



# CHALMERS

---

## **Lättviktskonstruktion av testrigg för validering av matematisk modell för vibrationsdämpare**

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet i Maskinteknik

TOBIAS JOHANSSON  
ALMA WETTEREK



EXAMENSARBETE 2016:05

# Lättviktskonstruktion av testrigg för validering av matematisk modell för vibrationsdämpare

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet i Maskinteknik

TOBIAS JOHANSSON  
ALMA WETTEREK

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

Lättviktskonstruktion av testrigg för validering av matematisk modell för vibrationsdämpare

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet i Maskinteknik

TOBIAS JOHANSSON

ALMA WETTEREK

© TOBIAS JOHANSSON, ALMA WETTEREK, 2016

Examensarbete 2016:05 ISSN 1652-9901

Institutionen för Tillämpad mekanik

Avdelningen för dynamik

Chalmers tekniska högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon: + 46 (0)31-772 1000

Institutionen för Tillämpad mekanik  
Göteborg, Sverige 2016

# FÖRORD

Detta projekt är ett examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet i maskinteknik på Chalmers tekniska högskola i Göteborg. Projektet genomfördes på uppdrag av Swerea IVF under vår och sommar 2016.

Vi vill tacka vår examinator Viktor Berbyuk och handledare Hans Lindell på Swerea IVF för att vi fick möjligheten att genomföra detta examensarbete. På Swerea IVF har vi fått ta del av entusiasmen i att med teknikens och forskningens hjälp lösa problem som kan ha stor betydelse för samhället. Tack för detta!

Göteborg, september 2016

Alma Wetterek

Tobias Johansson

## SAMMANFATTNING

Detta projekt har utförts på Chalmers och Swerea IVF och är ett delprojekt i det större projektet "Noll vibrationssskador" som syftar till att minska de skadliga vibrationer som uppkommer i olika typer av maskiner. Swerea IVF har en testrigg vilken används för att studera vibrationsdämpare och för att validera en framarbetad matematisk modell genom insamling av mätdata från riggen. För att vidare kunna validera Swerea IVF:s matematiska modell måste testriggens körbara frekvensintervall utvidgas. Den tidigare maximala körbara frekvensen på 15 Hz önskas höjas till först 30 Hz och därefter 50 Hz.

I detta projekt omkonstrueras vissa delar av testriggen med fokus på viktminimering. Flera av testriggens ursprungliga delar är väldigt tunga. Minskas vikten på testriggens kolv, kolvstång, vevstake samt tillhörande leder reduceras krafterna i systemet, framför allt de dynamiska. De reducerade dynamiska krafterna gör att testriggens körbara frekvensintervall utökas.

Arbetet i detta projekt resulterade i en kolfiberlösning där vikten minimerades avsevärt. För kolv, kolvstång och en del av den angränsande leden har en viktminskning på 89 % erhållits. För vevstaken inklusive en del av angränsande led har en minskning med 62 % av vikten uppnåtts. Efter att delarna omkonstruerades kunde testriggen köras utan större problem vid en ungefärlig frekvens på 43 Hz, vilket är en stor förbättring mot den tidigare maximala körbara frekvensen på 15 Hz.

CAD-modeller på de nya valda delarna har framtagits, men också på ett antal koncept som genererats under omkonstruktionsarbetet. Utifrån handberäkningar där kraft- och rörelseekvationer för systemet tagits fram har programmet Matlab använts för att studera krafterna som verkar på de delar av testriggen som omkonstrueras. Med Matlab-koden ses tydligt hur de dynamiska krafterna har minskat om en jämförelse görs mellan körning med indata för ursprungsdelarna respektive de nya delarna. Enklare överslagsberäkningar har gjorts för att säkerställa att de nya delarna inte kommer få för stor utböjning eller att de kommer knäckas på grund av uppkomna tryckspänningar.

## SUMMARY

This project has been performed at Chalmers and Swerea IVF and is part of the greater project “Noll vibrationssskador”. The project “Noll vibrationssskador” aims to reduce the injurious vibrations in different types of machines. In order to do this Swerea IVF has developed a test rig which is used to study vibration absorbers and to validate a mathematical model by collecting data with use of sensors mounted on the test rig. To continue the validation of Swerea IVF’s mathematical model the frequency range in which the test rig can be run must expand. The previous maximal frequency of 15 Hz is desired to increase to 30 Hz firstly and then to 50 Hz.

In this project some parts of the test rig are being redesigned when focusing mainly on weight minimization. Many original parts of the test rig are very heavy. If the weight of the piston, piston rod, connecting rod and also the joints between them are being reduced the forces throughout the system, especially the dynamic forces, will be reduced as well. The reduced dynamic forces will make it possible to run the test rig for higher frequencies than before; for frequencies above 15 Hz.

The work in this project resulted in a carbon fiber solution where the weight was reduced considerably. For piston, piston rod and one part of the adjacent joint a weight reduction of 89 % was obtained. For the connecting rod and adjacent joint the weight was minimized by 62 %. With the new lighter parts the test rig could be run at a frequency of 43 Hz which is a great improvement in comparison to the previous maximal frequency of 15 Hz.

CAD models of the new parts on the test rig have been produced and some earlier concepts of the parts have also been included in the CAD modelling. From calculations by hand where equations of motion and forces were generated the program Matlab was used to study the forces acting on the parts which were going to be redesigned. While executing the Matlab code with input data from the original parts and input data from the new redesigned parts it can be seen quite clearly when comparing between the two results respectively how the dynamic forces have been reduced. Rough calculations to make sure that the bending would not be too large and that too high levels of compressive stress would not cause buckling for the new parts has also been made.

# INNEHÅLLSFÖRTECKNING

<b>BETECKNINGAR.....</b>	<b>1</b>
<b>1 INLEDNING.....</b>	<b>2</b>
1.1 Bakgrund.....	2
1.2 Syfte och mål.....	3
1.3 Avgränsningar .....	3
1.4 Frågeställning.....	4
<b>2 TEORI.....</b>	<b>4</b>
2.1 Indelning och analys av system .....	4
2.2 Kraft- och rörelseekvationer.....	6
<b>3 METOD.....</b>	<b>11</b>
3.1 Bakgrundsstudier.....	12
3.2 Omkonstruktion av testtrigg .....	12
<b>4 ANALYS AV URSPRUNGLIG TESTTRIGG.....</b>	<b>12</b>
4.1 Testkörning och undersökning av befintlig testtrigg.....	13
4.2 Matlab.....	14
4.3 Förbättringsåtgärder och arbetsgång .....	16
<b>5 KONCEPTFRAMTAGNING.....</b>	<b>17</b>
5.1 Kolv och kolvstång.....	17
5.1.1 Kolv.....	17
5.1.2 Kolvstång.....	18
5.1.3 Koncept.....	19
5.2 Vevstake .....	20
5.3 Led A .....	23
5.3.1 Koncept A1 .....	23
5.3.2 Koncept A2.....	24
5.3.3 Koncept A3.....	24
5.3.4 Koncept A4.....	25
5.4 Led B .....	26
5.5 Valt koncept.....	27
<b>6 NY KONSTRUKTION AV TESTTRIGG.....</b>	<b>27</b>
6.1 Tillverkning.....	28
6.2 Testkörning.....	32
6.3 Utvärdering .....	33
<b>7 SLUTSATS.....</b>	<b>34</b>
<b>REFERENSER.....</b>	<b>36</b>



**BILAGA 1: Kompletterad derivering till rörelsekvationer**

**BILAGA 2: Överslagsberäkningar till kolvstång**

**BILAGA 3: Överslagsberäkningar till vevstake**

**BILAGA 4: Matlabplottar**

**BILAGA 5: Matlabkod**

## BETECKNINGAR

$L_v$	[m]	Vevstakens längd
$L_{tp}$	[m]	Längd från led A till vevstakens tyngdpunkt
$r$	[m]	Radien från svänghjulets centrum ut till vevstakens infästning
$m$	[kg]	Motmassans massa
$m_k$	[kg]	Massa för kolven (inkl. kolvstång)
$m_v$	[kg]	Vevstakens massa
$\alpha$	[rad]	Hjälpvinkel
$\varphi$	[rad]	Svänghjulets läge
$f$	[Hz]	Frekvens för svänghjulet
$I_{A,z}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Masströghetsmoment för vevstaken runt led A
$\bar{I}_z$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Masströghetsmoment runt vevstakens tyngdpunkt
$F$	[N]	Kraft som verkar på kolv
$N_{A,x}$	[N]	Lagerkraft för led A i x-riktning
$N_{A,y}$	[N]	Lagerkraft för led A i y-riktning
$N_{B,x}$	[N]	Lagerkraft för led B i x-riktning
$N_{B,y}$	[N]	Lagerkraft för led B i y-riktning
$\delta$	[m]	Utböjning
$P$	[N]	Tvärkraft som orsakar utböjning
$a$	[m]	Avståndet från cylinderns kant till kolvstångens ände då kolvstången är maximalt utdragen
$E$	[Pa]	Elasticitetsmodul
$I$	[m <sup>4</sup> ]	Yttröghetsmoment
$P_k$	[N]	Knäcklast
$l$	[m]	Kolvstångens längd

# 1 INLEDNING

Inledningsvis behandlas bakgrunden, syftet och målet med projektet. Projektets avgränsningar anges och frågeställningen preciseras också.

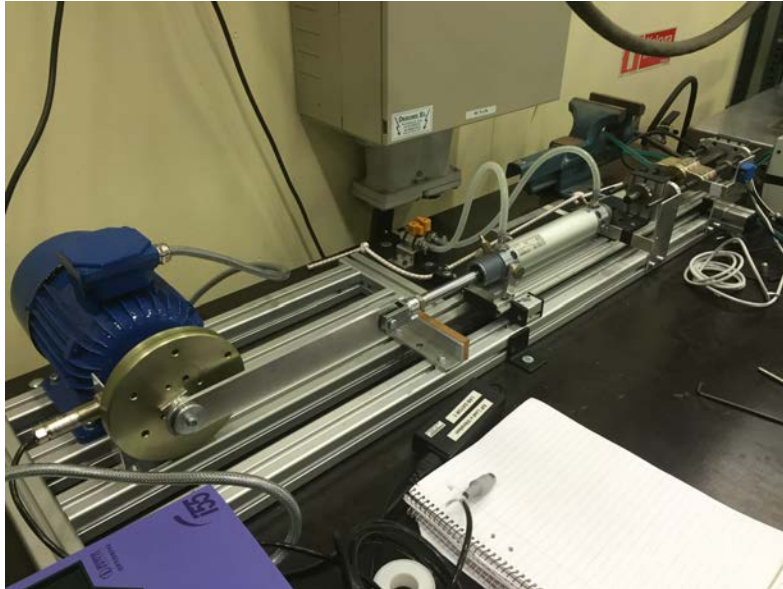
## 1.1 Bakgrund

Swerea IVF bedriver ett projekt kallat "Noll vibrationsskador" som strävar mot att ta bort skadliga vibrationer som uppkommer i olika typer av maskiner. De skadliga vibrationerna utgör bland män den näst vanligaste orsaken till arbetsskador [1][2]. Skadorna från vibrerande handhållna verktyg yttrar sig som så kallade "vita fingrar" och kan medföra livslånga besvär med domningar och stickningar i händerna. För roterande maskiner såsom slipmaskiner har vibrationerna effektivt kunnat åtgärdas. Att dämpa translaterande vibrationer i slående maskiner är dock fortfarande ett problem [1].

Projektet "Noll vibrationsskador" har bland annat resulterat i att en matematisk beräkningsmodell framtagits i Matlab. För att validera den matematiska modellen har en testrigg utformats, se figur 1.1. På testriggen sitter givare med vilka mätdata insamlas till valideringen. I dagsläget kan testriggen köras upp till en frekvens på cirka 15 Hz, för vilken den matematiska modellen också är validerad.

Testriggen består av tunga komponenter vilket bidrar till höga krafter i systemet. Vid körning med testriggen vid högre frekvenser ökar bullernivån betydligt. I ett tidigare genomfört projekt på Swerea IVF, "Verifiering av matematisk modell för vibrationsdämpare", gjordes en omkonstruktion av vevstaken där dennas vikt minskades till en tredjedel mot var den var tidigare [3]. Vevstakens material gick från stål till aluminium, vevstaken genomgick alltså en viktreducering.

Testriggen består fortfarande av tunga komponenter och därutöver är passningen mellan komponenterna långt ifrån optimal. I det tidigare projektet var det endast vevstaken som omkonstruerades, flera delar på testriggen är därför fortfarande väldigt tunga. Dessutom tros vikten på vevstaken kunna reduceras ytterligare. För att vidare validera den matematiska modellen för högre frekvenser än 15 Hz är det alltså nu nödvändigt att omkonstruera flera av testriggens delar.



Figur 1.1. Översikt på ursprunglig testrigg på Swerea IVF

## 1.2 Syfte och mål

Syftet med omkonstruktionen av testriggen är att möjliggöra fortsatt validering av den befintliga matematiska modellen för frekvenser över 15 Hz. Omkonstruktionen medför också att testriggen kommer att fungera som en modell även för mer högfrekventa maskiner. Genom att utöka frekvensintervallet inom vilket testriggen kan köras kan den alltså användas till att studera både hög- och lågfrekventa maskiner; små och stora maskiner. Målet med att öka testriggens körbara frekvensintervall uppnås genom omkonstruktion av vissa av testriggens delar med fokus på viktminimering.

Två delmål har ställts upp för konstruktionsarbetet. Ett första delmål är att kunna köra testriggen i 30 Hz och ett andra delmål 50 Hz. För att kunna utföra detta skall rörelse- och kraftekvationer tas fram som funktion av frekvensen för att se ungefär hur testriggens delar belastas.

## 1.3 Avgränsningar

Projektet har avgränsats till att endast fokusera på omkonstruktionen och inte validering av den matematiska modellen. Projektet kommer inte heller fokusera på vidareutveckling och optimering av Matlabkoden till den matematiska modell som Swerea IVF tagit fram.

Själva omkonstruktionen är begränsad till följande rörliga delar: kolv, kolvstång, vevstake samt tillhörande rörliga leder; eller uttryckt mer specifikt: led mellan svänghjul och vevstake, vevstake, led mellan vevstake och kolvstång, fastsättning kolvstång-kolv samt kolv. De flesta av delarna kan på ett överskådligt sätt ses i figur 1.1 ovan. Testriggens övriga delar som inte nämnts här kommer inte att ingå i omkonstruktionen.

## 1.4 Frågeställning

Omkonstruktionen har delats upp i tre huvudsakliga frågor:

- Hur ser belastningen ut, hur stora krafter verkar på de olika delarna?
- Vilka material är lämpliga för de olika delarna med avseende på vikt och erforderad hållfasthet?
- Hur mycket kan delarnas vikt minskas?

## 2 TEORI

För att undersöka hur delarna som skall omkonstrueras belastas och i vilka storleksordningar belastningarna ligger så behövs en del underliggande teori. Teorin i detta kapitel börjar med en indelning och analys av systemet. Sedan följer härledning av kraft- och rörelseekvationer.

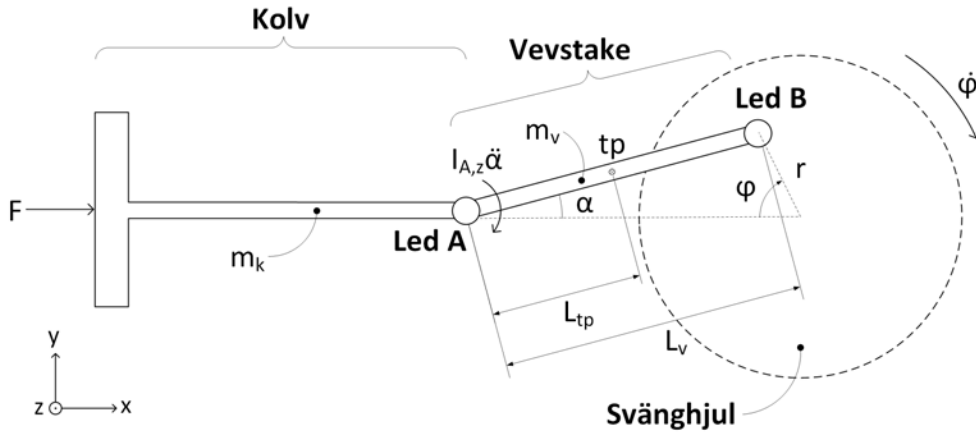
### 2.1 Indelning och analys av system

Systemet delas in i fyra huvudsakliga delar: kolv, vevstake och de två lederna A och B. Aktuella delar för omkonstruktionen, hopmonterade på den ursprungliga testtriggen, visas i figur 2.1 nedan.



