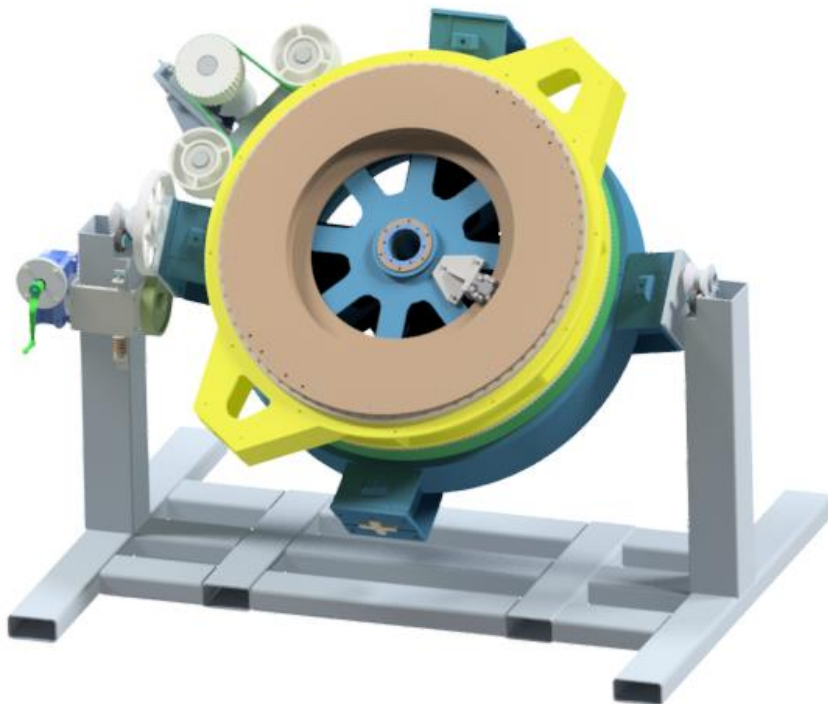


CHALMERS



Transportvaggga med vändutrustning för mobil svarv Pallet for transportation and turning of a mobile lathe

Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom Maskiningenjörsprogrammet

Gunnar Karlsson

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sweden, 2017
Examinator: Gert Persson
Examensarbete No. 175/2017

FÖRORD

Följande rapport är resultatet av ett examensarbete som utfördes på Metalock Engineering AB i Göteborg under vårterminen 2017 och utgör 15 högskolepoäng av min maskiningenjörsutbildning (180hp) vid Chalmers Tekniska Högskola.

Ett stort tack till alla på Metalock som bidragit med tips, trevligt bemötande och annat som gjort arbetet lättare. Särskilt tack till exjobbsgeneral Amir Kljako som varit till stor hjälp genom arbetet.

Vill också tacka Gert Persson, docent på institutionen för material och tillverkning som varit en mycket bra handledare för arbetet och gett mig all hjälp jag behövt.

Göteborg, juni 2017

Gunnar Karlsson

SAMMANFATTNING

Arbetet har utförts på Metalock Engineering AB i Göteborg som utför skärande bearbetning på plats hos kund. En av deras största mobila bearbetningsmaskiner har byggts om och efter ombyggnaden saknas en effektiv metod för att vända på maskinen vilket krävs för vissa bearbetningar.

I samband med att Metalock tillverkar ny utrustning för att vända på maskinen kan det bli aktuellt att också konstruera en ny vagga för att transportera maskinen i.

Rapporten beskriver arbetet med att ta fram en metod och tillhörande teknisk lösning för att kunna transportera och vända på maskinen men med fokus på vändningsmekanismen. I utvecklingsarbetet togs flera tänkbara lösningar på problemet fram och sedan valdes den för vidareutveckling bästa lösningen med vedertagna metoder.

Resultatet av konstruktionsarbetet är en transportvagga tillverkad av stålprofiler som svetsats samman och en rotationsmekanism som består av delar som kan tillverkas på Metalock eller köpas färdiga "från hyllan".

SUMMARY

This assignment has been carried out at Metalock Engineering AB in Gothenburg, a company that performs on site machining. One of Metalocks heaviest mobile machines has been remodeled and the equipment for turning the machine upside-down, which can be necessary for some applications, is no longer useable.

When designing the new equipment for turning the machine it might also be necessary to design a new pallet for transportation of the machine.

The report covers the work with generating a method and a suitable technical solution for transportation and turning of the machine. The main work though, has been on developing a mechanism for the turning of the machine. A number of conceptual solutions were generated and the most suitable for further developing of them was selected.

The outcome of the work is a pallet for transport made out of welded steel profiles and a mechanism for rotation. The latter made from parts which can be purchased or manufactured at Metalocks workshop.

Innehållsförteckning

1 INLEDNING	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte	1
1.3 Avgränsningar	2
1.4 Precisering av frågeställningen	2
2 TEORETISK REFERENSRAM	2
2.1 SSM och dess delar	2
2.2 Vikt och mått på maskinen	3
2.3 Vändoket	4
2.4 Tidigare arbete	5
2.5 Metalocks gaffeltruck	5
2.6 Research växlar	6
3 METOD	7
3.1 Samla information	7
3.2 Kravspecifikation	7
3.3 Konceptgenerering	7
3.4 Välja koncept	8
3.5 Vidareutveckling av vinnande koncept i CAD	8
4 KRAVSPECIFIKATION	8
4.1 Fokusgrupp	8
4.2 Kapacitet på gaffeltruckar	9
4.3 Kravspecifikation	9
5 KONCEPT	11
5.1 Konceptgenerering	11
5.2 Beskrivning av konceptlösningar	11
5.2.1 Snäckväxel med in/urkoppling	12
5.2.2 Utväxling med stort/litet drev	13
5.2.3 Planetväxel på glidstänger	14
5.2.4 Hjul mot gummihjul	15
5.2.5 Utväxling med kedja eller rem	16
5.2.6 Kombination av rem och snäckväxel	17
6 VÄLJA KONCEPT FÖR VIDAREUTVECKLING	18
6.1 PNI-matris	18
6.2 Urvalsmetod	18

7 UTVECKLING AV KONCEPT 4	19
7.1 Konstruktionens olika delar	19
7.2 Pelarna	20
7.3 Infästningsplattorna med rotationsaxel	23
7.4 Val av drivhjul.....	25
7.5 Beräkningar kraft mellan hjulen.....	25
7.6 Ledad vagga för drivhjulet	27
7.7 Justerbar fjäderkraft för ledade vaggan	27
7.8 Val av snäckväxel.....	29
7.9 Välja rullningslager för axeln.....	29
7.10 Axeln	30
7.11 Beräkningar för ingående axel på växeln	30
7.11.1 Beräkning antal varv på ingående axel	30
7.11.2 Beräkning erforderligt vridmoment på ingående axel.....	31
7.12 Vev eller motordrift.....	31
8 FEM-ANALYS	32
8.1 Sammanfattning av FEM-analys	32
8.2 Syfte	32
8.3 Metod	32
8.4 Handberäkningar på deformation.....	33
8.5 Deformationskontroll i FEM.....	34
8.6 Randvillkor och last	35
8.7 De fyra olika lastfallen	36
8.7.1 Lastfall 1.....	36
8.7.2 Lastfall 2.....	38
8.7.3 Lastfall 3 och 4	39
8.8 Slutsats av FEM-analys	39
9 SLUTSATSER	40
9.1 Resultatet av arbetet	40
9.2 Rekommendationer till fortsatt arbete	40
REFERENSER.....	41
BILAGOR	42
1: PNI-Matris.....	42
2: Kravspecifikation	43

1 INLEDNING

1.1 Bakgrund

Mobila avdelningen på Metalock Engineering Sweden AB utför skärande bearbetning på objekt som man av någon anledning inte vill, eller kan, ta till en verkstad. Några anledningar till att använda sig av mobil bearbetning kan vara att undvika kostsamma demonteringar och transporter. Med skärande bearbetning avses här fräsning, svarvning, borring, etc. Metalock har ett stort antal mobila maskiner i olika storlekar för de flesta förekommande applikationer. Exempel på några vanligt förekommande objekt är axlar som svarvas för att bli runda och få ny yta efter exempelvis ett lagerhaveri eller motorbäddar som fräses för att få korrekt vinkel och maximal anliggning för motorn. Metalocks kunder är stålverk, vattenkraftstationer, kärnkraftverk, fartyg och liknande industrier.

En av deras största maskiner som används vid bearbetning av cirkulära plana ytor, till exempel anliggningsytor för vändkranslager, har byggts om och efter det saknas en säker och effektiv metod för att vända på maskinkroppen vilket ofta är nödvändigt vid olika applikationer av maskinen.

Maskinen, som på Metalock går under namnet SSM är i princip rund och platt som en puck. Den mäter 1,6 meter i diameter, är ca 0,5 meter hög och den väger 4000 kg. Innan ombyggnaden användes ett lyftok med två ledade plattor som skruvades fast på sidorna på maskinen. Rotationsaxeln på plattorna var placerad så att maskinens massa balanserades och det var möjligt att vända runt den med handkraft. Detta var dock riskfyllt då de ledade plattorna kunde monteras felaktigt vilket gjorde att balansen blev helt fel och maskinen riskerade att slå runt helt okontrollerat.

Efter ombyggnaden är metoden för att vända maskinen att lyfta med kran eller travers i ena änden tills den hänger lodrätt. Sedan kopplas nytt tag med en annan lyftkrok i undersidan på SSM och operatören hissar där tills den är vågrät igen. Denna metod är riskfylld då lyftstroppar kan komma att glida mot maskinen och skadas. Den är också tidskrävande, svår att utföra för en ensam operatör och kräver att det finns tillgång till dubbla lyftkrokar med tillräcklig kapacitet.

1.2 Syfte

Metalocks förslag på lösning är en ny vagga för transport av maskinen. På denna vill man ha två pelare där man kan landa maskinen och vrida runt den. Framför allt efterfrågas en mer kontrollerad metod för själva vändningen än att balansera dess rotationscentrum och använda handkraft.

Uppdraget består i att konstruera en ny transportvagg med utrustning som ger möjlighet till ett säkrare och effektivare sätt att vända maskinen än tidigare och göra nödvändiga hållfasthetsberäkningar på utsatta delar.

1.3 Avgränsningar

Då Metalock tidigare tagit fram ett förslag på en transportvagg där rotationen kan ske med SSM vilandes på två pelare skulle det i detta projekt inte ägnas stora resurser på att finna alternativ till detta utan det huvudsakliga arbetet riktades mot att konstruera mekanismen för rotationen.

Företaget har goda resurser för tillverkning i metall. Därför fastställs redan nu det som huvudsakligt konstruktionsmaterial.

1.4 Precisering av frågeställningen

När projektet är slutfört är förhoppningen att det skall finnas en färdig solidmodell i CAD på en transportvagg med utrustning för att vända maskinen. Konstruktionen skall vara sådan att tillverkning är möjlig i Metalocks verkstäder eller att färdiga maskinelement finns att köpa.

Med den nya utrustningen skall en ensam operatör kunna vända maskinen utan att behöva tillgång till dubbla lyftkrokar. Tillverkningsritningar kommer att tas fram i mån av tid.

2 TEORETISK REFERENSRAM

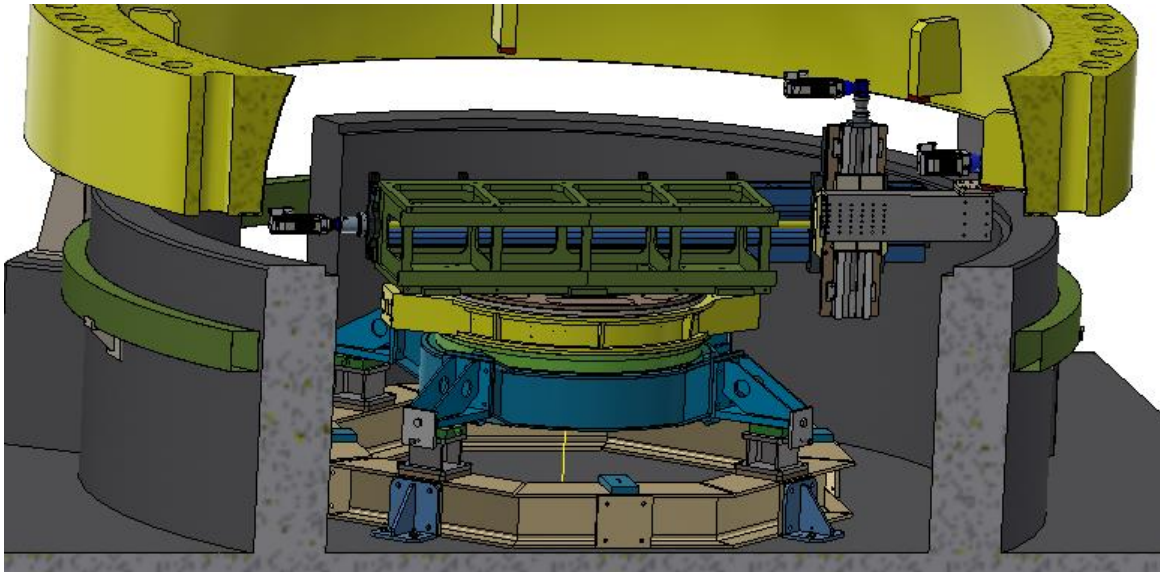
Här beskrivs bakomliggande fakta såsom tekniska data och historia som projektet har arbetat efter.

2.1 SSM och dess delar

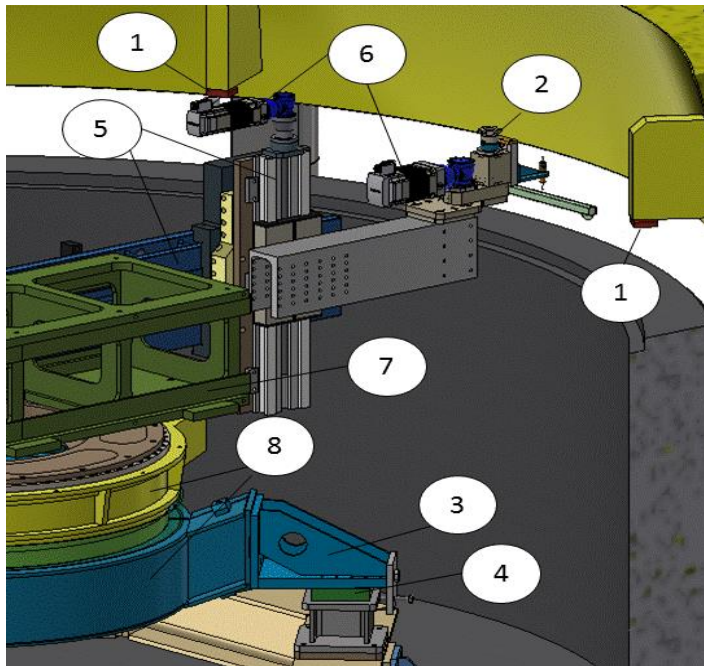
SSM kan användas både för svarvning och fräsning. I båda fallen anpassas maskinen till varje specifikt uppdrag genom att bygga ihop den med andra delar. I transportläge är dock maskinkroppen fri från utrustning förutom sin drivning.

I figur 2.1 och 2.2 visas som ett exempel hur SSM hade sammanställts för att bearbeta ett antal "klackar" under locket till en reaktortank. Eftersom det var mycket hög radioaktiv strålning under locket så hade maskinen utrustats med CNC-styrning och kameror för att kunna köras från en skyddad plats.

