



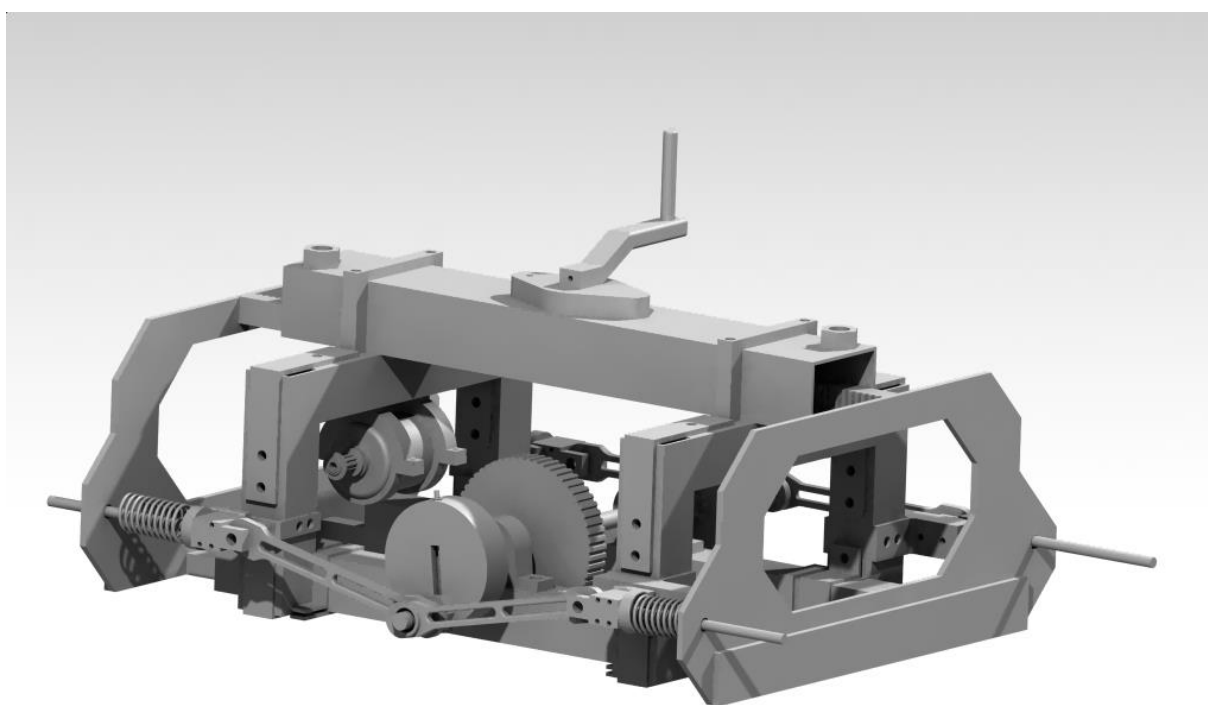
**CHALMERS**  
UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

---

## **Analys och konstruktion av fjäderutmattningssystem**

Analysis and construction of a spring-fatigue system

Examensarbete inom högskoleingenjörsexamen Maskinteknik



**MARCUS BERG**  
**NILS KÄLLMAN**

---

Institutionen för industri- och materialvetenskap  
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, Sweden, 2019  
Examinator: Håkan Wirdelius

# Analys och konstruktion av fjäderutmattningssystem

Examensarbete inom högskoleingenjörsexamen Maskinteknik

MARCUS BERG

NILS KÄLLMAN

Institutionen för Industri- och materialvetenskap

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sweden, 2019



Analys och konstruktion av fjäderutmattningssystem  
MARCUS BERG  
NILS KÄLLMAN

© Marcus Berg, Nils Källman, Sverige 2019

Examensarbete 2019  
Institutionen för Industri- och materialvetenskap  
Chalmers Tekniska Högskola  
SE-412 96 Göteborg  
Sverige

Omslag: Modell av sammanställt system

Institutionen för Industri- och materialvetenskap  
Göteborg, Sverige, 2019

# SAMMANFATTNING

Lesjöfors AB avser att i olika sammanhang presentera tekniken kring en unik variant av ett fjäderutmattningssystem på mässor och liknande sammanhang. För att möjliggöra detta behövs en mindre, mobilare variant av ett redan existerande fjäderutmattningssystem producerat och ägt av Lesjöfors AB. Systemets huvudsyfte är att demonstrera den unika tekniken men används även för att utföra tester på mindre fjädrar.

Projektets fokus kretsar kring processen att skala ner och omkonstruera det befintliga systemet till ett system passande för uppgiften utan att äventyra dess fundamentala syfte eller effektivitet.

Arbetsprocessen involverar validering av systemets unika momentfördelning med hjälp av MATLAB grundat på givna geometriska parametrar. Samtidigt skapas CAD-modeller, hållfasthetsanalyser, måttsättning, helhets -och detaljritningar samt rekommenderad produktlista och drift av systemet.

Den slutgiltiga konstruktionen erbjuder ett lättöverskådligt och kompakt system vilket uppfyller de krav arbetet grundas på.

Nyckelord: Fjäderutmattningssystem, Momentfördelning, Omkonstruera, CAD-modeller

# SUMMARY

Lesjöfors AB intends to publicly display the functionality of a unique spring fatigue -system at exhibitions and similar meetings. To enable this a smaller more mobile version of an already existing spring fatigue-system, created and owned by Lesjöfors AB will have to be designed. The main purpose of the system is to demonstrate the unique mechanics but would also be used for testing of smaller springs.

The project's focus revolves around the process of downsizing and redesigning the existing system to a system fit for the task without compromising its fundamental purpose or effectiveness.

The work process includes validation of the systems unique torque distribution with the help of MATLAB based on given geometrical parameters. Also included are; CAD-models, structural analysis, choice of dimensions, overall drawings, detail drawings, recommended choice of parts and operation of the system.

The final design offers a transparent and compact system which fulfills the demands on which the project is based on.

Keywords: Spring fatigue-system, Torque distribution, Redesign, CAD-models

# FÖRORD

Examensarbetet vilket utförs åt Lesjöfors AB, avser att behandla analys och konstruktion av ett fjäderutmattningssystem under vårterminen 2019. Arbetet avslutar den treåriga maskiningenjörsutbildningen vid institutionen för industri och materialvetenskap vid Chalmers tekniska högskola.

Figuren på rapportens framsida visar den sammansatta modellen av framtaget fjäderutmattningssystem.

Vi vill tacka alla som stöttat oss under arbetets utveckling. Stort tack riktas till Lesjöfors AB och Stefan Musslinder för möjligheten att få utföra ett mycket intressant och lärorikt examensarbete.

Vi vill även tacka vår handledare och examinator Håkan Wirdelius för ett mycket bra stöd under hela arbetsprocessen.

Marcus Berg och Nils Källman, Göteborg, 2019

# INNEHÅLLSFÖRTECKNING

<b>1. INLEDNING</b> .....	1
<b>1.1. Bakgrund</b> .....	1
<b>1.2. Syfte</b> .....	1
<b>1.3. Avgränsningar</b> .....	2
<b>1.4. Precisering av frågeställning</b> .....	2
<b>2. TEORETISK REFERENSRAM</b> .....	3
<b>2.1 Scenariobeskrivning</b> .....	3
<b>2.2 Fjäders egenskaper</b> .....	4
<b>2.3 Lesjöfors design</b> .....	5
<b>2.3.1 Systemets utformning och funktion</b> .....	5
<b>2.3.2 Analys av systemet</b> .....	7
<b>2.4 Befintliga produkter på marknaden</b> .....	9
<b>2.4.1 Övergripande information om marknadsutbudet för fjäderutmattningsmaskiner</b> .....	9
<b>2.4.2 Presentation av konkurrerande fjäderutmattningsmaskiner</b> .....	9
<b>2.5 Potential till förbättring</b> .....	10
<b>2.6 Introduktion programvara</b> .....	10
<b>3. METOD</b> .....	11
<b>3.1 Genomförande av projekt</b> .....	11
<b>3.2 Möte med företaget</b> .....	11
<b>3.3 Funktionsberäkningar i MATLAB</b> .....	11
<b>3.4 Kravspecifikation</b> .....	12
<b>3.5 Idé -och konceptgenerering</b> .....	12
<b>3.6 Konceptmodellering i CATIA</b> .....	12
<b>3.7 Urval</b> .....	13
<b>3.7.1 Presentation för företaget</b> .....	13
<b>3.8 Funktionsberäkningar nytt koncept</b> .....	13
<b>3.9 Urval av komponenter</b> .....	14
<b>3.10 Materialval</b> .....	14
<b>3.10.1 Mindre utsatta delar &amp; detaljer med simpel geometri.</b> .....	14
<b>3.10.2 Länkarm och don</b> .....	14
<b>3.10.3 Stötplatta, svänghjul &amp; svänghjulstapp</b> .....	15
<b>3.11 Detaljmodellering och ritningar</b> .....	16
<b>3.12 Kritiska punkter &amp; FEM-modellering i CATIA</b> .....	16



3.12.1 Framtagning av kritiska punkter .....	16
3.12.2 FEM-modellering i CATIA. ....	16
3.13 Färdigt koncept .....	16
<b>4. RESULTAT .....</b>	<b>17</b>
4.1 Analys och validering av systemet .....	17
4.2 Resultat av urval .....	20
4.2.1 Koncept: Helikopter .....	20
4.2.2 Koncept: Duke .....	21
4.2.3 Koncept: Boxer .....	22
4.3 Validering av funktionsberäkning Boxer .....	23
4.4 Designval komponenter .....	23
4.4.1. Svänghjul och slagjustering .....	23
4.4.2. Ställbara stötplattor .....	25
4.4.3 Drift .....	27
4.6 Materialval .....	28
4.6.1 Mindre utsatta delar & detaljer med simpel geometri .....	28
4.6.2 Länkar och don .....	28
4.6.3. Stötplatta, svänghjul och svänghjulstapp .....	29
4.7 Slutgiltigt koncept .....	30
4.8 Kritiska punkter och FEM-analys .....	35
4.9 Beräkningar .....	43
<b>5. DISKUSSION .....</b>	<b>46</b>
<b>6. SLUTSATS OCH REKOMMENDATIONER .....</b>	<b>48</b>
6.1 Svar på frågeställning .....	48
6.2 Miljö .....	49
6.3 Rekommendationer .....	49
6.4 Kontakt och vidare information .....	49

## BETECKNINGAR

- CAD: Computer-aided design
- FEM: Finita elementmetoden - hållfasthetsanalys
- Utmattningsmaskin: Maskin som med en stor mängd repeterande cykler utsätter testobjekt för utmattning.
- LEFUM 3000: Lesjöfors befintliga fjäderutmattningssystem.
- Utväxling: Kvoten mellan två sammanbundna varvtal.
- Von Mises-spänning: Metod för uppskattning av effektivspänning [1]
- Viktad: Bedömd utifrån en skala 1-5 med varierad kritisk påverkan för systemet. 1 lägst kritisk påverkan, 5 högst kritisk påverkan.
- Pugh-matris: Metod för urvalsprocess.
- Kompressionscykel: En hel utförd kompression med tillbakagång för fjäder.
- Rotationscentrum: Centrum för roterande kropp.

# 1. INLEDNING

## 1.1. Bakgrund

Examensarbetet utförs åt Lesjöfors Hudene AB, som en av Europas ledande tillverkare av fjäderprodukter. Företaget informerar ofta om tekniken inom området. För att öka intresset vid mässor och liknande sammanhang vill därför Lesjöfors AB nu ha en "eye-catcher" för att fånga besökarens intresse. Lesjöfors Hudene AB har sedan en lång tid tillbaka innehaft flera utmattningsmaskiner i varierande storlekar för fjädrar vid deras anläggning. En av maskinerna har de själva konstruerat som i dagsläget inte finns tillgänglig på marknaden. Lesjöfors egna design namngedd LEFUM 3000 konstruerades i början av 2000-talet med syftet att bygga en utmattningsmaskin som fullkomligt utnyttjade fjädrarnas egna verkningsgrad för att till största möjliga mån driva maskinen. Maskinen är främst unik i avseende på dess resulterande momentfördelning. Företaget bevisar därmed att det finns ett beprövat sätt att arrangera fjädrar i en utmattningsmaskin så att det resulterande vridmomentet från den drivande motorn praktiskt taget blir noll vid varje tidpunkt under en belastningscykel, detta faktum utgör den centrala delen vid konstruktion av ett uppdaterat system. Systemet har i praktiken inte heller några förluster bortsett från små friktionsförluster till följd av fjäderns höga verkningsgrad som är nära 100%. På grund av dessa egenskaper kan maskinen utföra utmattningscykler på fjädrarna med enbart ett litet elektriskt energitillskott. Arbetet utförs främst på campus Lindholmen men även vid Lesjöfors kontor i Hudene, Herrljunga kommun.

## 1.2. Syfte

Syftet med examensarbetet är att konstruera en miniatyrvariant av en utmattningsmaskin för fjädrar. Maskinen ska användas för provning, men även som "eye-catcher" och demonstration av hur energieffektiv en fjäder är. Nuvarande koncept som Lesjöfors Hudene själva tagit fram måste därför moderniseras, dimensioneras och skalas om. Detta för att i ett behändigt format vara tillgängligt att ta med sig på presentationer och demonstrationer. Tanken är att maskinen ska drivas av en liten elmotor med solceller som energikälla. Den nya konstruktionen strävar även efter att vara lättöverskådlig och ha en attraktiv design. Den nya maskinen ska dessutom uppfylla samma krav för momentfördelning som Lesjöfors nuvarande design LEFUM 3000.

## 1.3. Avgränsningar

### Projektet avser hantera:

- Beräkning & dimensionering för utsatta delar i konstruktionen.
- Design av konstruktionen för en tilltalande och lättöverskådlig design.
- Ritningar för konstruktionen, både sammanställningsritning och detaljritningar.
- Säkerställa att den vidareutvecklade konstruktionen uppfyller samma funktion som Lesjöfors ursprungliga design.
- En god användarvänlighet hos konstruktionen.

### Notera:

- Projektets omfattning medger ej tillverkning av konstruktionen, detta överläts till Lesjöfors.
- Dragkrokar för utmattningstester av dragfjädrar överläts till företaget.
- Fastmontering av svänghjul och remhjul överläts till företaget.

## 1.4. Precisering av frågeställning

- Kan systemet omkonstrueras för att utföra utmattningsprovnings på ett energieffektivare sätt?
- Kan systemets användarvänlighet förbättras?
- Kan den unika momentfördelningen tillämpas för en annorlunda design?
- Kan systemet omkonstrueras utan risk för nedsatt funktion?

## 2. TEORETISK REFERENSRAM

I detta kapitel beskrivs befintligt system både utifrån dess unika egenskaper, samt potential till förbättring av nuvarande system.

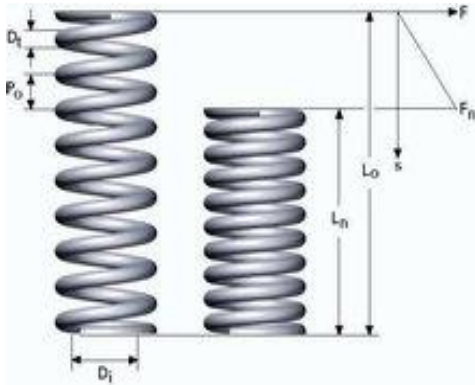
### 2.1 Scenariobeskrivning

Lesjöfors en av Europas största fjädertillverkare och därmed aktiva på mässor och liknande sammanhang. Det kan där vara svårt att väcka intresse hos besökare då många kan uppfatta fjädern som ett ointressant maskinelement. För att få fler att intressera sig för fjädrar vill Lesjöfors ha en maskin som enkelt kan visualisera fjädrars höga verkningsgrad och väcka intresse hos åskådare. Maskinens främsta syfte är att vara lättöverskådlig och att ha ett attraktivt, tilltalande utseende. Dessutom ska den vara mobil och lätt att ta med sig. Företaget har sedan tidigare en befintlig större variant av ett passande koncept för maskinen i sitt testlabb i deras anläggning i Hudene (figur 3). Detta ska det framtagna konceptet till viss mån baseras på.

Produkten ska i förminskad skala var representativ för hur det fullskaliga fjäderutmattningsystemet fungerar. Utrymme finns för modifikationer av designen med krav på att det inte ger en ökad komplexitet och uppfyller samma unikheter som för det existerande systemet.

## 2.2 Fjädersns egenskaper

Maskinen avser att testa livslängden för två typer av fjädrar, drag och tryckfjädrar av spiraltyp, se figur 1 och 2. Fjädrarna jobbar mellan två lägen; maxlängden  $L_{max}$  och minimilängden  $L_{min}$ . Maskinen dimensioneras för att vid  $L_{min}$  utsättas för en maximal kraft på cirka 100N från varje fjäder. Det maximala slaget utfört av maskinen ( $L_{max}-L_{min}$ ) kommer att uppnå 50 mm och kan justeras med hjälp av en slagjustering, (se kapitel 4.4.1, 4.7.2).



Figur 1: Tryckfjäder [2]

- $L_{max}=60\text{mm}$  (obelastad)
- Maximal ytterdiameter ( $D$ ) = 20mm
- Bör klara provning av tryckfjädrar med behov av styrning utan risk för knäckning, se kapitel 4.9. Detta inträffar då fjäderns belastade längd ( $L_0$ ) dividerat med medeldiametern ( $D_m$ ) är större än 5.  $(L_0/D_m)>5$



Figur 2: Dragfjäder [3]

- $L_{max}=120\text{mm}$  (Maximal belastning)
- Maximal ytterdiameter ( $D$ )=20mm

## 2.3 Lesjöfors design

Följande kapitel hanterar funktion och utformning av Lesjöfors befintliga system. Systemet analyseras också för att undersöka Lesjöfors konstaterande om konstruktionens momentfördelning vid drift.

### 2.3.1 Systemets utformning och funktion

Konstruktionen består av två axlar med ett svänghjul för vardera ände av axlarna. En bit ut från rotationscentrum på varje svänghjul finns en länkarm monterad för att vid rotation av axlarna komprimera eller dra ut en spiralfjäder, se figur 3. Länkarmarna på varje specifik axel monteras 180 grader från varandra. De två axlarna ligger förskjutna 90 grader från varandra. Länkarmarnas infästnings förskjutning från varandra förenklas i tabell 1.

	<b>Svänghjul 1 [grader]</b>	<b>Svänghjul 2[grader]</b>
<b>Axel 1</b>	90	270
<b>Axel 2</b>	180	360

Tabell 1: LEFUM 3000s kompressionscyklars förskjutning mot varandra över maskinens axlar och svänghjul.

De två axlarna binds sedan samman med varandra, samt med en drivande motor, genom en kuggremsväxel vilken överför de två axlarnas moment mellan varandra för att uppnå systemets speciella momentfördelning. Att alla fjädrarna jobbar mot varandra på det presenterade viset är mycket viktigt då maskinen bidrar till att de hela tiden “tar ut” varandras påverkande moment för varje ögonblick i utmattningscykeln. Lesjöfors maskin är konstruerad för att utföra utmattningstester på fyra fjädrar samtidigt. För att maskinen ska fungera som tänkt krävs det då att alla fyra fjädersäten är fyllda. Skulle t.ex. endast tre fjädrar placeras i maskinen fungerar inte maskinen på det avsedda viset.