*Figur 2.1. Översiktlig bild över de delar som ingår i omkonstruktionen. Infälld bild: befintlig plastkolv och kolvstäng i stål. I beräkningssammanhang utgör kolven och kolvstången en del tillsammans och med "kolven" (index  $k$ ) avses då båda dessa delar.*

De för omkonstruktionen aktuella delarna från figur 2.1 visas schematiskt i figur 2.2 nedan. Det bör observeras att systemet i figur 2.2 är omvänt uppritat gentemot figur 2.1, med svänghjulet till höger istället för till vänster. Den schematiska figuren, figur 2.2, används för att visa en indelning av systemet för kommande beräkningar.



Figur 2.2. I beräkningarna menas med "kolven" den befintliga plastkolven och kolvstången i stål, de utgör en del tillsammans

Beräkningsarbetet har förenklats genom att endast se systemet som två delar; kolven och vevstaken, där lederna A och B ingår. Massorna har då delats in enligt:

- $m_k$  är kolvens massa och en del av led A beroende på ledtyp
- $m_v$  är resterande del av led A, vevstaken och led B

Det bör observeras att vad som här avses med "kolven" motsvaras av två delar på den ursprungliga testtriggen; kolven i plast och kolvstången i stål, se figur 2.1. Beräkningsmässigt utgör dessa delar en del tillsammans. Denna visas i figur 2.2. Ytterligare en sak som bör observeras är att svänghjulet inte ingår i omkonstruktionen. Detta eftersom att dess massa kan balanseras ut.

Något annat som bör observeras är att radien  $r$ , radien från svänghjulets centrum ut till vevstakens infästning, är liten;  $r \approx 1$  cm. Denna radie har tidigare bestämts till detta värde och anses därför vara lämplig att behålla, den kommer alltså inte att ändras i detta projekt.

Kring led A verkar ett masströghetsmoment  $I_{A,z}$  som är relevant för kommande beräkningar. Masströghetsmomentet  $I_{A,z}$  ses i figur 2.2 ovan. Masströghetsmomentet i tyngdpunkten flyttas med Steiners sats [4] och ger då masströghetsmomentet i led A enligt

$$I_{A,z} = \bar{I}_z + m_v L_{tp}^2 \quad [4] \quad (2.1)$$

där  $\bar{I}_z$  beror av vevstakens tvärsnitt.

För kraften  $F$  som verkar på kolven, se figur 2.2, har en överslagsberäkning gjorts. Vibrationsdämpningen uppskattas vara både viskös och rent fjädrande men mest det sistnämnda, rent fjädrande (harmonisk svängningsrörelse). Den maximala  $F$ -kraften som verkar på kolven antas då vara

$$F_{max} = a_{max} \cdot m = (2\pi f)^2 \cdot A \cdot m \quad (2.2)$$

där  $a_{max}$  är den maximala accelerationen för motmassan på testtriggen,  $m$  är massan för motmassan,  $f$  är frekvensen och  $A$  är amplituden för motmassans svängningsrörelse.

Motmassan på testtriggen består av metallskivor vilka kan bytas för att justera massan. Motmassans funktion är att dämpa huvudmassans vibrationer. Alfred Nilsson och Tom Östgårdh som genomfört ett tidigare projekt på Swerea IVF; "Verifiering av matematisk

modell för vibrationsdämpare”, förklarar dessa begrepp och teori för avstämde dynamiska dämpare mer utförligt [3].

För att räkna ut ett ungefärligt värde på den maximala kraften  $F$  sätts motmassan  $m$  till 1 kg och amplituden  $A$  till 3 cm. Kraften räknas ut för frekvensen  $f = 30$  Hz även om testriggen egentligen skall kunna köras upp till 50 Hz. Detta gjordes därför att mindre motmassor normalt används vid körning och datainsamling vid högre frekvenser, t.ex. vid 50 Hz. Kraften antas alltså i princip inte kunna bli större än vad den blir vid 30 Hz om motmassan är 1 kg.

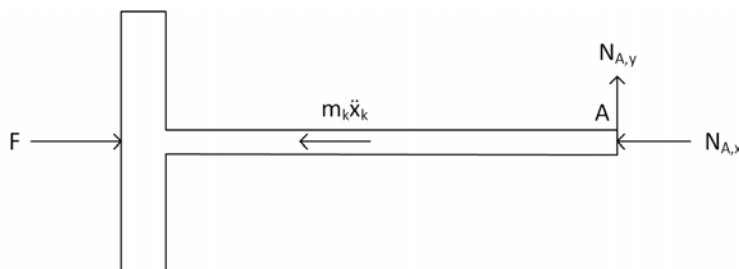
$f = 30$  Hz,  $A = 0,03$  m och  $m = 1$  kg ger då den maximala kraften som verkar på kolven

$$F_{max} = (2\pi f)^2 \cdot A \cdot m = (2\pi \cdot 30)^2 \cdot 0,03 \cdot 1 \approx 1066 \text{ N}$$

Vi ser att den maximala  $F$ -kraften ligger i storleksordningen 1 kN varför en  $F$ -kraft  $F = 1000$  N har används i beräkningarna för omkonstruktionen.

## 2.2 Kraft- och rörelseekvationer

Inledningsvis kan nämnas att samtliga rörelseekvationer; läge, hastighet och acceleration för kolven respektive vevstaken och genomförd derivering för att erhålla alla ekvationer kan ses i bilaga 1. För att finna vilka belastningar som verkar på kolv respektive vevstake är ett första steg friläggning av delarna. Först studeras kolven. I figur 2.3 visas en friläggning av kolven, där lagerkrafterna för led A,  $N_{A,x}$  och  $N_{A,y}$ , nu införs.

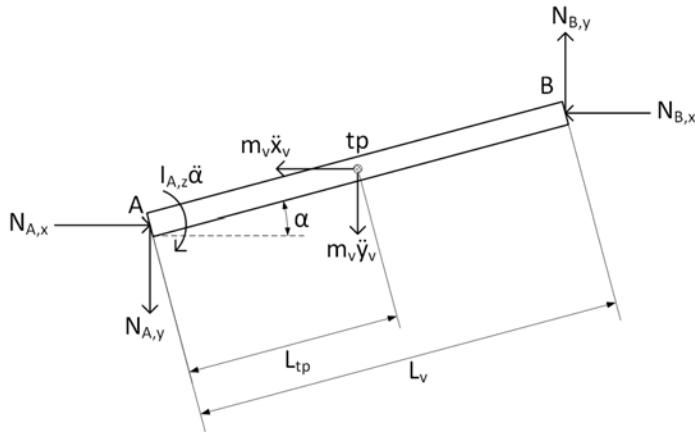


Figur 2.3. Schematisk figur över både kolv och kolvstång och verkande krafter. Tillsammans benämns kolv och kolvstång som "kolv" i beräkningarna

Kraftjämvikt enligt figur 2.3 ger kraften  $N_{A,x}$  enligt

$$\begin{aligned} \rightarrow : F - N_{A,x} - m_k \ddot{x}_k &= 0 \\ \Rightarrow N_{A,x} &= F - m_k \ddot{x}_k \end{aligned} \tag{2.3}$$

De på vevstaken verkande storheterna och positiva riktningar beskrivs av friläggningen i figur 2.4. Lagerkrafterna  $N_{B,x}$  och  $N_{B,y}$  införs för led B mellan vevstaken och svänghjulet. Kraft- och momentjämvikter ställs upp för att erhålla de hittills okända krafterna  $N_{B,x}$ ,  $N_{B,y}$  och  $N_{A,y}$ .



Figur 2.4. Schematisk figur över vevstaken och verkande storheter

Kraftjämvikt enligt figur 2.4, både horisontellt och vertikalt, ger

$$\rightarrow: N_{A,x} - N_{B,x} - m_v \ddot{x}_v = 0 \quad (2.4)$$

$$\Rightarrow N_{B,x} = N_{A,x} - m_v \ddot{x}_v$$

$$\uparrow: N_{B,y} - N_{A,y} - m_v \ddot{y}_v = 0 \quad (2.5)$$

$$\Rightarrow N_{A,y} = N_{B,y} - m_v \ddot{y}_v$$

Momentjämvikt ger enligt figur 2.4

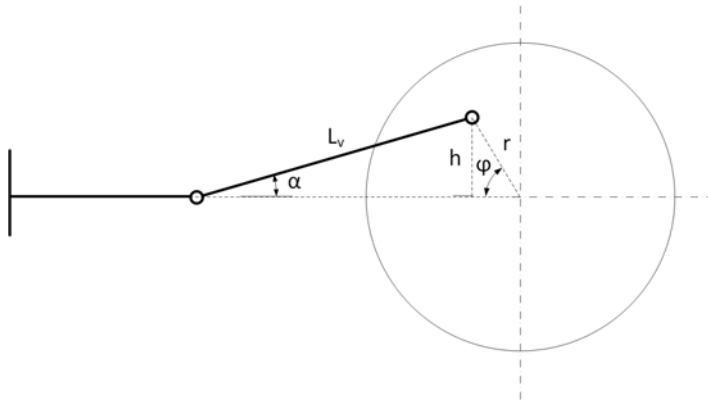
$$\overset{\curvearrowright}{A}: N_{B,y} \cdot L_v \cos\alpha + N_{B,x} \cdot L_v \sin\alpha + m_v \ddot{x}_v \cdot L_{tp} \sin\alpha - m_v \ddot{y}_v \cdot L_{tp} \cos\alpha - I_{A,z} \ddot{\alpha} = 0$$

$$N_{B,y} \cdot L_v \cos\alpha = m_v \ddot{y}_v \cdot L_{tp} \cos\alpha - N_{B,x} \cdot L_v \sin\alpha - m_v \ddot{x}_v \cdot L_{tp} \sin\alpha + I_{A,z} \ddot{\alpha} \quad (2.6)$$

$$\Rightarrow N_{B,y} = \frac{m_v L_{tp}}{L_v} \ddot{y}_v - \frac{m_v L_{tp}}{L_v} \tan\alpha \cdot \ddot{x}_v - N_{B,x} \tan\alpha + \frac{I_{A,z}}{L_v \cos\alpha} \ddot{\alpha} = \frac{m_v L_{tp}}{L_v} (\ddot{y}_v - \ddot{x}_v \tan\alpha) - N_{B,x} \tan\alpha + \frac{I_{A,z}}{L_v \cos\alpha} \ddot{\alpha}$$

Som ses i ekvation (2.6) så behövs vinkelaccelerationen till hjälpvinkeln  $\alpha$  för att kunna bestämma lagerkraften  $N_{B,y}$ . För att erhålla vinkelaccelerationen  $\ddot{\alpha}$  uttrycks  $\alpha$  som funktion av  $\varphi$  varefter  $\alpha(\varphi)$  sedan deriveras i två steg. Samband mellan vinklarna  $\alpha$  och  $\varphi$  behövs även för att bestämma samtliga nödvändiga accelerationer i x-och y-led;  $\ddot{x}_k$ ,  $\ddot{x}_v$  och  $\ddot{y}_v$ . Radien  $r$  från svänghjulets centrum ut till vevstakens infästning och höjden  $h$  införs enligt figur 2.5.





Figur 2.5. Hjälpfigur till geometriska samband

Ur figur 2.5 ovan fås att

$$h = L_v \sin \alpha = r \sin \varphi \quad (2.7)$$

$$\Rightarrow \sin \alpha = \frac{r}{L_v} \sin \varphi$$

Kvadraten av höger och vänster led i ekvation (2.7) ger

$$\sin^2 \alpha = \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \quad (2.8)$$

Nu används trigonometriska ettan [ $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$ ], i vilken ekvation (2.8) insatt ger att

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \quad (2.9)$$

Läget  $\alpha$  kan då med ekvation (2.9) uttryckas som

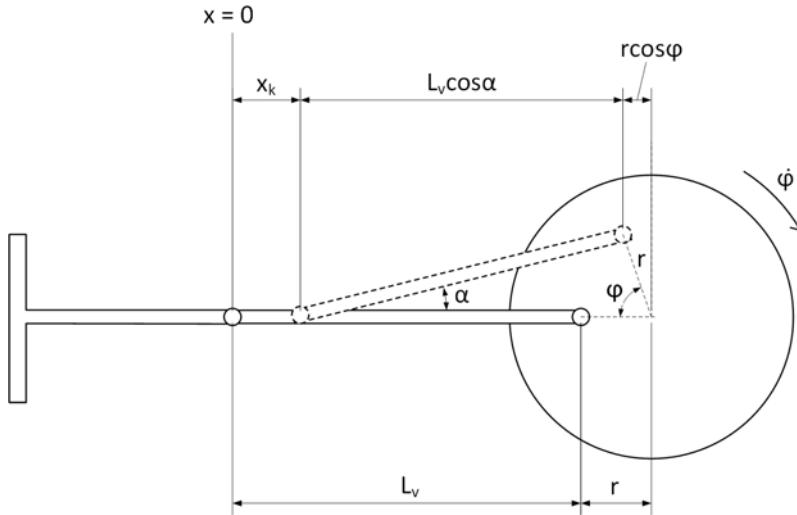
$$\alpha = \arcsin \left( \frac{r}{L_v} \sin \varphi \right) \quad (2.10)$$

Läget  $\alpha$ , enligt ekvation (2.10) ovan, tidsderiveras nu i två steg vilket ger vinkelaccelerationen  $\ddot{\alpha}$ . Den kompletta deriveringen ses i bilaga 1.

Vinkelaccelerationen till hjälpvinkeln  $\alpha$  är

$$\ddot{\alpha} = \frac{1}{\sqrt{\frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \left( \sin \varphi \left( \frac{\cos^2 \varphi}{\frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi} - 1 \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} \right) \quad (2.11)$$

Med nu kända samband mellan hjälpvinkeln  $\alpha$  och  $\varphi$  kan lägesekvationerna för kolven,  $x_k$ , respektive vevstaken,  $x_v$  och  $y_v$ , bestämmas. Lägesekvationerna tidsderiveras sedan i två steg för att erhålla motsvarande accelerationer  $\ddot{x}_k$ ,  $\ddot{x}_v$  och  $\ddot{y}_v$ .



Figur 2.6. Hjälppfigur för bestämning av kolvens läge

Kolven rör sig endast i x-led och dess läge bestäms utifrån hjälppfiguren ovan, se figur 2.6. Kolven förflyttar sig i x-led enligt

$$x_k = L_v + r - L_v \cos \alpha - r \cos \varphi = L_v (1 - \cos \alpha) + r (1 - \cos \varphi) \quad (2.12)$$

Ekvation (2.9) in i ekvation (2.12) ovan ger nu kolvens läge uttryckt i endast  $\varphi$  enligt

$$x_k = L_v \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right) + r (1 - \cos \varphi) \quad (2.13)$$

Läget för kolven, enligt ekvation (2.13) ovan, deriveras nu med avseende på tiden så att kolvaccelerationen erhålls. För komplett derivering, se bilaga 1. Kolvens acceleration fås då enligt

$$\ddot{x}_k = \left( \frac{r^2}{L_v \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \left( \frac{r^2 \sin(2\varphi)}{2L_v \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right) \cdot \ddot{\varphi} \quad (2.14)$$

Testrigger körs för bestämda frekvenser, för vilka mätdata insamlas. Frekvensen kan alltså ses som konstant. Av detta följer att en förenkling av ekvation (2.14) kan göras där vinkelaccelerationen är noll. Utöver detta så kan vinkelhastigheten skrivas som

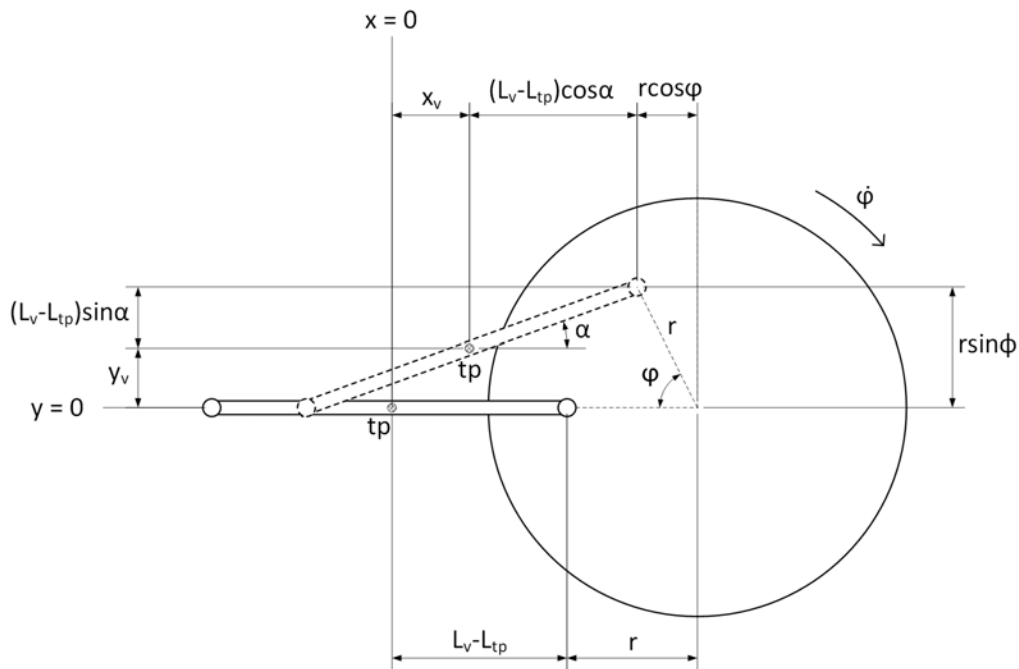
$$\dot{\varphi} = 2\pi f \quad (2.15)$$

där  $f$  är frekvensen.