I detta fall var den roterade (gula) delen av maskinen vänd uppåt och fräsuutrustning hade monterats på maskinkroppen. När maskinen anpassas för svarvning så skruvas istället för fräsuutrustningen en förlängningsarm med en slid fast på maskinens roterande del. På sliden fäster man sedan ett svarvstål.



Figur 2.1: SSM sammansatt för fräsning



- 1 Klackar som bearbetades
- 2 Fräsverktyg på roterande spindel
- 3 Ben
- 4 Höjdjustering
- 5 Gejdrar
- 6 Servomotorer
- 7 Kub att fästa frästrustning på
- 8 SSM maskinkropp

Figur 2.2: SSM sammansatt för fräsning med hänvisning till olika delar

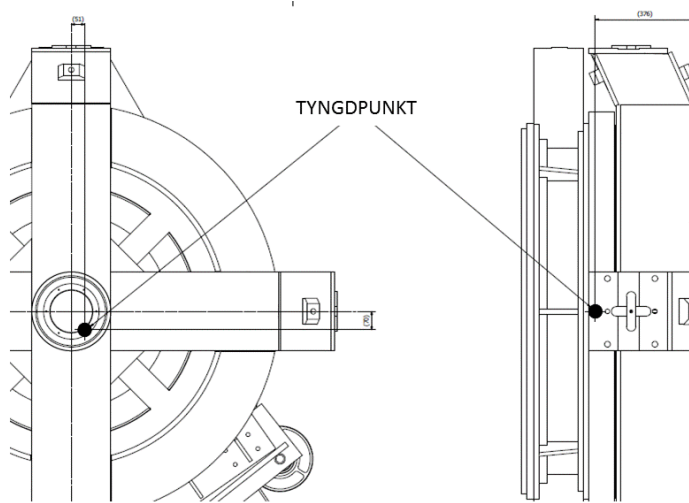
2.2 Vikt och mått på maskinen

Följande vikt och mått har kontrollerats genom att väga och mäta maskinen.

- Vikt: 4000 kg
- Diameter: 1580mm
- Avstånd fästytor för benen: 2003 mm

Tyngdpunkt: Enligt CAD-modell på SSM (se figur 2.3). Det finns ingen metod att på ett enkelt och tillräckligt noggrant sätt verifiera maskinens tyngdpunkt. Kan bli nödvändigt att

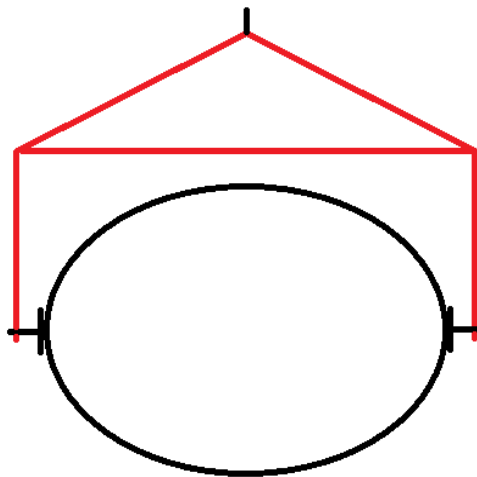
senare i projektet kontrollera och eventuellt justera rotationsaxelns läge för att säkerställa att den går genom tyngdpunkten. Detta för att få så lite vridmoment som möjligt vid rotationen.



Figur 2.3: Maskinens tyngdpunkt enligt CAD

2.3 Vändoket

Tidigare användes ett lyft- och vändok för att kunna vända maskinen. Det bestod av en horisontell balk som hänger i lyftkranen. I var ytterända på balken hängde ca 2 meter långa kedjor och i nedre ändan på dem en ledad platta. Plattan skruvades fast vid beninfästningarna på maskinen. Leden på plattan var placerad så att rotationsaxeln gick genom maskinens tyngdpunkt och det gick enkelt att vrida runt den med handkraft (se figur 2.4). Dock var det möjligt att montera de ledade plattorna upp och ner vilket gjorde att rotationscentrum hamnade fel och maskinen kunde slå runt helt okontrollerat.



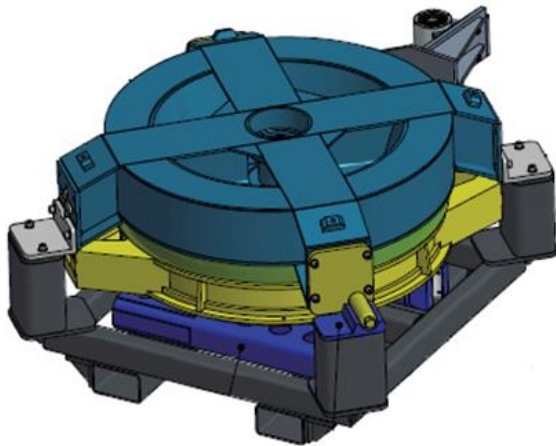
Figur 2.4: Principskiss på lyft- och vändoket

2.4 Tidigare arbete

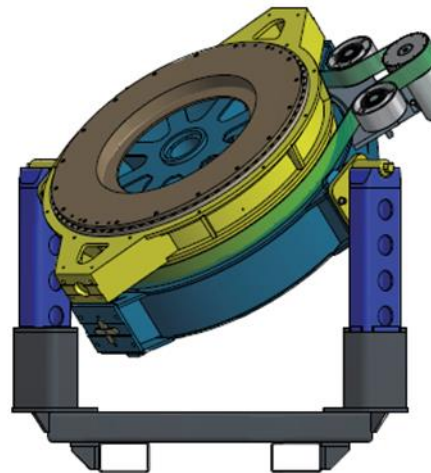
Metalock har tidigare tagit fram en modell på transportvaggan där maskinen ligger horisontellt och vilar på fyra korta pelare. För att förbereda vändning lyfts maskinen undan från vaggan och förlängare monteras i två av pelarna. Sedan skall maskinen med två axlar monterade på beninfästningarna landas på pelarna och kunna vridas runt. (se figur 2.5 och 2.6)

En nackdel med denna lösning är att förlängarna är tunga (ca 100 kg/st.). Detta medför att man behöver kranen för att montera dem. Finns det då enbart en kran (vilket är vanligt) måste man lägga ner maskinen vid sidan av för att frigöra kranen innan man kan montera förlängarna, vilket är tidsödande.

En annan nackdel med konstruktionen är att när maskinen ligger horisontellt (som i figur 2.5) hamnar dess tyngdpunkt ca 800 mm in från ytterkanten och man hamnar då utanför kapaciteten på Metalocks gaffeltruck. Mer om detta i kapitel 2.5. Vikten på hela vaggan inklusive de båda förlängarna skulle bli drygt 900 kg vilket måste anses vara onödigt tungt.



Figur 2.5: Transportläge



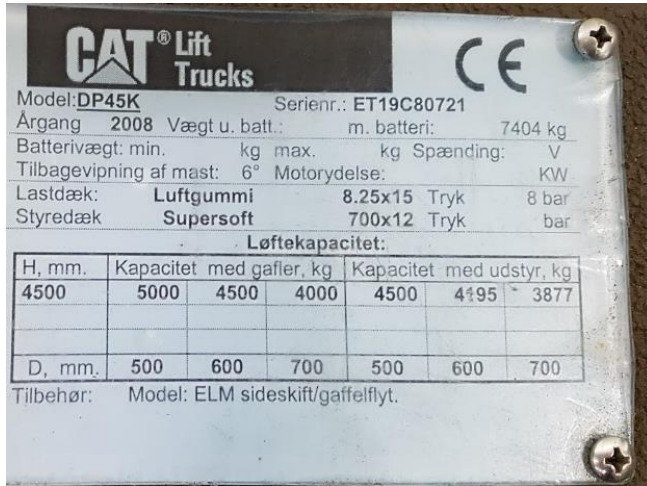
Figur 2.6: Vändläge

2.5 Metalocks gaffeltruck

Metalocks största gaffeltruck, CAT, modell DP45K har en kapacitet på 5000 kg när lastens tyngdpunkt ligger max 500 mm ut på gafflarna. Därefter minskar tillåtna lastvikten ner till 4000 kg om tyngdpunkten är 700 mm ut på gafflarna (se figur 2.7). Mått på truckens gafflar finns i tabell 2.2.

Tabell 2.2: Mått på truckens gafflar

Maxbredd gafflar	cc 1150 mm
Gaffelbredd	150 mm
Längd gafflar	1200 mm



Figur 2.7: Skylten som sitter på gaffeltrucken visar dess kapacitet

2.6 Research växlar

Redan tidigt i projektet insåg man att det skulle krävas någon form av utväxling för att kunna rotera maskinen på ett kontrollerat sätt. Det som eftersöktes var växlar som klarar ett vridmoment på ca 500 Nm. I princip var det tre typer av växel som ansågs tänkbara: planetväxel, snäckväxel och kombination av stort/litet drev. Den sistnämnda kan användas med kuggar i direkt ingrepp eller tillsammans med kedja eller drivrem (Melkersson & Mägi, 2016).

Jämfört med snäckväxlar har planetväxlar fördelen att de kan vara mindre i storlek och ändå klara av ett större vridmoment. Fördelen med snäckväxlar är att de kan fås att vara självhämmande, dvs. att lasten (maskinen) inte kan få växeln att rotera ofrivilligt (Kabetex, 2017), (Melkersson & Mägi, 2016).

Att kombinera ett stort och litet drev har fördelen att det ger en okomplicerad konstruktion och möjlighet till en enkel, intuitiv lösning för in- och urkoppling av systemet. Nackdelarna är att det kan krävas växling i flera steg för att få önskad utväxling. En växel av denna typ är precis som planetväxlar inte självhämmande.

3 METOD

I följande kapitel beskrivs vilka olika moment som ingick i projektet. De resultat som erhöles redovisas i senare kapitel.

3.1 Samla information

Projektet startade med att kartlägga användandet av SSM och samla synpunkter om den nya utrustningen. Det skedde genom möte i fokusgrupp och med enskilda intervjuer med personal på Metalock som har stor erfarenhet av SSM och liknande maskiner.

Det bedömdes också att de CAD-modeller som finns på SSM inte är tillräckligt tillförlitliga för att ge alla data som är viktiga för projektet. Anledningen till osäkerheten är att maskinen har byggts om flera gånger. På grund av detta så verifierades några för projektet viktiga storheter genom att fysiskt mäta dem. Vikten kontrollerades genom att väga maskinen med en våg hängandes i traversen och avståndet mellan beninfästningarna mättes med ett måttband.

För projektet är det också mycket avgörande att noggrant veta var maskinens tyngdpunkt ligger. Dock fanns ingen enkel metod att fysiskt kontrollera tyngdpunktens position utan man beslöt att tills vidare lita på CAD-modellen men att eventuellt göra konstruktionen sådan att rotationscentrum gick att justera. Detta för att få minsta möjliga vridmoment för rotationsmekanismen.

Eftersom transportvagnen mestadels kommer att lyftas och flyttas med gaffeltruck både vid verkstaden i Göteborg och "on site" undersöktes om Metalocks egen 5-tons truck var representativ för de flesta gaffeltruckar i samma storleksklass. Framför allt gaffelavståndet och hur mycket lyftkapaciteten minskar ju längre ut på gafflarna lastens tyngdpunkt ligger ansågs intressant. Detta för att kunna optimera utformningen av transportvagnen och säkerställa att den är möjlig att hantera av de flesta truckfabrikat.

3.2 Kravspecifikation

Med den samlade kunskapen om projektet sattes en kravspecifikation samman.

Kravspecifikationen gjordes redan från början för att inrymma krav på både transportvagnen och rotationsutrustningen även om projektet framför allt prioriterade att finna en bra lösning på rotationsutrustningen.

3.3 Konceptgenerering

Konceptuella lösningar erhöles dels från enskilda intervjuer och brainstorming med framtida operatörer på Metalock och dels genom egna idéer av projektutföraren. Olika dellösningar från dessa koncept kunde senare kombineras och förfinas för att skapa nya och bättre koncept.

Vid konceptgenereringen är det viktigt att inte favorisera någon lösning och utveckla den mer än något annat. Detta skulle i så fall riskera att man går miste om en bra delösning eller att när projektet senare skall välja ett koncept för vidareutveckling inte är objektivt i sin bedömning (Burenius & Lindstedt, 2004). Därför gjordes från början endast enkla skisser i liknade stil för varje koncept.

3.4 Välja koncept

Valet av koncept för vidareutveckling planerades göras med eliminerings- och kriterieviktsmatriser enligt Pughs och Kesselrings metoder. Dock ansågs att koncepten inte var tillräckligt långt utvecklade för att dessa metoder skulle vara rättvisande och givande. Istället togs beslutet genom att diskutera konceptlösningarna i fokusgrupp och därefter använda en kriterieviktsmatris enligt Kesselrings modell (Johannesson, Persson, Petterson, 2013).

Som stöd för diskussionerna inför konceptvalet samlades lösningarnas egenskaper i en PNI-matris som användes vid konceptvalet. PNI står för positivt, negativt och intressant.

3.5 Vidareutveckling av vinnande koncept i CAD

Det vinnande konceptet för rotationsutrustningen utvecklades för att uppfylla kravspecifikationen i så hög grad som möjligt inom projektets tidsram. Konstruktionsarbetet utfördes på Metalock med hjälp av CAD-programmet Autodesk Inventor Professional som de använder. I Inventor modellerades konceptets olika ingående delar. Dessa "parter" sattes sedan samman i vad som kallas för en assembly. I assemblyn kan användaren också montera andra del- och huvudassemblys, i detta fall SSM. Detta gör det bland annat möjligt att prova rörliga funktioner.

4 KRAVSPECIFIKATION

En kravspecifikation är ett viktigt verktyg i en produktutveckling. Här beskrivs arbetet med sammanställningen, till exempel hur krav och önskemål från Metalocks personal kom fram och vilka andra data som låg till grund för kravspecifikationen.

4.1 Fokusgrupp

I projektets begynnelse hölls möten i fokusgrupp med några av Metalocks tekniskt kunniga operatörer som har stor erfarenhet av SSM och liknande maskiner. För projektet var det viktigt att få information om hur SSM används och vilka krav och önskemål operatörerna har på transportvagnen med rotationsutrustningen. Som utgångspunkt för diskussionerna användes det förslag på vagg som tagits fram av Metalock innan detta projekts början. De synpunkter/önskemål som diskuterades var:

- Möjligt att lyfta hela vagnen och SSM med kran
- Trucken skall helst kunna lyfta vagnen från alla håll
- Ska vara lätt att landa SSM på pelarna. (Till exempel med breda V-spår)
- Djupa spår för rotationsaxlarna som minskar risken att maskinen faller ur spåren
- Möjligt att låsa rotationen (främst vid 0, 90, 180 grader)
- Hellre gula (roterande sidan) än blåa sidan nedåt i utgångsläge
- Rullningslager istället för glidande axel kan vara en lösning
- Kugghjul som kommer i ingrepp när man landar SSM kan vara en lösning

Några av synpunkterna som framkom, till exempel att det skall vara lätt att styra in rotationsaxlarna på pelarna när man lägger ner maskinen på vaggan var de flesta i fokusgruppen överens om, på andra punkter skilde sig åsikterna åt en del.

Den fråga som det rårde mest oenighet om var huruvida utrustningen skulle utrustas med motordrift eller om det är tillräckligt med vev och handkraft. Eftersom oenigheten gällande detta var så stor beslutar projektutföraren att det kriterium som skall skrivas i kravspecifikationen är att med rimligt motstånd kan en operatör veva för hand i max 45 sekunder. Om det krävs längre tid så bör mekanismen utrustas med motordrift. Om detta blir fallet föreslogs hydraulisk, pneumatisk, elektrisk drift. Dock med fördel för elektrisk, särskilt om det är tillräckligt med enfas 230 V.