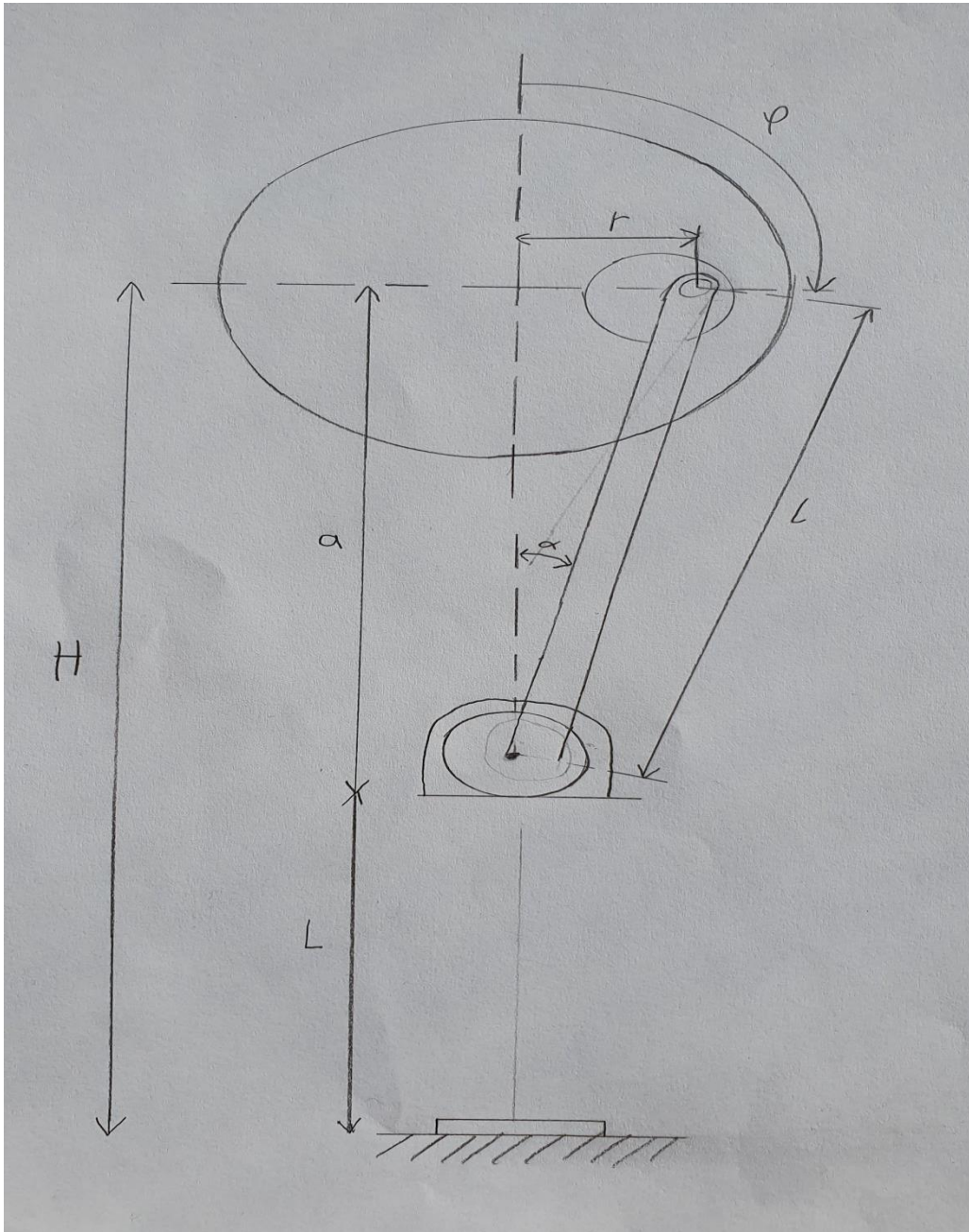


*Figur 3: LEFUM 3000 från sidan.*



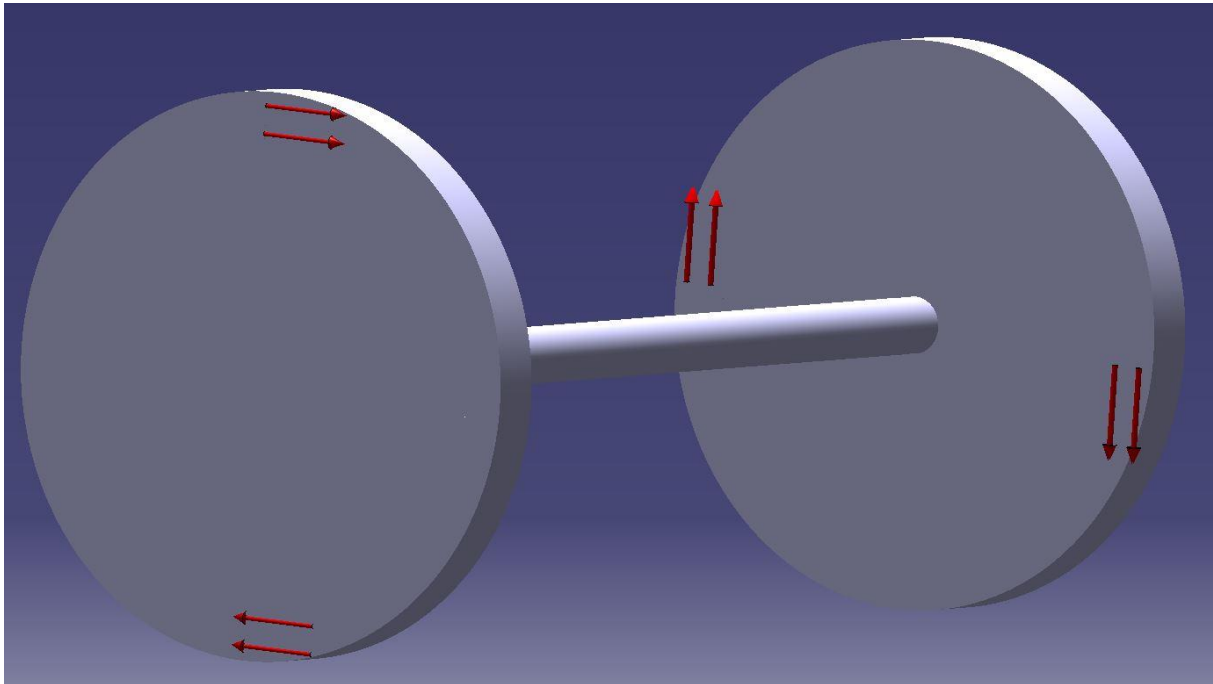
### 2.3.2 Analys av systemet

Unikt för systemet är dess inverkan på momentfördelningen. I och med systemets design där varje fjäder ligger fasförskjuten 90 grader från den förra, leder detta matematiskt till ett praktiskt taget försumbart moment under hela cykeln, se kapitel 4.1 figur 8,10 och bilaga 1,2. Förluster i systemet beror främst på friktionen i leder och lager hos konstruktionen, se 4.9. Fördelen med ett lågt moment genomgående i utmattningscykeln är att det krävda energitillskottet för att driva utmattningscykeln blir minimalt. För att effektivt analysera systemet förenklas det och geometrin skissas upp, se figur 4.



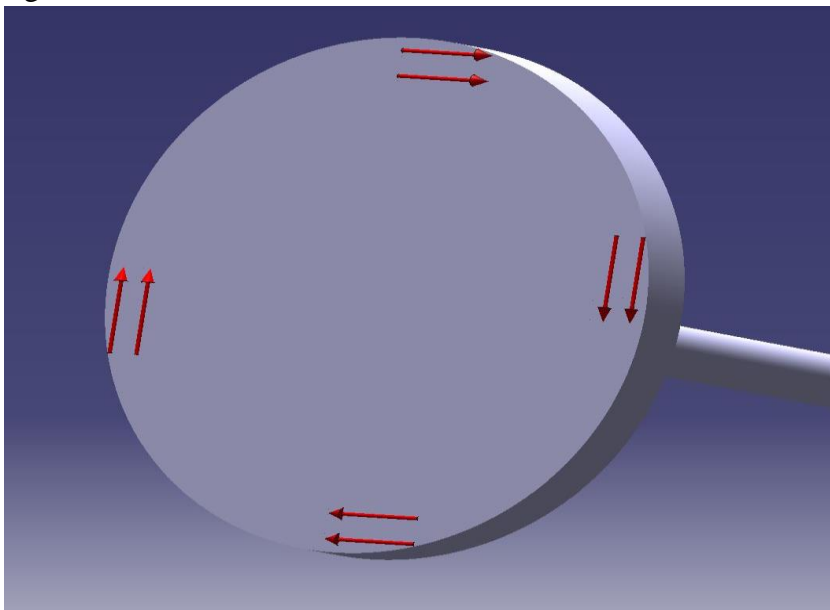
Figur 4. Bild över svänghjulets geometri

För att så enkelt som möjligt få en översikt över maskinens påverkande krafter på axlarna, sätts de båda axlarna ihop till en enda gemensam axel i analysen. Detta kan utföras då de två axlarna ursprungligen styvt binds ihop med hjälp av kuggremsväxeln med en utväxling 1. När de båda axlarna är sammansatta kan de visualiseras i enlighet figur 5.



Figur 5: Steg 1, förenkling LEFUM 3000.

Nästa steg är att sammanställa alla de påverkande krafterna på ett och samma svänghjul. Detta kan utföras då de två svänghjulen på varje axel styvt binds samman av axeln. Även här är utväxlingen mellan svänghjulen 1. På så vis kan maskinen granskas på ett förenklat vis enligt figur 6.



Figur 6: Steg 2, förenkling LEFUM 3000

## 2.4 Befintliga produkter på marknaden

För att få inspiration över möjliga förbättringar för att få en djupare förståelse kring fjäderutmattningssystem granskas existerande maskiner tillgängliga på marknaden.

### 2.4.1 Övergripande information om marknadsutbudet för fjäderutmattningsmaskiner

Överlag kan man påstå att de befintliga utmattningssystemen på marknaden oftast komprimerar ett antal fjädrar på en och samma gång. Detta sker som oftast med hjälp av rotationen från ett stort tungt svänghjul drivet av en motor. Då alla fjädrarna komprimeras på en och samma gång fås bitvis ett högt krav på vridmoment och ett stort givet moment tack vare fjädrarna. På grund av detta blir maskinens krävda moment mer likt en sinuskurva, till skillnad mot Lesjöfors design där det totala momentet praktiskt taget alltid bör bli noll.

### 2.4.2 Presentation av konkurrerande fjäderutmattningsmaskiner

Nedan listas ett urval av olika fjäderutmattningsmaskiner vars grundidé är populära på marknaden.

#### **SAS LST-series**

Denna fjäderutmattningsmaskin använder sig av ett motordrivet svänghjul som i sin tur utför kompressionsslag på upp till 12 tryckfjädrar under samma kompressionsdon. Olika slag uppnås genom förflyttning av länkarmen närmare eller bort från svänghjulets rotationscentrum. För en sådan konstruktion ställs krav på ett tungt svänghjul för att genom masströghetsmomentet i svänghjulet jämna ut kompressionscykelns vinkelhastighet över en hel cykel. En maskin likt denna ställer stora krav på tillgänglig motorkapacitet under startprocessen då fjädrarna inte ständigt skjuter på varandra. Istället knuffar alla fjädrar till vid ett tillfälle och alla fjädrar bromsar vid ett annat tillfälle. [4]

#### **AMAX ST-series**

Amax fjäderutmattningsmaskin tillverkas med fokus på att testa enstaka tryckfjädrar. Maskinerna använder sig av hydraulik för att på så vis komprimera fjädern med en kolv. Här sker ingen rotationsrörelse och fjäderns energi används för att pressa upp hydraulkolven efter varje kompression. Detta innebär att energibehovet för att köra maskinen är relativt högt eftersom hela arbetet att komprimera fjädern ständigt behöver utföras av maskinens eldrivna hydraulpump. [5]

## 2.5 Potential till förbättring

Efter analys av Lesjöfors design uppenbarar sig en del förluster som skulle kunna elimineras. Detta kan man bland annat se i och med att den använder sig av två olika axlar. Detta innebär naturligtvis krav på fler kullager än för en axel. För att LEFUM 3000 ska kunna uppfylla den önskade momentfördelningen i maskinen krävs det att de båda axlarna sammankopplas med varandra och med maskinens motor. Detta innebär att kraven på remväxeln blir stora då de måste kunna överföra effekt mellan axlarna. Skulle man istället ha momentutvecklingen på samma axel behöver man bara överföra kraften nödvändig för att kompensera för friktionsförlusterna genom remmen, alltså betydligt mycket mindre effekt än att behöva överföra hela effektskillnaden mellan de två axlarna. För en minskad friktion hade maskinen eventuellt kunnat ha ett självsmörjande system för ytor och lager som kräver smörjning. Detta för att alltid ha så låg friktion som möjligt och på så sätt optimera systemet.

## 2.6 Introduktion programvara

**CATIA:** CATIA (Computer Aided Threedimensional Interactive Application) är ett dataprogram skapat av Dassault Systèmes med huvudsaklig funktion inom CAD-konstruktion. Programmet används för att skapa projektets modeller. [6]

**MATLAB:** MATLAB är ett programmeringsspråk utvecklat av MathWorks vars huvudsyfte är att underlätta beräkningar. Detta program väljs för att hantera analys av systemet. [7]

**CES EduPack:** CES EduPack är ett datorprogram skapat av Granta design. Programmet används för att välja material utefter krav som användaren anger [8]

## 3. METOD

I detta kapitel presenteras projektets metod och hur arbetet har gått till.

### 3.1 Genomförande av projekt

- Information samlas från företaget
- Analys och funktionsberäkningar för nuvarande system
- Projektet kravspecificeras
- Idé -och konceptgenerering
  - Modeller av framtagna koncept
- Urvalsprocess
  - Gallring av koncept
  - Granskning av slutgiltigt koncept
- Funktionsberäkningar nytt koncept
- Urval av komponenter
- Materialval
- Modellering av slutgiltigt koncept
- Detaljritningar
- Dimensionsberäkningar slutgiltigt koncept
  - FEM-analys
- Slutgiltig assembly

### 3.2 Möte med företaget

Projektet inleddes genom ett möte hos företaget där deras befintliga maskin LEFUM 3000 visades upp och beskrevs. Företaget berättade om sina mål med projektet samt vad de förväntade sig för resultat. Information och data kring LEFUM 3000 och dess funktion samlades inför projektet.

### 3.3 Funktionsberäkningar i MATLAB

Lesjöfors egna design analyserades med syftet att beräkna det verksamma momentet som överförs via motoraxeln i konstruktionen. Momentet i fjädrarna beräknades för känd fjäderkonstant, hävarm och slaglängd. Då allt förutom fjäderkonstanten varierar för en period definieras villkor för detta i MATLAB. Därigenom kunde hävarmen och slaglängden för varje enskilt läge bestämmas som en funktion av rotationen kring svänghjulets rotationscentrum. Då fjädrarna i systemet är identiska behövdes det endast tas hänsyn till fasförskjutningen efter uträknad momentfördelning, och sedan addera resultaten med varandra för att få en uppskattning av systemets resulterande moment.

### 3.4 Kravspecifikation

Krav, önskemål och oönskade funktioner definierades baserat på informationen framtagen genom diskussioner med Lesjöfors samt som följd av kapitel 2.5.

### 3.5 Idé -och konceptgenerering

Den befintliga konstruktionen önskades förenklas för att kunna utföra samma arbete som det befintliga systemet på ett energieffektivare sätt. Utifrån analys av Lesjöfors befintliga system i kapitel 2.3 definieras eventuella förbättringar, se kap 2.5. Därefter granskades kravspecifikationen för att ta fram förslag på olika lösningar. CAD-modeller för de olika koncepten skapades samtidigt som de diskuterades för att vidareutvecklas, förenklas eller slängas. Kvarstående resulterande lösningar jämfördes med varandra i en pugh-matris (se bilaga 4) för att ta fram en lösning bäst lämpad för den tilltänkta applikationen för företaget.

För att få en minimal effektförlust i konstruktionen, samt en design som inte är för komplex minimeras friktionsytor och transmissioner i konstruktionen. Dessutom förenklas sättet som krafterna rör sig mellan de olika momentbelastade axlarna och motoraxeln till följd av ett minskat antal axlar.

### 3.6 Konceptmodellering i CATIA

Efter utförd konceptgenerering skapades modeller i CATIA för att få en överblick över konceptets verkliga utformning och funktionalitet, se kapitel 4.2.

CAD-modellerna gjorde det även möjligt att på ett effektivt sätt lokalisera potentiella svagheter och direkt se resultat efter förändringar. Dessa modeller tillåter också en visuell och enkel överblick även för de som inte är fullt insatta i projektet. Tack vare den ökade förståelsen för koncepten kunde fördelar och nackdelar enkelt diskuteras inom gruppen, samt med handledare.

## 3.7 Urval

Koncepten kunde gallras ner med hjälp av en pugh-matris (bilaga 4) skapad utifrån data från projektets kravspecifikation (bilaga 3), samt respons från Lesjöfors. Detta gav ett slutgiltigt koncept som var fördelaktigt utifrån de krav och önskemål som ställts på den slutgiltiga produkten.

Pugh-matrisen bestod av projektets önskemål kring det slutgiltiga resultatet, dessa var alla viktade för att ge större betydelse åt vissa mycket viktiga önskemål och vice versa. Koncepten som jämfördes i pugh-matrisen kunde uppfylla önskemålen olika väl enligt betygsskalan i tabell 2.

<b>Betyg</b>	Mycket dåligt	Dåligt	Referenslösning	Bra	Mycket bra
<b>Poängfaktor</b>	-2	-1	0	1	2

Tabell 2: Betygsättning Pugh-matris

Detta resulterade i att när de olika koncepten jämfördes i pugh-matrisen fick de olika poäng beroende på huruvida bra eller dåligt de uppfyllde önskemålen. Poängfaktorn multiplicerades med önskemålets vikt, på så vis kunde det bästa konceptet presenteras som det koncept som fått högst slutgiltig poäng. Detta var en effektiv metod för att snabbt få ett koncept som på bästa sätt uppfyller så mycket av de önskvärda funktionerna som möjligt.

### 3.7.1 Presentation för företaget

Våra koncept presenterades för företaget tillsammans med de framtagna urvalsmatriserna. De olika konceptens betyg i urvalsmatriserna vägdes ihop med företagets tankar och åsikter för att ta fram ett vinnande koncept.

## 3.8 Funktionsberäkningar nytt koncept

Det slutgiltiga konceptet analyserades med hjälp av MATLAB för att på så vis teoretiskt verifiera att det framtagna konceptet även uppfyllde önskemål avseende systemets momentfördelning.

## 3.9 Urval av komponenter

Mer avancerade delkomponenter i konstruktionen som kan uppfylla respektive syfte på flera olika sätt, som i övrigt har en stor inverkan på hur maskinen utformas, designas i form av flera olika koncept. Dessa tas fram med avseende på maskinens användarvänlighet. De komponenter som bedöms ha störst inverkan på maskinens användarvänlighet och som bedöms kunna utföra sina syften på flera olika vis är systemets slagjusteringsmekanism, samt längdjusteringsmekanism. För dessa mekanismer togs fyra konceptlösningar fram vardera. De olika koncepten vägdes mot varandra i pugh-matriser (bilaga 5 respektive 6) likt koncepten i kapitel 3.7. Koncept och pugh-matriser visades upp för företaget varvid ett slutgiltigt koncept identifierades.

## 3.10 Materialval

Under detta delkapitel presenteras metoden vid materialval för konstruktionens komponenter.

### 3.10.1 Mindre utsatta delar & detaljer med simpel geometri.

Material för konstruktionens mindre utsatta detaljer bestämdes genom diskussion med företaget samt genom ingenjörsmässiga uppskattningar.

### 3.10.2 Länkarm och don

För länkarm och don, som anses vara konstruktionens mest komplexa delar önskas en god maskinbearbetbarhet i materialet för att så enkelt som möjligt kunna tillverka komponenterna. Dessutom önskas en hög utmattningshållfasthet i materialet. CES EduPack används för att sätta upp axlar med maskinbearbetbarhet och utmattningshållfasthet/densitet. Materialurvalet begränsades med en gräns för materialets maskinbearbetbarhet på minst 3 i en skala mellan 1 och 5 (1=lägst, 5=högst), se figur 15.

Då komponenterna roterar utanför rotationscentrum önskas en minimal vikt för att minimera roterande massa utanför rotationscentrum, därför läggs materialens densitet med som en faktor i den efterkommande undersökningen. Materialens drag -och tryck hållfasthet/densitet undersöks mot varandra. Eftersom tillverkningsvolymen är låg kan materialkostnaden försummas så länge den håller sig inom rimliga gränser.



### 3.10.3 Stötplatta, svänghjul & svänghjulstapp

Dessa detaljer hade ett stort krav på styvhet, skjuvhållfasthet och brotthållfasthet, med ett lägre krav på låg vikt. Med hjälp av CES EduPack undersöktes komponenternas materiella krav. Ett diagram för E-modul och brotthållfasthet togs fram varpå ett tiotal material togs vidare, se figur 17. De kvarvarande materialen jämfördes avseende pris och skjuvhållfasthet. Materialens maskinbearbetbarhet undersöktes också vilket presenterades med CES EduPack, detta för att så smidigt som möjligt kunna maskinbearbeta detaljernas mer komplexa bitar. För att kunna hålla en budget för en liten produktionsserie valdes material med formningsprocessen gjutning bort, detta då det är oekonomiskt att gjuta enstaka detaljer för en liten produktionsserie.

### **3.11 Detaljmodellering och ritningar**

Arbetet med ett slutgiltigt koncept påbörjades och det skapades modeller för maskinens alla detaljer i CATIA för att få konceptet till ett slutgiltigt presenterbart stadium.

Dimensioneringen av specifika delar undersöktes och granskades, vilket medförde ett större krav på noggrannhet. Detaljritningar skapades över dessa delar. Då varje del av systemet hade en kritisk roll för funktionaliteten var det viktigt att detaljernas dimensioner valdes omsorgsfullt till följd av att systemets utmattning på de ingående detaljerna snabbt åstadkommer skador på detaljernas kritiska punkter.

### **3.12 Kritiska punkter & FEM-modellering i CATIA**

I detta kapitel redogörs konstruktionens känsliga punkter, konstruktionen granskas också med hjälp av finita element-metoden.

#### **3.12.1 Framtagning av kritiska punkter**

För att identifiera konstruktionens kritiska punkter granskades maskinens beteende vid pålagda krafter för att specificera krafternas väg genom maskinen. De komponenter som utsätts för största möjliga belastning tas vidare som konstruktionens kritiska punkter.

#### **3.12.2 FEM-modellering i CATIA.**

FEM-modellering är ett nödvändigt verktyg och komplement till analytiska beräkningar för att utföra en väl genomtänkt och motiverad måttsättning och geometri för detaljer i konstruktionen. Genom undersökning hur spänningar och förskjutningar fördelar sig görs avvägningar angående måttsättningen hos kritiska områden i konstruktionen. Dessa områden uppkom främst vid länkar och deras respektive don, stötplattor, svänghjulstappar och även svänghjulen i sig som är särskilt utsatta detaljer

### **3.13 Färdigt koncept**

Projektgruppen hade nu ett färdigt koncept som kunde presenteras genom en sammansatt modell av de olika komponenterna (se kapitel 4.7). Simulering av systemet vid drift skapades med syftet att underlätta förståelsen av systemet utan förklarande text. Simuleringen presenterades vid muntlig redovisning av projektet.