Ekvation (2.15) och att vinkelaccelerationen  $\ddot{\varphi} = 0$  in i ekvation (2.14) ger nu kolvaccelerationen uttryckt som

$$\ddot{x}_k = \left( \frac{r^2}{L_v \left(1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi\right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot (2\pi f)^2 \quad (2.16)$$

Efter att kolvens acceleration nu bestämts skall vevstaken studeras. Vevstakens tyngdpunkt rör sig, till skillnad från kolven, i både x- och y-riktningarna. Här behöver då läget för både x- och y-led bestämmas vilka sedan, i vanlig ordning, tidsderiveras i två steg för att erhålla motsvarande accelerationer för vevstakens tyngdpunkt. Inledningsvis studeras läget för vevstakens tyngdpunkt i x-led till vilket en hjälpfigur används, se figur 2.7 nedan.



Figur 2.7. Hjälpfigur för bestämning av vevstakens läge

Ur figur 2.7 fås läget för vevstakens tyngdpunkt i x-riktningen som

$$x_v = L_v - L_{tp} + r - (L_v - L_{tp}) \cos \alpha - r \cos \varphi = (L_v - L_{tp})(1 - \cos \alpha) + r(1 - \cos \varphi) \quad (2.17)$$

Ekvation (2.9) in i lägesekvationen (2.17) ovan ger läget för vevstakens tyngdpunkt i x-led, uttryckt endast i  $\varphi$ , som

$$x_v = (L_v - L_{tp}) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right) + r(1 - \cos \varphi) \quad (2.18)$$

Efter tvåstegs derivering av ekvation (2.18), läget för vevstakens tyngdpunkt i x-led, fås accelerationen för vevstakens tyngdpunkt i x-led enligt

$$\ddot{x}_v = \left( \frac{r^2(L_v - L_{tp})}{L_v^2 \left(1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi\right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \left( \frac{r^2(L_v - L_{tp}) \cdot \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right) \cdot \ddot{\varphi} \quad (2.19)$$

För den kompletta deriveringen av lägesekvationen (2.18) för att erhålla ekvation (2.19) ovan, se i bilaga 1. Samma förenklingar som gjordes för kolvens acceleration görs nu för vevstakens acceleration i x-led, ekvation (2.19) ovan. Ekvation (2.15) och att vinkelaccelerationen  $\ddot{\varphi} = 0$  in i ekvation (2.19) ger då accelerationen för vevstakens tyngdpunkt i x-riktningen uttryckt som

$$\ddot{x}_v = \left( \frac{r^2(L_v - L_{tp})}{L_v^2 \left(1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi\right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot (2\pi f)^2 \quad (2.20)$$

Nu återstår att bestämma läget, och motsvarande acceleration, för vevstakens tyngdpunkt i y-riktningen. Figur 2.7 ger läget för vevstakens tyngdpunkt i y-led enligt

$$y_v = r \sin \varphi - (L_v - L_{tp}) \sin \alpha \quad (2.21)$$

Ekvation (2.7) in i lägesekvationen (2.21) ovan ger läget för vevstakens tyngdpunkt i y-led, uttryckt endast i  $\varphi$ , som

$$y_v = r \sin \varphi - (L_v - L_{tp}) \frac{r}{L_v} \sin \varphi = r \sin \varphi \left(1 - \frac{L_v - L_{tp}}{L_v}\right) = r \sin \varphi \left(1 - \frac{L_v}{L_v} + \frac{L_{tp}}{L_v}\right) = \frac{L_{tp}}{L_v} \cdot r \sin \varphi \quad (2.22)$$

Ekvation (2.22) ovan, läget för vevstakens tyngdpunkt i y-riktningen, tidsderiveras nu i två steg. För komplett derivering se bilaga 1. Vevstakens tyngdpunkt har då i y-led en acceleration enligt

$$\ddot{y}_v = \frac{L_{tp}}{L_v} r \cdot (\cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} - \sin \varphi \cdot \dot{\varphi}^2) \quad (2.23)$$

### 3 METOD

Projektets metoder kan indelas i två huvudsakliga delar; metoder för bakgrundsstudier och de metoder som används vid omkonstruktionen av de aktuella delarna på testriggen.

### **3.1 Bakgrundsstudier**

Inledningsvis skaffades en grundförståelse för det stora projekt; ”Noll vibrationsskador” som detta projekt är en del av. Detta gjordes genom att läsa tidigare rapporter och studera den matematiska modellens Matlab-kod.

En annan del av bakgrundsstudierna var att genomföra en provkörning med den ursprungliga testtriggen för att se hur den fungerade och såg ut i rörelse.

### **3.2 Omkonstruktion av testtrigg**

Första steget i omkonstruktionen av de aktuella delarna var en testkörning där problem med testtriggens konstruktion identifierades. Testkörningen genomfördes upp till frekvensen 15 Hz vilket har ansetts vara den maximala körbara frekvensen för den ursprungliga testtriggen.

Ett problem som identifierades vid testkörningen var den höga vikt som flera av delarna hade. Detta ledde fram till beräkningar vilka resulterade i rörelse- och kraftekvationer. För att beräkna de för omkonstruktionen aktuella delars belastningar matades rörelse- och kraftekvationerna in i beräkningsprogrammet Matlab (MathWorks). Utifrån Matlab-koden framtogs kraftplottar vilka sedan användes för att dimensionera de nya delarna på testtriggen.

För att utforma de nya delarna användes brainstorming för att ta fram olika koncept för respektive del. Enkla skisser gjordes och koncepten utvärderades utifrån hållfasthet, hur lätt lämpligt material kunde fås tag på samt hur koncepten skulle gå att tillverka på ett bra sätt. De koncept som ansågs vara de mest lämpliga ritades i CAD-program. CAD-modellerna på koncepten gjordes i CATIA V5 (Dassault Systèmes).

Efter att ha studerat CAD-modellerna valdes ett sammanslaget slutkoncept som innebar den lämpligaste lösningen med avseende på minsta vikt och bästa tillverkningsbarhet. Tillverkning av de nya delarna skedde i Swerea IVF:s verkstad, delvis med hjälp av verkstadspersonal. När tillverkningen var färdig monterades de nya delarna på testtriggen och en första testkörning upp till 15 Hz genomfördes. Efter denna gjordes en övergripande kontroll över hur delarna såg ut och att allting satt som det skulle. Därefter genomfördes ytterligare en testkörning, då med inspelning med en höghastighetskamera för att kunna se förloppet tydligare och upptäcka eventuella brister med de nya delarna. Efter den andra testkörningen monterades de nya delarna bort från testtriggen och de studerades för att se om slitage eller olika typer av skador uppkommit på delarna. Slutligen monterades testtriggen ihop igen och en sista testkörning genomfördes upp till den maximala frekvens som ansågs vara lämplig.

## **4 ANALYS AV URSPRUNGLIG TESTTRIGG**

I det första steget av omkonstruktionen görs en analys av den ursprungliga testtriggen och delarna som skall omkonstrueras på den. Inledningsvis görs en testkörning i kombination med att den ursprungliga testtriggen studeras närmare. Därefter följer en genomgång av den Matlab-kod som framtagits för att utföra nödvändiga beräkningar. Slutligen sammanfogas den erhållna informationen om den ursprungliga testtriggen i ett antal förbättringsåtgärder som är centrala för omkonstruktionsarbetet.

## 4.1 Testkörning och undersökning av befintlig testrigg

För att kunna förbättra testriggen undersöktes dess olika delar för att hitta eventuella brister. Anmärkningsvärt är att de rörliga delarna är väldigt tunga, vilket också ses i tabell 4.1. Kolvstången och led A tillsammans har exempelvis en vikt på över 600 gram vilket är väldigt mycket. Både kolvstången och led A är solida och gjorda i stål. Vevstaken har också, även om den är gjord i aluminium, en relativt hög vikt på cirka 140 gram, se tabell 4.1.

*Tabell 4.1. Vikterna för alla ursprungliga delar. En indelning efter vad som tillhör kolv och vevstake i beräkningarna och en angivelse av respektive dels totala vikt ses också*

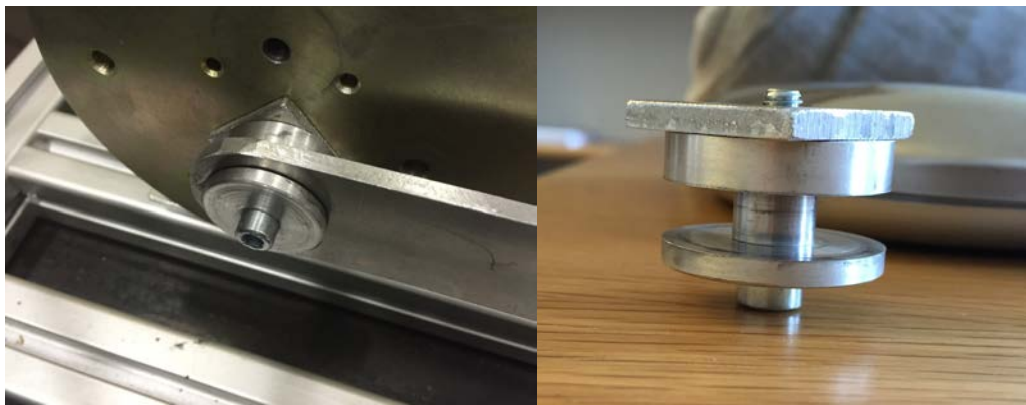
DEL	MASSA [gram]
<b>Kolv</b>	
Kolv	40
Kolvmutter	28
Kolvstång	372
Kolvstångsmutter	12
Magnetisk ring	9
Led A	115
Led A: klämdel	30
<b>Totalt</b>	<b>606</b>
<b>Vevstake</b>	
Vevstake utan lager	139
Lager	41
Led B: skruv M6 25 mm	7
Led B: rund bricka	8
Led B: kantig bricka	9
Led B: bricka med hålaxel	16
<b>Totalt</b>	<b>220</b>

Utöver att de ursprungliga delarna är väldigt tunga så hittades även en del andra problem vid testkörning av riggen. Det största problemet var att det fanns ett glapp i led A så att vevstaken kunde röra sig i sidled, se figur 4.1. Glappet i led A ledde till ganska stora vibrationer och höga slagljud under körning.



Figur 4.1. Led A, här fanns ett glapp

Led B, vevstakens lagrade infästning i svänghjulet, hade också vissa problem. Led B ses i figur 4.2a nedan. Då led B skruvades loss från svänghjulet upptäcktes att skruven (M6, 30 mm) var för kort; endast två gängor på skruven höll fast led B i svänghjulet, se figur 4.2b. Led B:s utformning gjorde också att det uppkom en viss glidning mellan lagret i vevstaken och bussningen med tillhörande bricka. Bussningens inpressning i lagrets innerring var dessutom undermålig vilket gjorde att lagerfunktionen till stor del förlorades.



(a) Monterad på testrigg

(b) Nedmonterad från testrigg

Figur 4.2. Led B, vevstakens infästning i svänghjulet. Leden består av skruv, bussning och två aluminiumplattor

## 4.2 Matlab

För att kunna utföra beräkningarna från teoriavsnittet har Matlab använts. Koden beräknar de fyra lagerkrafterna  $N_{A,x}$ ,  $N_{A,y}$ ,  $N_{B,x}$  och  $N_{B,y}$ , och plottar de som funktion av svänghjulets läge  $\varphi$  för ett varvs rotation av svänghjulet. Lagerkrafterna beror av många olika parametrar vilka måste anges som indata vid körning av koden. Indatan som behövs visas i tabell 4.2 nedan.

Tabell 4.2. Inparametrar till Matlab-koden. Beteckning i vänster kolumn och beskrivning med enhet i höger kolumn

Parameter	Förklaring
f	Svänghjulets frekvens [Hz]
L_v	Vevstakens längd [m]
m_v	Vevstakens massa [kg]
m_k	Kolvens massa [kg]
Iz_tp	Masströghetsmoment för vevstakens tyngdpunkt [kg·m <sup>2</sup> ]
r	Radie till hålet på svänghjulet där vevstaken sitter [m]
F	Kraft på kolven [N]

För att få en uppfattning om hur stora krafter som verkar i systemet har den ursprungliga testriggens data ur tabell 4.1 använts. Användning av indata för de ursprungliga delarna, vilka med största sannolikhet kommer vara betydligt tyngre än de nya delarna, innebär att beräknade lagerkrafter kommer att bli ”för höga”. Detta kommer att ses som en form av säkerhet i konstruktionsarbetet då de nya delarna dimensioneras efter dessa lagerkrafter. De ursprungliga delarnas data, vilken alltså matas in i Matlab-koden för att erhålla lagerkrafterna, ses i tabell 4.3.

Tabell 4.3. Värden för den ursprungliga testriggens inparametrar till Matlab-koden

Parameter	Värde
f	15, 30 och 50 Hz
L_v	0,255 m
m_v	0,18 kg
m_k	0,606 kg
Iz_tp	0,001002 kg·m <sup>2</sup>
r	0,01 m
F	1000 N

Masströghetsmomentet i tabell 4.3 ges av att den befintliga vevstaken princip har formen av ett rätblock och dess masströghetsmoment i tyngdpunkten blir då

$$\bar{I}_z = \frac{1}{12} m_v h_v^2 + \frac{1}{3} m_v L_{tp}^2 \quad (4.1)$$

där massan  $m_v = 180$  g, tvärsnittets höjd  $h_v = 42$  mm och längden till tyngdpunkten  $L_{tp} = 127,5$  mm.

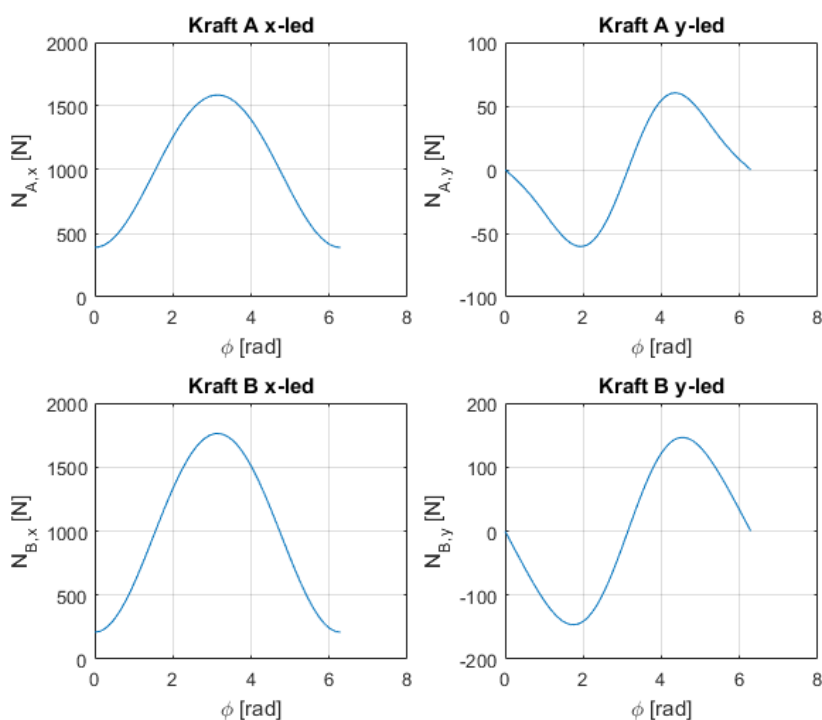
Masströghetsmomentet för tyngdpunkten blir då enligt ekvation (4.1)

$$\bar{I}_z = \frac{1}{12} \cdot 0,180 \cdot 0,042^2 + \frac{1}{3} \cdot 0,180 \cdot 0,1275^2 \approx 0,001002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Matlab-koden körs med indata från tabell 4.3 vid tre olika frekvenser; 15, 30 och 50 Hz, där 50 Hz ger de värdena som de nya delarna kommer att dimensioneras efter. Resultatet från körning av Matlab-koden vid 50 Hz visas i figur 4.3 nedan, de andra körningarna vid 15 och 30 Hz visas i bilaga 5.



### Krafter vid 50 Hz



Figur 4.3. Lagerkrafter vid 50 Hz med de ursprungliga delarna

Som ses i figur 4.3 är lagerkrafterna dynamiska laster. I x-led uppkommer pulserande last för både led A och B. Lastens pulserande art orsakas av F-kraften från kolven, se figur 2.3, vilken utgör mittlasten på 1000 N. I y-led är belastningarna till skillnad mot i x-led rent växlande för led A och B, mittlasten är här noll.

