås ett styrsystem som inte är helt perfekt. Styrsystemet blir inte symmetriskt och som påföljd till detta gäller att vagnens svängradie blir lite längre. Om styrsystemet hade varit symmetriskt så hade vagnens svängradie varit 100 cm. Länkarmar och vinklar är valda för en svängradie på 100 cm.

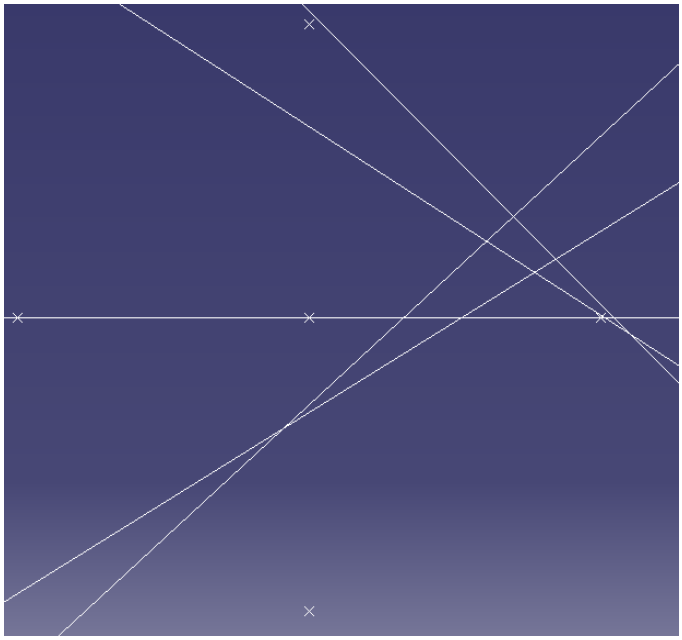
Den främre och den bakre styrmekanismen får varsitt momentancentrum. Med hjälp av Catia V5 kan en normal från varje hjul dras för att visualisera var dem olika styrmekanismernas momentancentrum uppstår, figur 9.27.



Figur 9.27 *Visualisering av respektive hjuls normaler*

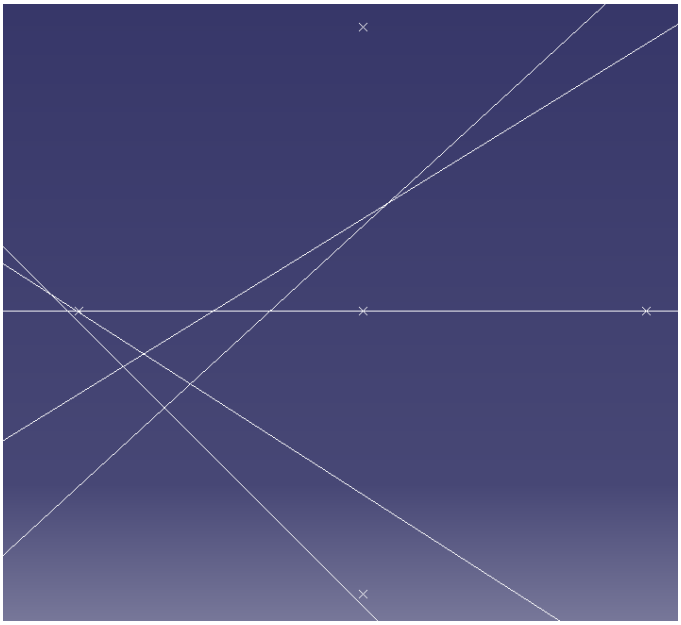
Vagnens färdriktning är uppåt i figuren. Vid vänstersväng kan den bakre styrmekanismen utföra fullt utslag. Vid högersväng kan den främre styrmekanismen utföra fullt utslag.

Fem punkter, med tio cm avstånd, bildar ett enkelt gitter. Vid fullt utslag under vänstersväng skiljer nästan tio cm i horisontell led mellan de två styrmekanismernas momentancentrum, figur 9.28.



Figur 9.28 *Förstorning av figur 9.27*

En liknande bild fås då fullt utslag vid högersväng sker. Skillnaden är att det nu är den främre styrmekanismen som kan göra fullt utslag, figur 9.29.