## 4. RESULTAT

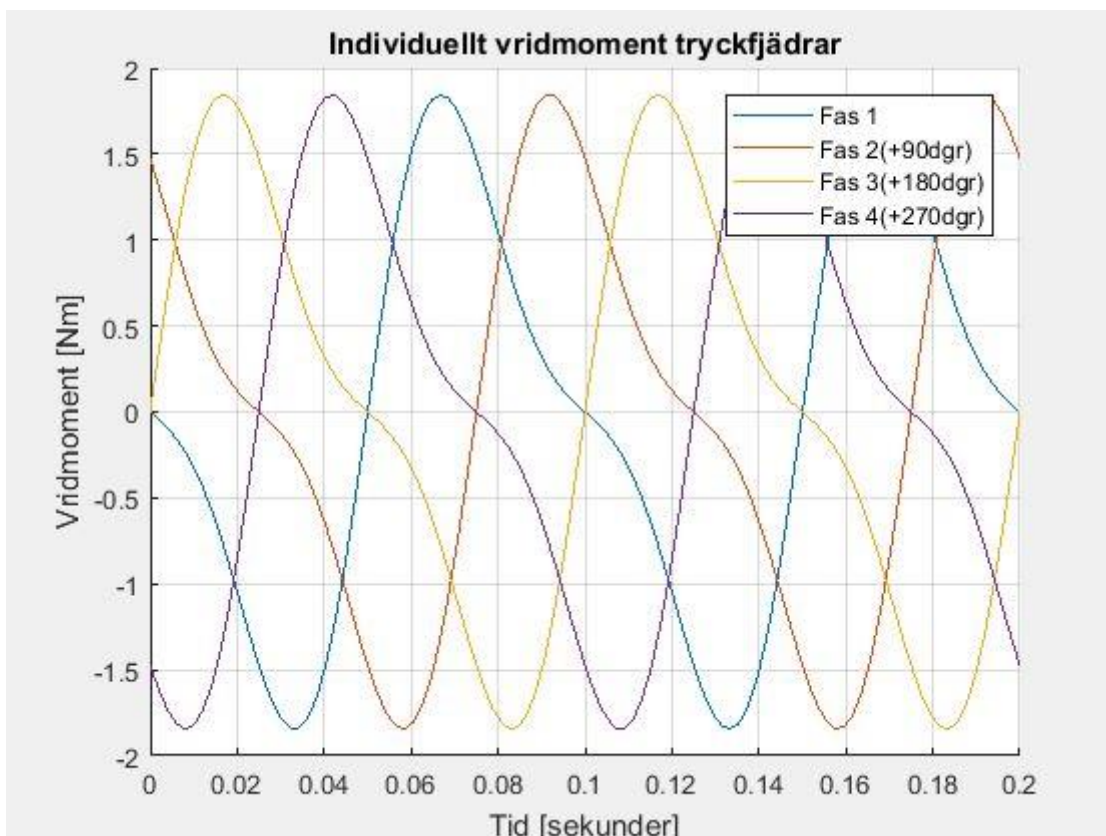
Följande kapitel avser redovisa de resultat som framkommit till följd av projektets genomförande. Detta innefattar bland annat validering av momentfördelningen hos LEFUM 3000, urvalsprocessen och redovisning av det slutgiltigt valda konceptet.

### 4.1 Analys och validering av systemet

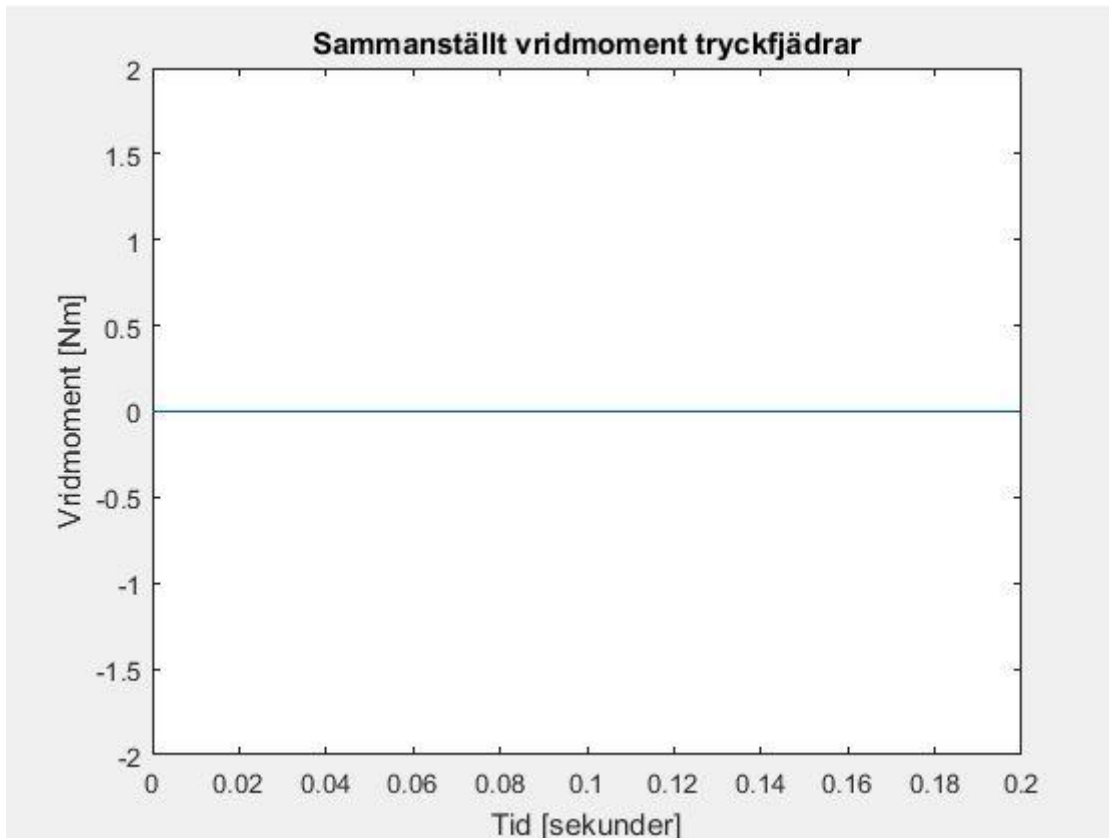
För att matematiskt bekräfta systemets momentfördelning skapas ett program i MATLAB utifrån givna startparametrar. Visualisering av problemet skapas där geometriska parametrar sätts ut i en skiss av svänghjulet och donets position (se figur 4).

Då rörelsen nu kan uttryckas matematiskt kan den betraktas som en funktion av en kolvs position hos en vanlig vevrörelse, vanligt förekommande i förbränningsmotorer. [9]

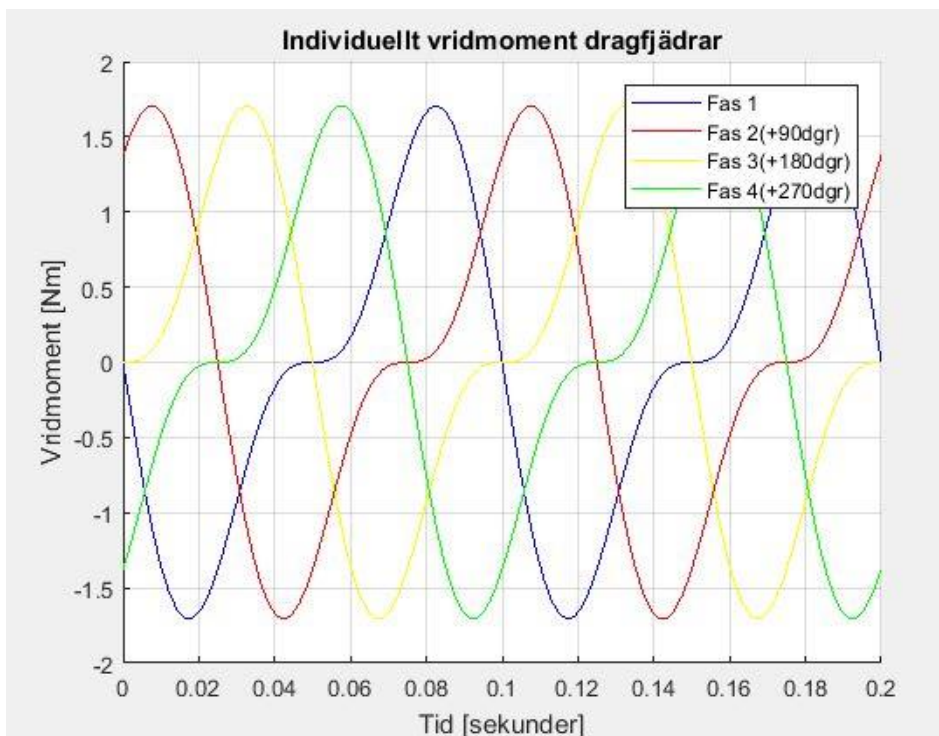
För att visualisera och bekräfta momentfördelningen ritas följande grafer, vilket stämmer överens med vad Lesjöfors själva kommit fram till. Figur 8 samt 10 visar att systemets sammanställda vridmoment ständigt blir 0 under utmattningscyklerna. Figur 7 och 9 visar varje fjäders individuella momentpåverkan på systemet under utmattningscyklerna.



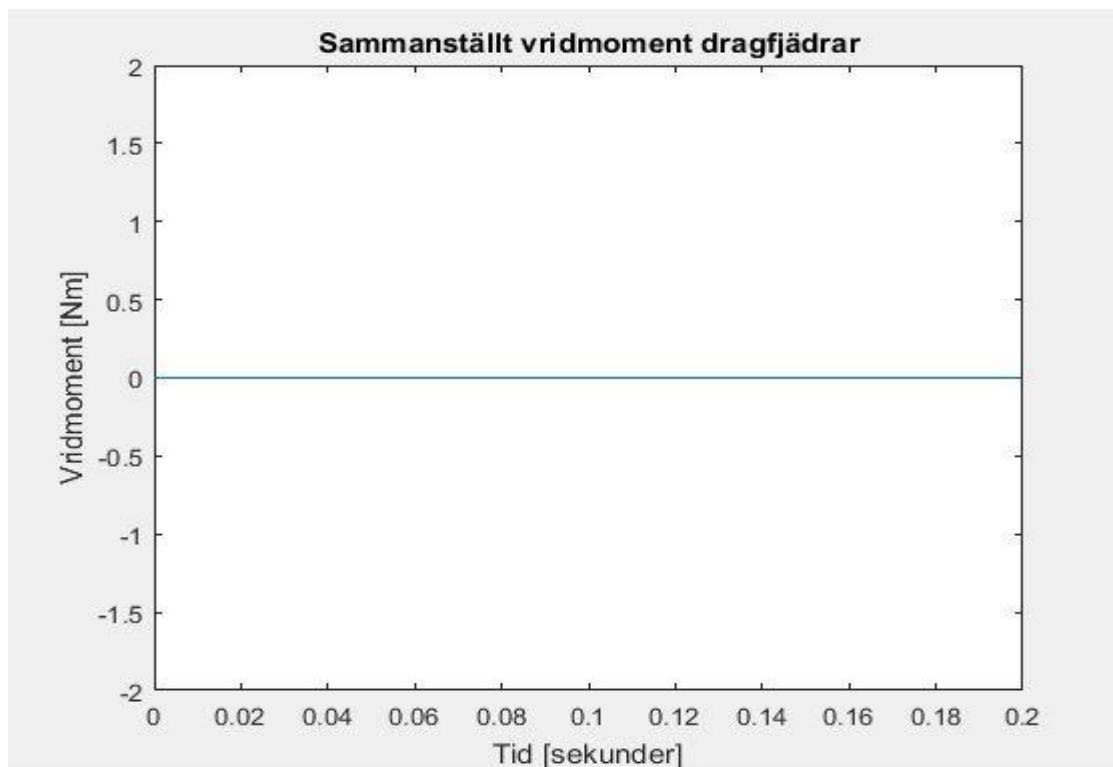
Figur 7: Resulterande momentdiagram från bilaga 1 vilket presenterar individuellt vridmoment från tryckfjädrar, här visualiserat för 10 Hertz.



Figur 8: Resultande momentdiagram från bilaga 1 vilket presenterar sammanställt vridmoment från tryckfjädrar, här visualiserat för 10 Hertz.



Figur 9: Resultande momentdiagram från bilaga 2 vilket presenterar individuellt vridmoment från dragfjädrar, här visualiserat för 10 Hertz.



Figur 10: Resultande momentdiagram från bilaga 2 vilket presenterar sammanställt vridmoment från dragfjädrar, här visualiserat för 10 Hertz.

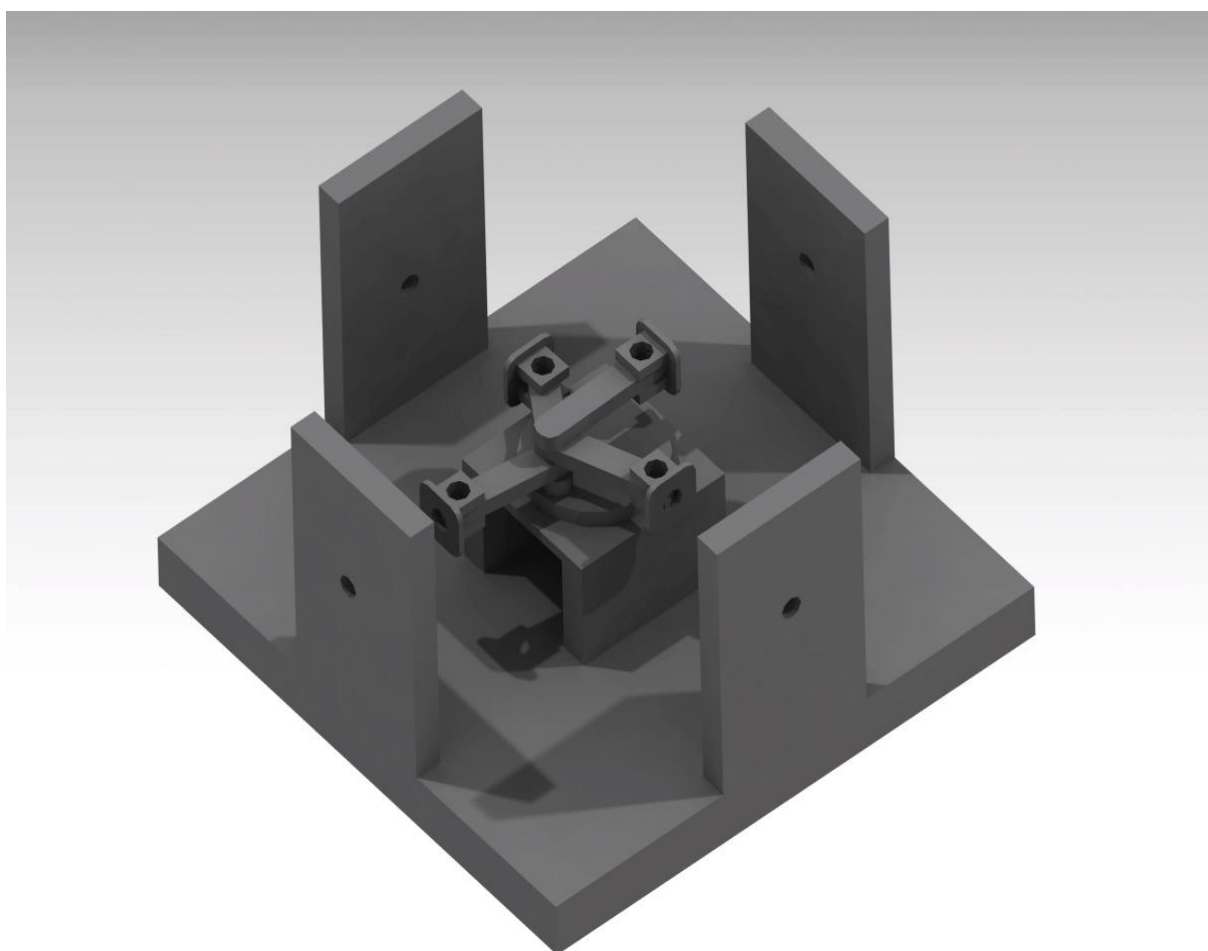
## 4.2 Resultat av urval

För att avgöra ett vinnande koncept görs en pugh-matris baserad på de krav som ställs i kravspecifikationen (se bilaga 3). Därvid tas också hänsyn till synpunkter från Lesjöfors.

Följande delkapitel beskriver sammanfattat de föreslagna konceptens styrkor, svagheter och funktionalitet.

### 4.2.1 Koncept: Helikopter

Simpel modell med bra överskådlighet och få friktionsytor. Lösningen förenklas till att enbart använda ett enstaka svänghjul där alla länkarmar kopplas runt samma tapp. Lösningen kräver ingen remväxel, man kan istället placera motorn under svänghjulets axel för att på så vis driva axeln rakt på motorn. En modell av konceptet visas i figur 11.



Figur 11. Helhetsvy över koncept "Helikopter".

### 4.2.2 Koncept: Duke

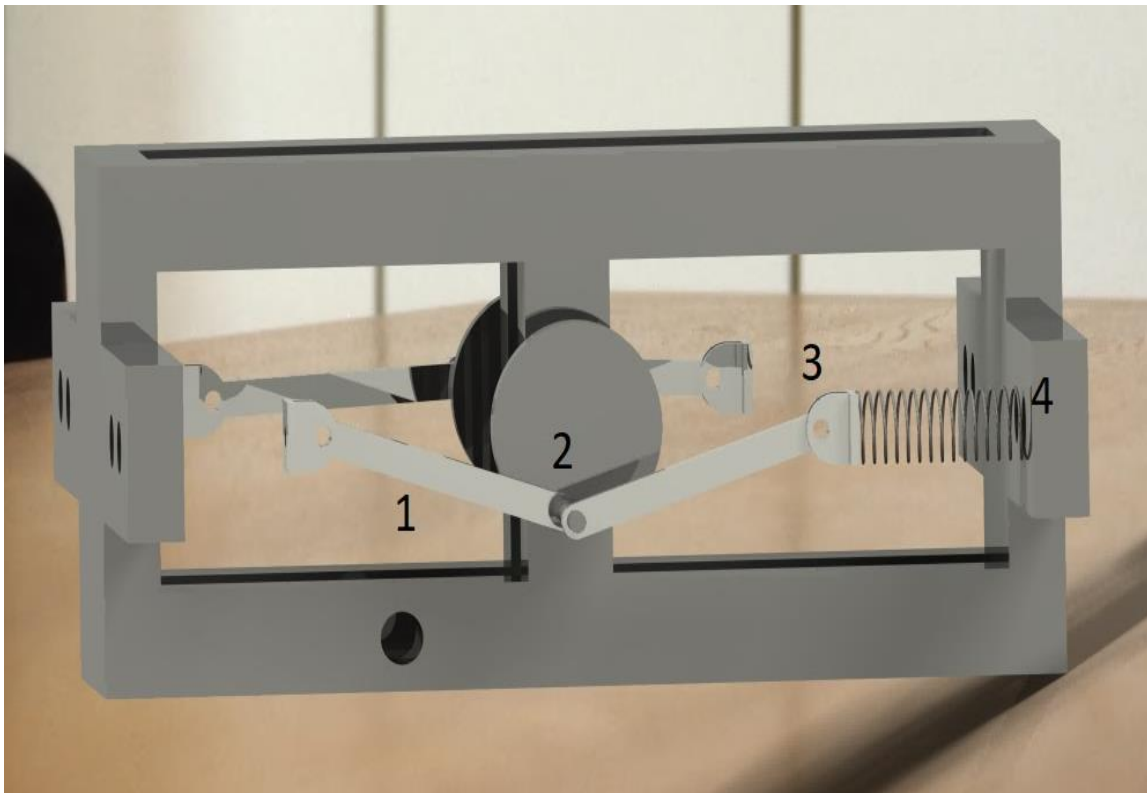
Ett mycket kompakt system med ett attraktivt utseende och en god översikt. Inte aktuell då systemet uppskattas vara för komplext i förhållande till syftet, dessutom uppstår även komplikationer vid prövning av dragfjädrar, samt vid skiftande fjäderdimensioner. En modell av konceptet visas i figur 12.



*Figur 12: Helhetsvy över konceptet "Duke".*

### 4.2.3 Koncept: Boxer

En konstruktion som har flera likheter med Lesjöfors egna system. Det ursprungliga systemet förenklas genom att dessa ersätts med en gemensam axel som sammankopplar alla de fyra komprimeringscyklerna istället för att ha två sammankopplade axlar som systemet går på, se figur 3. Genom denna förenkling kan man undvika en stor remväxel som ska överföra hela maskinens moment mellan de olika axlarna och den drivande motorn. Istället kan remväxeln minimeras för att enbart överföra effekten som motorn tillsätter systemet. Efter urvalsprocess och diskussioner med Lesjöfors beslutas konceptet att tas vidare. Se kapitel 4.7 för slutgiltig beskrivning av konceptet. En modell av konceptet visas i figur 13.



Figur 13. Helhetsvy över konceptet "Boxer" 1. Länkarm, 2. Svänghjul och slagjustering, 3. Don, 4. Stötplatta



## 4.3 Validering av funktionsberäkning Boxer

Projektets grundpelare är den unika momentfördelningen. För att säkerställa denna unika fördelning för det vinnande konceptet boxer, analyseras systemet med avseende på detta. Efter en noggrann granskning av MATLAB-koden skriven för LEFUM 3000 (bilaga 1 och 2) samt de förenklingar som sker i kapitel 2.3.2, framkommer det att det nya konceptet Boxer, i teorin kan hanteras precis som LEFUM 3000. Denna slutsats kan dras utefter Boxers identiska momentfördelning enligt figur 5. Gruppen drar slutsatsen att MATLAB-koden för LEFUM 3000 kan tillämpas för kontroll av koncept Boxer vilket då bevisar att konceptet uppfyller den unika momentfördelningen.

## 4.4 Designval komponenter

Koncept Boxer väljs efter granskning med pugh-matris (bilaga 4) och diskussion med Lesjöfors som det vinnande konceptet, och bearbetas därför vidare. Här presenteras resulterande konceptlösningar för maskinens väsentliga komponenter med resonemang till varför dessa koncept valdes. I kapitlet presenteras även det slutgiltiga vinnande konceptet för de olika komponenterna.

### 4.4.1. Svänghjul och slagjustering

Nedan presenteras de fyra olika koncept som togs fram för att lösa systemets varierbara slagjustering. Konceptens för -och nackdelar presenteras också för att kunna ta ett beslut om det vinnande konceptet.