### 4.3 Förbättringsåtgärder och arbetsgång

Utifrån identifierade problem vid undersökning och testkörning av den ursprungliga testriggen har ett antal rangordnade förbättringsåtgärder framtagits. Dessa har varit centrala i arbetsgången för omkonstruktionen. Förbättringsåtgärderna listas här nedan:

1. Se till så att allt passar ihop bra och är ordentligt monterat
2. Minska kolvens vikt, inkl. led A
3. Minska vevstakens vikt, inkl. lager

Trots att viktminimering är det huvudsakliga målet för omkonstruktionsarbetet så har ändå en annan typ av förbättringsåtgärd placerats högst i rangordningen ovan. Detta har gjorts med anledning av att glapp mellan delarna anses skapa vibrationer, slagljud och också medföra förslitningar på grund av slagen. Att allt passar ihop bra och är ordentligt monterat anses vara väldigt viktigt på grund av vibrationerna som uppkommer vid körning av testriggen, speciellt då riggen skall kunna köras vid högre frekvenser.

När det gäller viktminimeringen så har kolven placerats över vevstaken i rangordningen eftersom kolven är väldigt tung, se tabell 4.1. Vevstaken är redan relativt lätt i förhållande till övriga delar eftersom den är ganska tunn och tillverkad av aluminium.

Arbetsgången för omkonstruktion av de olika delarna på testriggen börjar konceptframtagning för kolven och kolvstångens utformande eftersom den har högst prioritet när det gäller viktminimering. Därefter utformas vevstaken och slutligen tas koncept fram för lederna mellan kolvstång och vevstake respektive mellan vevstake och svänghjul, det vill säga led A och B.

## 5 KONCEPTFRAMTAGNING

I detta kapitel skapas koncept för omkonstruktionen av testriggens delar. Först behandlas kolv och kolvstång, sedan vevstake och därefter de båda lederna, led A och B.

### 5.1 Kolv och kolvstång

Det finns två kolvdelar; själva kolven och tillhörande kolvstång. Cylindern som kolven verkar i skall behållas som den är. I cylindern sitter en tunnväggig bussning, troligtvis i oljebrons, som har en innerdiameter på 16 mm i vilken kolvstången löper genom. Denna bussning bedöms vara onödig och svår att ändra varför den behålls som den är. Ett krav för kolvstången är med anledning av detta är ett cirkulärt tvärsnitt med en diameter på 16 mm.

En annan följd av att den ursprungliga cylindern bevaras är att längden på kolvstången lämpligen väljs så att hela cylinderns slaglängd fortfarande kan utnyttjas. Utöver detta så skall tätningarna som sitter på den ursprungliga plastkolven, se figur 5.1a, användas eftersom att dessa är gjorda för cylindern.

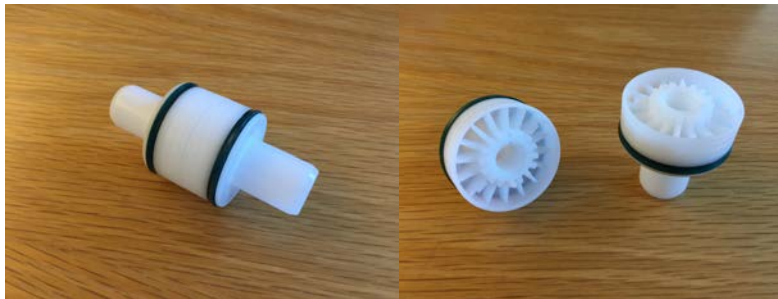
Några krav och önskemål som finns för omkonstruktionen av kolvdelarna sammanfattas här kort:

- Kolvstång måste ha cirkulärt tvärsnitt med diameter 16 mm
- Längden på kolvstången väljs lämpligen så att hela cylinderns slaglängd kan användas
- Behåll gröna tätningar som sitter på den ursprungliga plastkolven

#### 5.1.1 Kolv

Med anledning av ovanstående krav och önskemål för kolven samt efter att ha tittat närmare på den ursprungliga plastkolven så togs beslutet att behålla denna i stort sett oförändrad. Den passar perfekt i cylindern och ihop med en kolvstång med diameter 16 mm. Därutöver har den en enkel geometrisk form som möjliggör många olika varianter av kolvstänger och montering av dessa i den utstickande delen som finns i ändarna på kolven. Den ursprungliga kolven är också redan lätt eftersom att den är gjord i plast, dessutom visade det sig efter isärtagning att plastkolvens befintliga konstruktion redan är lätt och stark, den är i princip ihålig med förstärkningar, se figur 5.1b. Plastkolvens konstruktion är redan bra och bedöms vara svårförbätterlig.

Dock fanns det ett par saker som modifierades med den ursprungliga kolven. Dels fanns en magnetring mellan kolvens två delar vilken inte fyller någon funktion i detta fall så den plockades bort. Sedan hade även den ursprungliga plastkolven två likadana utstickande ändar, se figur 5.1a nedan, varav den änden ena endast hade som funktion att fånga upp kolven inne bottenläget i cylindern. Denna ände valdes att tas bort då den inte fyller någon direkt funktion i detta fall samtidigt som vikten på kolven minskas ner ytterligare lite, cirka 3 gram. Kolvens andra ände stabiliserar upp kolvstången vilket är viktigt även för omkonstruktionen så denna ände valdes att ha kvar.



(a) Hopmonterad

(b) Delad

Figur 5.1. Befintlig plastkolv

### 5.1.2 Kolvstång

Som redan nämnts finns ett önskemål om att bevara cylinderns hela slaglängd och med anledning av det finns också ett önskemål på en minsta längd på kolvstången. Denna längd har uppmätts till minst 20 cm, där erfordrad längd för att fästa led A även tillkommer.

Den främsta dimensionerande kraften på kolvstången är lagerkraften  $N_{A,y}$ , se figur 2.3. Kraften  $N_{A,y}$  verkar som en tvärkraft på kolvstången och kan därmed orsaka utböjningar. Lite överslagsberäkningar på utböjningar för olika material och tvärsnitt har gjorts. För att kunna utföra dessa så har en längd på kolvstången antagits vara 25 cm vilken då medför att avståndet från cylinderns kant till kolvstångens ände då den är maximalt utdragen är 15 cm.

Utböjningen i kolvstången ges av elementarfall för balkböjning, konsolbalk [5], enligt

$$\delta = \frac{Pa^3}{3EI} \quad [5] \quad (5.1)$$

där kraften  $P = N_{A,y}^{max} \approx 60$  N, vilket fås ur kraftkurvan för 50 Hz i figur 4.3. Längden  $a = 15$  cm och är avståndet från cylinderns kant till kolvstångens ände då kolvstången är maximalt utdragen.  $E$  är materialets E-modul och  $I$  är tvärsnittets yttröghetsmoment.

Utöver utböjning så utsätts även kolvstången för tryckspänning. Tryckspänningen medför risk för knäckning enligt Eulerfall 3 [5]. Knäcklasten ges av

$$P_k = \frac{2,05\pi^2 \cdot EI}{l^2} \quad [5] \quad (5.2)$$

där  $E$  är materialets E-modul,  $I$  är tvärsnittets yttröghetsmoment och längden  $l$  är hela kolvstångens längd.

Överslagsberäkningarna för uppkomna utböjningar och knäcklaster görs för tre olika typer av kolvstänger i olika material. Alla dessa beräkningar kan ses i bilaga 2. Resultaten från bilaga 2 ses i tabell 5.1 här nedan.

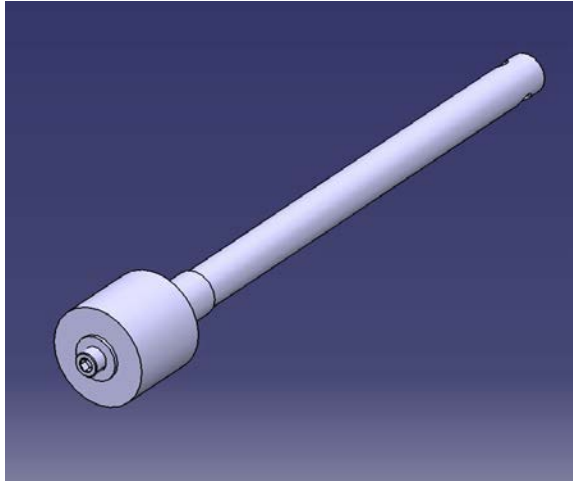
*Tabell 5.1. Beräknade utböjningar, knäcklast och massor för tre olika material till kolvstången*

Material	Utböjning [mm]	Knäcklast [kN]	Massa för 25 cm lång kolvstång [gram]
Aluminiumrör	0,53	41,1	46
Kolfiberrör	0,56	38,8	19
Rundstång i polyamid	8,4	2,60	57

Som ses i tabell 5.1 har aluminiumrör och kolfiberrör liknande värden för utböjning och knäcklast medan rundstång i polyamid har betydligt större utböjning och klarar lägre knäcklast. Polyamidstångens stora utböjning gör att den väljs bort. Det står nu mellan aluminiumrör och kolfiberrör. Skillnaden i utböjning är minimal och bådas knäcklaster ligger långt över maximala tryckkraften  $N_{A,x} \approx 1,6$  kN som fås ur kraftplotten för 50 Hz, se figur 4.3. Skillnaden i vikt är dock stor där kolfiberröret har den klart lägsta vikten på 19 gram för ett 25 cm långt rör. Med anledning av den låga vikten i kombination med den relativt låga utböjningen och bra marginal för knäcklasten väljs kolfiberröret i tabell 5.1 som material till den nya kolvstången. Kolvstången blir alltså ett ”kolvrör” och den senare benämningen kommer nu att användas i fortsättningen.

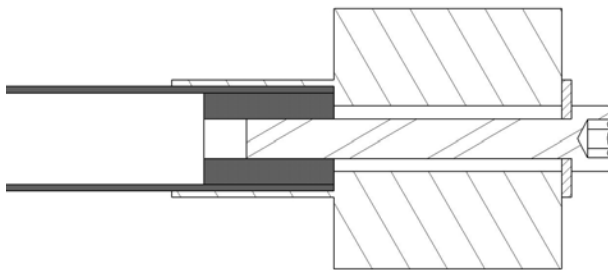
### 5.1.3 Koncept

Ett koncept har framtagits för kolven och kolvstångens nya utformande. De två delarna som sätts ihop i detta koncept är den ursprungliga plastkolven, med viss modifikation enligt avsnitt 5.1.1, och ett kolfiberrör. En del problem finns med att sätta ihop dessa delar. Det är problematiskt att limma in kolvröret i kolvänden eftersom att limmet fäster för dåligt på kolven, som består av en fet plast. En lösning på detta är att istället skruva ihop delarna. För att detta skall bli möjligt behöver kolfiberröret fyllas ut med en ”plugg”. Denna valdes att göra av en bit avkapad rundstav i kolfiber. Att limma in denna kolfiberbit i kolvröret med hållfast epoxilim, då båda kontaktytorna är i kolfiber, blir väldigt starkt och är också enkelt att göra. Skruven går genom befintligt genomgående hål i plastkolven och fäster alltså i den inlimmade kolfiberbiten. En översiktsbild över konceptet för kolv och kolvrör ses i figur 5.2.



*Figur 5.2. Konceptet för kolv och kolvrör. Med bricka och skruv.*

Utifrån CAD-modellen över konceptet för kolv och kolvrör i figur 5.2 visas en genomskärningsvy över kolvänden i figur 5.3 nedan.



*Figur 5.3. Genomskärningsvy över kolvens montering på kolvröret. Inklusiv inlimmad kolfiberbit, aluminiumskruv och aluminiumbricka*

## 5.2 Vevstake

I vevstaken uppkommer det endast tryckspänning i x-led, se figur 4.3 och figur 2.4. Tryckspänningen orsakas främst av lagerkrafterna  $N_{A,x}$  och  $N_{B,x}$  ty vinkeln  $\alpha$  i detta fall är liten, se figur 2.4. Tryckspänningen som uppkommer i vevstaken medför risk för knäckning enligt Eulerfall 2a [5]. Knäcklasten ges av

$$P_k = \frac{\pi^2 \cdot EI}{L_v^2} \quad [5] \quad (5.3)$$

där  $E$  är materialets E-modul,  $I$  är tvärsnittets yttröghetsmoment och längden  $L_v$  är vevstakens längd.

Överslagsberäkningarna för knäcklasten görs för två olika typer av kolfibermaterial med olika tvärsnitt; dels kolfiberplatta, dels fyrkantrör i kolfiber. Alla dessa överslagsberäkningar ses i bilaga 3. Resultaten från bilaga 3 ses i tabell 5.2.

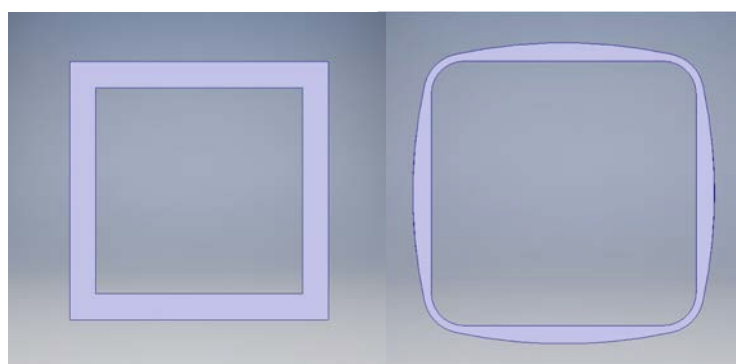
Böjmoment som verkar på vevstaken är försumbart på grund av lagrade leder A och B.

Tabell 5.2. Beräknade knäcklast och massor för två olika vevstakar

Material	Knäcklast [kN]	Massa för 40 cm lång vevstake [gram]
Kolfiberplatta 5 x 20 mm	1,16	50
Fyrkantrör i kolfiber	43,7	82

Som ses i tabell 5.2 är det stor skillnad på knäcklasterna för kolfiberplattan och fyrkantröret. De uträknade knäcklasterna bör jämföras med lagerkraften  $N_{B,x} \approx 1,75$  kN. Då inses att kolfiberplattan har alldeles för lågt värde på knäcklasten, den kommer troligen inte ha tillräckligt hög hållfasthet med avseende på knäckning. Fyrkantröret däremot har god marginal för knäcklasten jämfört med lagerkraften  $N_{B,x}$ . Massan för fyrkantröret är dock större än den för kolfiberplattan. Men även om kolfiberplattan med tvärsnitt 5 x 20 mm är lättare så skulle en grövre variant av kolfiberplatta, för att kompensera för den bristande knäcktåligheten, antagligen väga mer än fyrkantröret. Med anledning av detta så anses fyrkantröret vara det mest lämpliga materialet för vevstaken.

Fyrkantröret i tabell 5.2 och i beräkningarna i bilaga 3 beställdes men ett annat fyrkantrör med annat tvärsnitt levererades. De båda tvärsnitten ses i figur 5.4 nedan. Som ses i figur 5.4a hade det från början tänka fyrkantröret ett kvadratisk tvärsnitt med skarpa hörn medan det rör som levererades hade ett tvärsnitt med tunnare, rundade hörn och tjockleken på mitten var även mindre. På leverantörens hemsida hittades det rör som istället skickats istället för det tilltänka och dess tvärsnitt uppritades enligt figur 5.4b [6].



(a) Tänkt tvärsnitt

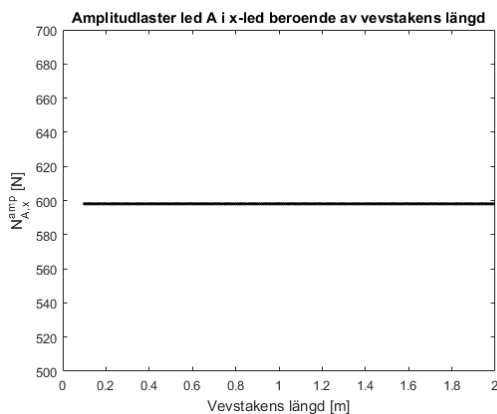
(b) Levererat tvärsnitt

Figur 5.4. Två olika tvärsnitt för fyrkantröret

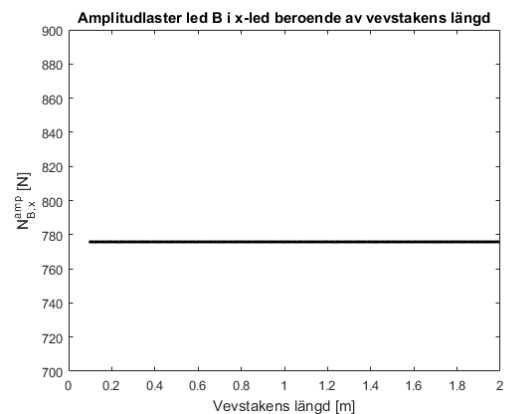
En ny överslagsberäkning för knäcklasten  $P_k$  gjordes sedan för det andra tvärsnittet enligt figur 5.4b. I denna beräkning uppskattades tvärsnittet vara kvadratisk med jämn tjocklek där innermättet är 18 mm och yttermättet 20 mm. Överslagsberäkningen för knäcklasten  $P_k$  för det nya tvärsnittet med de nya måtten utfördes på samma sätt som för det förväntade

tvärsnittet enligt bilaga 3. Denna nya överslagsberäkning gav en knäcklast  $P_k \approx 25,5$  kN, vilket ger en god marginal till lagerkraften  $N_{B,x} \approx 1,75$  kN. Massan för en 40 cm lång vevstake med det nya tvärsnittet blev  $m = 40$  g. Den nya massan är ungefär hälften av massan för det förväntade fyrkantröret. Den fortsatta goda marginalen till knäcklasten i kombination med en halverad vikt gjorde att det nya fyrkantröret valdes.