4.2 Kapacitet på gaffeltruckar

I kapitel 2.4 beskrivs den maximala last som Metalocks gaffeltruck (CAT, modell DP45K) kan lyfta och hur avståndet till lastens tyngdpunkt påverkar maxlasten. För att få veta om Metalocks truck är representativ för de flesta gaffeltruckar i samma storlek (5 ton) undersöktes ett antal andra fabrikat (se tabell 4.1) (Linde, 2017), (Toyota, 2017), (Kalmar, 2017).

Tabell 4.1: Kapacitet på olika gaffeltruckar

Truckfabrikat/modell	Största avstånd till lastens tyngdpunkt för att behålla sin maxkapacitet på 5000 kg
CAT DP45K	500 mm
Linde H50	500 mm
Toyota 8FD45N	500 mm
Kalmar DCG50–6	600 mm

Av de truckar som undersöktes var det ingen som förlorade kapacitet mer än vad Metalocks truck gör när lastens tyngdpunkt flyttas längre ut på gafflarna. Det innebär att transportvaggan kan konstrueras efter den befintliga truckens kapacitet och det kommer vara liten risk att det finns en annan truck av samma storlek som inte klarar att lyfta vaggan.

4.3 Kravspecifikation

Med hjälp av uppgifterna från intervjuer, fokusgrupper och annan efterforskning sattes en kravspecifikation samman. Där listades och kvantifierades alla kriterium samt angavs på vilket sätt de skall verifieras.

I kravspecifikationen anges också hur starkt varje önskemål är genom att ge det ett värde mellan 1–5 där 1 är den lägsta graden och 5 är mycket starkt. De kriterier som ovillkorligen måste uppfyllas tilldelas istället för ett värde, "krav".

Senare i projektet när beslutsmatriser skulle sättas samman för att väga olika konceptlösningar mot varandra togs kriterier och viktning direkt från kravspecifikationen.

Kravspecifikationen används också för att avgöra hur väl projektet lyckats med slutprodukten.

Trots att projektets huvudsakliga prioritering är att hitta en bra lösning på rotationsmekanismen utformades specifikationen redan från början för att inrymma krav på hela transportvagnen. Kravspecifikationen delades dessutom in i tre delar:

1. Hela konstruktionen
2. Transportvagnen
3. Rotationsutrustningen (se tabell 4.2)

Kravspecifikationen finns i sin helhet i bilaga 2. Några av de krav och önskemål från del 1 som är särskilt värda att nämnas är:

- Möjlig att lyfta med Metalocks gaffeltruck (krav)
- Max. vikt för komponenter som behöver hanteras för hand: 25 kg (önskemål 4)
- Tillverkning möjlig i Metalocks verkstäder (krav)

Tabell 4.2: Del 3 från kravspecifikationen

3. Rotationsutrustningen			
3.1 Maxtid för rotationen om/vid manuell drift 45 sekunder	Ö	4	Ber./Uppskattn.
3.2 Maxtid för rotationen om/vid motordrift 60 sekunder	Ö	4	Ber./Uppskattn.
3.3 Möjlig att hantera av en (1) operatör	K		Konstruktion
3.4 Omöjligt att montera lösa komponenter felaktigt.	Ö	5	Konstruktion
3.5 Möjligt att låsa rotationen vid 0, 90, 180 grader.	Ö	5	Konstruktion
3.6 Klara ett vridmoment på minst 500 Nm	K		Beräkning
3.7 Säkerhetsfaktor mot sträckgräns på pelare med vändutrustning. 4x	K		Beräkning

5 KONCEPT

Här beskrivs arbetet med att generera konceptuella lösningar på rotationsmekanismen.

5.1 Konceptgenerering

Idéer till konceptlösningar erhöles dels från brainstorming och enskilda intervjuer med Metalocks personal och dels genom egna idéer av projektutföraren. Inspiration till detta fick man genom att söka efter lösningar på andra liknande problem. Allt eftersom möjliga lösningar kom fram skissades de upp. Alla skisser gjordes utan någon lösning för att bromsa och låsa rotationen trots att detta är ett av de tyngre önskemålen som finns på produkten. Detta eftersom man ansåg att broms/låsning är ett separat system och alla koncept har lika stora förutsättningar att kunna lägga till det senare. Gemensamt för alla koncepten är också lösningen med en fästplatta mot SSM och en axel som vilar i ett V-spår.

De idéer till dellösningar som fanns kombinerades i den mån det var möjligt och till slut fanns det sex konceptuella lösningar med skisser på rotationsmekanismen.

De sex koncepten var:

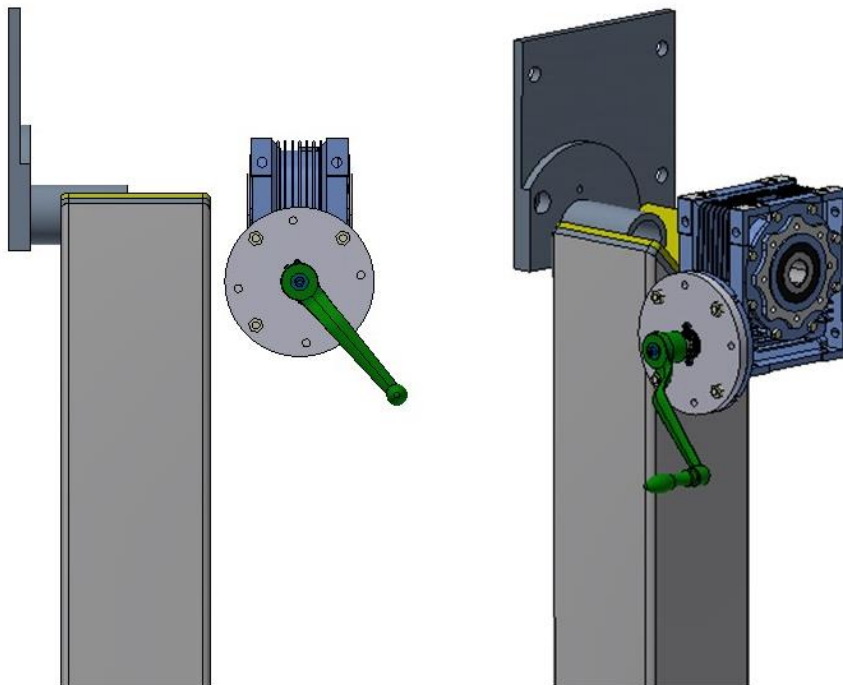
1. Snäckväxel med in/urkoppling
2. Stort/litet drev
3. Planetväxel på glidstänger
4. Hjul mot gummihjul
5. Utväxling med kedja eller rem
6. Rem och vinkelväxel

5.2 Beskrivning av konceptlösningar

Nedan följer beskrivningar av de sex olika konceptlösningarna och deras för/nackdelar.

5.2.1 Snäckväxel med in/urkoppling

Snäckväxeln utgående axel sitter i linje med axeln på fästplattan och en lös axel kan skjutas fram och tillbaka för att koppla i eller ur mekanismen (figur 5.1).

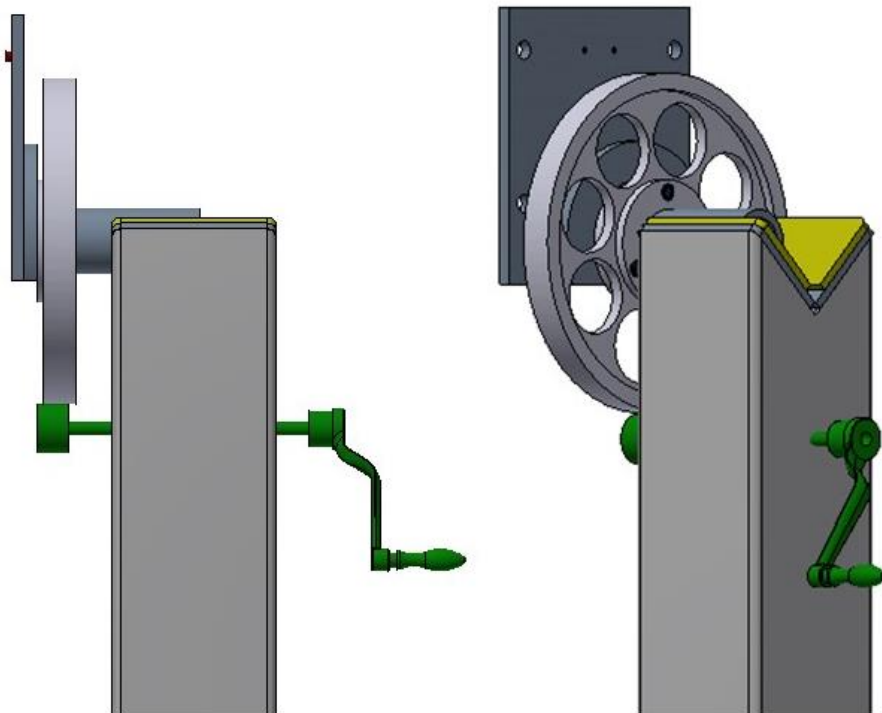


Figur 5.1: Koncept 1, snäckväxel med in/urkoppling.

Fördelar	Nackdelar
Snäckväxeln kan fås självhämmande	Krävs en relativt stor växel för att klara ett stort vridmoment
Drivning med vev eller motor kan beslutas sent i projektet	Möjligt att glömma koppla ur axeln innan lyft och därmed risk att skada utrustningen
Lätt att bestämma utväxling långt fram i projektet	

5.2.2 Utväxling med stort/litet drev

Ett stort drev sitter fäst och centrerat på rotationsaxeln. När maskinen landas i V-spåren kommer dess kuggar i ingrepp med ett mindre drev som är kopplat till drivningen (figur 5.2).

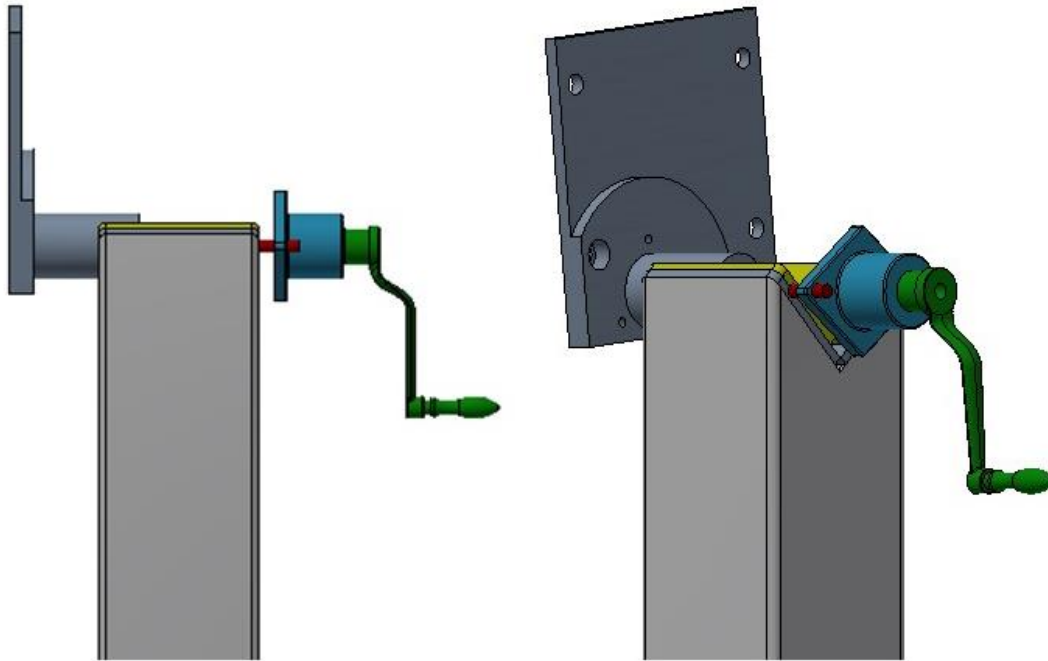


Figur 5.2: Koncept 2, utväxling med stort/litet drev.

Fördelar	Nackdelar
Enkel konstruktion	Behöver separat broms
Kan kombineras med annan växel	Kräver mycket stor skillnad på drevens storlek för att få stor utväxling
Inkoppling av mekanismen sker automatiskt när SSM sätts ner i V-spåren	Risk att kuggarna krockar när SSM landas på pelarna

5.2.3 Planetväxel på glidstänger

En planetväxel sitter på två glidstänger. Genom att skjuta den framåt/bakåt kan dess utgående axel kopplas i/ur med rotationsaxeln på fästplattan (figur 5.3).

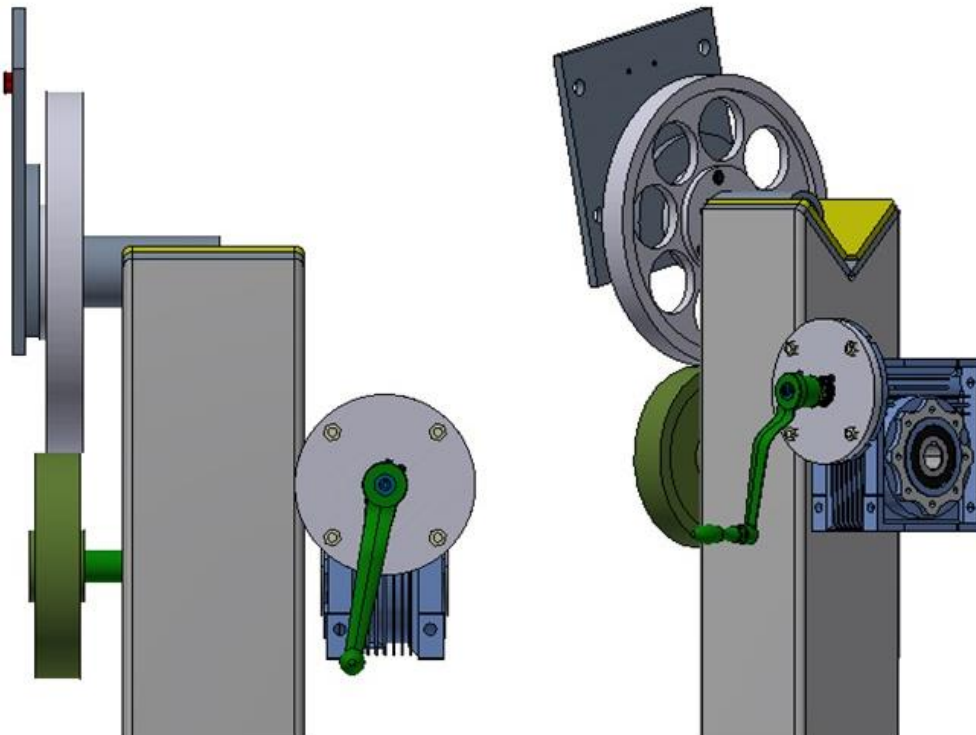


Figur 5.3: Koncept 3, planetväxel på glidstänger.

Fördelar	Nackdelar
Lätt att bestämma utväxling	Behöver separat broms
Fysiskt mindre växel för att klara samma vridmoment jämfört med snäckväxel	Möjligt att glömma koppla ur axeln innan lyft och därmed risk att skada utrustningen
Drivning med motor eller vev kan bestämmas sent i projektet	
Enkel konstruktion med få delar	

5.2.4 Hjul mot gummihjul

Ett hjul som är fast monterat på rotationsaxeln pressas med hjälp av maskinens tyngd mot ett gummihjul som drivs av en snäckväxel (figur 5.4).