Figur 9.29 *Hjulens normaler vid högersväng*

Hur lång vagnens svängradie blir är svårt att säga. Eftersom alla hjul inte har ett och samma momentancentrum så kommer vissa, eller alla, hjul behöva slira. Svängradiens faktiska värde blir en komplicerad funktion vilket bland annat styrs av lastfördelningen, underlag, vagnens rörelsebana, med mera. Variabler som ständigt förändras med tiden. Det som däremot går att konstatera om svängradien är dess möjliga intervall. Svänger vagnen kring det närmsta momentancentrumet blir vagnens svängradie 100 cm. Svängradien till det bortre momentancentrumet bestäms genom ekvationssystemet (ekvation 14) och Pythagoras sats (ekvation 15).

$$\left[\begin{array}{l} \cot\left(\delta_i\right)=\left(\dfrac{2x_r-d}{2y_r}\right) \\ \cot\left(\delta_o\right)=\left(\dfrac{2x_r+d}{2y_r}\right) \end{array}\right] \tag{14}$$

Där x_r är den horisontella komposanten och y_r den vertikala komposanten till momentancentrumet.

$$R=\sqrt{x_r^2+\left(y_r-\frac{L}{2}\right)^2} \tag{15}$$

Svängradien R, till det bortre momentancentrumet, blir 110,9 cm. Så vagnens svängradie R bör således definieras av intervallet i ekvation 16.

$$100 \le R \le 110,9 \tag{16}$$

Studeras en vänstersväng i fullt utslag kan hjulens vinklar sammanställas i tabell 9.4. Värden inom parantes är börvärden. Börvärdet representerar den vinkel som varje hjul bör ha i ett perfekt symmetriskt styrsystem. Värden inom hakparentes är den absoluta differensen mellan faktiskt värde och börvärde. Värden inom hakparentes är alltså hjulets absoluta maximala slirvinkel.

Tabell 9.4 *Hjulvinklar vid vänstersväng*

	Främre styrmekanism	**Bakre styrmekanism**
δ_i	42,485° (45°) [2,515°]	45° (45°) [0°]
δ_o	31,695° (32,775°) [1,08°]	32,708° (32,775°) [0,067°]

Vid fullt utslag i högersväng återfås följande värden i tabell 9.5.

Tabell 9.5 *Hjulvinklar vid högersväng*

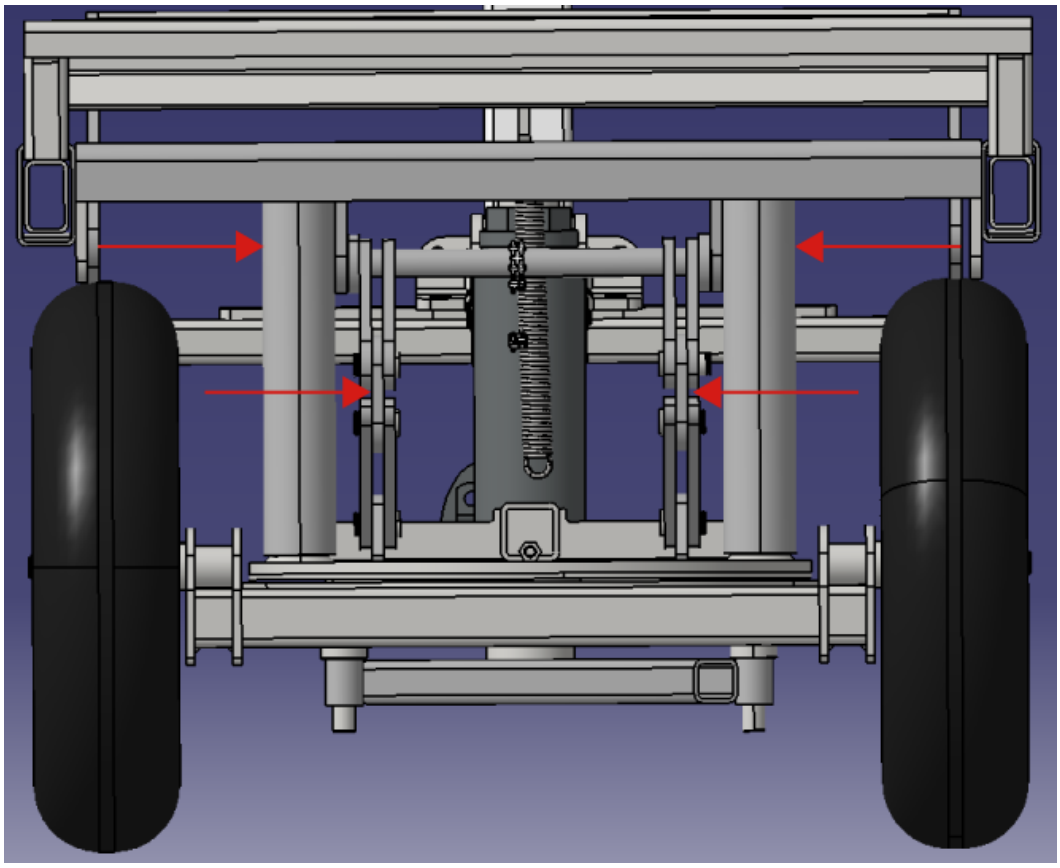
	Främre styrmekanism	**Bakre styrmekanism**
δ_i	45° (45°) [0°]	42,485° (45°) [2,515°]
δ_o	32,708° (32,775°) [0,067°]	31,695° (32,775°) [1,08°]