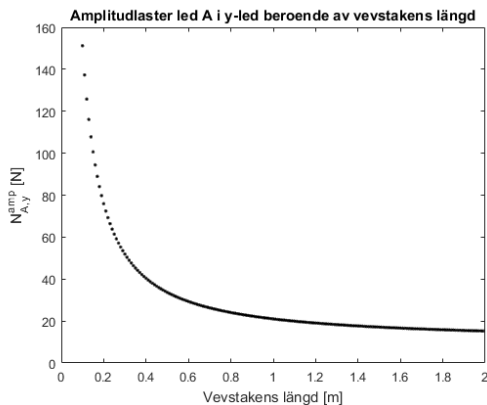
För att bestämma vevstakens längd har Matlab använts för att studera hur de dynamiska krafterna beror av längden på vevstaken. Matlab-beräkningarna ses i bilaga 5. Resultatet från bilaga 5 ses i figur 5.5 nedan. Längden på vevstaken påverkar inte krafterna i x-led för varken led A eller led B utan påverkar endast krafterna i y-led. I figur 5.5 ses att små längder på vevstaken medför att krafterna i y-led blir väldigt stora men att krafterna snabbt planar ut när vevstakens längd ökar. Krafterna i y-led blir bara mindre desto längre vevstaken är. Med anledning av detta bör vevstakens längd väljas så att den blir så stor som möjligt. För att bestämma vevstakens längd undersöktes testriggen för att se hur lång vevstaken maximalt kan vara utan att testriggen behöver modifieras för mycket. Efter att motorn hade skjutits bak så långt det gick mättes hur mycket utrymme som fanns tillgodo. Detta utrymme i kombination med kolvrörets bestämda längd 230 mm gjorde att längden på den nya vevstaken bestämdes till 320 mm vilket är lite längre än den ursprungliga vevstaken som är 255 mm.



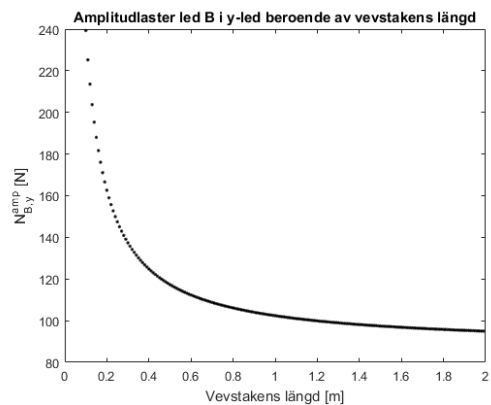
(a) Led A i x-led



(b) Led B i x-led



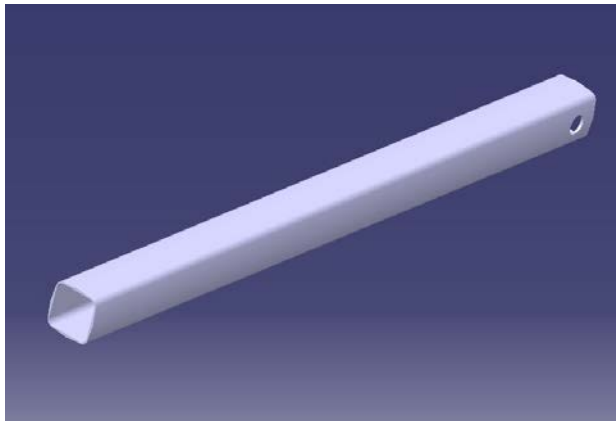
(c) Led A i y-led



(d) Led B i y-led

Figur 5.5. Dynamiska krafter beroende av vevstakens längd.

Efter att ha bestämt materialet; ett fyrkantrör i kolfiber och bestämt en lämplig längd på vevstaken ritades den upp i CAD-program. CAD-modellen visas i figur 5.6 nedan.



Figur 5.6. CAD-modell på vevstaken

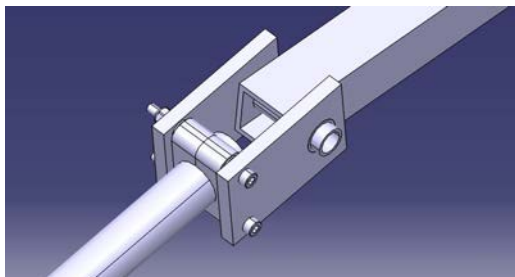
### 5.3 Led A

Kolvrörets och vevstakens geometrier är inte helt enkla att sätta ihop. Kolvröret är ett cirkulärt rör medan vevstaken är ett fyrkantrör. Svårigheterna med att sammanbinda dessa två delar har gett upphov till flera koncept för led A. Fyra huvudsakliga koncept har ritats i CAD-program och kommer att redogöras för här nedan. De första tre koncepten, A1-A3, utgår från tvärsnittet i figur 5.4a medan koncept A4 utgår från tvärsnittet i figur 5.4b.

#### 5.3.1 Koncept A1

Detta koncept utgår ifrån en rörklämma i kolfiber som sitter runt kolfiberröret, se figur 5.7. I klämman sitter kolfiberplattor, en på varje sida, vilka skruvas fast i klämman med hjälp av klämmans tillhörande skruvar. Kolfiberplattorna har i andra änden hål med oljebronsbusningar där vevstaken monteras med ett genomgående aluminiumrör. Aluminiumröret sitter limmat igenom vevstaken, med limytorna i det genomgåendet hålet.

Koncept A1 är relativt enkelt att tillverka då det till största del består av färdiga delar. Det är endast kolfiberplattorna som behöver sågas ut. Den största nackdelen med konceptet är att leden är onödigt tung, klumpig och troligen ganska överdimensionerad.



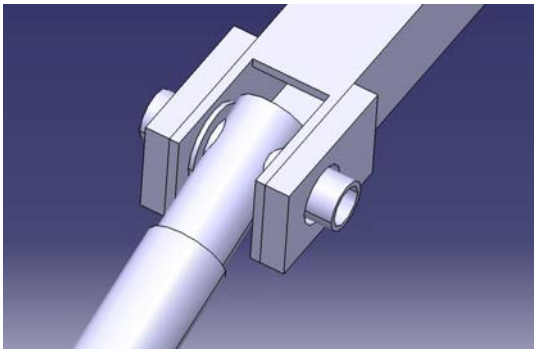
Figur 5.7. Koncept A1



### 5.3.2 Koncept A2

I koncept A2 har vevstakens och kolvrörets geometrier försökt användas genom att en utskärning görs i vevstaken, se figur 5.8. De kvarvarande delarna i fyrkantröret efter utskärningen är tunna och för att vevstaken skall erhålla ökad hållfasthet limmas förstärkningar i form av kolfiberplattor på utsidorna av dessa delar. I plattorna sitter sedan oljebrossbussningar som fungerar som lager. I kolvrörets ände inlimmas en kolfiberstav som sticker ut en bit och i den utstickande delen borrar ett genomgående hål, se figur 5.8. I det genomgående hålet limmas ett aluminiumrör vilket går igenom oljebrossbussningarna. Den inlimmade kolfiberstavens diameter, vilken är mindre än kolvrörets, medför att oljebrossbussningarnas flänsar får plats mellan staven och vevstaken.

Koncept A2 faller på grund av att det är i princip omöjligt att tillverka. Enda sättet att limma fast aluminiumröret i den utstickande kolfiberstaven är genom att röret skjuts igenom de redan fastlimmade bussningarna. Detta är väldigt riskabelt eftersom lim då riskerar att komma in i bussningarna på glidytor. En annan nackdel, förutsatt att tillverkningen skulle lyckas om än osannolikt, är att leden inte kan tas isär när den väl är hopsatt. Det innebär att om det blir något fel med antingen kolv, vevstake eller mellanliggande led så måste allt bytas istället för att endast den felaktiga delen byts.



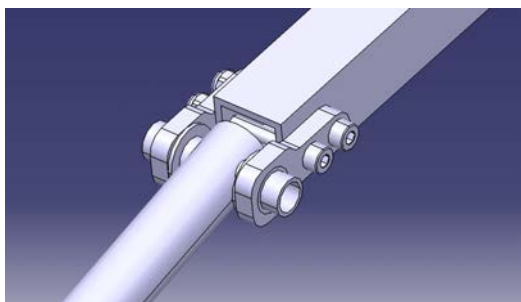
*Figur 5.8. Koncept A2, aluminiumröret är limmat i pluggen men lagrat i ändarna/plattorna (olja-brossbussningar)*

### 5.3.3 Koncept A3

Koncept A3 består av kolfiberplattor som i ena änden skruvas fast i vevstaken med aluminiumskruvar och i andra änden har inlimmade oljebrossbussningar, se figur 5.9. I kombination med ett aluminiumrör fungerar oljebrossbussningarna som lager. Aluminiumröret sitter limmat igenom kolvröret vilket är förstärkt med en liten bit kolfiberstav i änden för att öka hållfastheten och ge mer yta att limma fast aluminiumröret i.

Koncept A3 ger en relativt enkel led som möjliggör isärtagning av kolvrör och vevstake eftersom aluminiumskruvarna bara skruvas loss från vevstaken för att plattorna till leden skall gå att ta bort. En annan fördel med konceptet är att leden består av robusta men ändå lätta delar och att sannolikheten för att leden blir stabil och fungerar tillfredsställande vid drift är

stor. En nackdel med koncept A3 är att leden troligtvis är överdimensionerad och blir en aning klumpig.



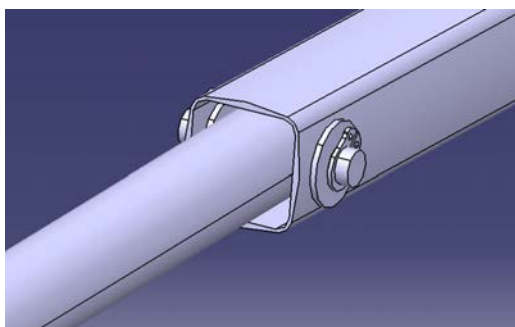
*Figur 5.9. Koncept A3*

### 5.3.4 Koncept A4

Koncept A4 är en vidareutveckling av koncept A2 och utformades efter att kolfiberrör och fyrkantrör till kolvstång respektive vevstake hade beställts. Konceptet uppkom som en följd av att det fyrkantrör som levererades hade ett annat tvärsnitt än förväntat, se figur 5.4. Det nya tvärsnittet möjliggjorde detta koncept eftersom de invändiga dimensionerna är något större än vad det andra tvärsnittet har. Därutöver gjordes en mer exakt uppskattning av vevstakens maximala vinkel i förhållande till kolvröret, där det konstaterades att den maximala vinkeln var väldigt liten. Med anledning av fyrkantrörets större invändiga dimensioner och den mindre vinkeln mellan vevstake och kolvrör medförde att en utskärning i fyrkantröret, vevstaken, inte ansågs vara nödvändig.

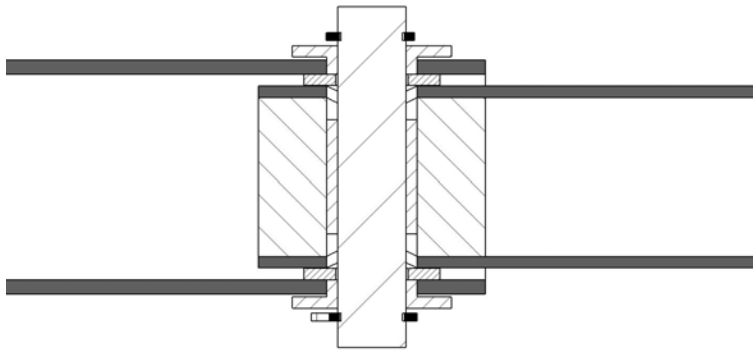
Oljebronsbusningar används i både kolvröret och vevstaken, varav bussningarna i vevstaken har fläns som limmas mot vevstakens utsida, se figur 5.10. Bussningen i kolvröret limmas i mitten av kolfiberstavbiten som är inlimmad i kolvrörets ände, likt koncept A3. Genom samtliga bussningar går en liten aluminiumpinne vilken låses i sidled med låsringar, se figur 5.10. Låsringarna innebär också att isärtagning av kolvrör och vevstake blir enkel ifall det skulle behövas. Endast en låsring är nödvändig att ta bort varefter aluminiumpinnen kan dras ut genom samtliga bussningar.

Mellan vevstakens inneryta och kolvrörets yttre yta finns det ett litet avstånd som fylls ut med två små nylonbrickor, en på var sida om kolvröret, för att förhindra glapp och att de två kolfiberytorna riskerar att nöta mot varandra.



*Figur 5.10. Koncept A4*

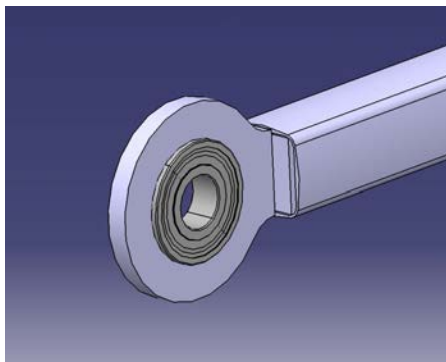
En genomskärningsvy över koncept A4 för led A ses i figur 5.11.



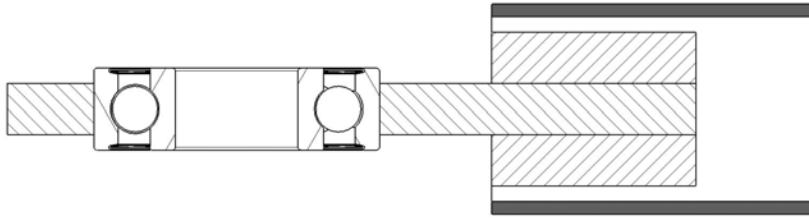
*Figur 5.11. Genomskärningsvy över koncept A4 för led A. Här ses den genomgående aluminiumpinnen samt de tre bussningar som den går igenom. I aluminiumpinnens ändar ses låsringarna. Mellan kolvröret och vevstaken ses ett litet avstånd där nylonbrickorna sitter*

## 5.4 Led B

För led B har endast ett koncept framtagits. Det har dock uppkommit några andra förslag under brainstormingsprocessen, bland annat ett förslag där två små lager sätts i fyrkantröret, ett på vardera sida, men det inte gått vidare till konceptstadiet. Det huvudsakliga konceptet som framtogs består av ett ganska stort kullager som sitter i en platta av kolfiber, se figur 5.12. Denna platta sitter sedan limmad i fyrkantröret. För att fylla ut fyrkantröret och för att stabilisera upp infästningen limmas två små bitar kolfiberplatta på vardera sida om lagerplattan. En genomskärning över kolfiberplattan med lagret i samt tillhörande små bitar kolfiberplatta ses i figur 5.13. Kullagret i led B är av samma typ och storlek som på den ursprungliga testtriggen, enda skillnaden är att detta lager har skyddsplåtar så att det är mer skyddat mot smuts. Samma typ av lager väljs för den nya leden eftersom att vikten vid infästningen av svänghjulet kan balanseras ut.



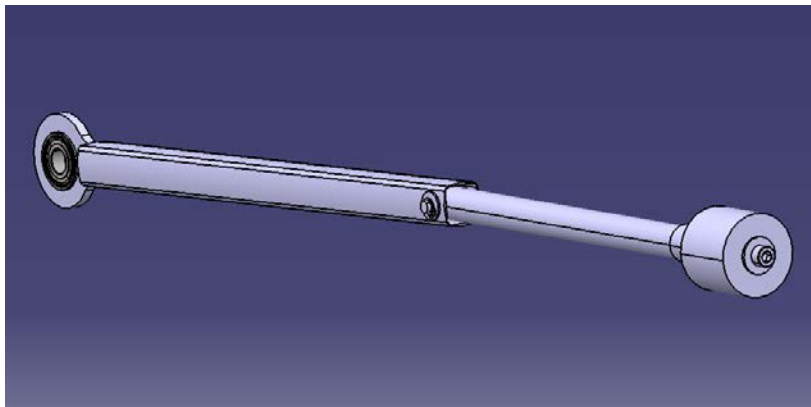
*Figur 5.12. Koncept för led B*



*Figur 5.13. Genomsärningsvy över led B. Här ses kolfiberplattan med kullagret samt de två små bitarna i kolfiber som används för att stabilisera upp leden och för att fylla ut infästningen i vevstaken*

## 5.5 Valt koncept

En CAD-modell för det sammansatta valda konceptet för testriggens nya delar ses i figur 5.14 nedan. Alla delar sammansatt har studerats närmare med hjälp av CAD-modellen. I synnerhet så har led A kontrollerats så att den kommer att fungera som tänkt med avseende på den maximala vinkeln mellan vevstaken och kolvrör. Det bedöms vara god marginal så att inte vevstakens kant slår i kolvröret.