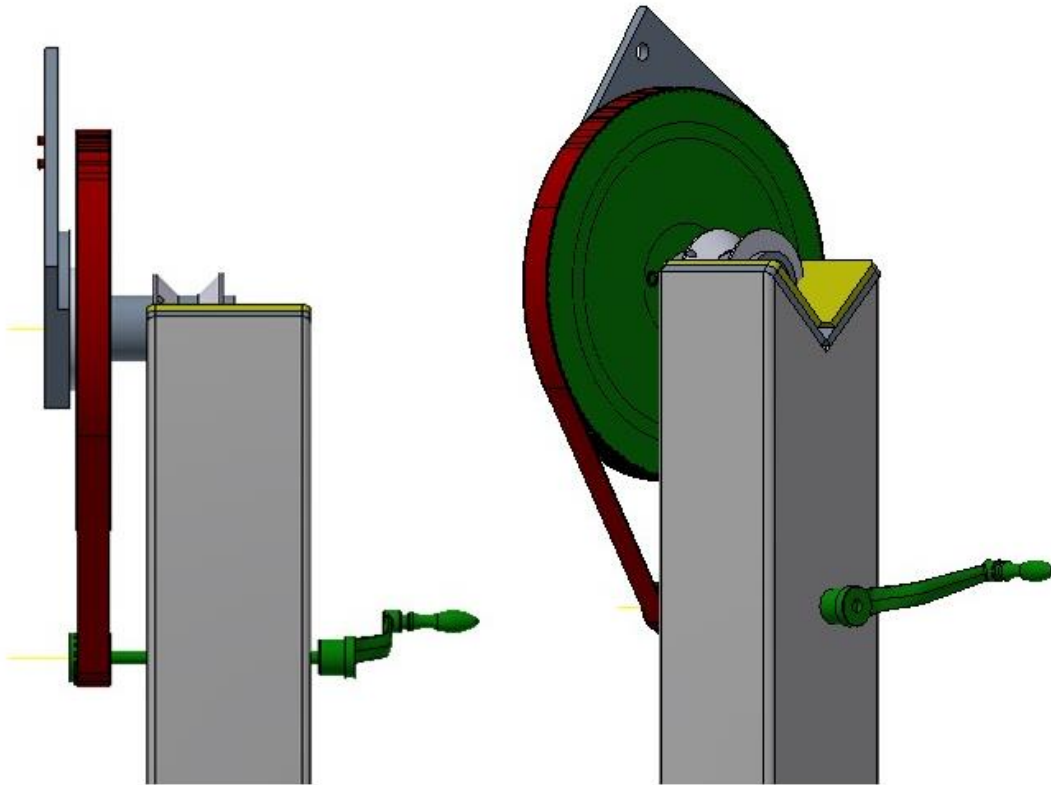


Figur 5.4: Koncept 4, hjul mot gummihjul.

Fördelar	Nackdelar
Behövs ingen separat in/urkoppling, minimal risk att något skadas vid lyft eller nedsättning av maskinen	Behöver eventuellt kunna justera trycket mellan hjulen. Kan ge en komplicerad konstruktion
Kan fås att slira vid överbelastning	
Drivning med motor eller vev kan bestämmas sent i projektet	

5.2.5 Utväxling med kedja eller rem

Ett stort kedjedrev eller en remskiva sitter fäst och centrerat på rotationsaxeln och ett mindre drev eller remskiva sitter på drivningen. När maskinen landats i V-spåren kan en rem eller kedja sammankoppla de två dreven (figur 5.5).

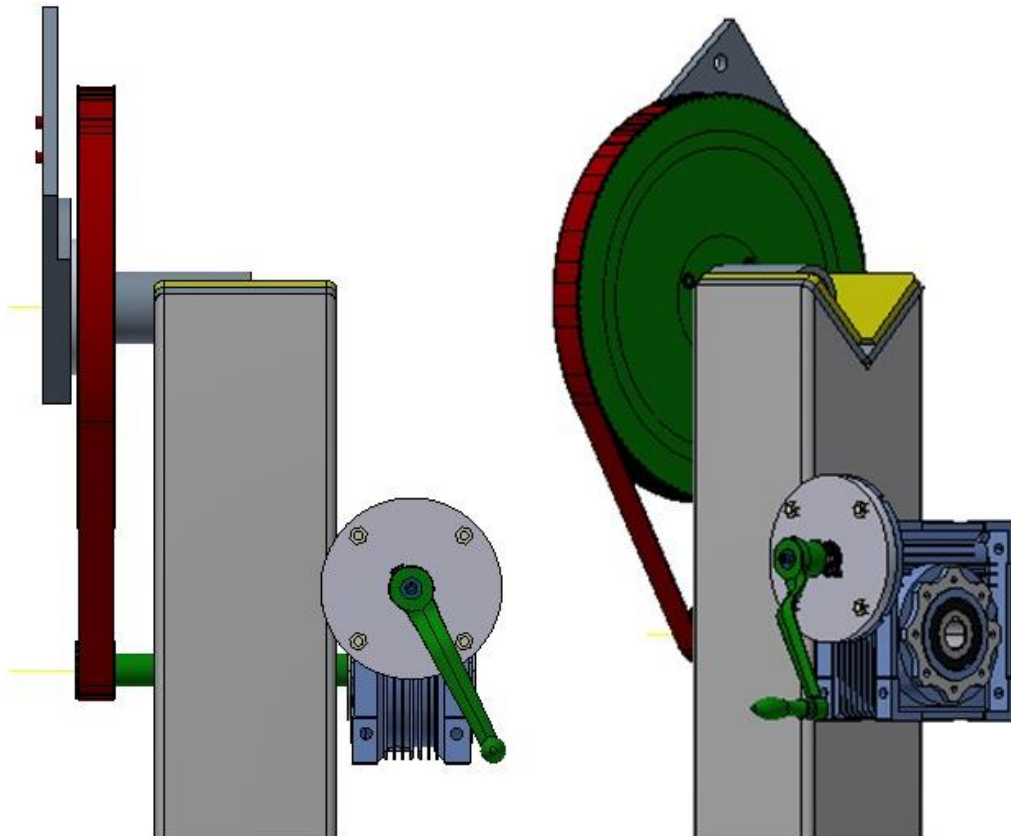


Figur 5.5: Koncept 5, utväxling med kedja eller rem.

Fördelar	Nackdelar
Lätt att lägga på kedja eller rem efter man har landat SSM (med en spännare på remmen)	Behöver separat broms
Kan kombineras med annan växel	Blir inte mycket utväxling med bara två drev
Drivning med motor eller vev kan bestämmas sent i projektet	Rörliga delar exponerade för yttre påverkan

5.2.6 Kombination av rem och snäckväxel

Liknande lösning som 5.2.5 men med en snäckväxel som ökar utväxlingen och ger en låsande effekt på rotationen (figur 5.6).



Figur 5.6: Koncept 6, kombination av rem och snäckväxel.

Fördelar	Nackdelar
Självhämmande snäckväxel	Rörliga delar exponerade för yttre påverkan
Remväxeln tar upp en del av momentet vilket ger att man kan använda en mindre snäckväxel	Möjligt att glömma koppla ur drivningen innan lyft och därmed risk att skada utrustningen
Lätt lösning för in/urkoppling med en remspännare	

6 VÄLJA KONCEPT FÖR VIDAREUTVECKLING

Följande kapitel beskriver hur valet av koncept för vidareutveckling gick till.

6.1 PNI-matris

För att få en översikt på för- och nackdelar samt intressanta aspekter med de olika koncepten sammanställdes en PNI-matris. PNI står för positivt, negativt och intressant. Hela matrisen finns i bilaga 1.

6.2 Urvalsmetod

Koncepten var inte tillräckligt långt utvecklade för att ett konceptval enbart med urvalmatriser typ Pughs eller Kesselring skulle vara rättvisande och givande. Då det inom projektets tidsram inte heller var möjligt att utveckla alla koncepten så långt gjordes urvalet istället genom diskussion i fokusgruppen och med en Kesselring beslutsmatris. Det beslutades att det koncept som är bäst lämpat för vidareutveckling är "4. Hjul mot gummihjul". Valet av koncept för vidareutveckling motiverades på följande sätt:

Ett absolut krav på mekanismen för rotationen var att maskinen inte skulle kunna rotera på grund av sin egenvikt. Därför skulle det krävas antingen en självhämmande växel eller ett separat system för att kunna bromsa och låsa rotationen. Den enda växeln som kan vara självhämmande är en snäckväxel med utväxling över 30.

Inget av lösningsalternativen utan snäckväxel hade andra, tillräckligt stora fördelar för att vara mer intressanta att vidareutveckla och senare kombinera med ett separat bromssystem. Det ansågs att snäckväxels största nackdel, att den behöver vara relativt stor för att klara ett visst moment är mycket mindre än fördelen med att slippa ett separat system för broms av rotationen. Därför sällades alla koncept utom de med snäckväxel bort och kvar fanns bara "1. snäckväxel direkt", "4. hjul mot gummihjul" och "6. rem och vinkelväxel".

De tre kvarvarande koncepten, 1, 4 och 6, jämfördes sedan i en Kesselring beslutsmatris (se tabell 6.1) där koncept 4 visar sig ha stora fördelar gentemot de andra två.

I Kesselringmatrisen betygsätts lösningarnas förmåga att uppfylla olika kriterier. Betyget multipliceras med viktningsfaktorn och resultatet ger en poängsumma. Det lösningsförslag med högst sammanräknad poängsumma är det som förväntas lösa problemet på bästa sätt (Johannesson, Persson, Petterson, 2013).

Tabell 6.1: Kesselring beslutsmatrix

Kriterier	w Viktning (1-5)	Lösningalternativ							
		Ideal		1		4		6	
		v	t	v	t	v	t	v	t
Möjlig att hantera av en (1) operatör	5	5	25	5	25	5	25	5	25
Ej möjligt att glömma koppla ur axel eller liknande innan lyft.	4	5	20	0	0	5	20	0	0
Ej möjligt att montera lösa komponenter felaktigt.	5	5	25	5	25	5	25	5	25
Minimal risk att något skadas när operatör landar maskinen på pelarna.	4	5	20	1	4	5	20	3	15
Summa t		90		54		90		65	
t/t max		1,00		0,60		1,00		0,72	
Rangordning				3		1		2	
w = viktning 1-5 där 1 är svagt önskemål och 5 är mycket stark önskan, v = kriteriets uppfyllelsegrad, t = w*t									

Den största fördelen med “4. Hjul mot gummihjul” gentemot de andra två är att den inte kräver någon separat in- och urkoppling. Det gör att risken för att operatören skulle glömma att koppla ur en förbindelse mellan maskinen och rotationsmekanismen innan lyft med kran är helt obefintlig. Detta skulle annars utgöra en risk för skador på både operatören och utrustningen. En annan fördel med lösningen är att man kan justera trycket mellan hjul och gummihjul så att den kan fås att slira vid överbelastning. Den har också rimligt antal ingående delar vilket gör den driftsäker och lätt att tillverka. Inte heller är några av delarna sådana att de kan förväntas generera orimligt stora kostnader.

7 UTVECKLING AV KONCEPT 4

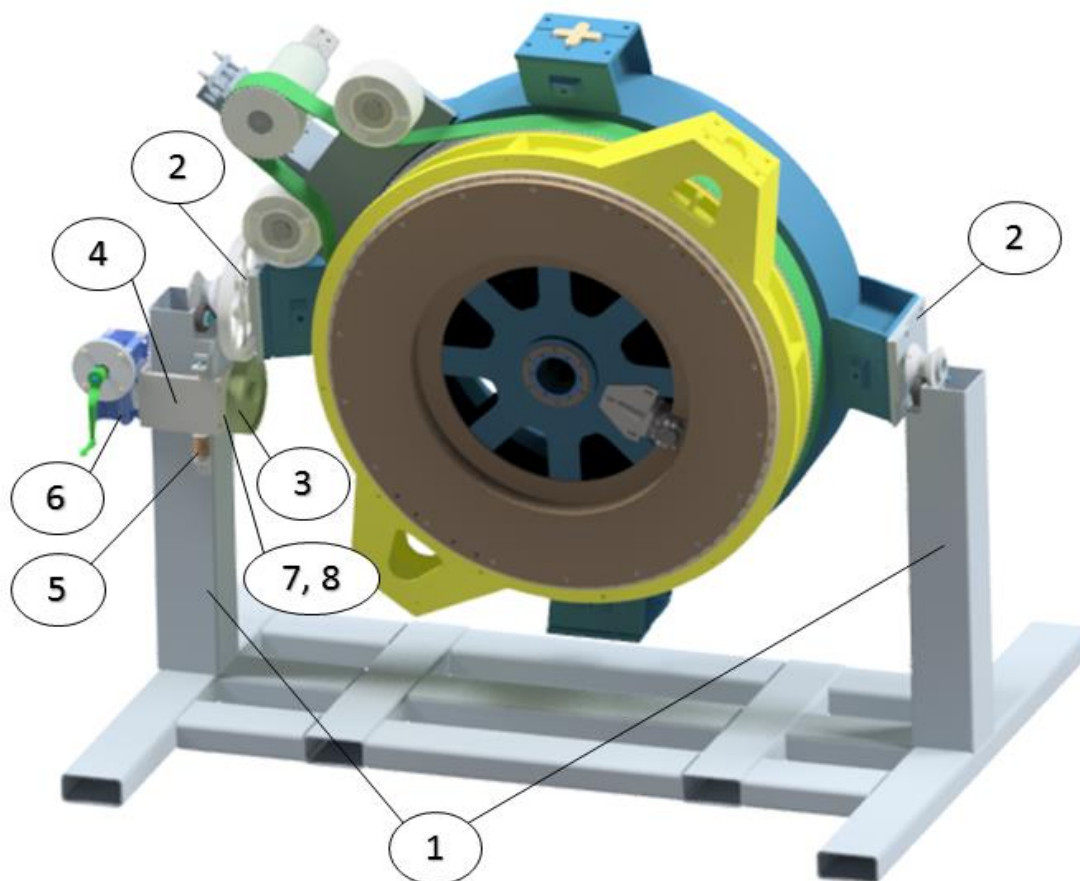
Här beskrivs arbetet med utvecklingen av koncept 4 och dess olika delar. Man finner också resonemang kring val av färdiga maskinelement samt beräkningar som gjordes under utvecklingsarbetet.

7.1 Konstruktionens olika delar

Själva modellerandet av delarna gjordes i CAD-programmet Autodesk Inventor Professional. Delarna sattes samman i assembly och på så vis byggdes konstruktionen successivt upp.

I figur 7.1 visas en bild på hela transportvaggan med SSM i ett rotationsläge. Projektets inriktning har varit att finna en bra lösning på mekanismen till rotationen men ett utkast till en transportvagga togs ändå fram för att det skulle vara möjligt att prova alla delar tillsammans. Till skillnad mot hur SSM ligger i den vagga som beskrevs i kapitel 2.4 skulle maskinen här transporteras stående lodrätt. Denna utformning tillåter att en gaffeltruck kan komma mycket närmare maskinens tyngdpunkt vilket betyder att gaffeltruckens maximala lyftkapacitet kan utnyttjas.

I figur 7.1 tillsammans med tabell 7.1 hänvisas till de delar som beskrivs senare i kapitlet.