Den största möjliga slirvinkeln blir 2,5°. Återigen poängteras att om slirförhållandet mellan hjulen kommer se ut som i tabell 9.4 och 9.5 eller inte påverkas av flera variabler som ändras med tiden.

9.6 Ändringar av befintliga komponenter

Ett delmål i arbetet var att kunna använda hela modul 1 i sin befintliga konstruktion. Det delmålet går inte att nå eftersom dagens dimensioner på modul 1 inte passar in på det nya styrsystemet. Några dimensionsändringar av modul 1 får göras.

En avsmalning av förgreningskomponenterna mellan vagnens övre och undre del måste ske, figur 9.30. Avsmalningen påverkar endast två andra komponenter. En sån liten påverkan får anses okej. En kompromiss som kan vara väl värd att genomföra med tanke på hur det nya styrsystemet påverkar vagnen.



Figur 9.30 *Förändringar av komponenter i modul 1*

10 SLUTSATS

Ett nytt styrsystem har konstruerats för L8L. Styrsystemets dimensioner har tagit fram med hjälp av matematiska modeller och anpassats för speciella intervall. Målet för arbetet var att konstruera en vagn som har en svängradie på 110 cm. Enligt beräkningar och CAD-modellering bör vagnen ha en svängradie som ligger mellan 100 cm och 110,9 cm. I det sämsta fallet bör svängradien bli 110,9 cm. Godtas inte den lilla differensen går styrsystemet att trimma ytterligare. I det stora hela får arbetet anses som lyckat eftersom det uppfyller målet så när.

Svängradiens exakta värde är svårt att avgöra eftersom den främre och den bakre styrmekanismen har varsitt momentancentrum. I teorin bör detta fungera, så länge hjulen klarar av att slira. Hur det fungerar i praktiken behöver testas. Om styrsystemet kommer fungera, och hur väl det kommer fungera, återstår att se. Om hjulen klarar av att slira dem vinklarna som krävs och hur det påverkar däckmaterialet under en längre tid behöver studeras vidare. Ett naturligt steg i utvecklingsprocessen är att tillverka en form av fysisk prototyp som kan validera dem teoretiska studier som genomförts.

Att gå ifrån den ursprungliga ”Rack and Pinion”-mekanismen till den valda trapetsoidmekanismen medförde att vagnen tappade sin noggrannhet som ”Rack and Pinion”-systemet kan bidra med. Trapetsoidmekanismen är utan tvekan den enklaste styrmekanismen. Är det inte tillräckligt noggrant så behöver djupare studier göras av ”Rack and Pinion”-mekanismen innan den kan appliceras i en konstruktion. Eventuellt kan diagonalstångstransmissionen utvecklas eller bytas ut så att trapetsoidmekanismerna fungerar noggrannare.

Designen av styrsystemet komponenter är långt ifrån optimal. Dels behöver komponenterna tillverkningsanpassas, dels kan dimensionerna påverkas efter att hållfasthetsberäkningar genomförts. Hållfasthetsberäkningar var inplanerade att genomföras i detta arbete. Men på grund av sjukdom, som ledde till tidsbrist, var det tvunget att strykas ur arbetet.

Dessutom bör ekonomiska beräkningar genomföras. Hur mycket dyrare eller billigare det nya konceptet blir i förhållande till det ena eller båda äldre koncepteten kan vara viktigt att beräkna. Även miljöaspekten bör beaktas. Material och tillverkningsmetoder kanske kan optimeras så att miljöbelastningen i produktens livscykel minimeras.