#### **Referenslösning från LEFUM 3000**

Tapparna som länkarmarna är ledade runt monteras på en rund skiva som i sin tur går att rotera kring en centrumpunkt en bit ut från svänghjulets centrum. Detta koncept är svårt att tillämpa på ett användarvänligt vis på konstruktionens små svänghjul. Se figur 3.

#### **Skruvjustering**

Tapparna glider längs ett T-spår i svänghjulet. Med en genomgående justerskruv kan man skruva tapparna in och ut från rotationscentrum på svänghjulet. En mutter låser fast svänghjulstappen. För detta koncept så förflyttas tapparna på ett relativt precist och linjärt sätt. Den mänskliga faktorn spelar en liten roll då användaren enbart behöver notera antal roterade varv på justerskraven. Mycket användarvänlig men kräver en något komplexare design med fler komponenter. Se figur 20,21.

## Glidskena

Tapparna glider längs ett spår som manuellt justeras, i rätt läge spänns tappen fast med en mutter som klämmer tappen på plats. Detta koncept medför en oprecis lösning som lätt kan ge skillnader i slag mellan de olika svänghjulen. Den mänskliga faktorn har stor inverkan. Konceptet har en dålig användarvänlighet men kräver få komponenter.

## Håljustering

Tapparna förflyttas närmare, och bort från rotationscentrum genom att förflytta tappen mellan ett antal förborrade hål. Detta koncept är svårt att tillämpa på ett användarvänligt vis för konstruktionens små svänghjul. För att bibehålla en duglig hållfasthet bör avstånden mellan hålen vara relativt stora vilket ger stora skillnader i slag för varje förflyttat steg. Detta gör konceptet precist för sina få fasta lägen, men det gör det också omöjligt att finjustera slagen för det faktum att skillnaden i slaglängd vid förflyttning blir stor. Det blir alltså omöjligt att göra små förändringar i slaglängd.

## Konceptval

Koncepten jämförs med varandra utefter tabell 3 och pugh-matris enligt bilaga 6, de olika koncepten presenteras också för företaget där det gemensamma beslutet tas att gå vidare med konceptet "skruvjustering", se figur 20 i kapitel 4.7.2.

<b>Minimera</b>	<b>Maximera</b>
Glidning	Användarvänlighet
Komplexitet	Enkelhet
Antal delar	Stabilitet för tapp
Påverkan på svänghjul	Inställningslägen

Tabell 3: Jämförelsetabell för koncept över slagjustering.

#### 4.4.2. Ställbara stötplattor

Konstruktionen måste vara anpassningsbar för fjädrars dimensionsändringar, och därför måste en lösning som enkelt tillåter detta utan att påverka konstruktionens effektivitet eller hållfasthet identifieras. Nedan presenteras de fyra olika koncept som togs fram för att lösa systemets funktion med ställbara stötplattor. Konceptens för- och nackdelar presenteras också för att kunna ta ett beslut om det vinnande konceptet.

##### **Referenslösning från Lesjöfors maskin**

Detta koncept grundas i att stötplattorna regleras i par med varsin skruv fäst i ramen. När skruven roterar hissas stötplattorna mot eller bort från maskinens mittpunkt. Detta innebär en något oprecis reglering paren emellan då dessa justeras separat från varandra. Se figur 3.

##### **Håjustering**

Stötplattorna har stora skenor som glider inuti ramen. Genom ramen borrar ett hål och i skenorerna borrar flera hål. För att ändra stötplattornas avstånd från maskinens centrum skjuver man då skenorerna in eller ut i ramen och förflyttar vilket hål sprinten sitter genom, detta medföljer att ingen broms krävs. Denna lösning ger en relativt precis reglering. Nackdelen är att regleringen kan vara otymplig att göra, samt att varje reglersteg blir stort. Att göra fininställningar ses som omöjligt. För detta koncept ställs också krav på att justera stötplattorna individuellt vilket hämmar användarvänligheten.

##### **Snäppanordning**

Stötplattorna har stora skenor med urtagna spår vinkelräta mot skenorernas längd. En fjäderbelastad sprint pressas in i spåren automatiskt och måste manuellt lyftas upp för att möjliggöra förflyttning av stötplattorna. Konceptet kan liknas med en kartongkniv vilket innebär att inga bromsar eller lås behövs. Nackdelar med konceptet är bland annat att för att bibehålla en acceptabel hållfasthet bör klackarna vara relativt stora vilket ger betydande skillnader i längd för varje förflyttat steg. Detta gör konceptet användarvänligt men oprecist. Det blir alltså omöjligt att göra små förändringar i slaglängd. För detta koncept ställs också krav på att justera stötplattorna individuellt vilket hämmar användarvänligheten.

##### **Kuggstång**

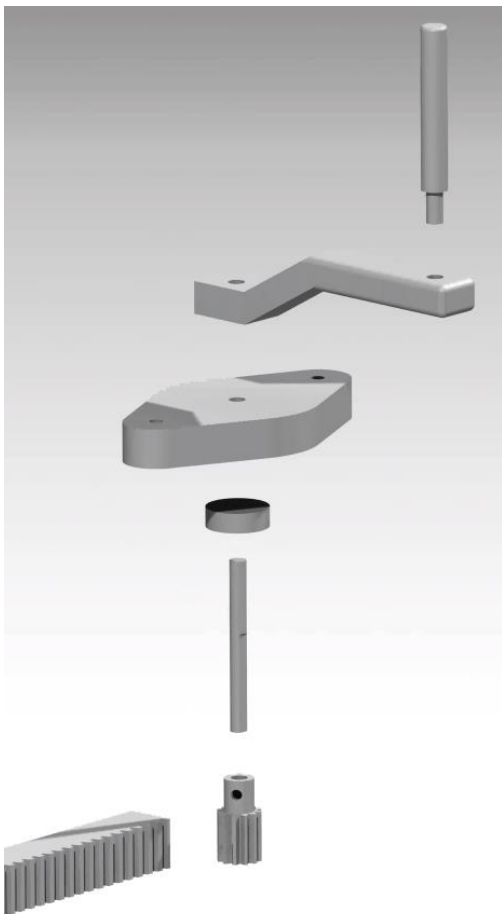
Konceptet grundas i att stötplattorna förses med kuggstänger (bilaga 17) som går genom en central balk i ramen. I ramen placeras även en manuell vev centralt i konstruktionen, se figur 14. Med hjälp av veven kan båda stötplattorna vevas in och ut samtidigt på ett relativt precist sätt, lösningen innebär en hög användarvänlighet och är enkel att manövrera. För detta koncept krävs däremot någon variant av bromsar för att låsa stötplattorna i det valda läget.

## Konceptval

Koncepten jämförs med varandra utefter tabell 4 och med en pugh-matris (bilaga 5), de olika koncepten presenteras också för företaget där det gemensamma beslutet tas att gå vidare med konceptet "Kuggstång".

Minimera	Maximera
Glidning	Ställningslägen
Komplexitet	Användarvänlighet
	maximerad inställning/rörelse

Tabell 4: Jämförelsetabell för koncept ställbara lösningar.



Figur 14: Vevassembly isärplockad, för mer information hur det kopplar samman med stötplattor se kap 4.7.3.

### 4.4.3 Drift

Efter en kort studie för att undersöka passande motorer för applikationen kan elmotorn 755-3262-C från Transmotec (bilaga 17) presenteras som en passande motor. Detta på grund av en hög verkningsgrad och passande storlek för konstruktionen. Motorn ger också ett högt initialt vridmoment vilket är gynnsamt för att få fart på maskinens mekanism.

För att maskinen ska uppnå sitt syfte behöver användaren kunna läsa av viktiga data, till exempel antal cykler för fjädrarna vid brott, samt den genomgående effekten i systemet. Systemet skall även automatiskt stängas av vid brott av en fjäder vilket kan hanteras genom att installera en dvärgbrytare (automatsäkring) [10] på motorn. Dvärgbrytaren utlöses vid en stegring av effektuttaget från motorn som inträffar vid fjäderbrott till följd av kompensation för det förändrade energibehovet. Mätningen av antal cykler hanteras med hjälp av en varvräknare som läser av en magnet på svänghjulet. Avläsning av effekt sker genom en effektmätare kopplad via motorkretsen. Ett remhjul placeras vid motorns utgående axel som med hjälp av en rem driver ett större remhjul monterat på vevaxeln. Remhjulens dimensioner väljs med hänsyn till den nedväxling som måste ske.

Rekommenderad motor ger ett varvtal av maximalt 7400 rpm. Systemet ska enligt krav utformas för ett maximalt varvtal 1200rpm. Detta innebär en nedväxling av  $\frac{7400}{1200} \approx 6.17$ . Det antas därför att remhjulet monterat på vevaxeln måste vara 6x större än det som dimensioneras för motoraxeln (se bilaga 17).

Då remhjulens dimensioner är bestämda kan även längden av remmen bestämmas, se kapitel 4.9.

För att tillföra systemet energi önskar Lesjöfors använda solceller (bilaga 17) vilket laddar seriekopplade batterier, som i sin tur driver motorn. Batterierna monteras på bottenplattan och kan lätt tas bort efter behov. Strömförsörjande kablar till motorn dras förslagsvis genom konstruktionens rambalkar utefter montörens tycke.

För likvärdiga resultat kan en annan motor med liknande specifikationer användas. Motorns vridmoment och varvtal är inte avgörande för konstruktionens funktionalitet så länge varvtalet och momentet på vevaxeln kan anpassas med hjälp av en rem eller kuggväxel till vad som lämpar sig för konstruktionen.

## 4.6 Materialval

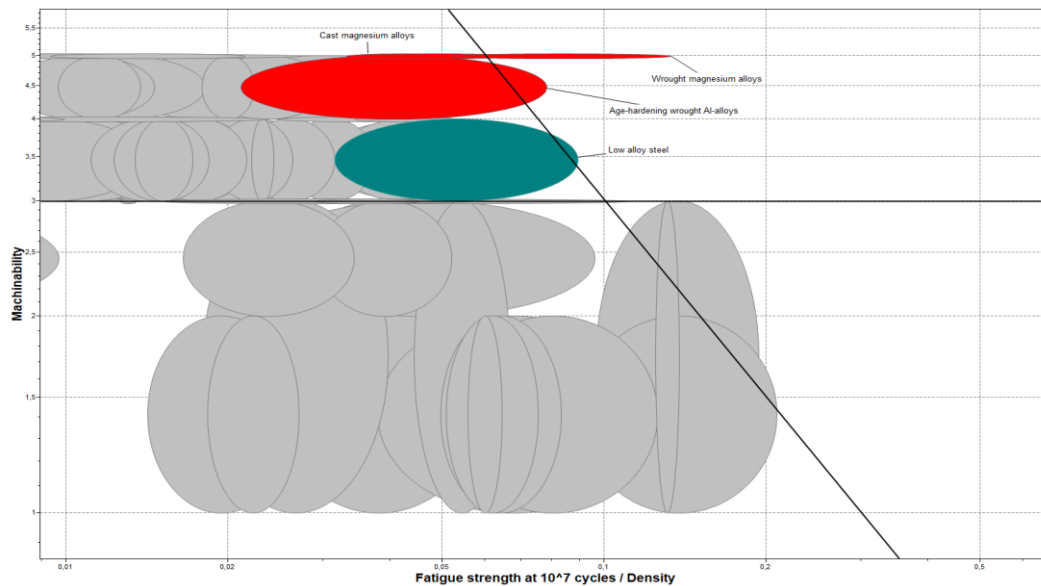
Här presenteras resulterande materialval till de mest utsatta detaljerna i konstruktionen. Materialvalen gjordes med hjälp av CES EduPack.

### 4.6.1 Mindre utsatta delar & detaljer med simpel geometri

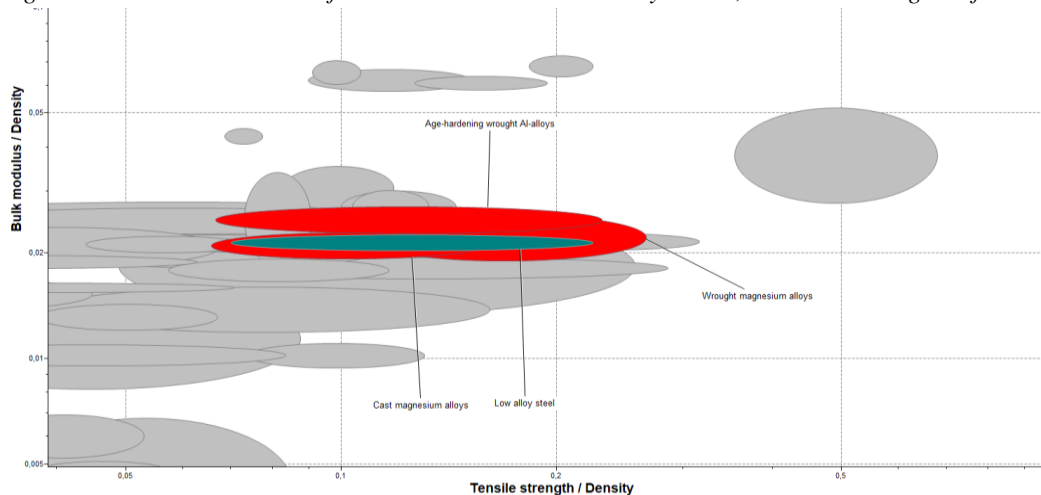
För sammanställda data över konstruktionens materialval se bilaga 14.

### 4.6.2 Länkarmar och don

För att uppnå bästa resultat rekommenderas “wrought magnesium alloy”. Andra acceptabla substitut för applikationen är: “Age-hardening wrought alloy” (bilaga 7), “cast magnesium alloy” och “low alloy steel”, se figur 15 och 16 för resultat och mer information från materialmätningar för detaljen.”. Efter diskussion med företaget tas beslutet om att använda aluminium. Slutgiltigt materialval blir “Age-hardening wrought alloy”.



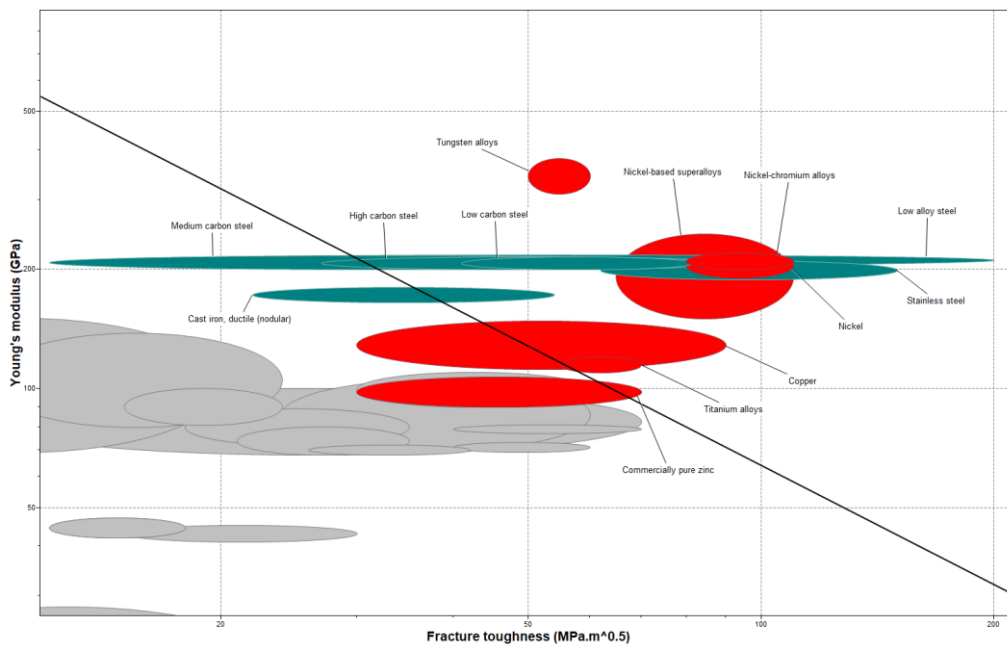
Figur 15: CES EduPack chart för material med machinability över 3, samt utmattningshållfasthet per densitet.



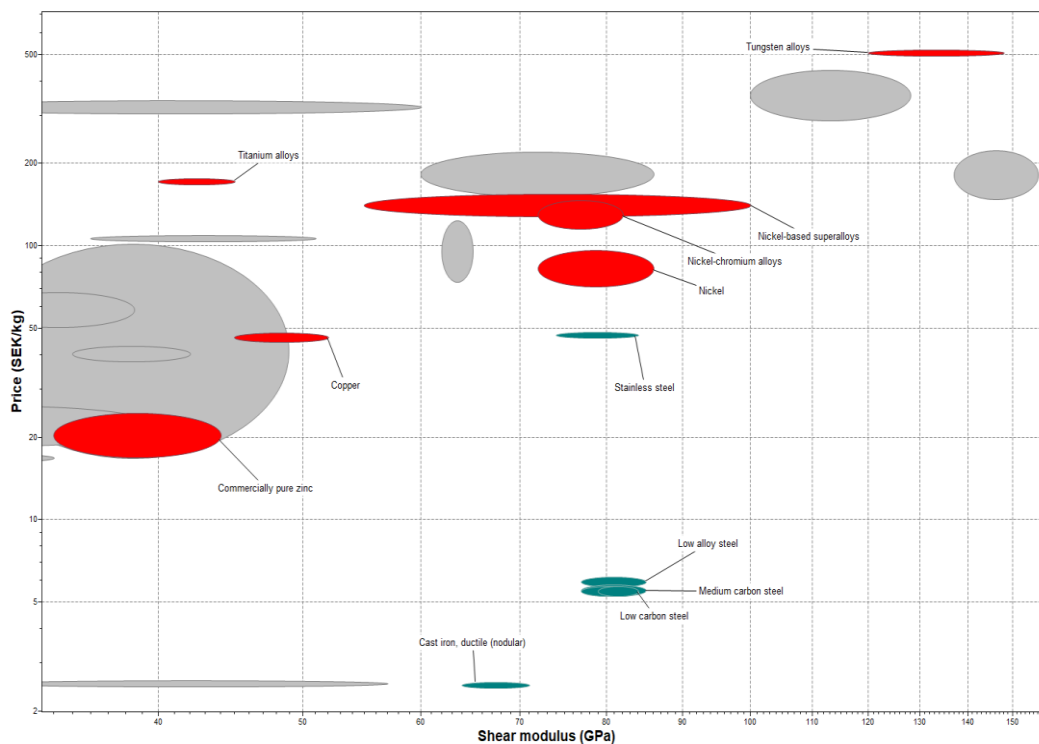
Figur 16: CES EduPack Chart för resulterande material från urvalet för länkarmar och don.

### 4.6.3. Stötplatta, svänghjul och svänghjulstapp

De prismässigt rimliga alternativen kvar i utgallringen från kapitel 3.10.3 är de olika stålsorterna “Low alloy steel”, “low carbon steel”, “medium carbon steel” och “cast iron (ductile)”. Low carbon steel har specifikationer passande även för tillämpning på maskinens stötplattor varpå materialet enligt rekommendation bör tillämpas även där. För att uppnå ett gott resultat med tilltänkta bearbetningsmetoder till ett rimligt pris rekommenderas alltså “low carbon steel”, se figur 17 och 18, samt bilaga 8, för resultat och mer information från materialmätningar för detaljen.



Figur 17: CES EduPack materialmätning över e-modul och brottseghet.



Figur 18: CES EduPack chart över resulterande material från urvalet för stötplatta, svänghjul och svänghjulstapp.

## 4.7 Slutgiltigt koncept

Baserat på kap 2.5 tydliggörs möjligheter för förändringar i systemets utformning för att på ett bra sätt konstruera ett effektivare och kompaktare system. Det var genom att studera produktens krav och önskemål som beslutet togs att utveckla maskinens design från en befintlig förbränningsmotor, boxermotorn. Det främsta designelementet som kom att utnyttjas från boxermotorn är det faktum att motorns kolvar jobbar 180 grader ifrån varandra.

Det slutgiltiga konceptet Boxer (se figur 19) har två cylindriska svänghjul som sammankopplas med en gemensam axel. På vardera svänghjul monteras en tapp, 90 grader förskjuten från den andra, som i sin tur bär ett par av länkarmar. Till skillnad från den ursprungliga designen tillåts nu användning av hela systemets rörelse för en enda axel.

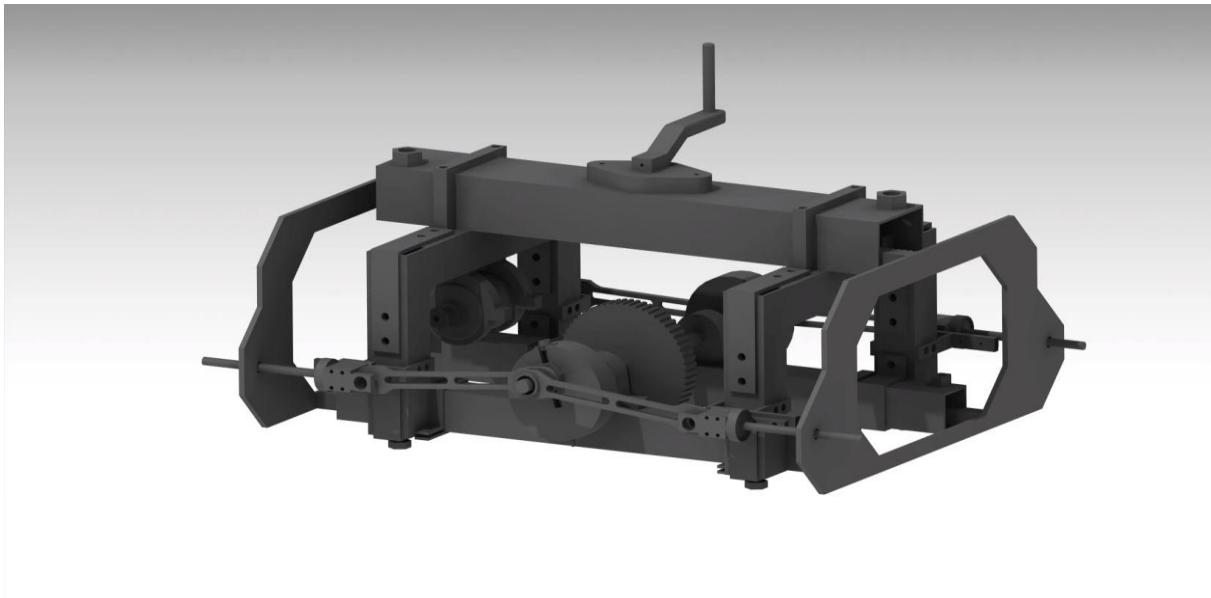
Företaget önskar kunna skruva ihop maskinen för att undvika svetsning i aluminium. Maskinen konstrueras till följd av detta med skruvförband. Dessa är tydligt synliga vid ramen figur 19.