Figur 7.1: SSM i transportvagnen med hänvisning till konstruktionens olika delar

Tabell 7.1: Hänvisning mellan sifferballongerna i figur 7.1, de olika delarna och deras respektive kapitel

Nummer i figur 7.1	Del av konstruktionen	Kapitel
1	Pelarna	7.2
2	Infästningsplattan med rotationsaxeln	7.3
3	Drivhjul	7.4
4	Ledad vagna för drivhjulet	7.6
5	Fjäder	7.7
6	Snäckväxel	7.8
7	Kullager	7.9
8	Drivaxel	7.10

7.2 Pelarna

Som grund för konstruktionen väljs en fyrkantig stålprofil med dimensionen 200x200x5 mm från Metallocks bibliotek med material i standardstorlekar. Stålet är konstruktionsstål S355JR, där 355 står för sträckgräns på 355 MPa (Eriksson & Karlsson, 1997). För att hålla säkerhetsfaktor 4 (enligt kravspecifikationen) får spänningen dock vara maximalt 89 MPa.

Profilen fungerar som pelare och rotationsmekanismen monteras på denna.

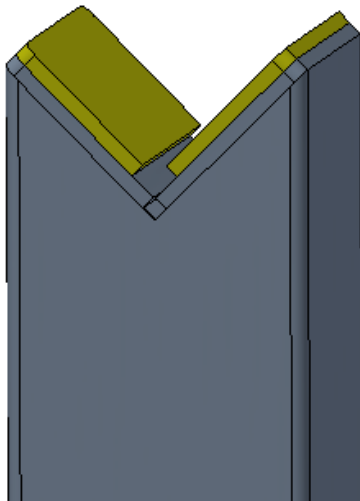
Hela maskinens vikt på 4000 kg kommer att tas upp av två pelare vilket gör att varje pelare belastas med ca 20 000 N. Tvärsnittsarean på varje pelare är 4000 mm².

Spänningen i materialet blir då $20\,000/4000 = 5$ MPa.

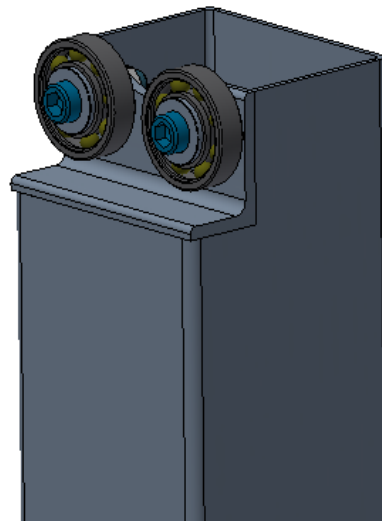
Den spänningen jämförs med maximalt tillåtna spänningen på 89 MPa. Det visar att belastningen är långt ifrån att riskera bestående deformation. I det avseendet skulle det vara möjligt att välja en stålprofil med mycket tunnare godstjocklek. Dock beslutas att behålla denna dimension för att underlätta kommande svets- och gänginfästningar.

För att det skall vara möjligt att landa SSM med de två rotationsaxlarna på pelaren behöver den ha någon form av avsmalnande fördjupning längst upp. De två alternativ som ansågs tänkbara var:

1. Plastbelagt V-spår (figur 7.2)
2. Två kullagrade rullar (figur 7.3)



Figur 7.2: Pelare med plastbelagt V-spår



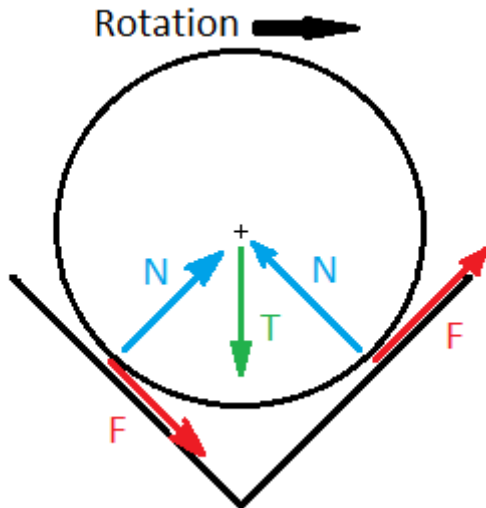
Figur 7.3: Pelare med två kullagrade rullar

Fördelen med plastbelagt V-spår gentemot kullagrade rullar är att det är en något enklare och därmed billigare konstruktion.

Nackdelen med V-spåret är att det kommer uppstå friktion mellan axeln och plasten som bidrar till att öka det vridmoment som rotationsdrivningen måste övervinna.

Nedan visas beräkningar på det vridmoment som krävs för att övervinna den friktionskraft som uppstår på vardera rotationsaxeln i V-spåret. (figur 7.4)

Förutsättningarna för beräkningarna är att vinkeln på V-spåret är 45 grader, diametern D , på axeln är 80 mm och friktionstalet μ , mellan axeln och plastmaterialet antas vara max 0,2. Maskinens massa m , är 4000 kg och gravitationskraften g , är $9,81\text{m/s}^2$.



Figur 7.4: Skiss och beteckningar för beräkningar av friktion i V-spåret. (en sida)

N = Normalkraft

T = Tyngdkraft

F = Friktionskraft

Tyngdkraften beräknas på halva maskinens massa:

$$T = \frac{m}{2} * g \quad (7.1.1)$$

Jämnvikt i vertikalriktning ger:

$$2 * N * \cos(45) - T = 0 \quad (7.1.2)$$

Vilket ger att:

$$N = \frac{mg}{2 \cos(45)} \quad (7.1.3)$$

Med insattas värden fås normalkraften $N = 13\,873\text{ N}$

Friktionskraften, F fås av:

$$F = \mu N \quad (7.1.4)$$

Med friktionstalet $\mu = 0,2$ blir $F = 2775\text{ N}$

Vridmomentet, M fås som:

$$M = \frac{FD}{2} \quad (7.1.5)$$

Med insatta värden för F och D blir $M = 111\text{ Nm}$

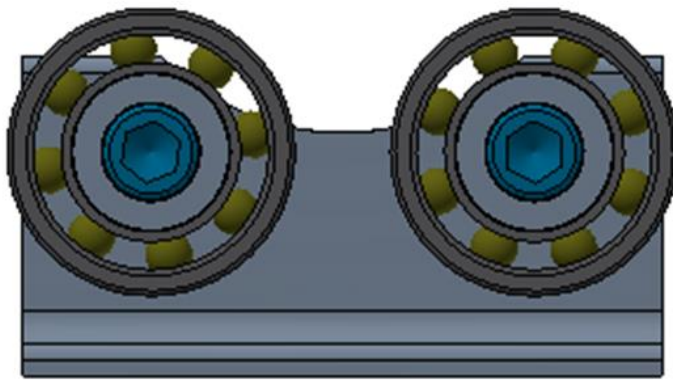
(Olsson, 2005)

Den beräknade friktionskraften, F uppstår i varje kontaktpunkt mellan axel och v-spår. Eftersom det är två V-spår och axeln är i kontakt på två punkter i vardera så multipliceras det beräknade vridmomentet med 4 för att få det totala vridmomentet som måste övervinnas på grund av friktion i V-spåren.

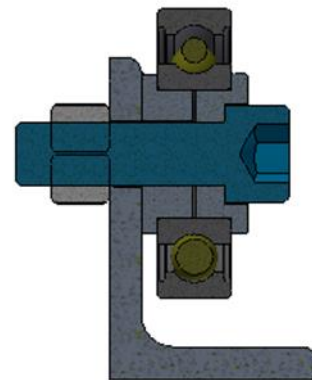
Som beräkningarna visar ger enbart friktionen ett vridmoment på 444 Nm som måste övervinnas. Den efterforskning som gjorts på snäckväxlar (beskrivs i kapitel 2.5) visar att det skulle kräva en mycket stor snäckväxel för att ha kapacitet som klarar vridmomentet från friktionen plus det vridmoment på 500 Nm som kravet på utrustningen är.

Med detta som motivering tas beslutet att välja konstruktionen med två kullagrade rullar där man helt kan bortse från vridmoment på grund av friktion.

De lager som väljs till rullarna är SKF 6308. De har ett statiskt bärighetstal på 24000N, en ytterdiameter på 90mm, innerdiameter 40mm och bredd 23mm (SKF, 1999). Rullarna fixeras på pelarna med två bussningar och en M20 skruv (figur 7.5 och 7.6).



Figur 7.5: Rullarna på sitt fäste



Figur 7.6: Snitt genom kullager, bussningar och M20 skruv

7.3 Infästningsplattorna med rotationsaxel

Som infästningspunkt på SSM valdes beninfästningarna. Valet motiveras med att maskinen garanterat är tillräckligt stark där och i den vagg Metalock haft förslag på tidigare fäste man rotationsaxlarna där.

Plattorna (figur 7.7 och 7.8) är rektangulära med fyra hål för skruvar. De har dessutom en kryssformad fördjupning som motsvarar två utstickande befintliga kilar på SSM.

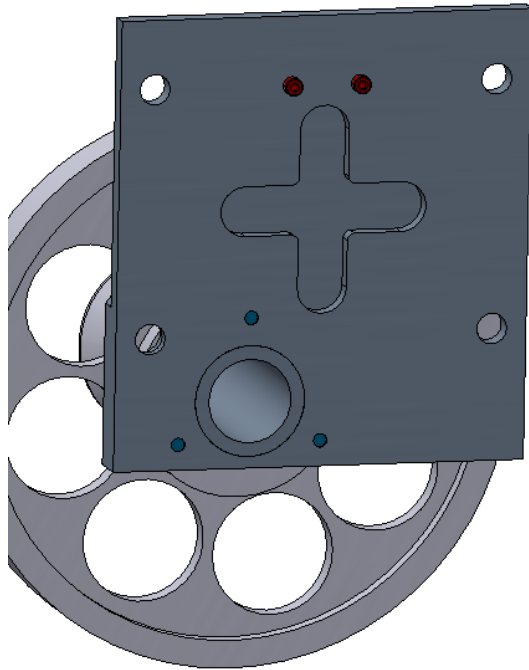
Rotationsaxlarna placerades så att deras gemensamma centrumlinje går rakt igenom maskinens tyngdpunkt. De två koniska ringar (figur 7.8) som sitter på varje axel hjälper operatören att styra axeln rätt på rullarna.

På den ena sidan sitter ett hjul med lätttrad periferi (figur 7.7) som skall överföra vridmoment från drivhjulet med gummibeläggning till SSM.

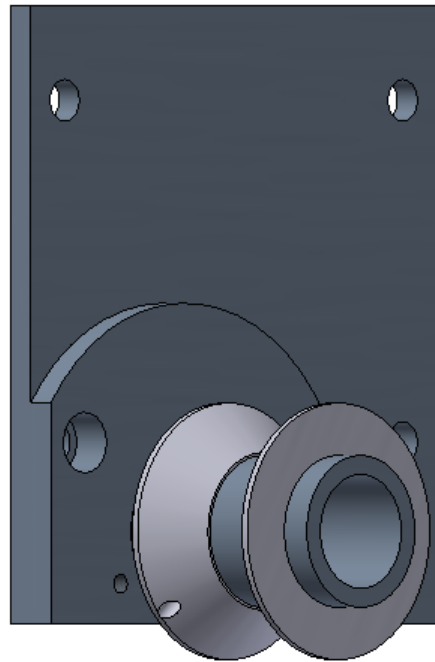
En ur säkerhetssynpunkt mycket viktig detalj är att det inte går att montera infästningsplattan fel. Eftersom axeln är osymmetriskt placerad på plattan skulle detta i så fall kunna resultera i

att maskinens tyngdpunkt hamnar långt bort från rotationscentrum och ger en obalans som kan få maskinen att rotera helt okontrollerat med fara för operatör och utrustning.

För att förhindra detta föreslås att man sätter två stift i plattan på ena sidan (de två röda i figur 7.7) och borrar motsvarande hål i infästningen på SSM så att plattan endast kan monteras korrekt. På den andra plattan sätter man endast ett stift centrerat på plattan. Detta system kan dessutom kombineras med färgmärkning på platta och SSM för att ytterligare underlätta för operatören.



Figur 7.7: Baksidan på infästningsplattan (drivsidan) med sin kryssformade fördjupning. I figuren syns också hjulet med lätttrad utsida och de två stift som ska förhindra felaktig montering.



Figur 7.8: Framsidan på infästningsplattan (frisidan). I figuren syns också de två koniska ringar som underlättar instyrningen på rullarna.

Ett önskemål i kravspecifikationen är att komponenter som hanteras för hand inte skall väga mer än 15 kg (önskemål vikt 3) eller 25 kg (önskemål vikt 4). Då plattan med axel kommer att hanteras för hand är målsättningen att de skall vara lätta, därför tillverkas hjulet av aluminium, plattorna görs tunna förutom runt om axeln och axeln görs ihålig med minsta möjliga godstjocklek. Den totala vikten på platta, axel och aluminiumhjul tillsammans beräknas bli 23.5 kg.

Eftersom denna del av konstruktionen utsätts för stora krafter och samtidigt önskas vara så lätt som möjligt beslutades det att FEM-analys skulle utföras på komponenten. Detta för att säkerställa att den är tillräckligt kraftigt dimensionerad och för att undersöka om det är

möjligt att minska mängden material för att minimera dess vikt. Detta arbete beskrivs i kapitel 8.

7.4 Val av drivhjul

I konceptet ingår ett drivhjul med gummibeläggning. Metalock har tidigare köpt liknande hjul från företaget Blickle och därför undersöktes deras sortiment för att finna ett passande sådant. Deras modellserie GTHN är ett gjutjärnshjul med hål för axel och krysskil. Det är belagt med polyuretan vilket ger hög friktionskoefficient, god kemisk resistens och god slitstyrka. De finns i utförande som tål belastning från 300-25000kg. Valet faller på GTHN 251/40H7 som skall klara en belastning på 1100kg. Det är 250mm i diameter och 50mm brett. (Blickle, 2017).

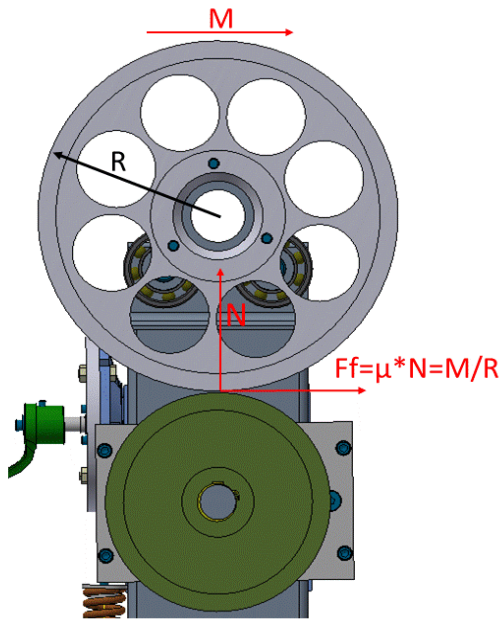
Eftersom det inte gick att hämta en CAD-modell från Blickle så gjordes en modell i Inventor efter de mått som angavs på det valda hjulet.

7.5 Beräkningar kraft mellan hjulen

Förutom drivhjulet av gummi ingår i konceptet ett större hjul (figur 7.7) vilket förmedlar vridmomentet från drivhjulet till SSM. Vridmomentet överförs med friktion och därför krävdes beräkningar på erforderlig diameter, kraft och friktionskoefficient, μ mellan hjulen.

Att hitta ett exakt värde på friktionskoefficienten mellan metall och polyuretan var inte möjligt men med lättrad utsida på aluminiumhjulet bör man få ett friktionsvärde på minst 0,6.