*Figur 5.14. Koncept för sammansatt koncept*

## 6 NY KONSTRUKTION AV TESTRIGG

I detta kapitel redogörs för tillverkningen av testriggens nya delar varefter en utvärdering av dessa följer. Efter de nya delarna monterats på testriggen görs en provkörning, denna redogörs också för.

## 6.1 Tillverkning

En översiktlig bild över de tillverkade nya delarna ses i figur 6.1. Den första delen som tillverkades var kolvdelarna; kolv och kolvrör samt deras hopsättning. Arbetet började med att den ursprungliga plastkolvens ena utstickande del avsågades. Efter detta sågades kolvröret av till rätt längd, 23 cm. Bitarna av kolfiberstav som sitter limmade inne i kolvrörets respektive ändar sågades av till ungefär 2 cm. Den bit som sitter vid led A, leden mellan kolvrör och vevstake, ruggades upp i mantelytan och gjordes aningen konisk för att fylla ut limmet bättre. Genomskärningsvyn över led A ses i figur 5.11. Biten limmades sedan in i kolvrörsändan vid led A med höghållfast epoxybaserat strukturlim [7].



*Figur 6.1. Översikt på testriggens nya delar*

I kolfiberstavsbiten i kolvrörets ände vid kolven borrades och gängades ett genomgående hål. Denna bit ruggades upp och gjordes koniskt på samma sätt som för biten i andra änden vid led A och limmades sedan in i kolvänden. Limmet fick torka ungefär ett dygn, därefter skruvades plastkolven i den inlimmade kolfiberbiten med en aluminiumskruv, se genomskärningsvyn i figur 5.3. Vid hopsättning av kolven och kolvröret fylldes också den utstickande delen av plastkolven ut med epoxilim innan kolvröret trycktes i. Limmet fyllde ut det lilla glapp som fanns mellan kolvröret och den utstickande delen av kolven, stabiliserar upp samt ger lite extra styrka. Den på kolvröret limmade plastkolven ses i figur 6.2.



*Figur 6.2. Kolv limmad på kolvstång. Det kan ses att en del av det lim som trycktes in i den utstickande delen av kolven bildar en slags limfog.*

Hålet i kolvrörets andra ände vid led A frästes ut av verkstadspersonal i Swerea IVF:s verkstad. Även hålet i fyrkantröret till vevstaken i änden vid led A, leden mellan vevstaken och kolvröret, frästes ut av verkstadspersonalen. Fyrkantröret kapades sedan av till rätt längd, 32 cm. Därefter frästes kolfiberplattorna ut till led B, leden mellan vevstaken och svänghjulet. Först limmades de två små plattorna som används som utfyllnad fast på den större plattan där lagret sitter. De två små plattorna ihop med den större plattan skapar en kvadratisk del som sedan limmas fast i vevstaken, se figur 5.13 och figur 6.3. Innan denna del limmades fast i vevstaken ruggades ytan upp och den kvadratiske delen gjordes lite avsmalnande för att limmet skulle fylla ut bättre. Därefter limmades led B fast i fyrkantröret. När limmet i led B hade torkat cirka ett dygn trycktes kullagret fast i det urfrästa hålet i kolfiberplattan. För att lagret skall sitta fast ordentligt lades också en limfog runt ytterrigen på lagret, se figur 6.3.

Till kullagret i led B svarvades också en bussning i stål för att lagret ska hamna på rätt avstånd från svänghjulet och för att skruven som leden fästs i svänghjulet med inte ska glappa. Bussningen trycktes sedan fast i lagrets innerring med lite Loctite för att hålla den på plats. Bussningen monterad i kullagret ses i figur 6.3.



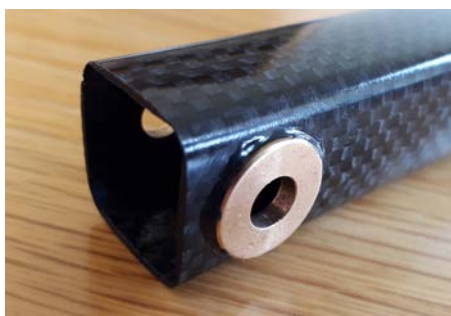
*Figur 6.3. Led B inlimmad i vevstaken med intryckt bussning. Längs med kullagrets yttering ses en limfog*

I led A, leden mellan kolvrör och vevstake, sitter tre oljebronsbusningar varav två med fläns som sitter i vevstaken och en utan fläns som sitter intryckt i mitten av kolvrörets ena ände. Oljebronsbusningarna som beställts hade betydligt större dimensioner än tänkt. Verkstadspersonalen svarvade därför ner oljebronsbusningarna till de tänkta dimensionerna. Oljebronsbusningen utan fläns trycktes in i hålet i kolfiberröret och en limfog lades på busningens kanter för att förhindra att den rör sig i sidled, se figur 6.4.



*Figur 6.4. Intryckt oljebronsbusning i kolvrörets ena ände där det sitter en bit kolfiberstav. Runt oljebronsbusningens kant ses en limfog*

De två andra oljebronsbusningarna med fläns limmades fast i de urfrästa hålen i vevstaken genom att limmet lades på flänsen, därefter trycktes busningarna fast i hålen. Busningarna intryckta och limmade i vevstaken ses i figur 6.5.



*Figur 6.5. Oljebronsbusningar med fläns intryckta och limmade i vevstaken*

Aluminiumpinnen till led A svarvades ut av verkstadspersonalen. Nylonbrickorna som också tillhör led A filades ner till en tjocklek på ungefär 1 mm för att passa i det lilla avståndet mellan kolvrörets utsida och vevstakens insida. Nylonbrickorna, aluminiumpinnen och tillhörande låsringar ses i figur 6.6 samt i genomskärningsvyn över led A i figur 5.11.



*Figur 6.6. Led A:s aluminiumpinne med tillhörande nylonbrickor och låsringar*

När kolv och kolvrör skulle monteras i cylindern upptäcktes att kolvröret inte gled tillräckligt bra i den tunnväggiga bussningen som sitter i cylindern, se figur 6.7. Bussningens innerdiameter var aningen för liten för att kolvröret skulle glida tillfredsställande. För att lösa detta polerades bussningens innerdiameter upp en aning av verkstadspersonal i Swerea IVF:s verkstad. Detta i kombination med god smörjning med silikonolja gjorde att det fungerade som tänkt.



*Figur 6.7. Tunnväggig bussning i cylinderns ena ände*

Efter alla delar var färdigtillverkade kunde de monteras på testriggen. Allt passade som tänkt och såg bra ut. Den hopmonterade testriggen ses i figur 6.8.





*Figur 6.8. De nya delarna monterade på testriggen*

## 6.2 Testkörning

När testriggen var färdigmonterad gjordes en första testkörning upp till 15 Hz. Testriggen gick igenom för att se så att allt såg bra ut och det gjorde det. En andra testkörning gjordes sedan, denna gång upp till 30 Hz. En höghastighetskamera användes under den andra körningen för att bättre kunna se hur delarna rörde sig och för att upptäcka eventuella problem. Den andra testkörningen gick bra och efter att filmmaterialet hade studerats konstaterades att delarna rörde sig som tänkt. Efter denna andra testkörning monterades delarna isär för att de skulle kunna kontrolleras mer noggrant. Delarna kontrollerades så att det inte hade uppkommit några oväntade skador eller förslitningar. Alla delarna såg bra ut och det beslutades att göra en tredje testkörning upp till 50 Hz.

Under den tredje testkörningen kördes riggen direkt upp till 30 Hz och sedan ökades frekvensen i steg om 5 Hz. Vid varje nytt steg hölls frekvensen konstant cirka en minut för att hinna se hur testriggen uppför sig vid just den frekvensen och för att upptäcka eventuella missljud. Det såg bra ut upp till 40 Hz, sedan började vibrationerna bli betydligt kraftigare med ett ökat oljud. Frekvensen ökades ytterligare lite till ungefär 43 Hz vilket ansågs vara den maximala frekvensen. Testriggen filmades med höghastighetskameran vid denna frekvens. Efter testkörningen studerades filmmaterialet och där sågs tydligt hur alla delar vibrerade. Speciellt uppmärksammades hur kolvröret rörde sig aningen upp och ner i cylindern. Det kunde inte urskiljas i filmmaterialet vad som orsakade de stora vibrationerna och oljudet. De värsta vibrationerna och oljuden tros ha orsakats av ett litet glapp i led A, leden mellan vevstaken och kolvröret. När testriggen är stillastående känns detta glapp ganska tydligt om delarna dras lite i.

Det bör observeras att de vid testkörningarna vibrationsdämpande delarna, såsom motmassan och fjädrarna, inte har justerats in för de aktuella frekvenserna för vilka testriggen körts i. Vid testkörningarna har motmassan stannat vid frekvenser i intervallet 15-20 Hz.

## 6.3 Utvärdering

De nya delarna vägdes för att se hur mycket vikten har minskat. Vägningen gav att de nya kolvdelarnas sammanlagda vikt är 66 gram. I denna vikt ingår alla delarna hopmonterade och limmade inklusive kolfiberbitarna i ändarna, oljebronsbusningen utan fläns tillhörande led A, aluminiumskruv och aluminiumbricka, se figur 6.1. Motsvarande vikt för de ursprungliga kolvdelarna är 606 gram, se tabell 4.1. Omkonstruktionen har alltså medfört att vikten för dessa delar har minskat med 540 gram. I procent är det en minskning med 89 %.

Den nya vevstakens vikt är 84 gram. Denna vikt inkluderar oljebronsbusningarna och aluminiumpinnen till led A samt kullager med tillhörande bussning till led B, se figur 6.1. Den nya vevstaken vägdes efter att stålbusningen i led B redan hade monterats, därför ingår den i denna vikt. Egentligen skall bussningens vikt inte vara med eftersom den kan utbalanseras. Den ursprungliga vevstaken inklusive bägge kullagren vägde 220 g, se tabell 4.1. Vevstakens vikt har alltså minskat med cirka 136 gram vilket i procent motsvarar en minskning på 62 %.

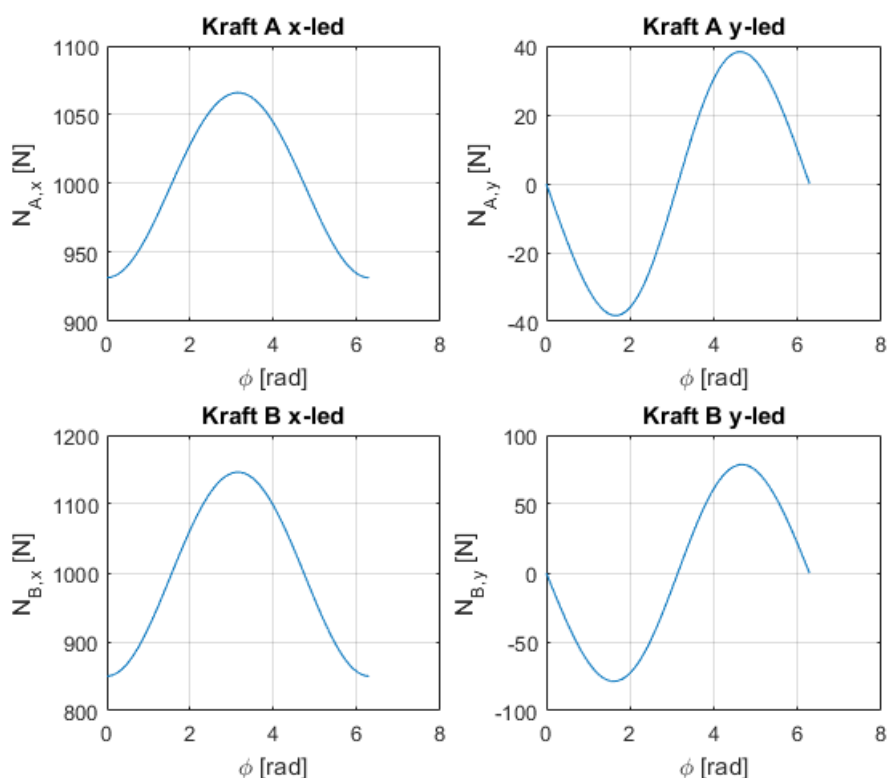
För att se hur lagerkrafterna förändras med de nya betydligt lättare delarna matas nu datan för dessa in i Matlab-koden. De nya delarnas indata ses i tabell 6.1.

*Tabell 6.1. De nya delarnas indata till Matlab*

Parameter	Värde
f	15, 30 och 50 Hz
L_v	0,320 m
m_v	0,084 kg
m_k	0,066 kg
Iz_tp	0,0007047 kg·m <sup>2</sup>
r	0,01 m
F	1000 N

Koden har körts vid frekvenserna 15, 30 och 50 Hz. Körningarna vid 15 Hz och 30 Hz ses i bilaga 5 och körningen vid 50 Hz ses i figur 6.9. Vid jämförelse med körningen vid 50 Hz med datan för ursprungsdelarna i figur 4.3 ses att de amplitudlasterna har minskat betydligt. För led A i x-led har amplitudlasterna minskat från ungefär 600 N till cirka 70 N, alltså nästan en faktor 10 mindre. För led B i x-led ses liknande minskningar. I y-led har krafterna inte minskat i samma storleksordning men ändå ses betydande minskningar även här. För led A i y-led ses en ungefärlig minskning av amplitudlasten från 60 N till 40 N. Motsvarande minskning för led B i y-led är från cirka 150 N till 75 N.

## Krafter vid 50 Hz



Figur 6.9. Lagerkrafter vid 50 Hz med de nya delarna

## 7 SLUTSATS

Det huvudsakliga syftet med projektet har varit att minska de tidigare tunga delarna på testriggen för att utöka dess körbara frekvensintervall så att Swerea IVF:s matematiska modell vidare kan valideras. Med de gamla delarna kunde testriggen köras upp till 15 Hz. Efter att kolv- och vevstakedelarna omkonstruerats och deras vikt minskat med 89 respektive 62 procent kan testriggen nu köras utan större problem upp till 43 Hz vilket är en klar förbättring mot tidigare.

De två delmål som ställdes upp i inledningen av projektet har delvis uppnåtts. Det första delmålet att kunna köra testriggen upp till 30 Hz har uppnåtts med god marginal. Det andra delmålet att kunna köra riggen upp till 50 Hz har inte riktigt uppnåtts. Testriggen bedöms ändå kunna köras upp till 50 Hz och troligen mer därtill. Detta för att testriggen inte varit justerad på lämpligt sätt vid testkörningarna. Justering av de vibrationsdämpande parametrarna motmassa, glapp och fjädrar har inte gjorts. Justeras detta för den givna frekvensen som skall köras så kommer motmassan inte stanna redan vid 15-20 Hz och bättre dämpning kommer erhållas. Körning vid högre frekvenser kommer då antagligen bli möjlig. Ytterligare en sak som bedöms påverka körningar vid högre frekvenser är det lilla glapp som uppmärksammats i led A. Förbättras denna led så att den inte glappar kanske testriggen kan köras vid frekvenser över 43 Hz. Mycket av de vibrationer och oljud som uppkommer vid 43 Hz torde till stor del minska vid en förbättring av led A.

Något annat som kan göra att testtriggen kan köras vid högre frekvenser än 43 Hz är att montera ett linjérlager vid led A. Linjérlagret tar upp tvárkraften och rörelsen för led A i y-riktningen vilket gör att dessa inte behöver tas upp av kolvröret. I höghastighetsfilmningen vid 43 Hz sågs ganska tydligt hur kolvröret rörde sig upp och ner i cylindern. Ett linjérlager tros då kunna förhindra dessa rörelser vilket möjliggör körning vid högre frekvenser än 43 Hz.

När det gäller lagerkrafterna  $N_{A,x}$ ,  $N_{A,y}$ ,  $N_{B,x}$  och  $N_{B,y}$  som framräknats finns en viss osäkerhet i hur väl dessa stämmer överens med verkligheten. I beräkningsmodellen som används har tyngdpunkten för vevstaken antagits ligga i mitten. För den ursprungliga vevstaken stämmer detta eftersom att dess ändar är symmetriska med ett likadant kullager i varje ände. Dock så stämmer antagandet att vevstakens tyngdpunkt ligger i mitten betydligt sämre för den nya vevstaken där största delen av dess vikt ligger i led B, leden mellan vevstaken och svánghjulet. Konsekvensen av detta antagande för den nya vevstaken antas ändå inte bli särskilt stor eftersom vikten i led B kan utbalanseras. Beräkningsarbetet som gjorts i detta projekt har varit förenklade och inte särskilt djupgående, det primära har istället varit att se storleksordningen på belastningarna som delarna utsätts för.