Den slutgiltiga maskinen har vid drift ungefärligen dimensionerna 500x330x264 mm. Det oprecisa måttet beror på maskinens ställbara stötplattor vilka förändrar maskinens längd. Maskinens vikt uppskattas hamna på 9.5 kg.



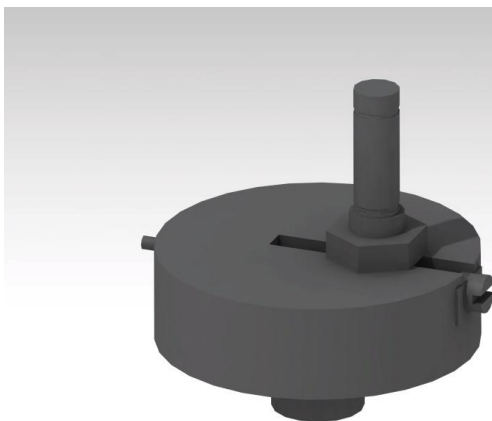
### 4.7.1 CAD-modell

För att på bästa sätt illustrera framtagna lösningar skapas en modell i CAD, se figur 19. Modellen avses i samband med detaljritningar användas som referensram vid konstruktion, tillverkning och montering av systemet.

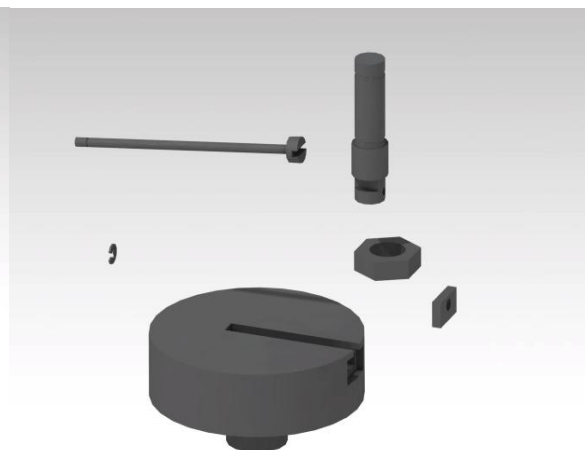


Figur 19. Bild över färdig CAD-modell sett från sidan. I figuren syns svänghjulet med monterad slagjustering samt don och de båda stötplattorna fjädrarna jobbar mellan.

### 4.7.2 Svänghjul och svänghjulstapp



Figur 20. Helhetsvy svänghjulsassembly.



Figur 21. Helhetsvy svänghjulsassembly delar

Ritningar för svänghjul och svänghjulstapp redovisas enligt bilaga 10 respektive 11.

Figur 22. Bild över svänghjulstapp med fräst T-spår och låsringsspår.

Baserat på urvalsprocessen i kap 4.4 utformas alltså svänghjulet och svänghjulstappen enligt figur 20,21 och 22. För att möjliggöra att svänghjulstappen glider på ett bra sätt i svänghjulet skapas T-spåret enligt standard DIN 508.



### 4.7.3 Länkarm



Figur 23. Helhetsvy över länkarm

Länkarmens utformning bygger på referenskonceptets lösning. Material tas bort i mitten av länkarmen för att minska dess vikt. Länkarmens syfte är att koppla samman donet med svänghjulet. Länkarmens vänstra ände enligt figur 23 monteras på svänghjulstappen och dess högra ände fästs i donet. Länkarmen konstrueras i aluminium enligt kapitel 4.6.2 och är central för systemets funktionalitet, detaljen analyseras därför noggrant. Länkarmen granskas med avseende på knäckning enligt kapitel 4.9, det utförs även FEM-analyser, se kapitel 4.8.3, för att granska dess spänningar och förskjutningar. Analyserna visar att länkarmen inte utgör någon risk för systemets funktionalitet. Ritning för länkarmarna redovisas enligt bilaga 9

#### 4.7.4 Don

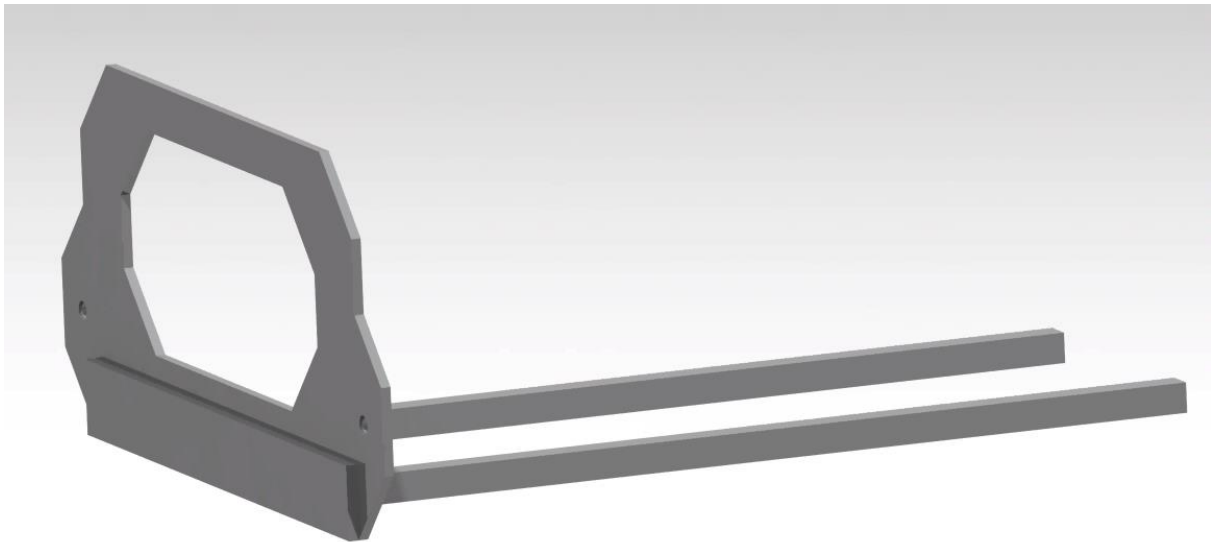


*Figur 24. Helhetsvy don.*

Donet bygger på referenskonceptets lösning och konstrueras för att på enklast möjliga sätt uppfylla dess syfte, och för att samtidigt uppnå en hög hållfasthet. Detta är nödvändigt då donet direkt kommer att ta upp en maximal kraft av 100N. Donet lagras till länkarmen med ett nållager (bilaga 17).

Donets syfte är att leda fjädern och fördela dess kompressionskraft. Donet jobbar endast axiellt längs med en linjär styrning (bilaga 17) för att försäkra en rak kompression av fjädern. Donet monteras på linjärstyrningen genom infästningspunkter i donets sida (figur 24). Fäst i donets mittpunkt (till höger enligt figur 24) kan en knäcknings-förhindrande stav för tryckfjädrar skruvas fast (styrstav). För dragfjädrar byts styrstaven ut mot en krok. Framtagning av krok passande syftet överläts till företaget. En hylsa med axiell låsning säkerställer donets infästning vid länkarmen (se till vänster i figur 24). Ritning för donet redovisas enligt bilaga 12.

## 4.7.5 Stötplattor



Figur 25. Helhetsvy över ena stötplattan.

Figur 25 visar en av systemets två stötplattor. Systemets två stötplattor skiljer sig en aning från varandra då glidbalkarnas placering i figur 25 har ett något mindre avstånd mellan varandra än glidbalkarna på motstående stötplatta. Detta görs för att båda stötplattornas glidbalkar ska kunna få plats i ramen och glida bredvid varandra. Glidbalkarna kläms fast i ramen med hjälp av bultar, detta för att säkerställa en fast position för stötplattan under drift. I figuren visas även stötplattans hål som syftar till att leda donens styrstavar.

Stötplattan optimeras med avseende på en relativt låg vikt samt hög styvhet och hållfasthet. Det görs därför ett urtag i stötplattans mitt, samtidigt som dess nedre yttre sida förstärks. Stötplattan tillverkas även till följd av hållbarhetskraven i stål. Vidare analys av stötplattans hållfasthet redovisas i kapitel 4.8.3. Analyserna visar att stötplattorna inte utgör någon risk för systemets funktionalitet. Ritningar för stötplattan redovisas enligt bilaga 13.

## 4.8 Kritiska punkter och FEM-analys

### 4.8.1 Precisering av kritiska punkter

För att härleda dimensioneringen av systemet granskas dess kritiska punkter. Dessa bör tas extra hänsyn till vid förändring och tillverkning av systemet. Konstruktionens mest utsatta detaljer fastställs till att vara; länkar, don, svänghjul, svänghjulstappar och stötplattor. Dessa detaljer granskas därefter ytterligare med hjälp av FEM-modellering i CATIA V5 för att fastställa att spänningar och deformationer i dem inte utgör någon risk för systemets funktionalitet.

### 4.8.2 Utmattnings vid kritiska punkter

De kritiska punkterna är till följd av systemets naturliga karaktäristik utsatta för utmattnings.

I arbetet används både stål, "low carbon steel" och aluminium, "Age-hardening wrought alloy" för olika detaljer. Detaljer som t.ex. svänghjulet och dess tillhörande delar tillverkas i stål då de (med hänsyn till kapitel 4.9) befinner sig nära rotationscentrum, och därmed har en låg inverkan på vibrationer i systemet. Dessutom utsätts dessa detaljer för stora påfrestningar i avancerad geometri. Aluminium används för större delen av maskinens detaljer till följd av dess relativt höga hållbarhet i förhållande till vikt.

Sträckgränsen för "Age-hardening wrought alloy" är ca 95-610 MPa enligt bilaga 7, vilket aldrig uppnås enligt kapitel 4.8.3. Antagandet görs därför att de utsatta aluminium-detaljerna inte utgör någon risk för kritiska brott med hänsyn till utmattnings.

Sträckgränsen för "low carbon steel" är ca 250-350 MPa enligt bilaga 8, vilket aldrig uppnås enligt FEM-analysen i kapitel 4.8.3. Antagandet görs därför även här att de utsatta stål-detaljerna inte utgör någon risk för kritiska brott.

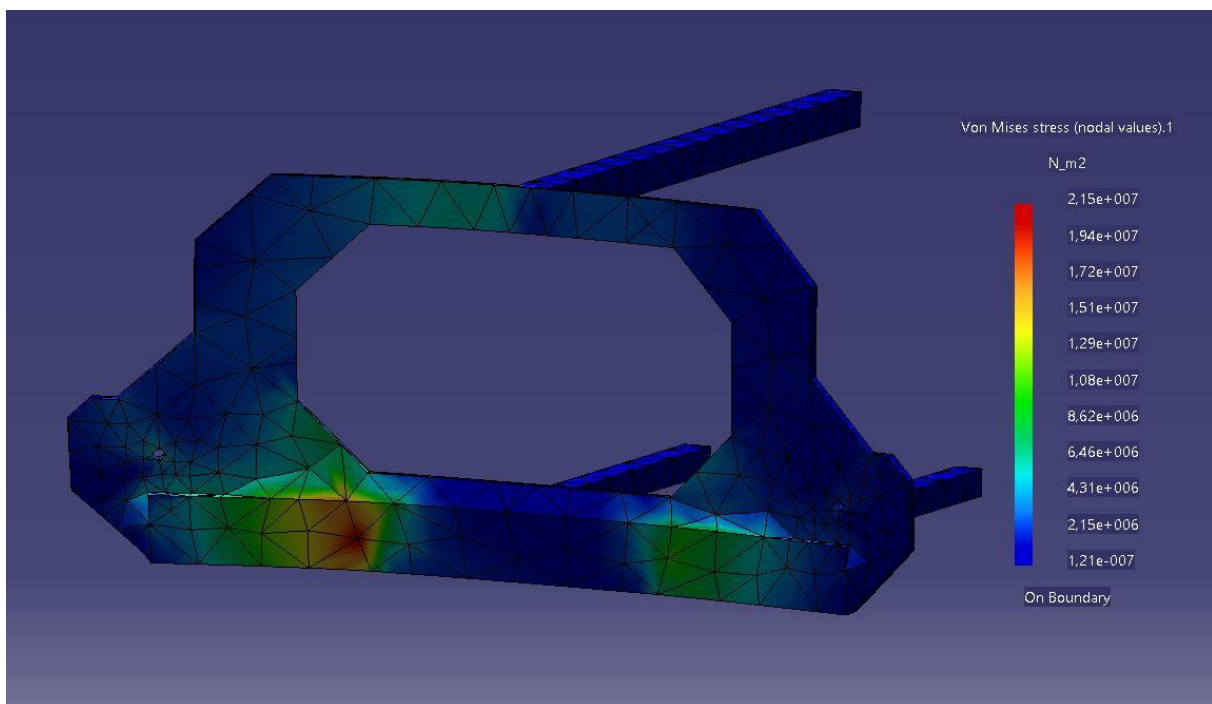
### 4.8.3 FEM-analys

Baserat på de kritiska punkterna utförs hållfasthetsanalyser vilket ger data kring effektivspänningar och förskjutningar i detaljerna. Effektivspänningarna uppskattas enligt Von Mises metod.

Spänningar och förskjutningar som uppkommer vid svänghjulet, svänghjulstappen, donet, länkarmen och stötplatta granskas. Detta baserat på antaganden i kapitel 4.8.1.

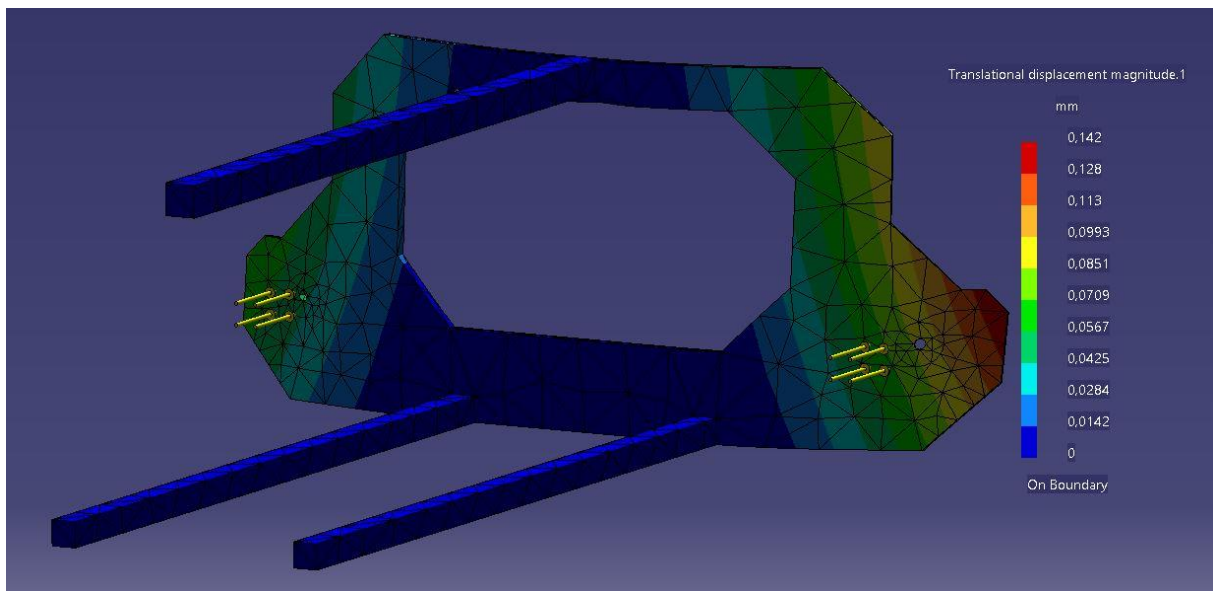
#### **Stötplatta smala ben:**

Stötplattan med tätt placerade ben väljs att analyseras då projektgruppen antar att stötplattan med bredare ben är godtyckligt dimensionerad om den analyserade stötplattan ger rimliga värden. Vid maximalt lastfall förekommer en kraft 100N på ena sidan, respektive 50N för andra sidan. Detta leder till följande effektivspänningar.



Figur 26: Von Mises-spänningar för stötplatta, helhetsvy med maximal pålagd kraft 100N (vänster hål) och 50N (höger hål), sett från stötplattans yttre sida.

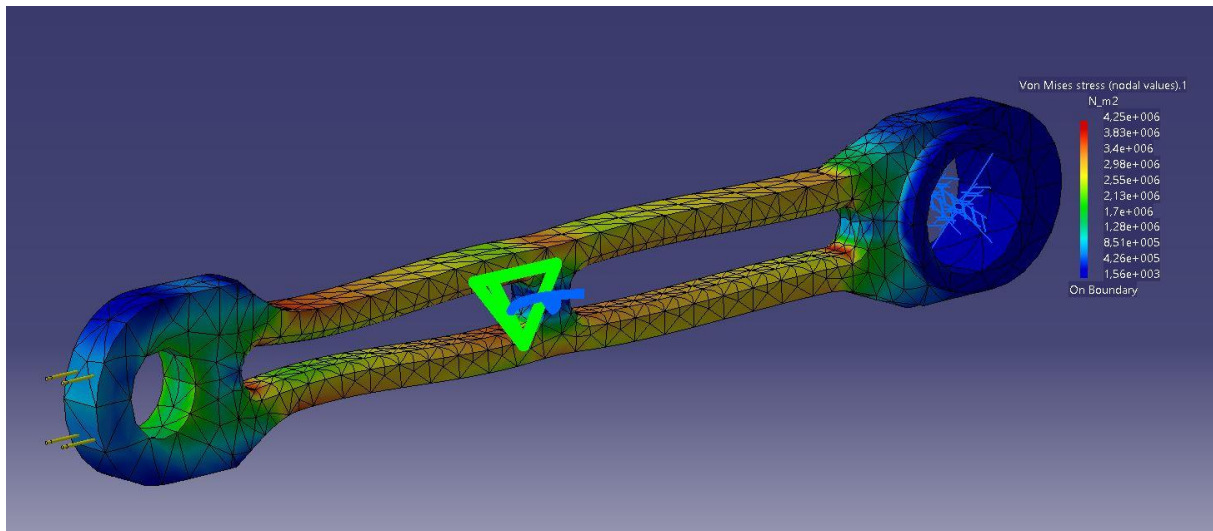
Enligt figur 26 uppstår den maximala Von Mises-spänningen 21.5 MPa strax ovanför infästningen av den maximalt påverkade sidans glidskena. Omkring hålet är Von Mises-spänningarna minimala och antas därför inte utgöra någon risk.



Figur 27: Förskjutningar för stötplatta, helhetsvy med maximal pålagd kraft 100N (höger hål) och 50N (vänster hål).

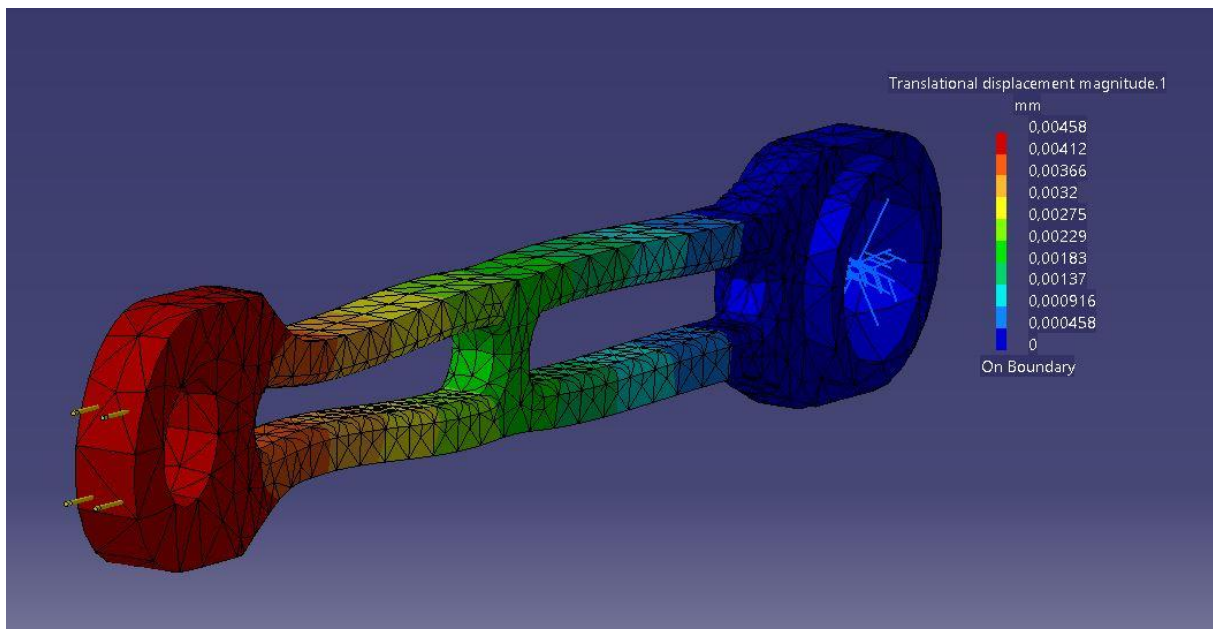
Figur 27 visar att den maximala förskjutningen 0.142 mm uppstår vid stötplattans yttersta högra kant. Den kritiska förskjutningen kring hålet visas vara ca 0.0851 mm, vilket antas vara en rimlig förskjutning som inte utgör någon större risk.