Eftersom framför allt värdet på friktionskoefficienten inte kan anses vara så exakt skall följande beräkningar endast ses som en grund till konstruktionen. För att få hjulen att slira vid överbelastning, vilket kan vara bra för att minska risken för ett haveri på snäckväxeln bör konstruktionen vara sådan att trycket mellan hjulen går att justera. Följande beräkningar gjordes för att få fram N, erforderlig normalkraft mellan hjulen (figur 7.9).



Figur 7.9: Beteckningar för beräkning av erforderlig normalkraft mellan hjulen

M = Vridmoment från aluminiumhjulet = 500 Nm

R = Lämplig radie på aluminiumhjulet = 0,2 m

Friktionskoefficient, $\mu = 0,6$

Momentjämvikt kring hjulets centrum ger:

$$Ff = \frac{M}{R} \quad (7.4.1)$$

Med insatta värden på M och R fås $Ff = 2500$ N

Friktionskraften precis innan det slirar mellan hjulen, Ff är också:

$$Ff = \mu * N \quad (7.4.2)$$

där N är normalkraften mellan de två hjulen.

Ekvation (7.4.2) ger slutligen att:

$$N = \frac{F}{\mu} \quad (7.4.3)$$

Med insatta värden på F och μ fås $N = 4166$ N

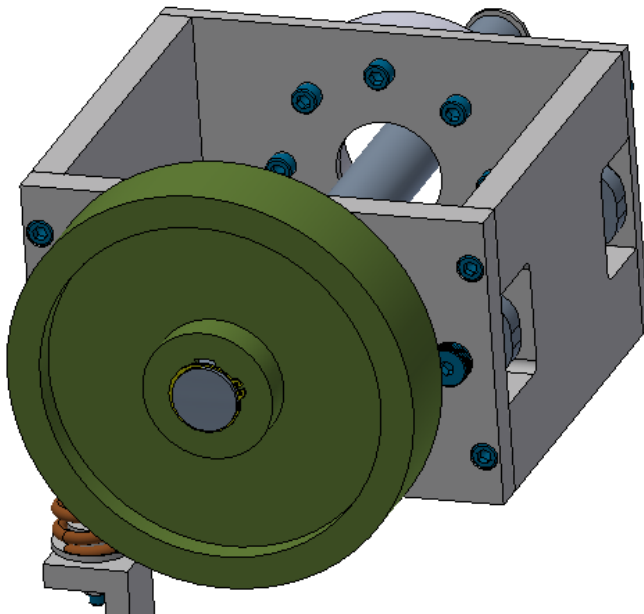
(Olsson, 2005)

7.6 Ledad vagger för drivhjulet

På grund av en del osäkra parametrar såsom friktionskoefficient och kompressionen på gummihjulet ansågs det inte möjligt att tillräckligt noggrant beräkna nödvändig kraft mellan de två hjulen. Därav beslutades att man behöver göra konstruktionen sådan att det är möjligt att justera kraften.

Två alternativ övervägdes. Justera mellan rullarna under rotationsaxeln och drivhjulet eller fjäderbelastad konstruktion för drivhjulet? Valet föll på fjäderbelastad. En nackdel är att det kräver en något mer komplicerad konstruktion. Fördelarna med detta är att det blir lättare att ställa in kraften mellan hjulen och fjädningen kan dessutom ta upp eventuellt slitage på hjulet.

Med drivhjulet och snäckväxeln monterade på en ledad, fjäderbelastad vagger liknande bakhjulsupphängningen på motorcyklar (se figur 7.10) är det möjligt att applicera det önskade vridmomentet på 500 Nm på SSM och därefter justera kraften mellan hjulen tills det precis slirar.



Figur 7.10: Ledad vagger för drivhjulet. Nederst till vänster skymtar också fjädern som beskrivs i kapitel 7.6

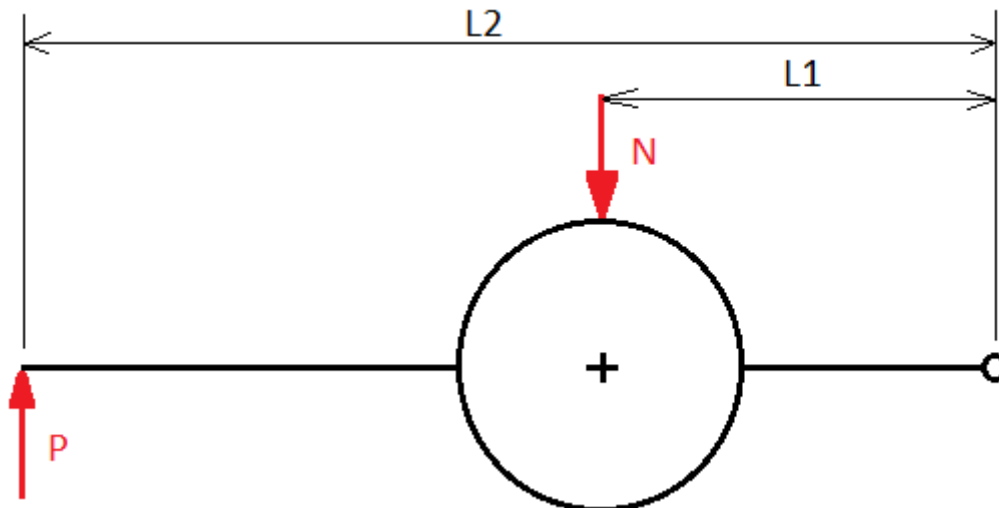
7.7 Justerbar fjäderkraft för ledade vagger

Fjäderkraften, P beräknades på följande sätt (beteckningar enligt figur 7.11):

Kraften mellan gummihjul och aluminiumhjul: $N = 4166 \text{ N}$ (som beräknad i kap 7.5)

Längd (momentarm) mellan led och gummihjul: $L1 = 125 \text{ mm}$

Längd (momentarm) mellan led och fjäder: $L2 = 245 \text{ mm}$



Figur 7.11: Skiss för beräkning av erforderlig fjäderkraft

Momentjämvikt kring leden ger:

$$P * L2 = N * L1 \quad (7.6.1)$$

Vilket ger att:

$$P = N * \frac{L1}{L2} \quad (7.6.2)$$

Med insatta värden på normalkraft och momentarmar fås $P = 2125 \text{ N}$

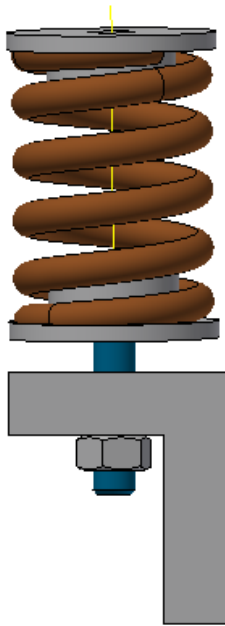
Det behövs alltså en fjäderkraft, P på 2125 N för att få rätt kraft, N mellan hjulen. Eftersom friktionsvärdet mellan gummi- och aluminiumhjulet är svårt att veta exakt så kan fjäderkraften komma att behöva justeras antingen uppåt eller neråt. En uppskattning är att normalkraften N bör kunna justeras inom ett intervall på 3000-5000N. Det ger att fjäderkraften, P skall kunna justeras mellan 1500–2500 N.

Det verkar rimligt att konstruera vaggan på så vis att när SSM landar i v-spåren komprimeras fjädern ca 10 mm, det ger att fjäderkonstanten, c bör vara på 150 N/mm.

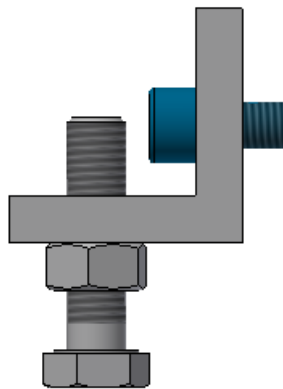
Då Metalock tidigare köpt fjädrar från tillverkaren Lesjöfors undersöktes deras sortiment efter en spiraltryckfjäder med fjäderkonstant, c mellan 150–200 N/mm och maximala fjäderkraften, F_n på minst 2500 N. Dessutom är det önskvärt att den skall vara max 100 mm lång (okomprimerad) och max 50 mm i diameter.

Valet föll på 6304 som har $F_n = 3530 \text{ N}$, $c = 183 \text{ N/mm}$. Den är 65 mm lång och 48 mm i ytterdiameter. En solidmodell på fjädern laddades ner för att kunna använda den i kommande modell i Inventor. (Lesjöfors Fjädrar AB, 2017)

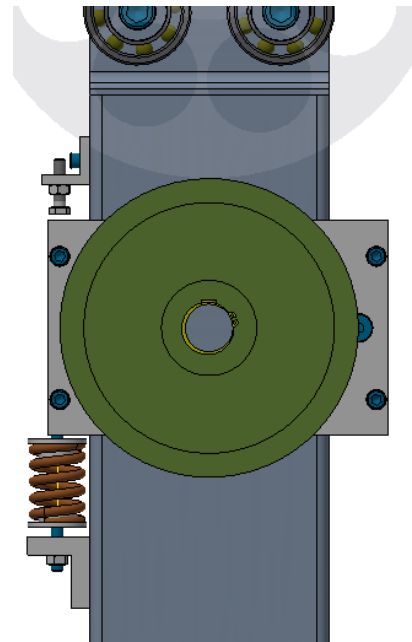
En justerbar hållare till spiral fjädern modellerades och monterades på pelaren. För att hindra vaggan från att röra sig för långt upp och riskera att fjädern kommer ur läge gjordes också ett stopp ovanför. (figur 7.12, 7.13 och 7.14)



Figur 7.12: Fjäder med fäste och spännare



Figur 7.13: Justerbart stopp



Figur 7.14: Fjäder och stopp monterade på pelaren

7.8 Val av snäckväxel

För att hitta en snäckväxel som klarar kravet på vridmoment på 500 Nm och är självhämmande söktes i produktkataloger från olika leverantörer men de flesta visar maximala vridmomentet då växeln kombineras med olika elmotorer. Det framgår också sällan vilken utväxling som krävs för att växeln skall vara självhämmande. För att få klarhet kontaktades företaget Kabetex som Metalock har köpt växlar av tidigare. Enligt dem så skall en snäckväxel modell Motovario NMRV090 med utväxling 30:1 eller högre vara självhämmande och med ett ingångsvarvtal under 500 rpm klara ett vridmoment upp till 528 Nm. En färdig solidmodell på växeln laddades ner från GrabCAD för att användas i Inventor. (Kabetex, 2017)

7.9 Välja rullningslager för axeln

I axeländan vid drivhjulet behövs ett rullningslager. Det bör vara ett sfäriskt lager för att inte få brytningar i axeln.

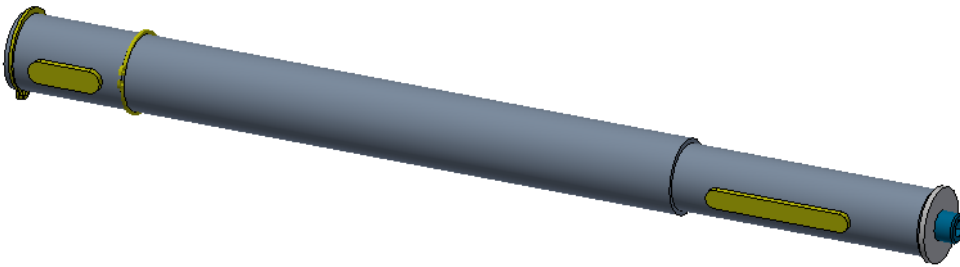
Det blir praktiskt att ha samma diameter på lagret som på gummihjulet (40 mm). Det ger att axeln kan tillverkas av ett färdigt axelämne på 40 mm och endast svarvas ner i änden som skall passa i snäckväxeln.

Väljer SKF 2208E som är ett sfäriskt kullager med måtten $D=80\text{mm}$, $d=40\text{mm}$, $B=23\text{mm}$. Det har ett statiskt bärrighetstal på 10000N vilket är det som man dimensionerar för vid låga varvtal. (SKF, 1999). En solidmodell på kullagret laddades ner för att användas i modellen i Inventor.

7.10 Axeln

För att förmedla vridmoment från snäckväxeln till drivhjulet används en rund axel (figur 7.15). I änden vid växeln är den 35 mm i diameter och har en invändig M8 gänga (till höger i bilden). Gängan är till för att med hjälp av en skruv och bricka fixera den mot axiell rörelse (till höger i figur 7.15).

Resterande längd på axeln har samma diameter som lagret och drivhjulet. Båda ändarna har spår för krysskilar motsvarande de i växeln och drivhjulet. För att fixera drivhjulet axiellt tillverkas spår för segersäkringar i axeln (till vänster i bilden).



Figur 7.15: Drivaxeln med krysskilar, segersäkringar och M8 skruv

7.11 Beräkningar för ingående axel på växeln

Två viktiga parametrar för att kunna bestämma om snäckväxeln kräver motordrift eller om det är tillräckligt med en manuell vev är:

1. Erforderligt ingående vridmoment, M_{in}
2. Antal varv som krävs på snäckväxelns ingående axel för att SSM skall rotera 90 grader, n_{in}

I kapitel 7.11.1–7.11.2 redovisas de beräkningar som utförts för att bestämma M_{in} och n_{in} .

7.11.1 Beräkning antal varv på ingående axel

Utväxlingen, j mellan hjulen fås av:

$$j = \frac{\text{diameter på drivhjulet}}{\text{diameter på aluhjulet}} \quad (7.10.1.1)$$

Föreslagen utväxling, i på snäckväxeln är 1:40

Totala utväxlingen, U fås av:

$$U = i * j \quad (7.10.1.2)$$

Med insatta värden blir totala utväxlingen $U = 0,015625$.

Om operatören önskar rotera maskinen från vertikalt till horisontellt läge (ett kvarts varv) blir $n_{ut} = 0,25$ varv. Då fås n_{in} av:

$$n_{in} = \frac{n_{ut}}{U} \quad (7.10.1.2)$$

Med insatta värden på n_{ut} och U fås slutligen $n_{in} = 16$ varv.

(Melkersson & Mägi, 2016)

7.11.2 Beräkning erforderligt vridmoment på ingående axel

Alla beräkningar på vridmoment har gjorts under antagande att man har maximalt tillåten obalans i SSM och vilket ger maximalt vridmoment på: $M_{ssm} = 500$ Nm.

Verkningsgraden på snäckväxeln $\eta=0,78$ (Kabetex, 2017).

Totala utväxlingen med växeln och de två hjulen, $U = 0,015625$

Om lagerförluster och de friktionsförluster som uppstår mellan hjulen försummas så fås ingående erforderligt vridmomentet M_{in} av:

$$M_{in} = \frac{M_{ssm} * U}{\eta} \quad (7.10.2.1)$$

Med insatta värden fås $M_{in} = 10$ Nm.

Det maximala vridmoment som krävs på snäckväxeln ingående axel är alltså 10Nm.

(Melkersson & Mägi, 2016)

7.12 Vev eller motordrift

Enligt beräkningarna i kapitel 7.10 krävs det att snäckväxeln ingående axel roteras 16 varv med ett vridmoment på maximalt 10 Nm för att rotera SSM 90 grader.

Om man väljer en vev med längden 200mm kommer det att krävas en kraft på 50N för att rotera veven (vid maximal obalans på SSM).

I kravspecifikationen erhålls att om utrustningen skall drivas manuellt med en vev är maximala tiden som operatören skall behöva veva 45 sekunder. Detta är helt rimligt med den beräknade belastningen på 50N

Ovanstående beräkningar och resonemang visar att det är fullt tillräckligt att driva snäckväxeln med vev och handkraft.