11 REFERENSER

Litteratur

Hans Johannesson, Jan-Gunnar Persson, Dennis Pettersson (2013): *Produktutveckling: effektiva metoder för konstruktion och design*. Andra upplagan. Stockholm: Liber AB

Reza N. Jazar (2014): *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Andra upplagan. New York: Springer

Kevin N. Otto & Kristin L. Wood. (2001): Product Design: *Techniques in reverse engineering and new product development*. Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall

Karl T. Ulrich, Steven D. Eppinger. (2012): *Product Design and Development*. Fifth Edition. New York: McGrav Hill

Artiklar

V. Arvind (2013): *Optimizing the turning radius of a vehicle using symmetric four wheel steering system.* International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 4, Issue 12, December-2013, ss 2187-2184.

A. De-Juan, R. Sancibrian, F. Viadero (2012): *Optimal synthesis of function generation in steering linkages.* International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No. 7, pp. 1033−1046 (2012).

Kevin N. Otto and Kristin L. Wood. (1996) A Reverse Engineering ans Redesign Methodology i *The 1996 ASME Design Engineering Technical Conference and Design Theory and Methodology Conference;* 18-22 augusti 1996, Irvine,California

Webbkällor

[1] http://www.starkearvid.se/products/lyft-8.aspx

[2] http://www.starkearvid.se/products/lyft-8-lang.aspx

[3] http://www.stiga.se/produkter/stiga_se/2f5820241-s16-pc-raider-park-120.html

[4] http://www.volvoce.com/dealers/sv-se/Swecon/products/wheelloaders/compactwheelloaders/Pages/introduction.aspx