**Länkarm:** Ett lastfall analyseras där en maximal pålagd kraft 100N påverkar länkarmen.



Figur 28: Von Mises-spänningar för länkarm. helhetsvy med maximal pålagd kraft 100N vid länkarmens vänstra ände.

Enligt figur 28 erhålls en maximal Von Mises-spänning 4.25 Mpa vid länkarmens avsmalningar vilket enligt bilaga 7 befinner sig långt från riskzonen.

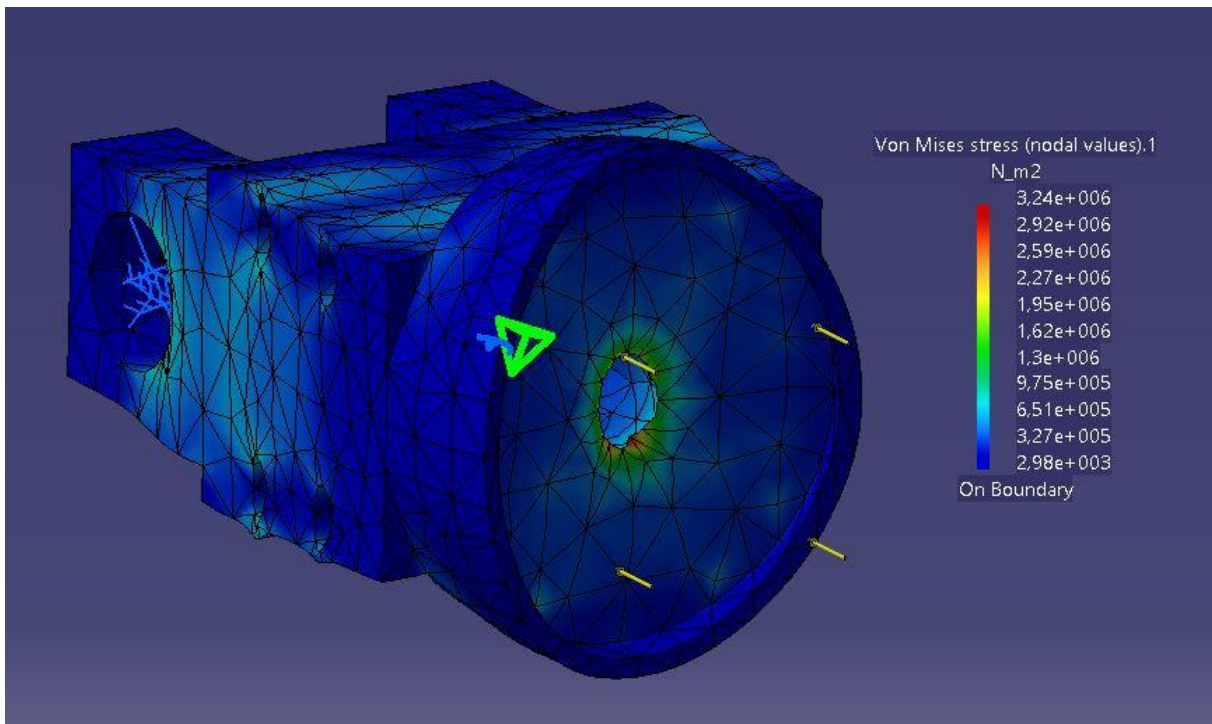


Figur 29: Förskjutning för länkarm. helhetsvy med maximal pålagd kraft 100N vid länkarmens vänstra ände.

Figur 29 visar en maximal förskjutning 0.00458mm vid länkarmens ände närmast den pålagda kraften (donets infästningspunkt). Förskjutningen är minimal och antas inte utgöra någon risk för länkarmens hållbarhet.

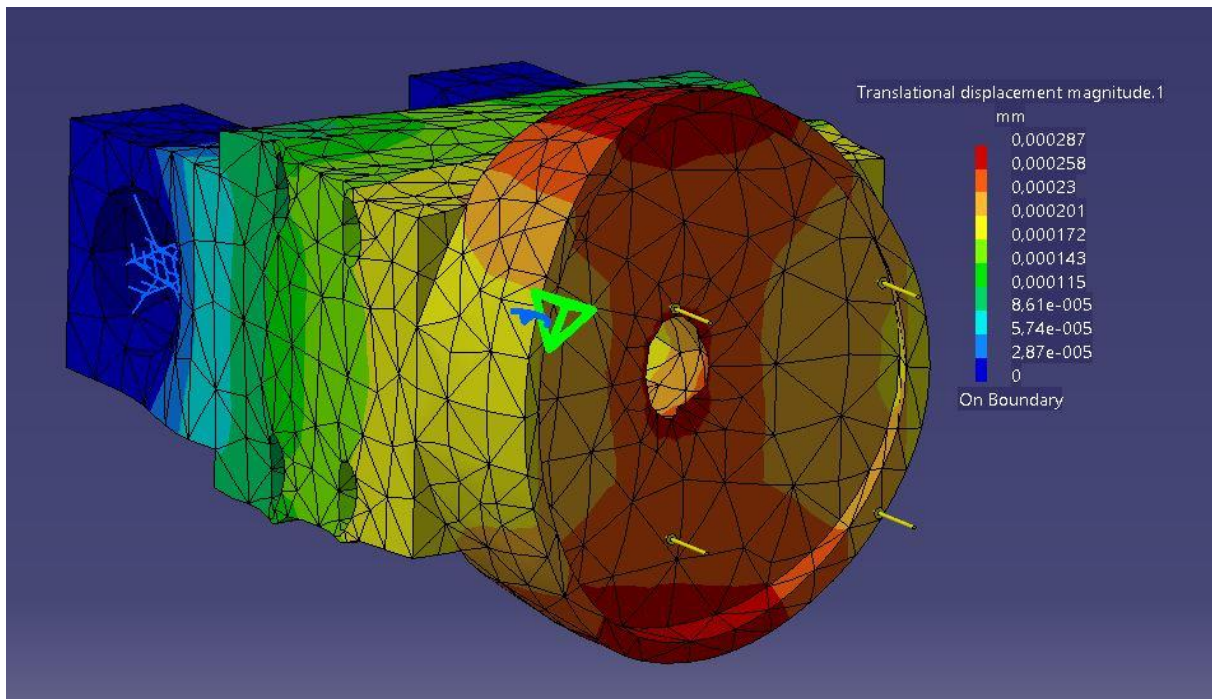


**Don:** Donet tar i det yttersta kritiska fallet direkt upp en kraft 100N vilket tillför ett krav på en stel hållbar detalj. Lastfallet som granskas är således den maximala kraften 100N pålagd donets framsida.



*Figur 30: Von Mises-spänningar för donet. Helhetsvy med maximal pålagd kraft 100N på donets cirkulära framsida.*

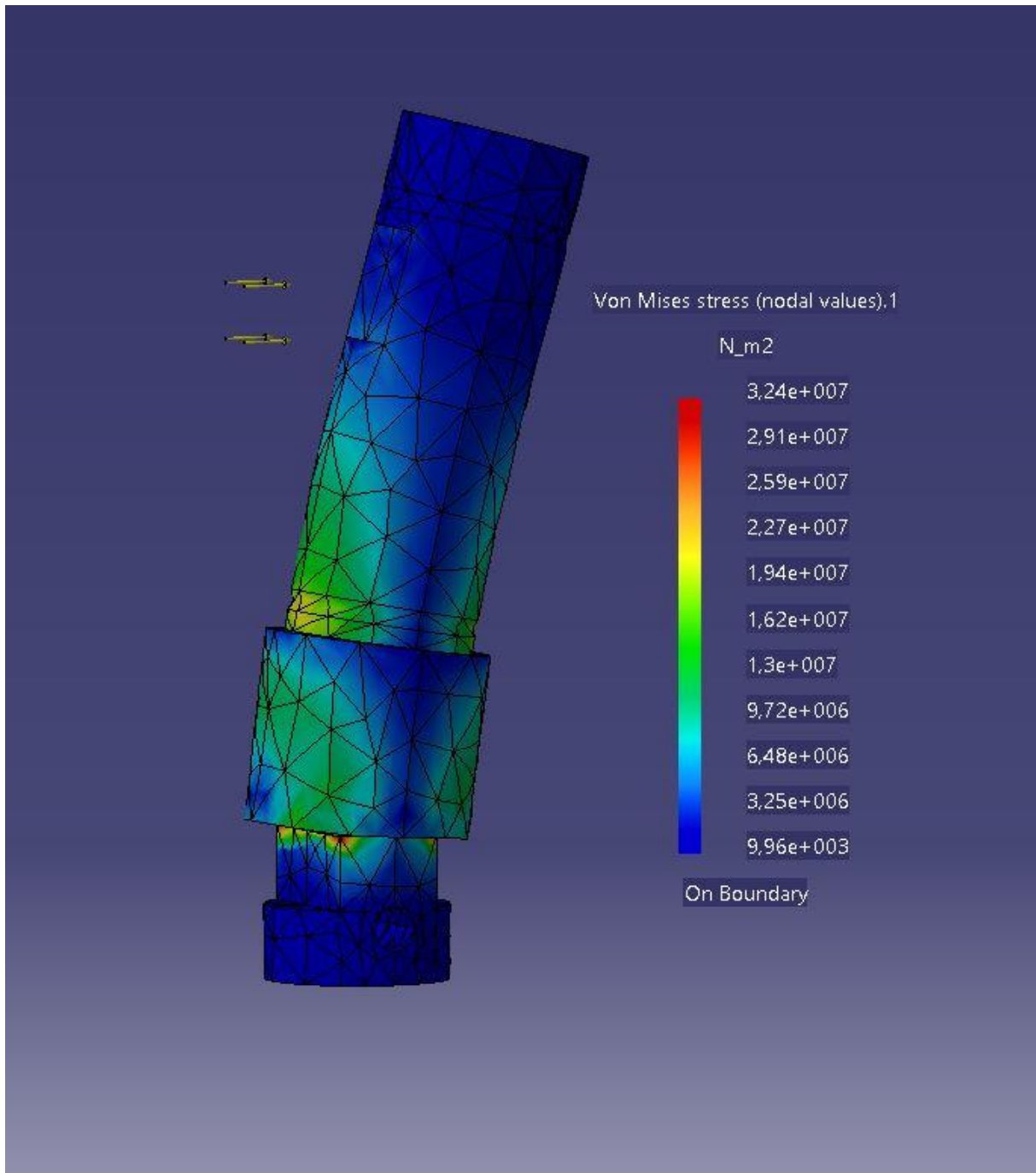
Enligt figur 30 uppstår maximal Von Mises-spänning 3.24 MPa kring styrvastshålets kanter. Detta är med god marginal (enligt bilaga 7) under riskzonen.



Figur 31: Förskjutningar för donet. Helhetsvy med maximal pålagd kraft 100N på donets cirkulära framsida.

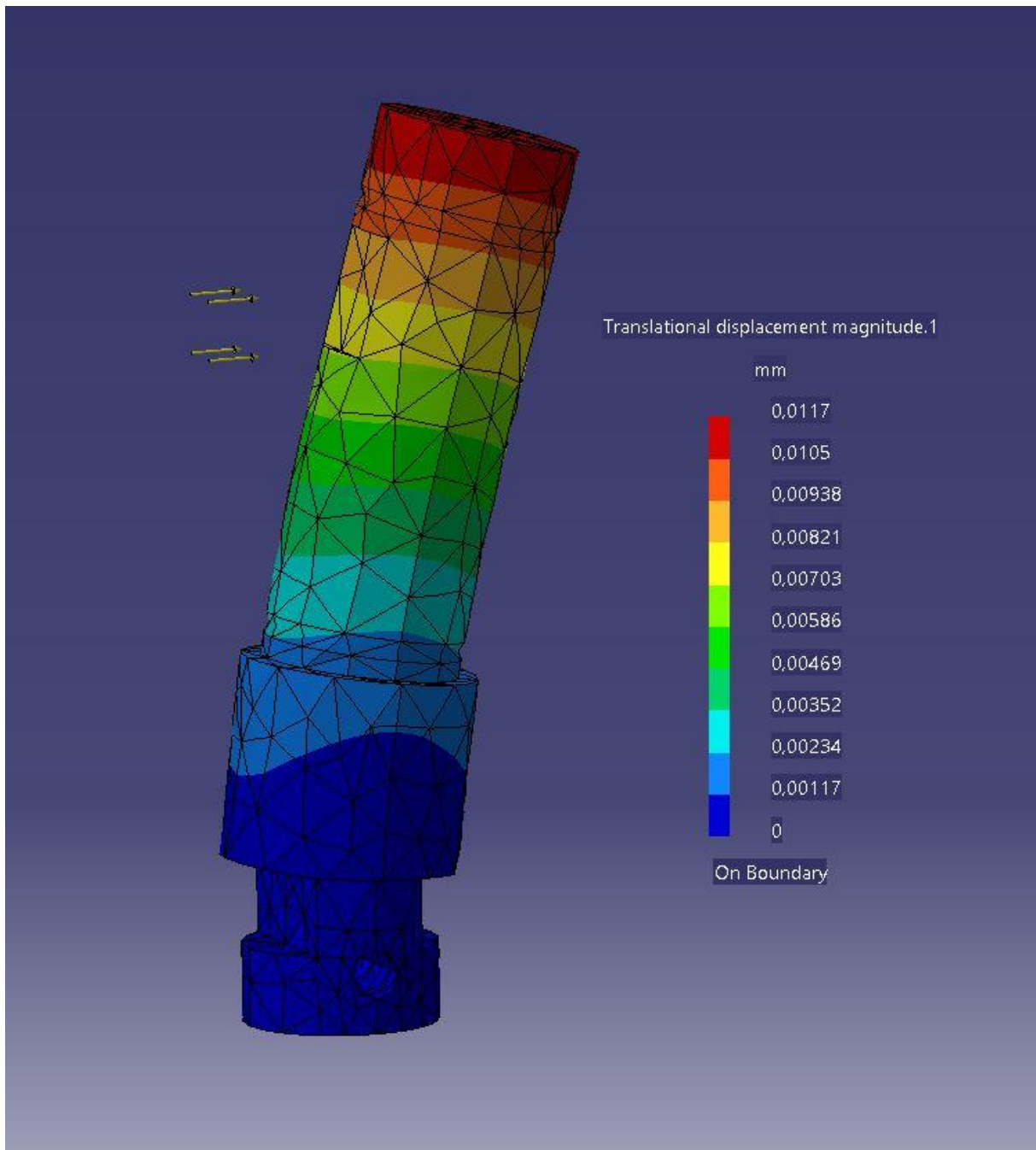
Enligt figur 31 uppstår de maximala förskjutningarna vid den cirkulära framsidans ytterkanter, samt vid styrstavshålets ytterkanter. De maximala förskjutningarna är minimala och uppskattas till 0.000287 mm som störst. Detta antas inte utgöra någon risk för donets hållbarhet.

**Svänghjulstapp:** Ett scenario för maximal lastpåverkan innefattar en kraft 100N på svänghjultrappens övre del, samt 0N på dess undre del.



Figur 32: Von Mises spänningar för svänghjulstappen. Helhetsvy sett från sidan med maximal kraft 100N verkande på svänghjulstappens topp.

Figur 32 visar att den största Von Mises-spänningen uppkommer vid svänghjulstappens undre skarv och är där 32.4 MPa. Den högsta uppmätta Von Mises-spänningen utgör ingen risk för svänghjulstappens hållbarhet enligt bilaga 8.



Figur 33. Förskjutningar för svänghjulstapp. Helhetsvy sett från sidan med maximal kraft 100N verkande på svänghjulstappens topp.

Figur 33 visar att den maximala förskjutningen uppkommer vid svänghjulstappens topp och uppskattas till en mycket liten förskjutning av 0.0117 mm vilket inte antas påverka hållbarheten.

## 4.9 Beräkningar

### Beräkning av remlängd

Omslutningsvinkeln fås genom:

(ekv 10.1 s.357) [11]

$$\Rightarrow \sin \Delta \alpha = \frac{R_2 - R_1}{a} \Rightarrow \Delta \alpha = \sin^{-1} \frac{47.325 - 4.750}{133.100} \approx 18.655^\circ$$

(ekv 10.1 s.357) [11]

$$\Rightarrow \{\alpha_1 = \pi - 2\Delta \alpha = 180^\circ - 2 \cdot 18.655^\circ \approx 142.690^\circ, \alpha_2 = \pi + 2\Delta \alpha = 180^\circ + 2 \cdot 18.655^\circ \approx 217.310^\circ\}$$

Remlängden fås genom:

(ekv 10.2 s.358) [11]

$$\Rightarrow L = 2a \cos \Delta \alpha + R_1 \alpha_1 + R_2 \alpha_2 = 2 \cdot 133.100 \cdot \cos(18.655) + 4.750 \cdot 142.690 \cdot \frac{\pi}{180} + 47.325 \cdot 217.310 \cdot \frac{\pi}{180} \approx 443.522 \text{ [mm]}$$

### Länkarm knäckning

Knäckningselementarfallet fås genom:

$$E=70\text{GPa}, L=84 \text{ [mm]}, \{A8\} \Rightarrow I = \frac{H \cdot B^3}{12} = \frac{(0.006 \cdot 0.005^3)}{12} = 6.25 \cdot 10^{-11} \text{ [12]}$$

(A16-Fall 2b) [12]

$$P_k = \frac{\pi \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{\pi \cdot 70^9 \cdot 6.25 \cdot 10^{-11}}{0.084^2} \approx 1.95 \text{ kN}$$

### Skjuvning vevaxel.

Vevaxelns skjuvning beräknas genom:

$$E=210\text{GPa}, D=10\text{[mm]}, M_{v\max}=1\text{Nm (enligt figur 7)}, \{A4\} \Rightarrow \tau = M_v / W_v \text{ [7]}$$

där  $W_v$  för en cirkulär axel är  $(\pi * D^3) / 16$ .

$$\Rightarrow \frac{\pi * 0.01^3}{16} \Rightarrow \tau = \frac{1}{\frac{\pi * 0.01^3}{16}} \approx 5.1 \text{ GPa}$$

## Masscentrum svänghjul (Använder CATIA V5's inbyggda verktyg "inertia")



Figur 34. Masscentrum för svänghjul beräknat med catias verktyg "measure inertia"

Enligt figur 34 befinner sig svänghjulets masscentrum 1.371 [mm] från svänghjulets centrum vid ett läge för maximal slaglängd. Vilket enligt projektgruppen bedöms vara acceptabelt för det relativt låga varvtalet 1200rpm.

## Lagerförluster

Beräknade lager återfinns i produktlista (se bilaga 17)

- 2st- Lagerbock (LE.KP000)
- 4st- Nållager tapp (SKF HK1010)

För att beräkna lagerförlusterna görs ett antal antaganden

- God smörjning
- Normala driftförhållanden
- $\Delta M = \Delta M_p = \mu \cdot P \cdot \frac{d}{2}$  (ekv 5.26 s.218) [11]
- lagerlast nållager tapp (SKF HK1010)  $\approx 50N$
- lagerlast lagerbock (LE.KP000)  $\approx 75N$
- Rotationen i donets lagring så låg att förlusten försummas
- $\mu$  Lagerbock (LE.KP000)  $\approx 0.0015$
- $\mu$  Nållager tapp (SKF HK1010)  $\approx 0.0020$
- Varvtal  $n=1200\text{rpm}$
- $P_{förlust} = 1.05 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta M \cdot n$  [13]

$$2\text{st. Lagerbock (LE.KP000)} \Rightarrow 2 \cdot 0.0015 \cdot 75 \cdot \frac{10}{2} = 1.125 \text{ [Nmm]}$$

$$\text{Förlorad effekt } P_{förlust} = 1.05 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta M \cdot n = 1.05 \cdot 10^{-4} \cdot 1.125 \cdot 1200 \approx 0.142 \text{ [W]}$$

$$4\text{st. Nållager tapp (SKF HK1010)} \Rightarrow 4 \cdot 0.0020 \cdot 50 \cdot \frac{10}{2} = 2 \text{ [Nmm]}$$

Förlorad effekt

$$P_{förlust} = 1.05 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta M \cdot n = 1.05 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 1200 = 0.252 \text{ [W]}$$

$$\text{Total förlorad effekt} \Rightarrow 0.142 + 0.252 = 0.394 \text{ [W]}$$

## Don avstånd (a)

$$a = r \cdot \cos(\phi) \pm \sqrt{l^2 + r^2 \cdot \sin^2(\phi)} \quad [9]$$

Enligt ovanstående formel kan avståndet a beräknas, se figur 4 kapitel 2.3.2.

## 5. DISKUSSION

### **Kunde projektet hanterats bättre?**

För att uppnå ett bättre resultat skulle en utförligare konceptgenerering skett för produktens komponenter. Istället har dessa koncept framkommit under arbetets gång, för sent i processen för att användas. För att uppnå ett bättre resultat skulle alltså ytterligare tid lagts på systemets komponenter. Skulle projektet upprepas från början skulle dessa komponenter tidigare tagits fram, bearbetats ytterligare och gallrats med ett urval, detta istället för att lägga mycket tid på att jobba parallellt med flera olika komponentkoncept en längre period. Detta skulle kunna inneburi ett enskilt mycket användarvänligt och lättöverskådligt system istället för flera mindre framarbetade koncept i ett sent skede. Komponentkoncept som tidigt i processen inte sågs lösa de grundläggande kraven skulle släppts tidigare och inte försökts anpassas till att kunna lösa uppgiften. Ett helhetskoncept kunde sedan utformats för syftet till en önskad form och funktion med hjälp av valda komponentkoncept. Detta leder till ett slutgiltigt koncept vilket är mycket användarvänligt, överskådligt och funktionellt. Ett annat misstag uppkommer för det valda helhetskonceptet där utrymmet nödvändigt för maskinens transmission inte togs hänsyn till på ett effektivt sätt, denna lades till sent i projektet och det var då utmanande att få remväxeln placerad på ett passande sätt.