8 FEM-ANALYS

I kapitlet redovisas analys av materialspänningar och förskjutningar på fästplattan med rotationsaxeln (som beskrevs i kapitel 7.2).

8.1 Sammanfattning av FEM-analys

FEM står för finita elementmetoden. I detta fall innebär det att med hjälp av CAD-program göra hållfasthetsberäkningar på modellen av plattan med rotationsaxeln. Modellen delas av programmet in i små element (mesh) och flera beräkningar utfördes med olika storlek på elementen för att få konvergerande resultat, vilka redovisas i tabeller.

De analyser som genomförts på plattan med axel är förskjutningsanalys, analys av felmarginaler samt von Mises spänningsanalys vilket är de effektivspänningar som skall jämföras med materialets sträckgräns. Resultaten visar att komponenterna kommer kunna bära SSM utan att överstiga tillåten spänning i materialet.

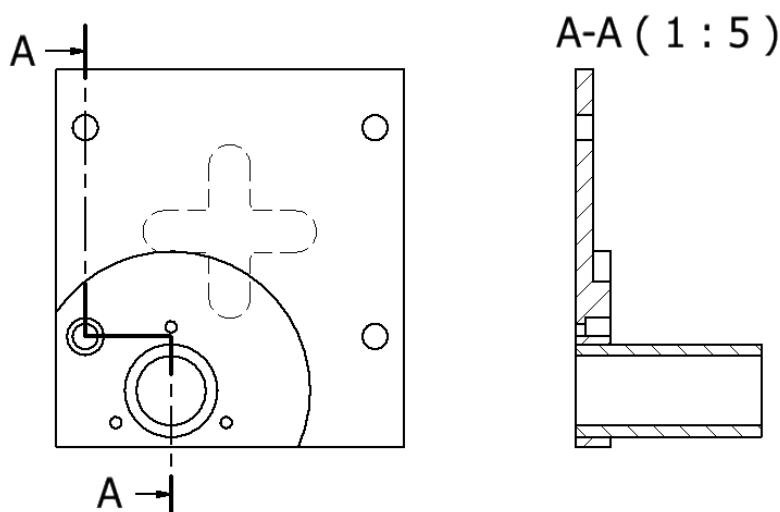
Arbetet med FEM-analysen har till skillnad från övrigt CAD-arbete gjorts i CATIA.

8.2 Syfte

Anledningen till att analys gjordes på denna del av konstruktionen är att den kommer att hanteras för hand av operatörerna och det är därför önskvärt att minimera vikten. Detta kan åstadkommas genom att minska mängden material i detaljen och/eller använda ett lättare och starkare material.

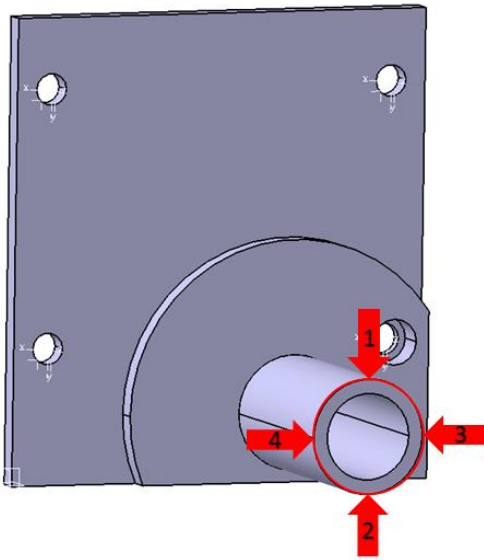
8.3 Metod

Konstruktionen består av en platta och en axel som svetsats samman. (figur 8.1) Plattan kommer att fixeras på SSM av fyra stycken M20-skruv och det kryssformade kilspåret.



Figur 8.1: Ritning på infästningsplattan med axeln

Analysen utfördes på den platta med axel som skall vara på drivsidan av transportvagnen då den har den längsta axeln och därför utsätts för störst belastningar i materialet. För att förenkla analysen så gjordes den utan det hjul av aluminium som skruvas mot plattan. En annan förenkling är att analysen gjordes med fyra separata belastningsfall med 90 grader förskjutning mellan varje, trots att den i skarpt läge kommer att rotera steglöst. (figur 8.2) Det antogs också att hela belastningen från SSM delas lika på de två rotationsaxlarna så att varje axel belastas med 20 000 N.

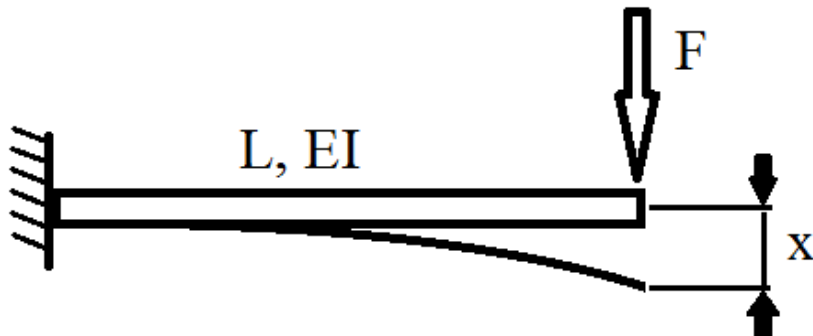


Figur 8.2: De fyra olika belastningsfallen

Analysen görs med både plattan och axeln tillverkade i S355JR vilket är ett svets- och bearbetningsbart konstruktionsstål. Som namnet säger är dess sträckgräns 355 MPa. För att uppfylla projektets kravspecifikation med säkerhetsfaktor 4 så får maximala spänningen i konstruktionen vara 88 MPa.

8.4 Handberäkningar på deformation

För att kunna kontrollera att randvillkor (inspänningen) och last är korrekt applicerade på modellen utfördes först handberäkningar på förskjutningen vid axelns fria ände. Resultatet jämfördes sedan med FEM-analysens resultat på förskjutning. Handberäkningarna gjordes med elementarfall för balkböjning (Dahlberg, 2001) (se figur 8.3).



Figur 8.3: Elementarfallet för böjning av fast inspänd balk (författarens bild)

F=20000N

L=180mm

E=Emodul=200GPa

I=Yttröghetsmoment (för tjockväggigt rör):

$$I = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4) \quad (8.4.1)$$

$$I = \frac{\pi}{64} * (80^4 - 60^4) = 1,374 * 10^{-6}$$

Elementarfallet ger förskjutningen x vid axelns ände:

$$x = \frac{P * L^3}{3 * E * I} \quad (8.4.2)$$

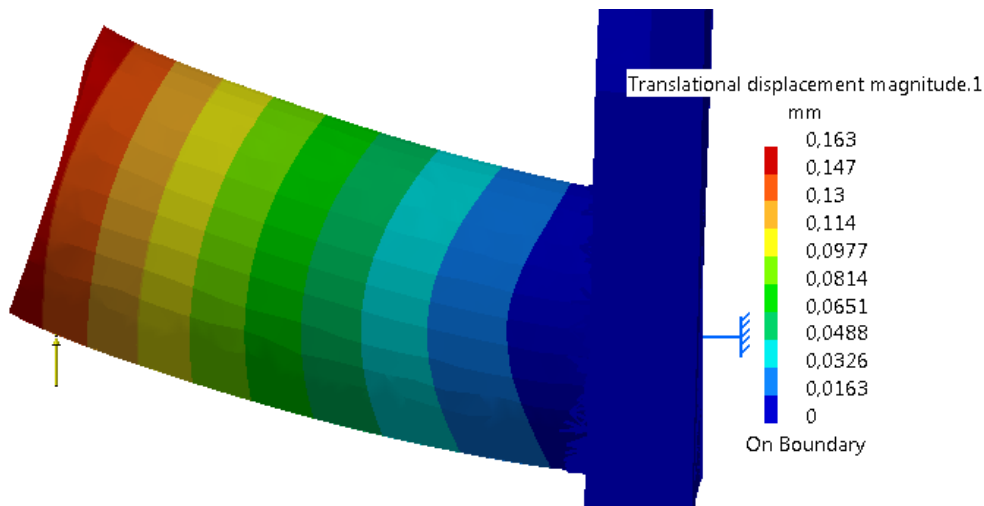
Det ger förskjutningen:

$$x = \frac{20000 * 0,18^3}{3 * 200 * 10^9 * 1,374 * 10^{-6}} = 0,14 \text{ mm}$$

8.5 Deformationskontroll i FEM

Som jämförelse för handberäkningarna läggs randvillkoret “clamp” på axelns ände i CAD-modellen. Denna rigida inspänning är inte samma som används senare i analysen men det motsvarar inspänningen i elementarfallet för handberäkningarna och kan användas som kontroll för att modellen i övrigt är korrekt uppförd.

Analysen ger en största förskjutning på 0,16 mm (se figur 8.4). Skillnaden i förskjutning jämfört med handberäkningarna är tillräckligt liten för att modellen skall kunna antas vara korrekt.



Figur 8.4: Deformationen med fast inspänning på axeln

8.6 Randvillkor och last

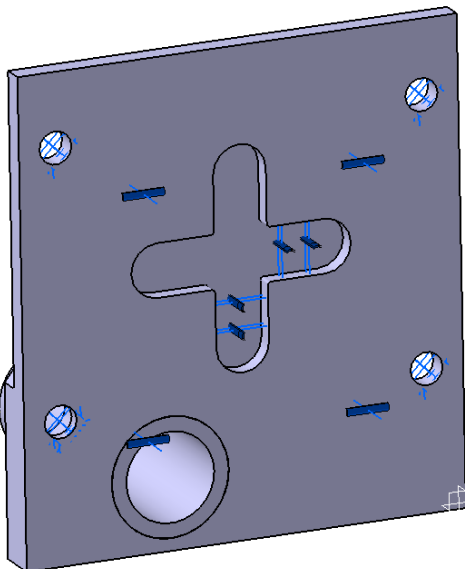
De randvillkor och last som modellen gav var följande (figur 8.5):

“Clamp” i de fyra skruvhålen. Detta simulerar de fyra M20 skruv som håller plattan på plats.

“Surface slider” på sidorna i det kryssformade kilspåret. Detta simulerar att kilarna hindrar plattan från att glida mot beninfästningen.

“Surface slider” på hela baksidan. Detta hindrar modellen att deformeras in i beninfästningen på SSM (som inte ingår i analysen).

Lasten på 20 000 N applicerades som en utbredd last på axelns ände.



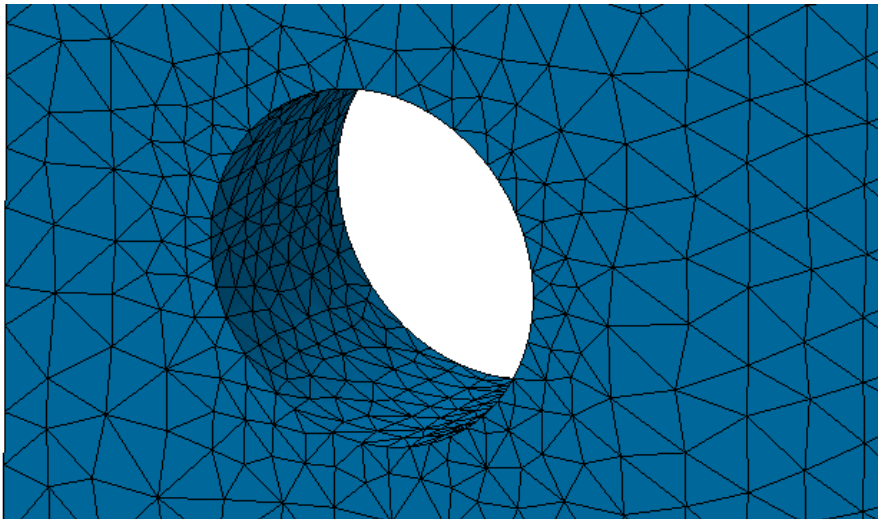
Figur 8.5: Baksidan på inspänningsplattan med symboler för randvillkor

Den spänning som skruvförbanden i sig skulle tillfört materialet i plattan kommer inte med i beräkningarna vilket kan ses som en brist i analysen.

En annan brist i modellen är att randvillkoret “surface slider” på baksidan hindrar plattan att glipa ifrån beninfästningen vilket den skulle kunna göra i det verkliga fallet, särskilt för lastfall 1. Inget av detta kommer dock ge större fel än att det kan försummas.

8.7 De fyra olika lastfallen

I kapitel 8.7.1–8.7.3 redovisas resultaten från de fyra olika lastfallen (enligt figur 8.2). Varje lastfall har analyserats med successivt minskad storlek på mesh och sag, där mesh är storlek på elementen som modellen delas in i och sag bestämmer hur noggrant elementen följer en kurva. Eftersom en liten mesh genererar många element och därför kan bli beräkningsmässigt krävande (och ta lång tid) är det möjligt att ha mindre mesh enbart på lokala områden. Detta utnyttjades så att kring skruvhålen och i det stora hålet i plattan är mesh och sag halva storleken mot övriga modellen (figur 8.6).



Figur 8.6: Minskad elementstorlek kring ett av skruvhålen

8.7.1 Lastfall 1

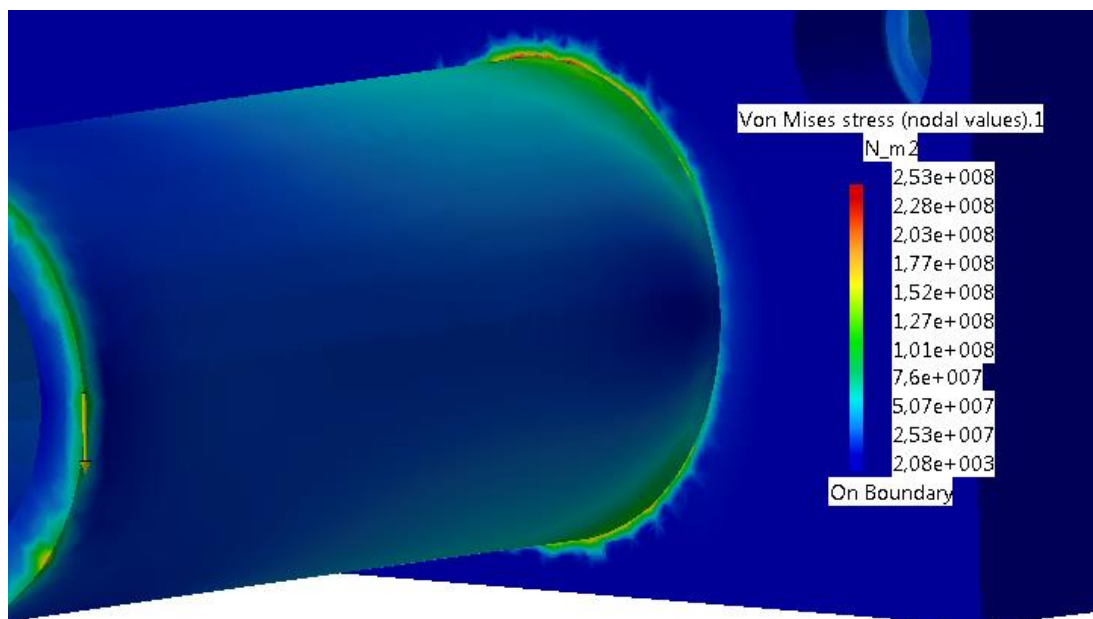
I tabell 8.1 visas resultaten från analyserna med olika mesh av lastfall 1. Man kan i tabellen se att för de två första beräkningarna fås liknande resultat, med högsta spänningen vid skarven mellan axel och platta som förväntat. I den tredje beräkningen med meshstorlek 4/2 fås en högre spänning men den uppstår då på axelns ände där lasten applicerats. Detta förklaras med att elementen blivit för små och beräkningarna blir ostabila.