[5] http://www.exactibutik.se/alla-vara-kundvagnar/

[6] http://www.clasohlson.com/se/Stolshjul/30-8329

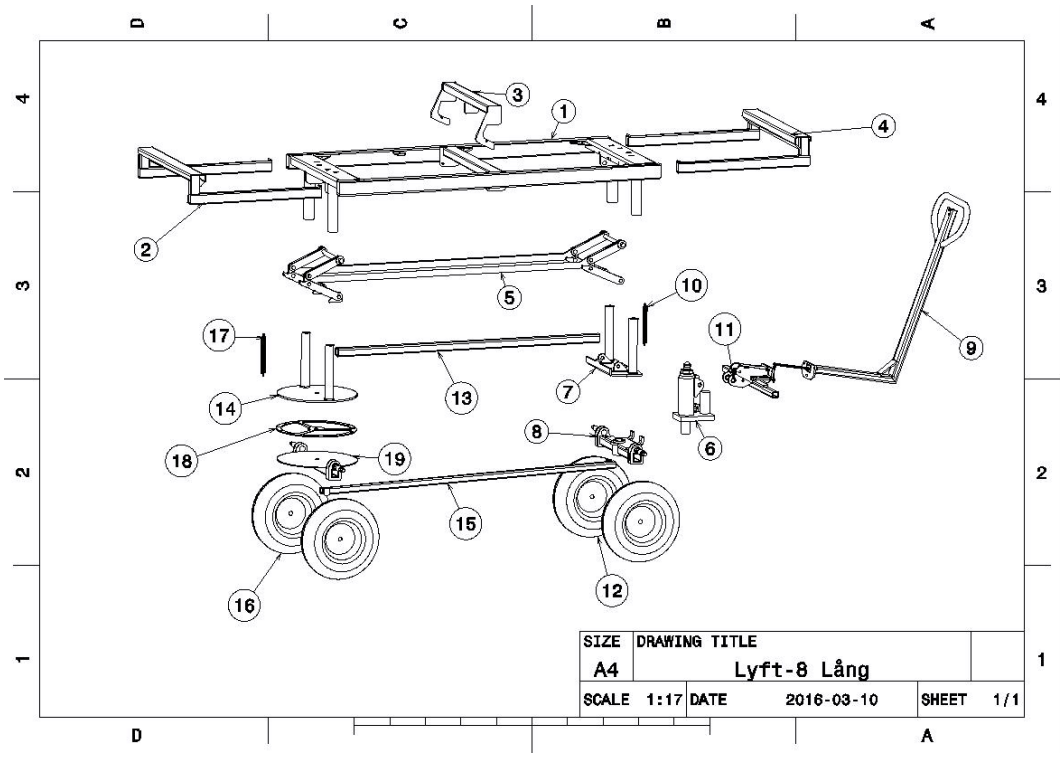
[7] http://www.gmvas.dk/uk/

[8] http://www.liftmate.eu/590rhtr700-heavy-duty-trailers-ackerman-steering

12 BILAGOR

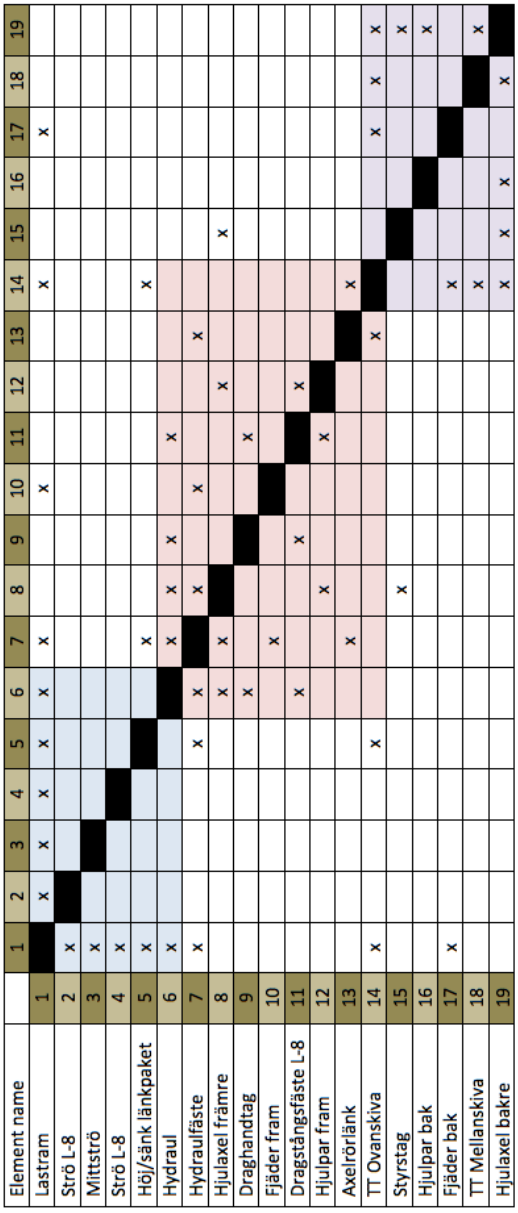
I detta kapitel redovisas information som anses väsentlig i arbetet, men inte passande i den löpande texten.

Bilaga 1 – Sprängskiss och styckeslista



ID	Fullständigt namn	Förkortning
1	Lastram (18703)	Lastram
2	Strö L-8 Bak (18714)	Strö L-8
3	Mittströ (18707)	Mittströ
4	Strö L-8 Fram (18714)	Strö L-8
5	Höj/sänk länkpaket (18705)	Höj/sänk länkpaket
6	Hydraul (93242)	Hydraul
7	Hydraulfäste (18715)	Hydraulfäste
8	Hjulaxel främre (18459)	Hjulaxel främre
9	Draghandtag (18790)	Dragandtag
10	Fjäder fram SF-DF 3515 (92882)	Fjäder fram
11	Dragstångsfäste L-8 ink. Broms (18711,18713)	Dragstångsfäste L-8
12	Hjulpar fram (80011)	Hjulpar fram
13	Axelrörlänk (18701)	Axelrörlänk
14	TT ovanskiva (18416)	TT ovanskiva
15	Styrstag (18704)	Styrstag
16	Hjulpar bak (80011)	Hjulpar bak
17	Fjäder bak SF-DF 3515 (92882)	Fjäder bak
18	TT mellanskiva (18438)	TT mellanskiva
19	Hjulaxel bakre (18460)	Hjulaxel bakre

Bilaga 2 – DSM



Element name		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Lastram	1		x	x	x	x	x	x			x				x			x		
Strö L-8	2	x																		
Mittströ	3	x																		
Strö L-8	4	x																		
Höj/sänk länkpaket	5	x						x							x					
Hydraul	6	x				x	x	x	x	x	x	x								
Hydraulfäste	7	x				x	x		x	x	x			x						
Hjulaxel främre	8						x	x					x			x				
Draghandtag	9						x					x								
Fjäder fram	10							x												
Dragstångsfäste L-8	11						x			x			x							
Hjulpar fram	12								x			x								
Axelrörlänk	13							x							x					
TT Ovanskiva	14	x				x								x				x	x	x
Styrstag	15								x									x		x
Hjulpar bak	16																			x
Fjäder bak	17	x													x					
TT Mellanskiva	18														x			x	x	x
Hjulaxel bakre	19														x		x	x	x	