Att undersöka driften av systemet i ett tidigare skede hade varit fördelaktigt då arbetet inte skulle blivit lika begränsat av ramens dimensioner utan hade då lätt möjliggjort förändringar för att tillåta ett öppnare system. Detta får även följderna att det vid vissa ställen är mycket trångt och kan därmed komma att påverka användarens förmåga att enkelt göra förändringar i konstruktionen.

För ett mer tidseffektivt arbete skulle beslut gällande maskinens utseende, generella funktion och montering bestämts i ett tidigare skede. Detta skulle medföra att maskinen möjligen enbart behövt modelleras ett fåtal gånger. Istället modellerades konstruktionen upp flertalet gånger för att sedan ändras till den mån att den behövde modelleras om ytterligare.



### **Hur skulle maskinen kunna utvecklas ytterligare?**

Maskinens kuggvevsystem som i nuläget är både komplicerat, tungt och tar mycket plats kunde ha bytts ut mot en enklare och lättare lösning med förslagsvis en vantskruv som justerar två gängade stänger på stötplattorna. En sådan lösning skulle vara enklare, lättare och skulle eventuellt kunna göra konstruktionen något mindre.

Om företaget haft tillgång till en 3D-printer för metall hade flertalet komponenter i maskinen kunnat konstrueras om för att passa denna tillverkningsmetod. Då tillverkningen endast gäller en enskild maskin passar 3D-printing bra som tillverkningsmetod. Komponenter som främst gynnas av detta är systemets don och länkar. Med 3D-printing kunde delarna även konstrueras om för en ytterligare lägre vikt samt en högre funktionalitet till samma pris.

Maskinens ram hade också kunnat sammanfogas på ett mer stabilt vis, exempelvis genom svetsning. En sådan sammanfogning hade underlättat för maskinens olika glidytor där det ej får finnas genomgående bultar och skruvar. För att komma runt detta problem sammanfogas ramen i nuläget med hjälp av skruvar och klämmor vilket tillför mycket delar och vikt. Dessutom kan skruvförbanden lätt bli "glappiga" vilket är negativt för maskinens funktion.

### **Hur kan maskinen stå sig på marknaden.**

Marknaden för fjäderutmattningsmaskiner skiljer sig från den maskin som projektet tagit fram. Fjäderutmattningssystem på marknaden tar vanligen upp emot 12 st små fjädrar åt gången [4], alternativt en stor fjäder [5]. Maskinen som framkommit ur projektet tar enbart fyra fjädrar åt gången. Detta gör att maskinen inte är lika tidseffektiv vad gäller provning av flera fjädrar.

## 6. SLUTSATS OCH REKOMMENDATIONER

### 6.1 Svar på frågeställning

#### **Kan systemet omkonstrueras för att utföra utmattningsprovnings på ett energieffektivare sätt?**

Ja, det befintliga systemet kan absolut optimeras till ett mer energieffektivt alternativ. Sammanfattat kan man dra slutsatsen att desto färre kontaktytor och lager, desto mindre förluster i maskinen. Med tanke på att den befintliga maskinen använder sig av två separata axlar som binds samman av en remväxel behövs där uppskattningsvis dubbelt så många lagringar. Genom att placera alla fjädrar på samma rotationsaxel kan lagringarna minimeras till ett positivt resultat.

#### **Kan systemets användarvänlighet förbättras?**

Ja, bevisligen kan det befintliga systemet förenklas och förbättra användarupplevelsen, detta främst genom maskinens tillämpning av kuggstänger och vev för att på så vis kunna förflytta systemets stötplattor med en enda enkel rörelse. För befintlig konstruktion behöver stötplattorna flyttas en gång per par fjädrar i maskinen. Detta innebär att förflyttningen blir till två olika moment. Med en vev och kuggstång minimeras momenten till enbart ett moment. Övrig förenkling sker genom den nya konstruktionens slagjustering som justerar maskinens kompressionsslag i par, dessutom på ett enkelt och lättmanövrerat vis. Tidigare konstruktioner gav stora möjligheter för felmarginaler i form av den mänskliga faktorn, dessutom bestod detta tidigare av fyra steg där varje kompressionsslag justeras individuellt. För den nya konstruktionen är det enbart två steg där kompressionsslagen justeras i par.

#### **Kan den unika momentfördelningen tillämpas för en annorlunda design?**

Konstruktionens befintliga momentfördelning kan omkonstrueras på minst ett ytterligare vis utöver Lesjöfors egna befintliga design. Efter diskussion kan projektets gruppmedlemmar enas om slutsatsen att det finns ytterligare alternativ att framkalla LEFUM3000's momentfördelning för liknande syften och användningsområden.

#### **Kan systemet omkonstrueras utan risk för nedsatt funktion?**

Fjäderutmattningssystemet kan omkonstrueras på minst ett sätt utan nedsatt funktion vilket redovisas enligt denna rapport.

## 6.2 Miljö

För att på ett modernt och hållbart vis driva fjäderutmattningsmaskinen väljs solceller som en godtycklig energikälla. Detta möjliggörs till följd av konstruktionens låga effektförbrukning vilket naturligt sätter lägre krav på effektkällan och skapar även ett system som kan drivas oberoende av nätet. För att ytterligare förbättra effektiviteten kan ett smartare, kompaktare utformande av systemet leda till ökad energieffektivitet, vilket framtaget koncept uppfyller.

Då projektet avser förbättra en befintlig produkt skapas en lösning som är mer hållbar i längden. Detta innebär mindre byte av komponenter till följd av utmattning samt en ökad hållfasthet vilket leder till ett mer hållbart och miljösmart system.

## 6.3 Rekommendationer

För systemets bästa möjliga funktion rekommenderas översyn och smörjning av maskinen med jämna mellanrum, detta för att bibehålla en låg friktion samt en så glappfri maskin som möjligt.

För en ökad användarvänlighet rekommenderas också mått-instansning på maskinens kuggstänger, glidskenor och svänghjul, detta för att vid slaglängdsjustering eller förflyttning av stötplattor enkelt ha mått som visar det aktuella läget för slag och fjäderlängd.

## 6.4 Kontakt och vidare information

Kontakt för ytterligare information om systemets funktion och fullständiga ritningar.

Stefan Musslinder, Lesjöfors AB, [stefan.musslinder@lesjoforsab.com](mailto:stefan.musslinder@lesjoforsab.com)

Marcus Berg, [marcuskevinberg@gmail.com](mailto:marcuskevinberg@gmail.com)

Nils Källman, [kallmannils@gmail.com](mailto:kallmannils@gmail.com)

# LITTERATURFÖRTECKNING

[1] Ekberg, Anders, Hållfasthetslära - sammanfattning, Kapitel 2.4 “Effektivspänning”, (2004)

<http://www.am.chalmers.se/~anek/teaching/k4/Sammanfattning.pdf>,

(hämtad 2019-05-18)

[2] Lesjöfors AB, “Tryckfjädrar”, (2019) <https://www.lesjoforsab.com/standard-fjadrar/tryckfjadrar.asp>

(hämtad 2019-05-06)

[3] Lesjöfors AB, “Dragfjädrar”, (2019) <https://www.lesjoforsab.com/standard-fjadrar/dragfjadrar.asp>

(hämtad 2019-05-06)

[4] Spring analysis systems. “LST Series (Spring Fatigue Testing System)”, (2017).

<http://sastesters.com/lst-tft-series-fatigue/>

(hämtad 2019-03-13)

[5] AMAX. “Spring fatigue”,

<https://www.amax-systems.com/index.php/product/15>

(hämtad 2019-03-13)

[6] 3DS Academy, “CATIA V5 student edition”, (2019) <https://academy.3ds.com/en/software/catia-v5-student-edition>

(hämtad 2019-05-28)

[7] Mathworks, “Millions of engineers and scientists trust MATLAB”, (2019)

<https://se.mathworks.com/products/matlab.html>

(hämtad 2019-05-23)

[8] Granta design, “What is CES EduPack?”, (2019)

<https://grantadesign.com/education/ces-edupack/what-is-edupack/>

(hämtad 2019-05-19)

[9] Hailemariam Nigus. “Kinematics and Load Formulation of Engine Crank Mechanism” 2.1.4 ekv (17, (2015). <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01305936/document>

(hämtad 2019-03-22)

[10] Energiguide, “What is an automatic circuit breaker?”, (2019)

<https://www.energiguide.be/en/questions-answers/what-is-an-automatic-circuit-breaker/344/>

(hämtad 2019-06-05)

[11] Mägi, Mart/Melkersson, Kjell/Evertsson, Magnus, Maskinelement, Upplaga 1:1, Studentlitteratur AB Lund, 2017

[12] Dahlberg Tore, Teknisk hållfasthetslära, Upplaga 3:18, Studentlitteratur AB Lund, (2001)

[13] SKF. "Bearing friction, power loss and starting torque", rad 33

(<https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html>)

(hämtad 2019-05-18)

# BILAGOR

## Bilaga 1: MATLAB-kod tryckfjädrar

### MATLAB-kod tryckfjädrar

```
>> r=0.025; %Slagradie
>> l=0.125; % Vevarmslängd
>> H=0.16;%Avstånd från rotationscentrum till fjäderbotten
>> f=10;%frekvens varv/sek
>> Lmax=0.06;%Fjäders Lmax
>> t=linspace(0,0.2);%Tiden vi vill se funktionerna för
>> phi=360*f*t*pi/180;%vridning runt rotationscentrum i radianer
>> a1=-1*(r*cos(phi)-sqrt(l.^2-(r.^2)*(sin(phi)).^2));%Läget för hoptryckningsdonet angivet i meter från
rotationscentrum
>> a2=-1*(r*sin(phi)-sqrt(l.^2-(r.^2)*(cos(phi)).^2));%Läget för hoptryckningsdonet angivet i meter från
rotationscentrum för 90 graders fasförskjutning
>> a3=(r*cos(phi)+sqrt(l.^2-(r.^2)*(sin(phi)).^2));
>> a4=(r*sin(phi)+sqrt(l.^2-(r.^2)*(cos(phi)).^2));
>> L=H-a1;%Fjäderlängd som funktion av phi
>> L2=H-a2;%Fjäderlängd som funktion av phi + 90 [dgr]
>> L3=H-a3;%Fjäderlängd som funktion av phi + 180 [dgr]
>> L4=H-a4;%Fjäderlängd som funktion av phi + 270 [dgr]
>> LB=Lmax-L+0.007;%Belastad fjäderlängd som funktion av phi med 7 mm inspänning
>> LB2=Lmax-L2+0.007;%Belastad fjäderlängd som funktion av phi+ 90 [dgr] med 7 mm inspänning
>> LB3=Lmax-L3+0.007;%Belastad fjäderlängd som funktion av phi+ 180 [dgr] med 7 mm inspänning
>> LB4=Lmax-L4+0.007;%Belastad fjäderlängd som funktion av phi+ 270 [dgr] med 7 mm inspänning
>> MB1=sin(phi)*0.025;%Momentberäkningsdel för phi [dgr]
>> MB2=cos(phi)*0.025;%Momentberäkningsdel för phi+ 90 [dgr]
>> MB3=sin(phi+pi)*0.025;%Momentberäkningsdel för phi+ 180 [dgr]
>> MB4=cos(phi+pi)*0.025;%Momentberäkningsdel för phi+ 270 [dgr]
>> F=2000*LB;%Aktuell kraft för phi [grader]
>> F2=2000*LB2;%Aktuell kraft för phi + 90 [dgr]
>> F3=2000*LB3;%Aktuell kraft för phi + 180 [dgr]
>> F4=2000*LB4;%Aktuell kraft för phi + 270 [dgr]
>> M1=-1*F.*MB1;%Moment fjäder 1 (phi dgr)
>> M2=F2.*MB2;%Moment fjäder 2 (phi+90 dgr)
>> M3=-1*(F3.*MB3);%Moment fjäder 3 (phi+180 dgr)
>> M4=(F4.*MB4); %Moment fjäder 4 (phi+270 dgr)
>> Mtot=(M1+M2+M3+M4);%Totalt moment för de 4 fjädrarna
>> Mtot=sum(M1+M2+M3+M4);%Sammanlagt moment över hela cykeln
>>disp(Mtot)
>>figure(1)
>>hold on
>>grid on
>>plot(t,M1)
>>plot(t,M2)
>>plot(t,M3)
>>plot(t,M4)
>>legend('Fas 1','Fas 2(+90dgr)','Fas 3(+180dgr)','Fas 4(+270dgr)')
>>hold off
>>xlabel('Tid [sekunder]')
>>ylabel('Vridmoment [Nm]')
```

```

>>title('Individuellt vridmoment tryckfjädrar')
>>figure(2)
>>plot(t,Mtotg)
>>ylim([-2 2])
>>xlabel('Tid [sekunder]')
>>ylabel('Vridmoment [Nm]')
>>title('Sammanställt vridmoment tryckfjädrar')

```

## Bilaga 2: MATLAB-kod dragfjädrar

### MATLAB kod-dragfjädrar

```

>>clear all
>>clc
>>r=0.025; %Slagradie
>>l=0.125; %Vevarmslängd
>>H=0.22+0.007;%Avstånd från rotationscentrum till fjäderbotten(fjäders avslappnade längd+r+l, 0.007
förspanning)
>>f=10;%frekvens [varv/sek]
>>Lmax=0.12+0.007;%Fjäders maximala längd
>>Lmin=H-l-r; %Fjäders minimala längd
>>t=linspace(0,0.2);%Tiden vi vill se funktionerna för
phi=360*f*t*pi/180;%vridning runt rotationscentrum i radianer
>>a=-1*(r*cos(phi)-sqrt(l.^2-(r.^2)*(sin(phi)).^2));%Läget för hoptryckningsdonet angivet i meter från
rotationscentrum för 0 graders fasförskjutning
>>a2=-1*(r*sin(phi)-sqrt(l.^2-(r.^2)*(cos(phi)).^2));%Läget för hoptryckningsdonet angivet i meter från
rotationscentrum för 90 graders fasförskjutning
>>a3=(r*cos(phi)+sqrt(l.^2-(r.^2)*(sin(phi)).^2));%Läget för hoptryckningsdonet angivet i meter från
rotationscentrum för 180 graders fasförskjutning
>>a4=(r*sin(phi)+sqrt(l.^2-(r.^2)*(cos(phi)).^2));%Läget för hoptryckningsdonet angivet i meter från
rotationscentrum för 270 graders fasförskjutning
>>L1=H-a;%Fjäders längd för 0 graders fasförskjutning
>>L2=H-a2;%Fjäders längd för 90 graders fasförskjutning
>>L3=H-a3;%Fjäders längd för 180 graders fasförskjutning
>>L4=H-a4;%Fjäders längd för 270 graders fasförskjutning
>>LB1=L1-Lmin;%fjäders belastade längd för 0 graders fasförskjutning
>>LB2=L2-Lmin;%Fjäders belastade längd för 90 graders fasförskjutning
>>LB3=L3-Lmin;%Fjäders belastade längd för 180 graders fasförskjutning
>>LB4=L4-Lmin;%Fjäders belastade längd för 270 graders fasförskjutning
>>MB1=sin(phi)*0.025;%Momentberäkningsdel för 0 graders fasförskjutning
>>MB2=cos(phi)*0.025;%Momentberäkningsdel för 90 graders fasförskjutning
>>MB3=sin(phi+pi)*0.025;%Momentberäkningsdel för 180 graders fasförskjutning
>>MB4=cos(phi+pi)*0.025;%Momentberäkningsdel för 270 graders fasförskjutning
>>F1=2000*LB1;%aktuell kraft för 0 graders fasförskjutning
>>F2=2000*LB2;%aktuell kraft för 90 graders fasförskjutning
>>F3=2000*LB3;%aktuell kraft för 180 graders fasförskjutning
>>F4=2000*LB4;%aktuell kraft för 270 graders fasförskjutning
>>M1=-1*F1.*MB1;%Moment för fjäder 1
>>M2=F2.*MB2;%Moment för fjäder 2
>>M3=-1*(F3.*MB3);%Moment för fjäder 3
>>M4=(F4.*MB4);%Moment för fjäder 4
>>Mtotg=(M1+M2+M3+M4);% Totalt moment för de 4 fjädrarna graf
>>Mtot=sum(M1+M2+M3+M4);% Sammanlagt moment över hela cykeln
>>disp(Mtot)

```

```

>>figure(112)
>>hold on
>>grid on
>>plot(t,M1,'b')
>>plot(t,M2,'r')
>>plot(t,M3,'y')
>>plot(t,M4,'g')
>>legend('Fas 1','Fas 2(+90dgr)','Fas 3(+180dgr)','Fas 4(+270dgr)')
>>hold off
>>xlabel('Tid [sekunder]')
>>ylabel('Vridmoment [Nm]')
>>title('Individuellt vridmoment dragfjädrar')
>>figure(2)
>>plot(t,Mtotg)
>>yylim([-2 2])
>>xlabel('Tid [sekunder]')
>>ylabel('Vridmoment [Nm]')
>>title('Sammanställt vridmoment dragfjädrar')

```

### Bilaga 3: Kravspecifikation helhetslösning

KRAV	ÖNSKEMÅL	OÖNSKADE FUNKTIONER
Maskinen ska kunna klara av maximal fjäderbelastning på 100N		
Utföra utmattningsprovning på tryck- och drag-fjädrar med ett litet energitillskott	Lätt att producera	Oljud
Prova fyra fjädrar samtidigt	Låg vikt	Vibrationer
Vara portabel	Billig	Skvätter olja/smörja
Vara energimässigt självförsörjande	Tyst	Hög värmeutveckling
Stanna vid fjäderbrott	Enkel att överskåda	
Mäta antal utmattningscykler	Lätt att serva/smörja	
Ha ett maximalt slag på 50mm	Kompakt design	
Köra fjädrar med en maximal ytterdiameter på 20 mm	Lätförståeligt gränssnitt	
Köra fjädrar med krav på styrning		
Köra med en frekvens på minst 10 Hertz		
Vara utmattningstålig		
Kunna köra fjädrar av olika längd, max 70 mm		
Maskinen ska till största mån skruvas ihop		



## Bilaga 4: Pugh-matris helhetslösning

Kategori	Kriterier	Vikt	Alternativa koncept			
			Referenslösning	Boxer	Helikopter	Duke
Resursförbrukning	Materialmängd	2	0	1	2	2
	Kostnad och tid att tillverka	4	0	1	1	-2
	Effektförbrukning	5	0	1	1	0
Funktion	Smidighet	3	0	1	1	2
	Lättöverskådlighet	4	0	1	2	-1
	Hålla kvar fjäderna i deras säten	5	0	0	-1	0
	Utmattningstålig	5	0	0	-1	0
	Köra dragfjädrar	5	0	0	0	-2
	Köra tryckfjädrar	5	0	0	0	0
Komplexitet	Servicevänlig	3	0	1	2	-2
	Användarvänlig	2	0	1	1	-1
	Tillverkning	4	0	1	1	-1
Risker	Rak belastning över fjädern	5	0	-1	-1	0
	Undvika stora belastningar på vev och vevtapp	3	0	0	-1	0
	Konstruktionens vikt	3	0	1	1	2
	Behöva en stor remväxel	2	0	1	1	1
	Antal positiva		0	10	10	4
	Antal negativa		0	1	4	6
	Summa		0	9	6	-2
	Viktad summa		0	27	23	-16

## Bilaga 5: Pugh-matris ställbara stötplattor


Kategori	Kriterier	Vikt	Referenslösning	Kuggstång	Håljustering	Snäppannordning
Resursförbrukning	Materialmängd	2	0	1	1	1
	Kostnad och tid att tillverka	3	0	-2	2	-1
Funktion	Energikrav	5	0	0	0	0
	Utmattningstålig	5	0	-2	1	0
Komplexitet	Servicevänlig	2	0	-1	-1	0
	Mängd detaljer och delar i konstruktionen	2	0	-1	1	-1
	Användarvänlig	5	0	2	1	1
Risker	Noggrannhet	4	0	1	-1	-1
	Uppkomst av kritiska punkter	4	0	-2	1	-1
	Säkerhet mot glidning	5	0	-1	2	0
	Antal positiva		0	3	7	2
	Antal negativa		0	6	2	4
	Summa		0	-3	5	-2
	Viktad summa		0	-17	28	-6

## Bilaga 6: Pugh-matris slagjustering

Kategori	Kriterier	Vikt	Referenslösning	Skruvjustering	Håljustering	Glidskena
Resursförbrukning	Materialmängd	2	0	0	1	0
	Kostnad och tid att tillverka	3	0	-1	2	1
Funktion	Utmattningstålig	5	0	-1	0	-1
Komplexitet	Servicevänlig	2	0	-1	-1	1
	Mängd detaljer och delar i konstruktionen	3	0	-2	0	0
	Användarvänlig	5	0	2	1	-2
Risker	Noggrannhet	5	0	2	-2	1
	Förskjutet masscentrum	5	0	0	-1	-2
	Uppkomst av kritiska punkter	5	0	-1	0	-1
	Säkerhet mot tappflyttning	5	0	1	0	-2
	Antal positiva		0	3	3	3
	Antal negativa		0	5	3	5
	Summa		0	-2	0	-2
	Viktad summa		0	4	-4	-30

Bilaga 7: Datablad "Age-hardening wrought AL-alloys"

## Age-hardening wrought Al-alloys

Datasheet view:   Show/Hide

### Composition (summary)

2000 series: Al + 2 to 6% Cu + Fe, Mn, Zn and sometimes Zr













6000 series: Al + up to 1.2%Mg + 0.25% Zn + Si, Fe and Mn

7000 series: Al + 4 to 9 % Zn + 1 to 3% Mg + Si, Fe, Cu and occasionally Zr and Ag