Tabell 8.1: Resultaten av tre analyser med olika elementstorlek

Mesh/sag	Förskjutning (mm)	Fel %	max von Mises	Plats
8/4 0,8/0,4	0,16	6,7	235 MPa	skarven
6/3 0,6/0,3	0,16	5,8	253 MPa	skarven

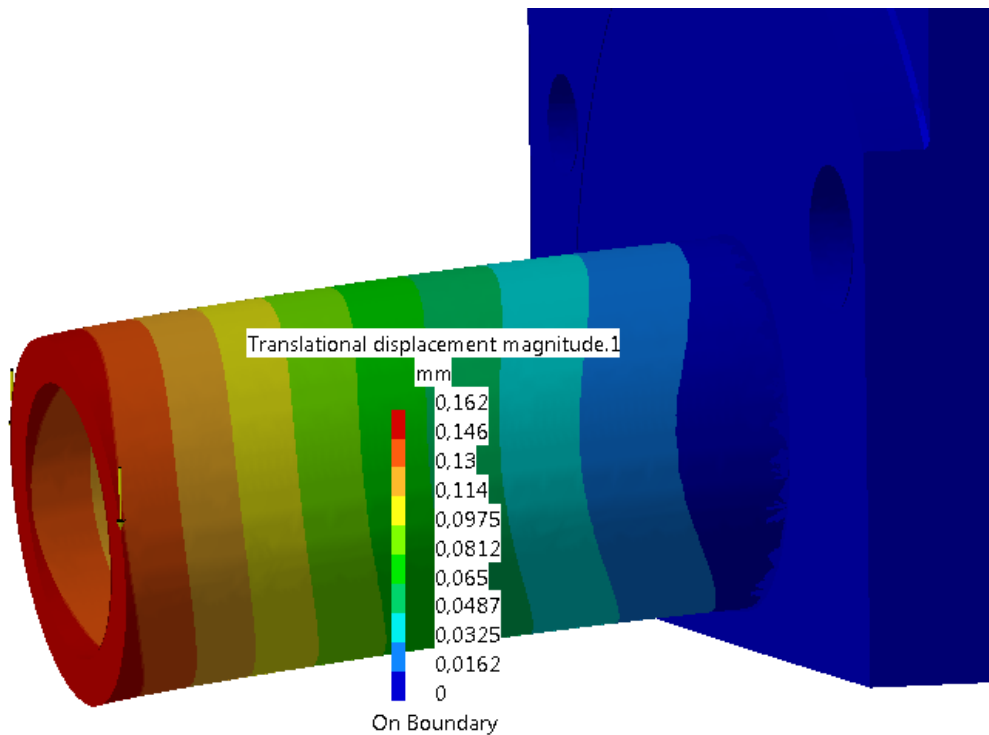
4/2 0,4/0,2	0,16	5,1	359 MPa	änden
-------------	------	-----	---------	-------

För lastfall 1 blir den högsta spänningen i skarven mellan axel och plattan (figur 8.7). Det är endast ett litet område som har spänningar som överstiger den tillåtna. Detta område kommer dessutom vid tillverkningen att täckas av svets som ger en mjukare övergång mellan platta och axel. Modellernas feluppskattning var under 7% i alla tre modellerna, vilket får ses som godkänt då det rekommenderade gränsvärdet ligger på 20%.



Figur 8.7: Von Mises effektivspänningar för lastfall 1

Den största förskjutningen (visas i figur 8.8) sker längst ut på axelns ände. I figuren där förskjutningen har 100 gånger förstoring ser man också att ingen deformation sker på plattan vilket det skulle gjort i ett verkligt fall, om än väldigt lite. Detta beror på de brister i analysen som nämnts tidigare.



Figur 8.8: Deformationen för lastfall 1

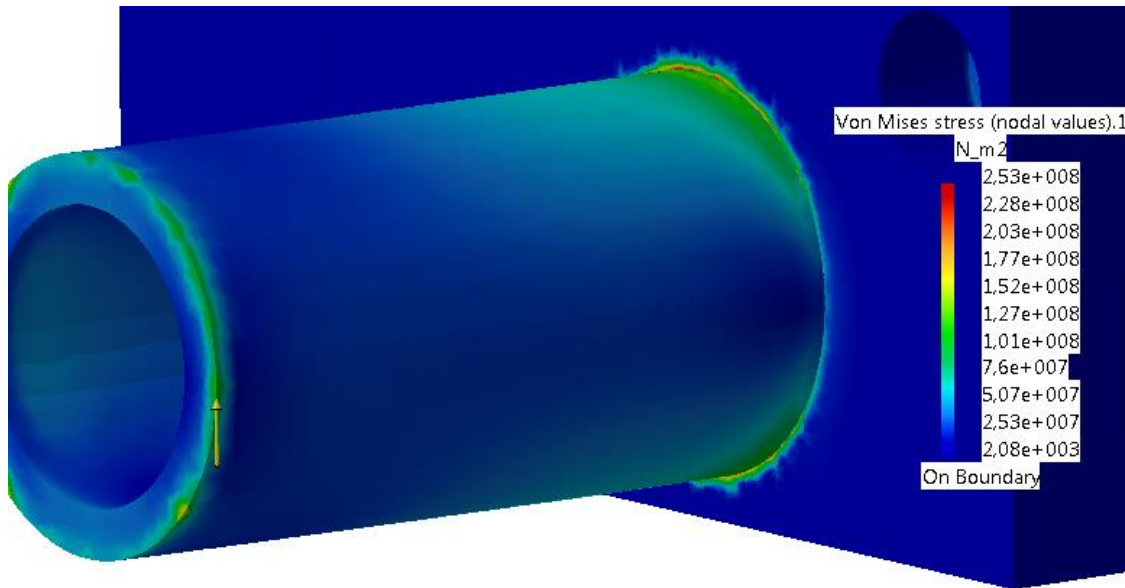
8.7.2 Lastfall 2

I tabell 8.2 visas resultaten från analyserna av lastfall 2. Förskjutning, felmarginal samt max. spänningar är lika stora som de i lastfall 1. Detta beror på att axeln och området på plattan närmast axeln är symmetriskt.

Tabell 8.1: Resultaten av tre analyser med olika elementstorlek

Mesh/sag	Förskjutning (mm)	Fel %	max von Mises	Plats
8/4 0,8/0,4	0,16	6,7	235 MPa	skarven
6/3 0,6/0,3	0,16	5,8	253 MPa	skarven
4/2 0,4/0,2	0,16	5,1	359 MPa	änden

För lastfall 2 blir den högsta spänningen precis som i lastfall 1 skarven mellan axel och plattan (figur 8.9). Även här är de spänningar som överstiger det tillåtna begränsade till området närmast skarven mellan axeln och plattan.



Figur 8.9: Von Mises effektivspänningar för lastfall 2

8.7.3 Lastfall 3 och 4

För lastfall 3 och 4 blir både spänningar och förskjutningar mycket lika de som redovisats för lastfall 1 och 2 och redovisas därför inte specifikt.

8.8 Slutsats av FEM-analys

Analyserna visar att det endast är i begränsade områden som spänningarna överstiger det tillåtna vilket betyder att komponenten är tillräckligt kraftigt dimensionerad för sin last. Det kan dock vara möjligt att ytterligare minska vikten genom justeringar på konstruktionen och att använda ett material med högre sträckgräns, till exempel aluminium 7075.

9 SLUTSATSER

9.1 Resultatet av arbetet

Huvudsyftet med detta arbete har varit att finna en metod och teknisk lösning för att vända på Metalocks största mobila plansvarv, kallad SSM. Företagets förslag var att vändningen skulle göras med maskinen liggande på två pelare som tillhör dess transportvagga istället för hängandes i kran, som man gjort tidigare.

Resultatet av arbetet är CAD-modeller på en mekanism för rotation och en transportvagga utformad så att SSM kan fraktas lodrätt vilket ger fördelar för lyft med gaffeltruck jämfört med horisontellt läge. Mekanismen för rotation av SSM på transportvaggan fungerar med hjälp av två hjul som pressas samman med hjälp av maskinens vikt. Det ena hjulet är fäst i maskinen och det andra kopplat till en snäckväxel som drivs med handkraft. Med den nya utrustningen kommer en ensam operatör på ett effektivt sätt att kunna vända på SSM.

Tillverkningsritningar har inte tagits fram på grund av tidsbrist i slutskedet av projektet.

9.2 Rekommendationer till fortsatt arbete

- För att minimera vridmomentet som rotationsmekanismen måste övervinna föreslås att SSM balanseras genom att justera rotationsaxlarnas position på plattan. Detta kan göras genom att tillverka två enklare, tillfälliga infästningsplattor med axlar som kan justeras på beninfästningen. När rätt läge för axlarna justerats in så fastställs deras position i förhållande till den kryssformade kilen och tillverkar de permanenta infästningsplattorna med axel efter det.
- Infästningsplattorna hade önskemål (i kravspecifikationen) om låg vikt. Därför kan den vara idé att konstruera om dem i ett lättare, starkare material till exempel aluminium 7075.
- På drivsidan sitter aluminiumhjulet rakt utanför två av de fyra M20 skruvar som plattan fästs mot maskinen med. Det medför att operatören inte kan montera det som ett paket utan måste montera infästningsplattan först och hjulet efteråt. Detta blir ett onödigt moment som skulle kunna undvikas med något annorlunda utformning på aluminiumhjulet.
- Den modell på transportvagga som presenteras i rapporten kommer behöva en del förstärkning för att bära maskinens vikt. Inga hållfasthetsberäkningar har heller gjorts på vaggan vilket rekommenderas.

REFERENSER

Blickle, *Produkter*, <http://www.blickle.se> (2017-03-12)

Burenus J, Lindstedt P, (2004), *The Value Model*, Ödesborg: Nimba

Dahlberg T, (2001), *Teknisk Hållfasthetslära*, (Tredje upplagan) Lund: Studentlitteratur AB

Eriksson N-O, Karlsson B, (1997), *Verkstadsboken* (Tolfta upplagan) Stockholm: Liber AB

Johannesson H, Persson J-G, Petterson D, (2013), *Produktutveckling* (Andra upplagan) Stockholm: Liber AB

Kabetex Kullager & Transmissioner, *Produkter*, <http://www.kabetex.se> (2017-04-24)

Kalmar Global, *Gaffeltruckar*, <http://www.kalmarglobal.se> (2017-04-24)

Lesjöfors Fjädrar AB, *Standardfjädrar*, <http://www.lesjoforsab.com> (2017-03-01)

Linde material handling, *Truckprogram*, <http://www.linde-world.de> (2017-04-24)

Melkersson K, Mägi M, (2016), *Lärobok i maskinelement*, Göteborg: Kompendiet

Svenska kullagerfabriken (SKF), (1999), *Huvudkatalog*, Sverige: SKFkoncernen

Toyota material handling, *Förbränningsdrivna motviktstruckar*, <http://www.toyota-forklifts.se> (2017-04-24)

Olsson S, (2005), *Formelsamling i mekanik*, Göteborg: Chalmers

BILAGOR

1: PNI-Matris

Koncept	Positivt	Negativt	Intressant
1. Snäckväxel	Självhämmande om tillräckligt stor utväxling. Vev eller motor kan bestämmas sent i projektet. Lätt att bestämma utväxling.	Krävs en mycket stor växel om vridmoment blir stort.	En axel kan skjutas axiellt för att koppla samman växeln och SSM
2. Stort/litet drev	Enkel. Kan kombineras med annan växel. In/urkoppling sker automatiskt.	Behöver separat broms. Måste vara stor storleksskillnad på dreven för att få någorlunda stor utväxling. Risk att kuggarna krockar när man landar maskinen.	
3. Planetväxel	Lätt att bestämma utväxling. Mindre och lättare för att klara samma vridmoment än tex snäckväxel. Vev eller motor kan bestämmas sent i projektet.	Behöver separat broms.	
4. Hjul mot gummihjul	Självhämmande om snäckväxel används. Kan fås att slira vid överbelastning.	Svårt att bestämma maximalt moment. Drivningen långt ner blir oergonomisk om manuell vev.	Ingen in/urkoppling behövs
5. Utväxling med kedja eller rem.	Lätt att lägga på kedja eller rem efter att man har landat SSM (spännare krävs dock). Kan kombineras med självhämmande växel.	Kan behöva separat broms. Många utsatta rörliga delar. Klämrisk mellan kedja och hjul.	
6. Rem och snäckväxel	Bra funktion för in/urkoppling. Remväxeln tar en del av momentet. Självhämmande snäckväxel.	Klämrisk mellan kedja och drev behöver minimeras.	

2: Kravspecifikation

Kriterier	Krav/ Önskemål	Ö- grad	Verifierings- metod
1. Hela konstruktionen			
1.1 Bära maskinens vikt på 4000 kg	K		Beräkning
1.2 Plats för extrautrustning utöver maskinen. 100 kg	Ö	2	Beräkning
1.3 Maxvikt på vaggan inklusive vändutrustning 600 kg	Ö	4	Kontroll i CAD
1.4 Inget behov av dubbla lyftkrokar vid vändning	K		Ja/Nej
1.5 Maxvikt på komponenter som hanteras för hand. 15 kg	Ö	3	Kontroll i CAD
1.6 Maxvikt på komponenter som hanteras för hand. 25 kg	Ö	4	Kontroll i CAD
1.7 Maxtid för en ensam operatör att vända maskinen. 10 minuter	Ö	3	Uppskattning
1.8 Lätt att landa maskinen i vaggan med kran. (v-spår eller liknande)	K		Konstruktion
1.9 Tillverkning möjlig i Metallocks verkstäder (ej färdiga maskinelement)	K		Konstruktion
1.10 Möjligt att lyfta med Metallocks 5 tons gaffeltruck	Ö	5	Kontroll i CAD
1.11 Ytbehandling (målning) möjlig för att motstå fukt och vatten	K		Konstruktion
2. Transportvaggan			
2.1 Max centrumavstånd på tunnlarna för gaffeltruck 1100 mm.	K		Kontroll i CAD
2.2 Min bredd på tunnlarna för gaffeltruck 170mm	K		Kontroll i CAD
2.3 Möjlighet att lyfta med truck från 3 sidor.	Ö	3	Konstruktion
2.4 Möjligt att lyfta vaggan och SSM med travers.	Ö	3	Konstruktion
2.5 Lösa delar skall kunna förvaras på vaggan.	Ö	4	Konstruktion
2.6 Möjligt att flytta vaggan (utan maskin) med pallyftare.	Ö	4	Konstruktion
2.7 Säkerhetsfaktor mot sträckgräns på transportpall 4x	K		Beräkning
3. Rotationsutrustningen			
3.1 Maxtid för rotationen om/vid manuell drift 45 sekunder	Ö	4	Ber./Uppskattn.
3.2 Maxtid för rotationen om/vid motordrift 60 sekunder	Ö	4	Ber./Uppskattn.
3.3 Möjligt att hantera av en (1) operatör	K		Konstruktion
3.4 Omöjligt att montera lösa komponenter felaktigt.	Ö	5	Konstruktion
3.5 Möjligt att låsa rotationen vid 0, 90, 180 grader.	Ö	5	Konstruktion
3.6 Klara ett vridmoment på minst 500 Nm	K		Beräkning
3.7 Säkerhetsfaktor mot sträckgräns på pelare med vändutrustning. 4x	K		Beräkning
Önskemål värderade på en skala 1-5 där 1 är svagt önskemål och 5 är näst intill ett krav.			