Något som påverkar lagerkrafternas storlek, framför allt i x-led, är kraften  $F$  som verkar på kolven och har antagits vara konstant 1000 N genom hela belastningscykeln. Detta är en grov förenkling och antagligen är inte kraften  $F$  konstant i verkligheten. Eftersom den antagits vara konstant påverkar den endast de statiska krafterna och inte de dynamiska. Skulle  $F$ -kraften inte vara konstant är det möjligt att de dynamiska krafterna blir större och skulle i så fall kunna påverka testtriggens livslängd. En förbättring i beräkningsarbetet i detta projekt kan vara att bättre uppskatta  $F$ -kraftens värde och karaktär. Det har till exempel inte utretts ordentligt hur den ligger mellan att vara viskös och rent fjädrande. Ett ganska enkelt sätt att bestämma  $F$ -kraftens värde mer exakt är att med hjälp av givare samla in mätdata för denna.

Trots en del tvivelaktigheter kring beräkningen av lagerkrafterna  $N_{A,x}$ ,  $N_{A,y}$ ,  $N_{B,x}$  och  $N_{B,y}$  bör hållfastheten för testtriggens nya delar ändå ses som god. Med avseende på de beräknade statiska krafterna är det väldigt god marginal till den beräknade hållfastheten för delarna. Det är endast utböjningen av kolvröret som kan bli ett eventuellt problem vid högre krafter. Denna utböjning kan dock lösas enkelt med ett linjérlager vid led A, leden mellan kolvröret och vevstaken. Den goda marginalen för hållfastheten gör att vikten skulle kunna minskas ytterligare på vissa ställen om så önskas.

## REFERENSER

- [1] *Nytt projekt ska minska vibrationsskador*. Swerea IVF; 2015 [uppdaterad 25 maj 2015; citerad 8 september 2016]. Tillgänglig från:  
<http://www.swerea.se/nyheter/nytt-projekt-ska-minska-vibrationsskador>
- [2] *Farliga vibrationer på jobbet ska stoppas*. Ny teknik; 2015 [uppdaterad 29 maj 2015; citerad 8 september 2016]. Tillgänglig från:  
<http://www.nyteknik.se/ingenjorskarriar/karriar/farliga-vibrationer-pa-jobbet-ska-stoppas-6580048>
- [3] Nilsson A, Östgårdh T. *Verifiering av matematisk modell för vibrationsdämpare*. Göteborg: Chalmers tekniska högskola; 2014.
- [4] Olsson S. *Formelsamling i mekanik*. Göteborg: Chalmers tekniska högskola; 2005.
- [5] Dahlberg T. *Formelsamling i hållfasthetslära: Supplement till Teknisk hållfasthetslära*. 3 uppl. Lund: Studentlitteratur; 2001.
- [6] *Kolfiberrör Vävda fyrkant*. Carbix. Maj 2016. Tillgänglig från:  
[http://www.carbix.se/product.html/kolfiberror-vavda-fyrkant?category\\_id=29](http://www.carbix.se/product.html/kolfiberror-vavda-fyrkant?category_id=29)
- [7] *Proffslim A140*. Carbix. Maj 2016. Tillgänglig från:  
[http://www.carbix.se/product.html/proffslim?category\\_id=31](http://www.carbix.se/product.html/proffslim?category_id=31)

## KOMPLETT DERIVERING TILL RÖRELSEEKVATIONER

Här deriveras lägesuttrycken för kolvens rörelse i x-led respektive rörelsen för vevstakens tyngdpunkt i x- och y-led. Lägesuttrycken deriveras i två steg för att slutligen erhålla motsvarande accelerationer. Utöver detta deriveras lägesuttrycket för hjälpvinkeln  $\alpha$  för att erhålla vinkelaccelerationen  $\ddot{\alpha}$ .

### Derivering av lägesuttryck i x-led för kolv och vevstake

Utgående från lägesuttryck kan accelerationerna erhållas genom derivering i två steg. Accelerationerna behövs till kraftekvationerna.

Kolven rör sig bara i x-led. Dess läge ges av

$$x_k = L_v \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right) + r(1 - \cos \varphi)$$

Vevstakens tyngdpunkt rör sig i x-led enligt

$$x_v = (L_v - L_{tp}) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right) + r(1 - \cos \varphi)$$

Vi ser nu att samma principiella lägesekvationer gäller för kolven och vevstaken i x-led; det enda som skiljer dem åt är längderna. För att underlätta derivering för att erhålla hastighets- och därefter accelerationsuttryck införs nu längden  $L$ . För kolven är alltså  $L = L_v$  och för vevstaken  $L = L_v - L_{tp}$ . Läget i x-led för både kolven och vevstake, uttryckt i längden  $L$ , ges då av

$$x = L \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right) + r(1 - \cos \varphi)$$

Tidsderivering av läget  $x$  ger nu hastigheten i x-led enligt

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} = \left( -\frac{L}{2} \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \left( -2 \frac{r^2}{L_v^2} \sin \varphi \right) \cdot \cos \varphi + r \sin \varphi \right) \dot{\varphi} = \\ &= \left( \frac{r^2 L \cdot \sin \varphi \cos \varphi}{L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right) \cdot \dot{\varphi} = \left( \frac{r^2 L \cdot \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right) \cdot \dot{\varphi} \end{aligned} \quad (\text{B1.1})$$

Efter ytterligare en tidsderivering fås nu accelerationen i x-led som

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{dx}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{dx}{d\varphi} \right) \cdot \dot{\varphi} + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\dot{\varphi}}{dt} = \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{dx}{d\varphi} \right) \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \dot{\varphi} + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \frac{d^2 x}{d\varphi^2} \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \\ &= \frac{d}{d\varphi} \left[ \frac{r^2 L \cdot \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right] \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \ddot{\varphi} = \left( \frac{r^2 L}{2L_v^2} \cdot \frac{d}{d\varphi} \left[ \frac{\sin(2\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right] + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left( \frac{r^2 L}{2L_v^2} \cdot \frac{\frac{d}{d\varphi}[\sin(2\varphi)] \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} - \sin(2\varphi) \cdot \frac{d}{d\varphi} \left[ \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right]}{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \\
& \left( \frac{r^2 L}{2L_v^2} \cdot \left( \frac{2 \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}}{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} - \frac{\sin(2\varphi) \cdot \frac{d}{d\varphi} \left[ \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right] \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{1}{2}}}}{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \\
& \left( \frac{r^2 L}{2L_v^2 \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)} \left( 2 \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} - \frac{\sin(2\varphi) \cdot \cos \varphi \cdot \left( -\frac{2r^2}{L_v^2} \sin \varphi \right)}{2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \\
& \ddot{\varphi} = \\
& \left( \frac{r^2 L}{2L_v^2 \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)} \left( 2 \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin(2\varphi) \cdot \sin \varphi \cos \varphi}{L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \\
& \left( \frac{r^2 L}{2L_v^2 \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)} \left( 2 \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin(2\varphi) \cdot \frac{1}{2} \sin(2\varphi)}{L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dx}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \\
& \left( \frac{r^2 L}{L_v^2 \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \\
& \left( \frac{r^2 L \cdot \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right) \cdot \ddot{\varphi} \tag{B1.2}
\end{aligned}$$

## Derivering av lägesuttryck i y-led för vevstake

Läget för vevstaken i y-led ges av

$$y_v = \frac{L_{tp}}{L_v} \cdot r \sin \varphi$$

Tidsderivering ger hastigheten

$$\dot{y}_v = \frac{dy_v}{dt} = \frac{dy_v}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dy_v}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} = \frac{L_{tp}}{L_v} r \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}$$

Ytterligare ett stegs tidsderivering ger acceleration enligt

$$\ddot{y}_v = \frac{dy_v}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{dy_v}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{dy_v}{d\varphi} \right) \cdot \dot{\varphi} + \frac{dy_v}{d\varphi} \cdot \frac{d\dot{\varphi}}{dt} = \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{dy_v}{d\varphi} \right) \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \dot{\varphi} + \frac{dy_v}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \frac{d^2 y_v}{d\varphi^2} \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{dy_v}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = -\frac{L_{tp}}{L_v} r \sin\varphi \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{L_{tp}}{L_v} r \cos\varphi \cdot \ddot{\varphi} = \frac{L_{tp}}{L_v} r \cdot (\cos\varphi \cdot \ddot{\varphi} - \sin\varphi \cdot \dot{\varphi}^2)$$

## Kolvens alla rörelseekvationer

Kolven rör sig enligt

$$x_k = L_v \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi} \right) + r(1 - \cos\varphi)$$

$L = L_v$  in i ekvation (B1.1) ger hastigheten

$$\dot{x}_k = \left( \frac{r^2 L_v \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi}} + r \sin\varphi \right) \cdot \dot{\varphi} = \left( \frac{r^2 \sin(2\varphi)}{2L_v \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi}} + r \sin\varphi \right) \cdot \dot{\varphi}$$

$L = L_v$  in i ekvation (B1.2) ger accelerationen enligt

$$\ddot{x}_k = \left( \frac{r^2 L_v}{L_v^2 \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi \right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi}} \right) + r \cos\varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \left( \frac{r^2 L_v \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi}} + r \sin\varphi \right) \cdot \ddot{\varphi} = \left( \frac{r^2}{L_v \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi \right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi}} \right) + r \cos\varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \left( \frac{r^2 \sin(2\varphi)}{2L_v \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi}} + r \sin\varphi \right) \cdot \ddot{\varphi}$$

## Alla rörelseekvationer för vevstakens tyngdpunkt

Lägena för vevstakens tyngdpunkt i x- respektive y-led ges av

$$x_v = (L_v - L_{tp}) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2\varphi} \right) + r(1 - \cos\varphi)$$

$$y_v = \frac{L_{tp}}{L_v} \cdot r \sin\varphi$$

$L = L_v - L_{tp}$  in i ekvation (B1.1) ger hastigheten enligt



$$\dot{x}_v = \left( \frac{r^2(L_v - L_{tp}) \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}$$

$$\dot{y}_v = \frac{L_{tp}}{L_v} r \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}$$

$L = L_v - L_{tp}$  in i ekvation (B1.2) ger accelerationen för vevstakens tyngdpunkt enligt

$$\ddot{x}_v = \left( \frac{r^2(L_v - L_{tp})}{L_v^2 \left(1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi\right)} \left( \cos(2\varphi) \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi} + \frac{r^2 \sin^2(2\varphi)}{4L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} \right) + r \cos \varphi \right) \cdot \dot{\varphi}^2 +$$

$$\left( \frac{r^2(L_v - L_{tp}) \cdot \sin(2\varphi)}{2L_v^2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi}} + r \sin \varphi \right) \cdot \ddot{\varphi}$$

$$\ddot{y}_v = \frac{L_{tp}}{L_v} r \cdot (\cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} - \sin \varphi \cdot \dot{\varphi}^2)$$

## Tidsderivering av hjälpvinkeln $\alpha$

Läget för hjälpvinkeln  $\alpha$  ges av

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{r}{L_v} \sin \varphi \right)$$

Tidsderivering av läget ger vinkelhastigheten enligt

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} = \frac{r}{L_v} \cos \varphi \left( 1 - \frac{r^2}{L_v^2} \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \dot{\varphi} = \frac{r}{L_v} \cos \varphi \left( \frac{r^2}{L_v^2} \left( \frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi \right) \right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$\dot{\varphi} = \frac{r}{L_v} \cos \varphi \left( \frac{r^2}{L_v^2} \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \left( \frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \dot{\varphi} = \frac{r}{L_v} \cos \varphi \left( \frac{L_v^2}{r^2} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left( \frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \dot{\varphi} = \frac{r}{L_v} \cdot$$

$$\frac{L_v}{r} \cos \varphi \left( \frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \dot{\varphi} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \cdot \dot{\varphi}$$

Efter ytterligare en tidsderivering fås nu vinkelaccelerationen som

$$\ddot{\alpha} = \frac{d\dot{\alpha}}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{d\alpha}{d\varphi} \right) \cdot \dot{\varphi} + \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \frac{d\dot{\varphi}}{dt} = \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{d\alpha}{d\varphi} \right) \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \dot{\varphi} + \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \ddot{\varphi} = \frac{d^2\alpha}{d\varphi^2} \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot$$

$$\ddot{\varphi} = \left( -\sin \varphi \cdot \left( \frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{1}{2}} + \cos \varphi \cdot \left( -2 \sin \varphi \cos \varphi \right) \left( -\frac{1}{2} \right) \left( \frac{L_v^2}{r^2} - \sin^2 \varphi \right)^{-\frac{3}{2}} \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot$$

$$\ddot{\phi} = \left( -\frac{\sin\varphi}{\sqrt{\frac{L_{\psi}^2}{r^2} - \sin^2\varphi}} + \frac{\sin\varphi \cos^2\varphi}{\left(\frac{L_{\psi}^2}{r^2} - \sin^2\varphi\right)^{\frac{3}{2}}} \right) \cdot \dot{\phi}^2 + \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \ddot{\phi} = \frac{\sin\varphi}{\sqrt{\frac{L_{\psi}^2}{r^2} - \sin^2\varphi}} \left( \frac{\cos^2\varphi}{\frac{L_{\psi}^2}{r^2} - \sin^2\varphi} - 1 \right) \cdot \dot{\phi}^2 +$$

$$\frac{\cos\varphi}{\sqrt{\frac{L_{\psi}^2}{r^2} - \sin^2\varphi}} \cdot \ddot{\phi} = \frac{1}{\sqrt{\frac{L_{\psi}^2}{r^2} - \sin^2\varphi}} \left( \sin\varphi \left( \frac{\cos^2\varphi}{\frac{L_{\psi}^2}{r^2} - \sin^2\varphi} - 1 \right) \cdot \dot{\phi}^2 + \cos\varphi \cdot \ddot{\phi} \right)$$

## ÖVERSLAGSBERÄKNINGAR TILL KOLVSTÅNG

I beräkningarna nedan används två olika längder, dels den totala längden  $l$  och dels längden från cylinderns kant till kolvstångens ände då den är maximalt utdragen  $a$ . Den totala längden sätts till  $l = 25$  cm och används till beräkningarna för knäcklast och massor. Den andra längden sätts till  $a = 15$  cm och används för beräkning av utböjningar.

Yttröghetsmomenten som behövs för de aktuella beräkningarna ges enligt nedan.

- Yttröghetsmomentet för tjockväggigt cirkulärt rör ges av
 
$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$
 där  $D$  är rörets ytterdiameter och  $d$  är innerdiametern.
- Yttröghetsmomentet för massivt cirkulärt tvärsnitt ges av
 
$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$
 där  $D$  är diametern.

### Aluminiumrör

Data:

$$d = 13 \text{ mm}$$

$$D = 16 \text{ mm}$$

$$E = 70 \text{ GPa [1]}$$

$$\rho = 2,7 \text{ g/cm}^3 \text{ [1]}$$

Utböjningen ges av

$$\delta = \frac{Pa^3}{3EI} = \frac{Pa^3}{3E \cdot \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)} = \left\{ P = N_{A,y}^{max} \approx 60 \text{ N} \right\} = \frac{60 \cdot 0,15^3}{3 \cdot 70 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi}{64}(0,016^4 - 0,013^4)} \approx 0,53 \text{ mm}$$

Knäcklasten med yttröghetsmoment för tjockväggigt cirkulärt rör blir

$$P_k = \frac{2,05\pi^2 \cdot EI}{l^2} = \frac{2,05\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)}{l^2} = \frac{2,05\pi^2 \cdot 70 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi}{64}(0,016^4 - 0,013^4)}{0,25^2} \approx 41,1 \text{ kN}$$

Massan för en 25 cm lång kolvstång ges enligt

$$m = A \cdot l \cdot \rho = \pi(R^2 - r^2) \cdot l \cdot \rho = \pi(0,8^2 - 0,65^2) \cdot 25 \cdot 2,7 \approx 46 \text{ g}$$

### Kolfiberrör

Data:

$$d = 14 \text{ mm}$$

$$D = 16 \text{ mm}$$

$$E = 90 \text{ GPa [2]}$$

$$\text{Massa: } 74 \text{ g/m [3]}$$

Utböjningen ges av

$$\delta = \frac{Pa^3}{3EI} = \frac{Pa^3}{3E \cdot \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)} = \{P = N_{A,y}^{max} \approx 60 \text{ N}\} = \frac{60 \cdot 0,15^3}{3 \cdot 90 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi}{64}(0,016^4 - 0,014^4)} \approx 0,56 \text{ mm}$$

Knäcklasten med yttröghetsmoment för tjockväggigt cirkulärt rör ges enligt

$$P_k = \frac{2,05\pi^2 \cdot EI}{l^2} = \frac{2,05\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)}{l^2} = \frac{2,05\pi^2 \cdot 90 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi}{64}(0,016^4 - 0,014^4)}{0,25^2} \approx 38,8 \text{ kN}$$

Massan för en 25 cm lång kolvstång blir

$$m = 74 \cdot l = 74 \cdot 0,25 \approx 19 \text{ g}$$

## Rundstång i polyamid (PA 6)

Data:

$$D = 16 \text{ mm}$$

$$E = 2500 \text{ MPa [4]}$$

$$\rho = 1,14 \text{ g/cm}^3 \text{ [4]}$$

Utböjningen blir

$$\delta = \frac{Pa^3}{3EI} = \frac{Pa^3}{3E \cdot \frac{\pi D^4}{64}} = \{P = N_{A,y}^{max} \approx 60 \text{ N}\} = \frac{60 \cdot 0,15^3}{3 \cdot 2500 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot 0,016^4} \approx 8,4 \text{ mm}$$

Knäcklasten med yttröghetsmoment för massivt cirkulärt tvärsnitt ges av

$$P_k = \frac{2,05\pi^2 \cdot EI}{l^2} = \frac{2,05\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi D^4}{64}}{l^2} = \frac{2,05\pi^2 \cdot 2500 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot 0,016^4}{0,25^4} \approx 2,60 \text{ kN}$$

Massan för en 25 cm lång kolvstång blir

$$m = A \cdot l \cdot \rho = \pi \cdot R^2 \cdot l \cdot \rho = \pi \cdot 0,8^2 \cdot 25 \cdot 1,14 \approx 57 \text{ g}$$

## REFERENSER

- [1] *Egenskaper*. Aluminiumriket. Maj 2016. Tillgänglig från: <http://aluminiumriket.com/sv/egenskaper/egenskaper.php>
  
- [2] *Exel Exelite Carbon Fibre Tubes*. Exel Composites. Maj 2016. Tillgänglig från: <http://www.exelcomposites.com/Portals/154/documents/Brochures/Exelite%20Technical%20Data%20Sheet%202014.pdf>
  
- [3] *Kolfiberrör Vävda*. Carbix. Maj 2016. Tillgänglig från: [http://www.carbix.se/product.html/kolfiberror-4?category\\_id=29](http://www.carbix.se/product.html/kolfiberror-4?category_id=29)
  
- [4] *PA 6*. Matbase. Maj 2016. Tillgänglig från: <https://www.matbase.com/material-categories/natural-and-synthetic-polymers/engineering-polymers/material-properties-of-polyamide-6-nylon-6-pa-6.html#properties>

## ÖVERSLAGSBERÄKNINGAR TILL VEVSTAKE

Beräkningarna nedan utförs för två olika typer av vevstakar; en i kolfiberplatta med rektangulärt tvärsnitt och en av kvadratisk fyrkantrör. Det som beräknas är knäcklast och massa för ett 40 cm långt rör.