### General properties

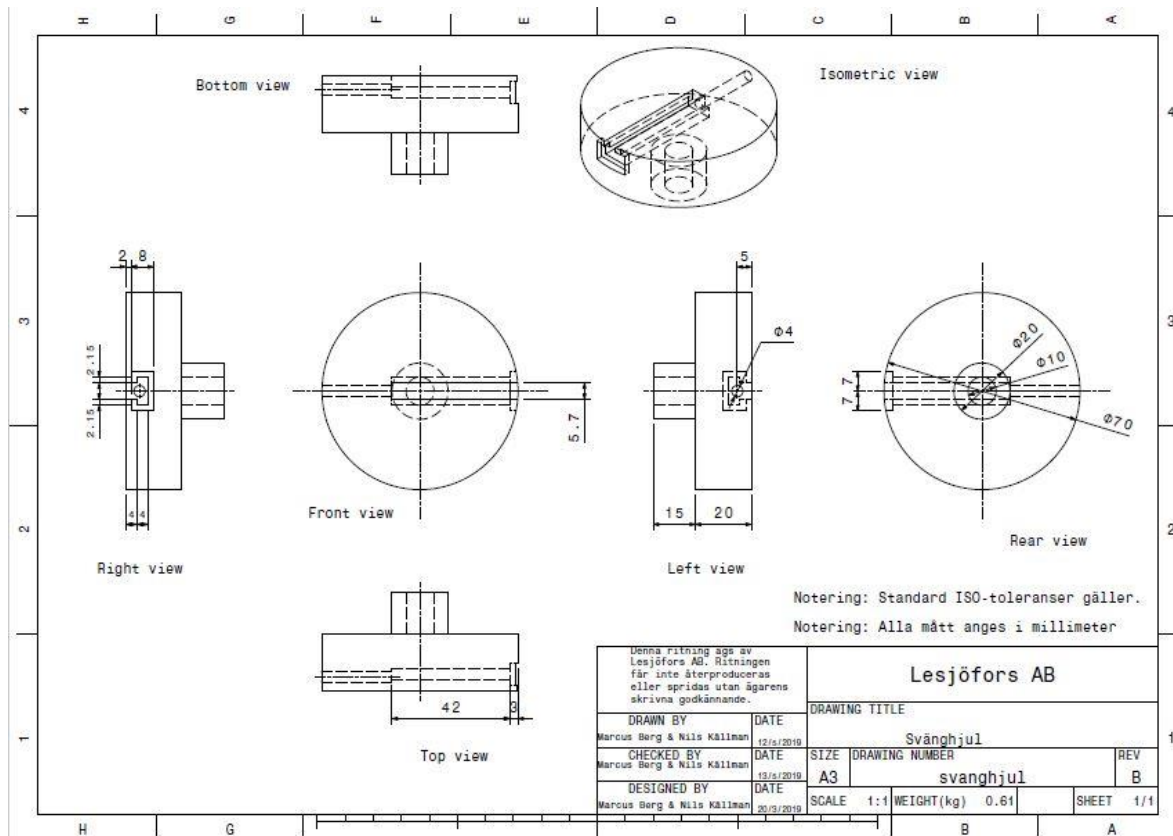
Density		2,5e3	-	2,9e3	kg/m <sup>3</sup>
Price		* 16,2	-	17,3	SEK/kg
Date first used		1916			

### Mechanical properties

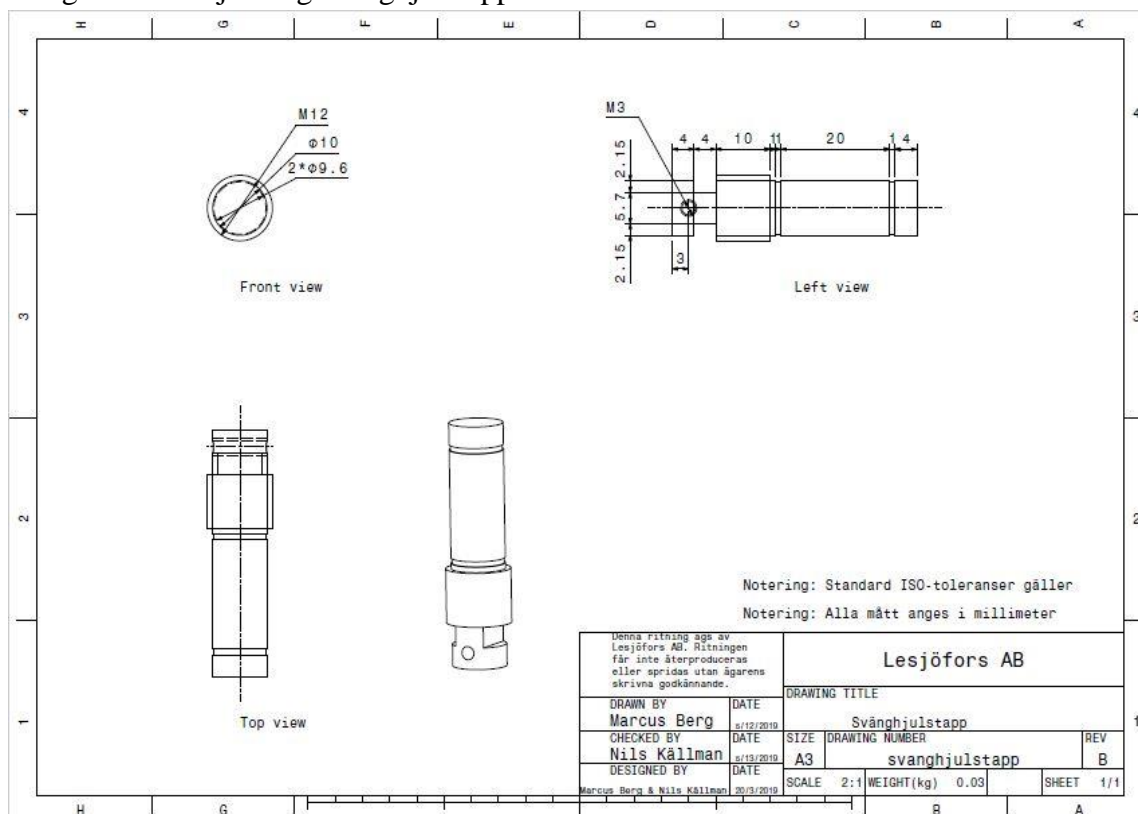
Young's modulus		68	-	80	GPa
Shear modulus		25	-	28	GPa
Bulk modulus		64	-	70	GPa
Poisson's ratio		0,32	-	0,36	
Yield strength (elastic limit)		95	-	610	MPa
Tensile strength		180	-	620	MPa
Compressive strength		95	-	610	MPa
Elongation		1	-	20	% strain
Hardness - Vickers		60	-	160	HV
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles		57	-	210	MPa
Fracture toughness		21	-	35	MPa.m <sup>0.5</sup>
Mechanical loss coefficient (tan delta)		1e-4	-	0,001	



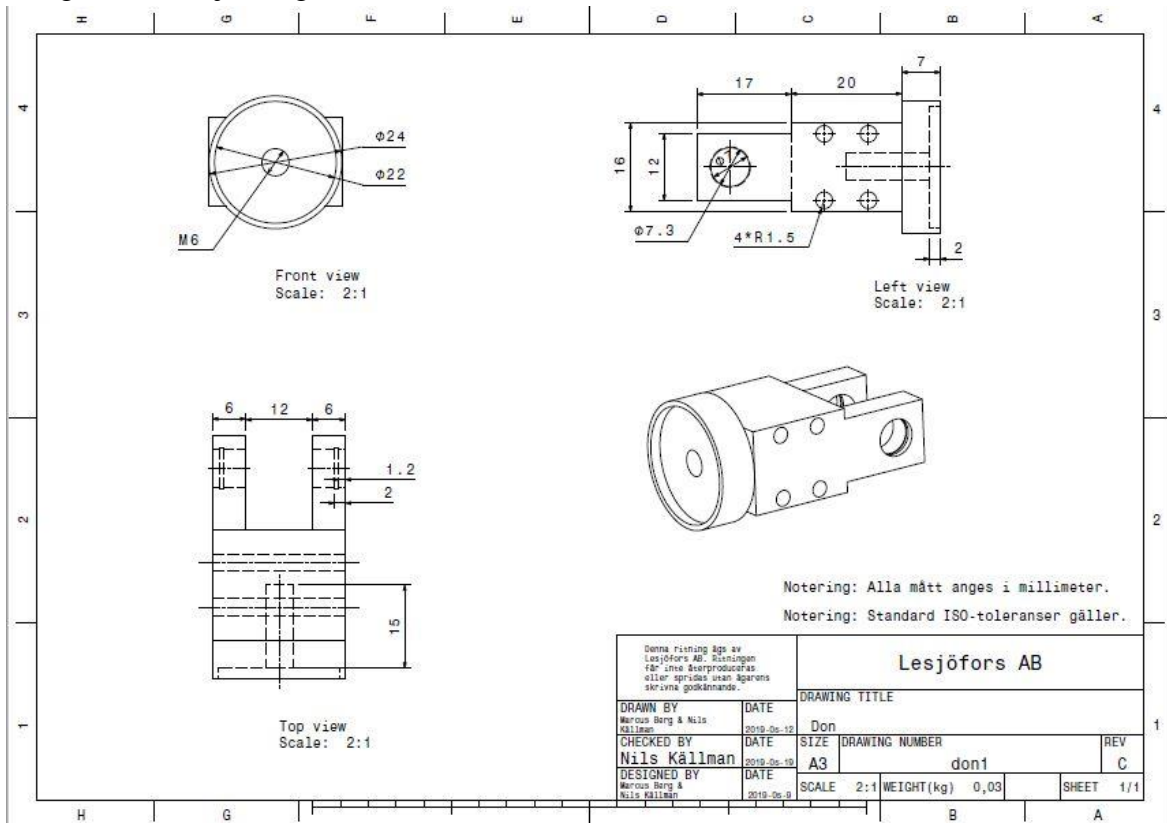
## Bilaga 10: Detaljritning svänghjul



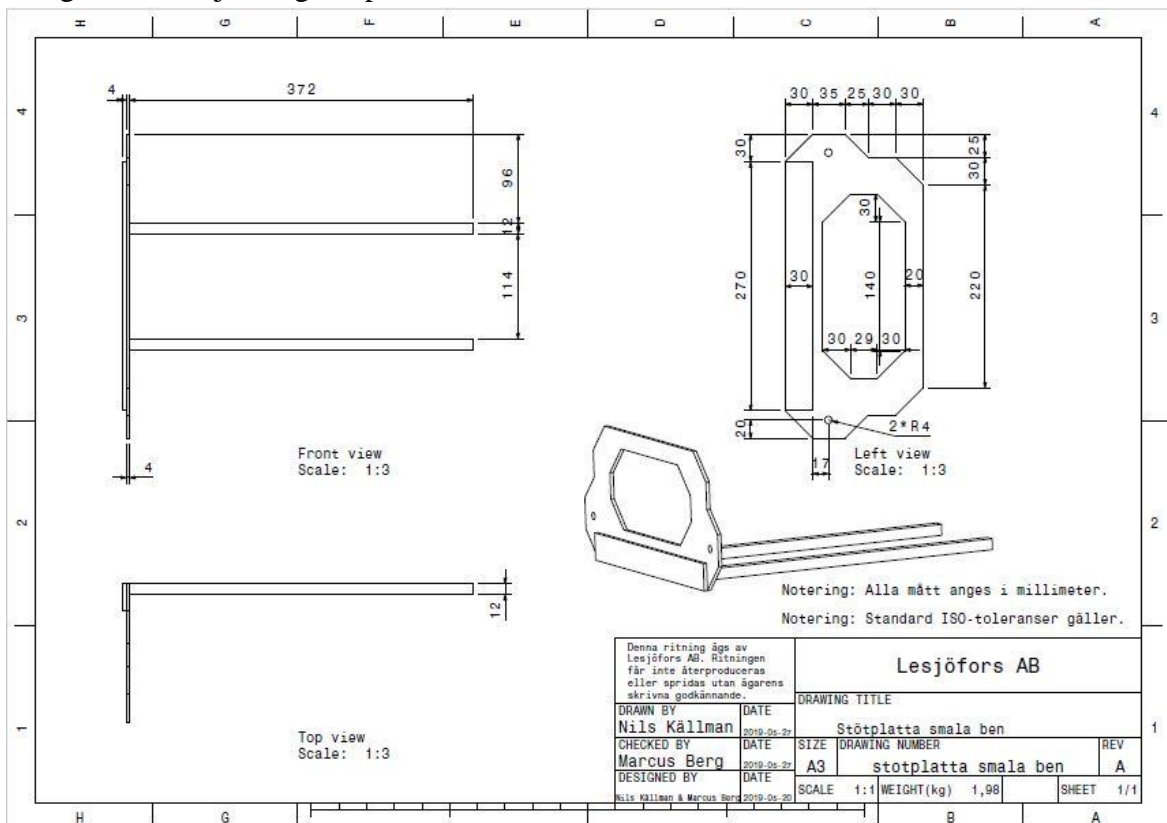
## Bilaga 11: Detaljritning svänghjulstapp



## Bilaga 12: Detaljritning don



## Bilaga 13: Detaljritning stötplatta



## Bilaga 14: Materialval

DETALJ	MATERIALVAL	MINIMERA	MAXIMERA	BESLUTAT GENOM	SPECIFIKT REKOMENDERAT MATERIAL
Övre glidskena	Aluminium	Vikt		Diskussion med uppdragsgivare	
Ben	Aluminium	Vikt		Diskussion med uppdragsgivare	
Nedre glidskena	Aluminium	Vikt		Diskussion med uppdragsgivare	
Nedre glidskena spegelvänd	Aluminium	Vikt		Diskussion med uppdragsgivare	
Överliggare motorfäste	Aluminium	Vikt		Diskussion med uppdragsgivare	
Överliggare	Aluminium	Vikt		Diskussion med uppdragsgivare	
Vinkelbeslag stor	Aluminium	Vikt		Antagande	
Vinkelbeslag liten	Aluminium	Vikt		Antagande	
Klämma över glidskena	Aluminium	Vikt		Antagande	
Länkarmer	Age-hardening wrought alloy	Vikt	Utmattningshållfasthet	CES Edupack	Wrought magnesium alloys
Omfång	Aluminium	Vikt		Antagande	
Bankfäste	Aluminium	Vikt		Antagande	
Motorhållare del 1	Aluminium	Vikt		Antagande	
Motorhållare del 2	Aluminium	Vikt		Antagande	
Vevaxel	Stål		Styhet, sträckgräns och vridstyvhet	Diskussion med uppdragsgivare	
Don	Age-hardening wrought alloy	Vikt	Utmattningshållfasthet	CES Edupack	Wrought magnesium alloys
Styrstav	Stål		Styvhet	Antagande	
Linjärstyrningshållare smal	Aluminium	Vikt		Antagande	
Linjärstyrningshållare bred	Aluminium	Vikt		Antagande	
Svänghjul	Se rekommendation		Styhet och brotthållfasthet	CES Edupack	Low Carbon steel
Stoppskiva svänghjul	Stål		Styhet och skjutfärdighet	Diskussion med uppdragsgivare	
Tapp svänghjul	Se rekommendation		Styhet och brotthållfasthet	CES Edupack	Low Carbon steel
Täcklock kuggstångsvev	Aluminium	Vikt		Antagande	
vev drevaxel	Stål		Vridstyvhet och sträckgräns	Diskussion med uppdragsgivare	
vev handtag	Stål		Styhet och sträckgräns	Diskussion med uppdragsgivare	
Vevarm	Aluminium	Vikt		Antagande	
Justerskruv	Stål		Sträckgräns och vridstyvhet	Diskussion med uppdragsgivare	
Stötplatta smala ben	Se rekommendation		Styhet och sträckgräns	Ces Edupack	Low Carbon steel
Stötplatta breda ben	Stål		Styhet och sträckgräns	Antagande	

## Bilaga 15: Bearbetningslista

DETALJ	BEARBETNINGSMETOD FÖR EN LITEN TILLVERKNINGSERIE	TAS FRAM FRÅN ( URSPRUNGLIG KOMPLEMENT)	ANTAL ENHETER
Övre glidskena	Borning och kapning	Aluminiumprofil, Dimension: 60*40[mm], Godstjocklek 2 [mm]	1
Ben	Borning och kapning	Aluminiumprofil, Dimension: 30*30[mm], Godstjocklek 2 [mm]	4
Nedre glidskena	Borning och kapning	Aluminiumprofil, Dimension: 30*30[mm], Godstjocklek 2 [mm]	1
Nedre glidskena spegelvänd	Borning och kapning	Aluminiumprofil, Dimension: 30*30[mm], Godstjocklek 2 [mm]	1
Överliggare motorfäste	Borning och kapning	Aluminiumprofil, Dimension: 30*30[mm], Godstjocklek 2 [mm]	1
Överliggare	Borning och kapning	Aluminiumprofil, Dimension: 30*30[mm], Godstjocklek 2 [mm]	1
Vinkelbeslag stor	Borning och bockning	Aluminium, Dimension: 20*3[mm]	4
Vinkelbeslag liten	Borning och bockning	Aluminium, Dimension: 20*3[mm]	4
Klämma över glidskena	Maskinbearbetas		2
Länkarmer	Maskinbearbetas, borras		4
Omfång	Borning och bockning	Aluminium, Dimension: 20*3[mm]	4
Bankfäste	Borning och bockning	Aluminium, Dimension: 20*3[mm]	4
Motorhållare klämma (Del 1)	Maskinbearbetning och borning		2
Motorhållare ramfäste (Del 2)	Maskinbearbetas och borning		2
Vevaxel	Kapning	Axelstål, 10mm i diameter	1
Don	Maskinbearbetas		4
Styrstav	Svarvas	Axelstål 5 mm i diameter	4
Linjärstyrningshållare smal	Maskinbearbetas		2
Linjärstyrningshållare bred	Maskinbearbetas		2
Svänghjul	Svarvning, fräsning och borning		2
Stoppskiva svänghjul	Kapning och borning		1
Tapp svänghjul	Svarvas och maskinbearbetas	Axelstål 12 mm i diameter	2
Täcklock kuggstångsvev	Maskinbearbetning och borning		1
Vev drevaxel	Svarvning och kapning	Axelstål 5mm i diameter	1
Vev handtag	Svarvning och kapning	Axelstål 8mm i diameter	1
Vevarm	Maskinbearbetas		1
Justerskruv	Svarvning		2
Stötplatta smala ben	Kapning, borning och svetsning		1
Stötplatta breda ben	Kapning, borning och svetsning		1

## Bilaga 16: Skruvlista

Gänga	Typ	Antal	Längd [mm]	Syfte	Special
M6	Skruv	28	45	Ihopskrivning Ram	
M6	Skruv	4	15	Fötter	
M8	Skruv	4	20	Låsning nedre glidskenor	
M12	Skruv	2	20	Låsning övre glidskena	
M6	Skruv	4	50	Klämma Överliggare	
M6	Skruv	8	10	Motorfäste	Insex-huvud
M6	Skruv	4	10	Hålla Lagerbockar	
M3	Skruv	2	75	Justerskruvar Svänghjul	Spår för spårlyttare
M2.5	Skruv	16	10	Hålla lagerskenor	
M4	Skruv	2	15	Hålla vevtäcklock	
M3	Skruv	1	15	Hålla vevarm och kuggstångsaxel	
M8x1	Skruv	4	15	Justerbara fötter	Fingänga
M8	Mutter	4	Standard	Låsning nedre glidskenor	Svetsas
M12	Mutter	2	Standard	Låsning övre glidskena	Svetsas
M12	Mutter	2	Låg	Låsning svänghjulstapp	
M6	Mutter	4	Standard	Fötter	
M6	Mutter	28	Standard	Ihopskrivning Ram	Låsmutter

## Bilaga 17: Produktlista

PRODUKT	ARTIKELNUMMER	ANTAL	SYFTE	BESKRIVNING VID AVSAKNAD AV INFORMATION	LÄNK
Lagerbock	LE.KP000	2	Lagra vevaxel		<a href="https://www">https://www</a>
Lager kuggvev	741017	1	Lagra kuggvev		<a href="http://www">http://www</a>
Nållager tapp	SKF HK1010	4	Lagra länkkarm		<a href="https://www">https://www</a>
Elmotor	755-3202-C	1	Kompensera friktionsförluster		<a href="https://www">https://www</a>
Kuggstång	8116151510	2	Justera stötplattor		<a href="https://inco">https://inco</a>
Drev	811510012	1	Justera kuggstänger		<a href="https://inco">https://inco</a>
Stort Remhjul	5054328235212	1	Driva vevaxel		<a href="https://www">https://www</a>
Litet Remhjul	182-694	1	Driva remväxel		<a href="https://se">https://se</a>
Rem	475-0248	1	Överföra effekt remväxel		<a href="https://se">https://se</a>
Spårlyttare	49023	2	Låsa justerskruv svänghjul		<a href="https://www">https://www</a>
Spårlyttare	7811	4	Låsa länkkarmslager i axiellt led		<a href="https://spr">https://spr</a>
Låsring	43910	8	Låsa hyisa i don		<a href="https://www">https://www</a>
Linjärstyrning skena	-	4	Linjärstyrning skena	Minischiene NR11 MSA-007-SNS-N-MA-00 (Storlek 7)	<a href="https://www">https://www</a>
Linjärstyrning vagn	-	4	Linjärstyrning vagn	R0442 (Storlek 7)	<a href="https://img">https://img</a>
Batteri	5478-05	8	Batteribank		<a href="https://www">https://www</a>
Solcell	142030	1	Ladda batteribank		<a href="https://www">https://www</a>
Voltregulator	10100068	1	Styra motorvarvtal		<a href="https://www">https://www</a>
Effektmätare	190763	1	Visa maskinens effekttuttag		<a href="https://www">https://www</a>