Bilaga 3 – MatLab-kod

```
%% MatLabkoder för examensarbete

%% Uträkning av vinklar för att nå önskat mål vid Ackermann
clear all,clc,clf
R=1100;
d=431.5;
L=1560;
DeltaI=acotd((2*R-d)/L)
DeltaO=acotd((2*R+d)/L)

%% Vinklar som hjulen bör ha för äkta Ackermann
clear all,clc
d=431.5;
L=1560;
DeltaI=linspace(1,60,60);
for p=1:length(DeltaI)
    sI=DeltaI(p);
    sO=acotd(cotd(sI)+(2*d/L));
    DeltaO(p,:)=sO;
end
figure(1), clf
plot(DeltaI,DeltaO,'r')
xlabel('\bf\delta_{i} \rm [Grader \circ]');
ylabel('\bf\delta_{0} \rm [Grader \circ]');

%% Trapetsoid
figure(1)
clear all figures, clc, clf
d=431.5;
L=1560;
DeltaI=linspace(1,60,60);
for p=1:length(DeltaI)
    sI=DeltaI(p);
    sO=acotd(cotd(sI)+(2*d/L));
    DeltaO(p,:)=sO;
end
plot(DeltaI,DeltaO,'k')
hold on
xlabel('\bf\delta_{i} \rm [Grader \circ]');
ylabel('\bf\delta_{om} \rm [Grader \circ]');
alfa=atand(d/L);
av=[50;100;135;160;200;300];
x=zeros(1,60);
for i=1:length(av)
    a=av(i);
    for k=1:length(DeltaI)
          funk=@(dO)-sind(alfa+DeltaI(k))-sind(alfa-dO)+d/a-sqrt(((d/a-
          2*sind(alfa))^2)-(cosd(alfa-dO)-cosd(alfa+DeltaI(k)))^2);
          x(1,k)=fzero(funk,30);
    end
    plot(DeltaI,x)
end
legend('Ackermann','a =50 mm','a =100 mm','a= 135 mm','a= 160 mm','a =200
mm','a =300 mm','Location','northwest')
plot(41.4156,30.6602,'k*')
```

```
%% Diagonalstång
figure(1)
clear all, clc
t2=linspace(45,135,91);
Rv=[30; 60; 100; 180; 270]; %mått i mm
L=1560; %mått i mm
Tv=[1; 1.02; 1.05];
teta4=zeros(1,91);
for j=1:length(Tv)
    figure(j), clf
    Tm=Tv(j); %Multiplikationsfaktor
    for k=1:length(Rv)
        R=Rv(k);
        T=Tm*R;
        S=sqrt((L)^2+(T+R)^2);
        J1=L/R;
        J2=L/T;
        J3=(L^2+R^2-S^2+T^2)/(2*R*T);
        for i=1:length(t2)
            teta2=t2(i);
            f=@(t4)J1*cosd(t4)-J2*cosd(teta2)+J3-cosd(t4-teta2);
            teta4(1,i)=fzero(f,270);
        end
        plot(teta4,t2)
        hold on
    end
    plot(360-t2,t2,'k')
    xlabel('\bf\theta_{4} \rm [Grader \circ]');
    ylabel('\bf\theta_{2} \rm [Grader \circ]');
    legend('R =30 mm','R =60 mm','R= 100 mm','R= 180 mm','R =270
mm','Linjär optimalitet','Location','northeast')
end
figure(1)
title('T=R')
figure(2)
title('T=1.02*R')
figure(3)
title('T=1.05*R')

%% Bestäm andra momentancentrumet
% mått i mm
clear all, clc
figure(1), clf
deltai=42.485;
deltao=31.695;
d=431.5;
L=1560;
f=@(yr)-cotd(deltao)+((cotd(deltai).*yr+d)./yr);
yr=linspace(0,180);
yR=fzero(f,700)
plot(yr,f(yr))
xR=cotd(deltai)*yR+d/2
Radie=sqrt(xR^2+(yR-L/2)^2)
```