### Kolfiberplatta

Data:

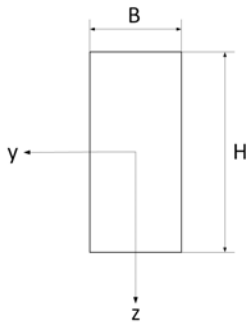
$$B = 5 \text{ mm}$$

$$H = 20 \text{ mm}$$

$$E = 90 \text{ GPa [1]}$$

$$\text{Massa: } 123,8 \text{ g/m [2]}$$

Kolfiberplattan har ett rektangulärt tvärsnitt enligt figur B3.1 nedan.



Figur B3.1. Rektangulärt tvärsnitt

Yttröghetsmomenten med avseende på y- respektive z-axlarna enligt figur B3.1 ges då av

$$I_y = \frac{BH^3}{12}$$

$$I_z = \frac{HB^3}{12}$$

Knäcklast med yttröghetsmoment  $I_y$  blir

$$P_k = \frac{\pi^2 \cdot E I_y}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot BH^3}{12L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 90 \cdot 10^9 \cdot 0,005 \cdot 0,02^3}{12 \cdot 0,4^2} \approx 18,5 \text{ kN}$$

Knäcklast med yttröghetsmoment  $I_z$  ges av

$$P_k = \frac{\pi^2 \cdot E I_z}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot HB^3}{12L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 90 \cdot 10^9 \cdot 0,02 \cdot 0,005^3}{12 \cdot 0,4^2} \approx 1,16 \text{ kN}$$

Massan för en 40 cm lång vevstake blir

$$m = 123,8 \cdot L = 123,8 \cdot 0,4 \approx 50 \text{ g}$$

## Fyrkantrör i kolfiber

Data:

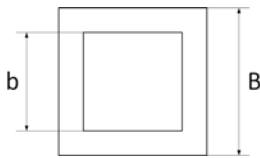
$$B = 20 \text{ mm}$$

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$E = 90 \text{ GPa [1]}$$

$$\text{Massa: } 205 \text{ g/m [3]}$$

Fyrkantröret har ett tvärsnitt enligt figur B3.2 nedan.



Figur B3.2. Fyrkantrörets tvärsnitt

Yttröghetsmomentet med tvärsnitt enligt figur B3.2 ges av

$$I = \frac{1}{12}(B^4 - b^4)$$

Knäcklasten med ovanstående yttröghetsmoment blir då

$$P_k = \frac{\pi^2 \cdot EI}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot E(B^4 - b^4)}{12L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 90 \cdot 10^9 \cdot (0,02^4 - 0,016^4)}{12 \cdot 0,4^2} \approx 43,7 \text{ kN}$$

Massan för en 40 cm lång vevstake blir

$$m = 205 \cdot L = 205 \cdot 0,4 = 82 \text{ g}$$

## REFERENSER

- [1] *Exel Exelite Carbon Fibre Tubes*. Exel Composites. Maj 2016. Tillgänglig från:  
<http://www.exelcomposites.com/Portals/154/documents/Brochures/Exelite%20Technical%20Data%20Sheet%202014.pdf>
- [2] *Kolfiberplattor*. Carbix. Maj 2016. Tillgänglig från:  
[http://www.carbix.se/product.html/kolfiberplattor-2?category\\_id=29](http://www.carbix.se/product.html/kolfiberplattor-2?category_id=29)
- [3] *Kolfiberrör*. Carbix. Maj 2016. Tillgänglig från:  
[http://www.carbix.se/product.html/kolfiberror-2?category\\_id=29](http://www.carbix.se/product.html/kolfiberror-2?category_id=29)



## MATLABPLOTTAR

Nedan följer matlabplottar med indata från den ursprungliga respektive nya testtriggen vid frekvenserna 15 och 30 Hz.

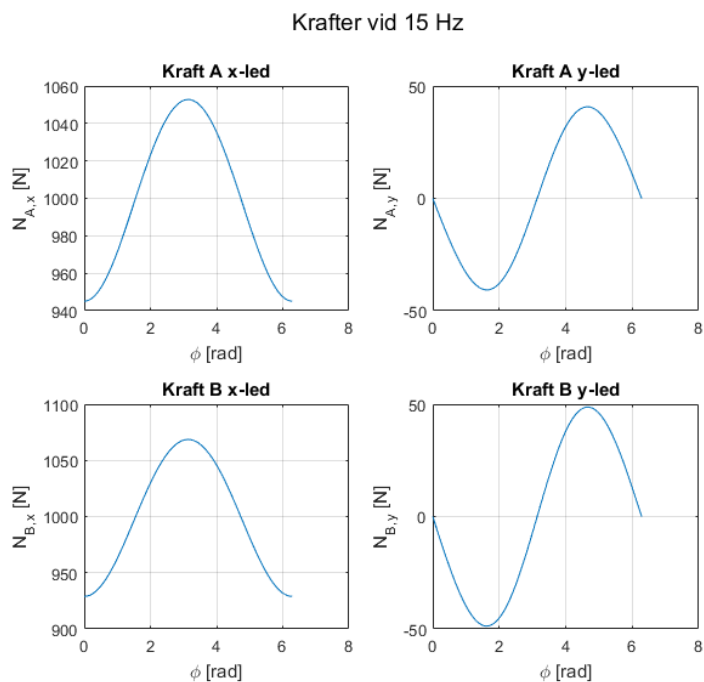
### Ursprunglig testtrigg

Den ursprungliga testtriggen har körts med indata enligt tabell B4.1.

*Tabell B4.1. Värden för den ursprungliga testtriggens inparametrar till Matlab-koden*

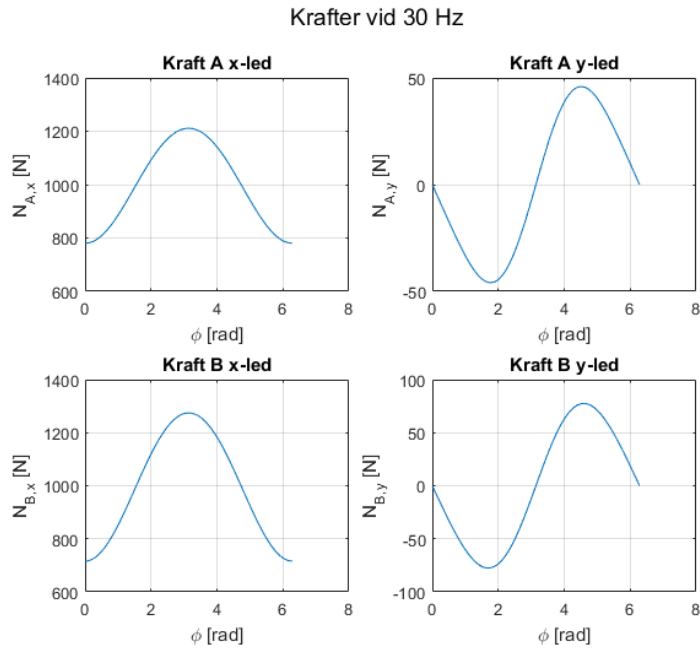
Parameter	Värde
f	15, 30 och 50 Hz
L_v	0,255 m
m_v	0,18 kg
m_k	0,606 kg
Iz_tp	0,001002 kg·m <sup>2</sup>
r	0,01 m
F	1000 N

Krafterna som fås vid 15 Hz ses i figur B4.1 nedan.



*Figur B4.1. Lagerkrafter för ursprunglig testtrigg vid 15 Hz*

Efter att körningen för 15 Hz gjorts kördes koden för 30 Hz. Resultatet ses i figur B4.2.



Figur B4.2. Lagerkrafter för ursprunglig testrigg vid 30 Hz

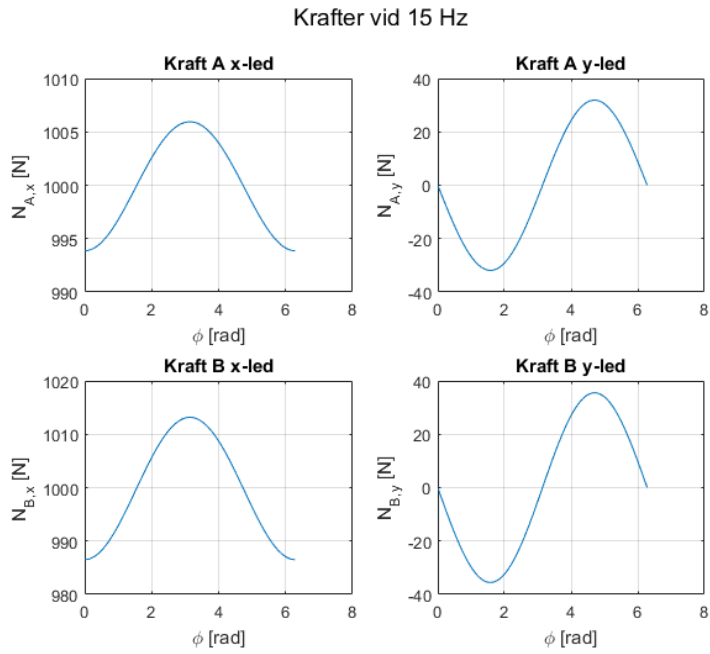
## Ny testrigg

Den nya testriggen har körts med indata enligt tabell B4.2.

Tabell B4.2. De nya delarnas indata till Matlab

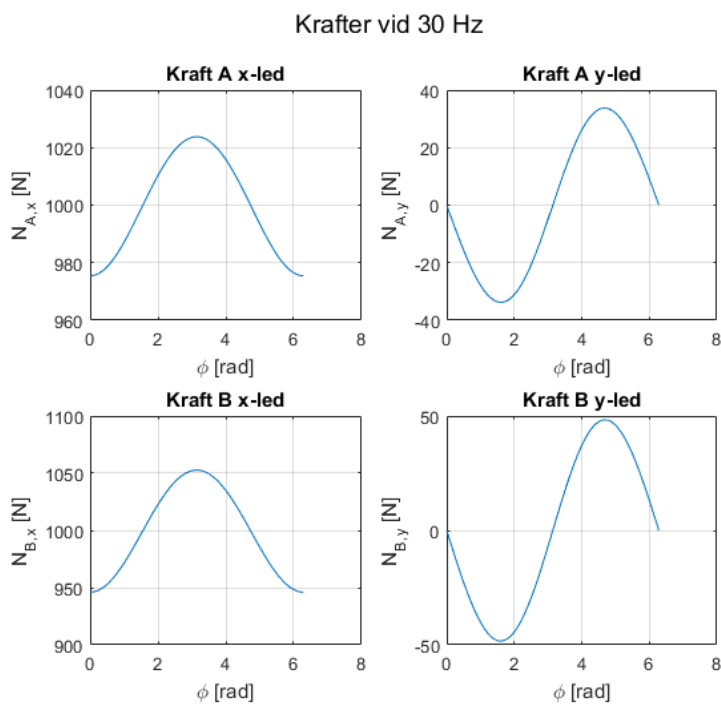
Parameter	Värde
f	15, 30 och 50 Hz
L_v	0,320 m
m_v	0,084 kg
m_k	0,066 kg
Iz_tp	0,0007047 kg·m <sup>2</sup>
r	0,01 m
F	1000 N

Krafterna för den nya testriggen vid 15 Hz ses i figur B4.3.



Figur B4.3. Lagerkrafter för ny testrigg vid 15 Hz

Vid 30 Hz fås lagerkrafterna enligt figur B4.4.



Figur B4.4. Lagerkrafter för ny testrigg vid 30 Hz

## MATLABKOD

Nedan följer använd Matlabkod. Först koden för huvudprogrammet, därefter använda funktionsfiler. Observera att angivna inparametrar nedan gäller för ursprungsdelarna på testriggen. Bara inparametrarna behöver ändras om koden önskas köras för annan indata.

### Huvudprogram

```

clf
clc
clear all
close all

global L_v L_tp r fi_p fi_pp

% INPARAMETRAR

f=50; % Svänghjulets frekvens
[Hz]
L_v=0.255; % Vevstakens längd [m]
m_v=0.18; % Vevstakens massa [kg]
m_k=0.606; % Kolvens massa [kg]
Iz_tp=0.001002; % Masströghetsmoment för
vevstakens tyngdpunkt, beror av tvärsnitt, matas in manuellt
[kg*m^2]
r=0.01; % Radie till hålet på
svänghjulet där vevstaken sitter [m]
F=1000; % Kraft på kolven [N]

%-----

% BERÄKNING OCH PLOTTNING AV KRAFTER

u=1000; % Antal fi-värden
fi=linspace(0,2*pi,u); % Genererar fi-värden från
0 till 2pi med u värden
fi_p=2*pi*f; % Vinkelhastigheten för
svänghjulet
fi_pp=0; % Vinkelacceleration för
svänghjulet

L_tp=L_v/2; % Vevstakens tyngdpunkt
antas ligga i mitten
alfa=asin(r/L_v*sin(fi)); % Hjälpvinkeln alfa som
funktion av fi
Iz_A=Iz_tp+m_v*L_tp^2; % Masströghetsmoment runt
led A

```

```

% Kraft A x-led
N_Ax=@(fi)F-m_k*xpp_k(fi);
figure(1), subplot(2,2,1), plot(fi,N_Ax(fi))
xlabel('\phi [rad]'), ylabel('N_A,_x [N]'), title('Kraft A x-
led')
grid on, hold on

% Kraft B x-led
N_Bx=@(fi)N_Ax(fi)-m_v*xpp_v(fi);
figure(1), subplot(2,2,3), plot(fi,N_Bx(fi))
xlabel('\phi [rad]'), ylabel('N_B,_x [N]'), title('Kraft B x-
led')
grid on, hold on

% Kraft B y-led
N_By=@(fi)((m_v*L_tp)/L_v)*(ypp_v(fi)-xpp_v(fi).*tan(alfa))-
N_Bx(fi).*tan(alfa)+(Iz_A*alfa_pp(fi))./(L_v*cos(alfa));
figure(1), subplot(2,2,4), plot(fi,N_By(fi))
xlabel('\phi [rad]'), ylabel('N_B,_y [N]'), title('Kraft B y-
led')
grid on, hold on

% Kraft A y-led
N_Ay=@(fi)N_By(fi)-m_v*ypp_v(fi);
figure(1), subplot(2,2,2), plot(fi,N_Ay(fi))
xlabel('\phi [rad]'), ylabel('N_A,_y [N]'), title('Kraft A y-
led')
grid on, hold on

suptitle('Krafter vid 50 Hz')           % Rubrik till figuren

%-----

% AMPLITUDLASTER BEROENDE PÅ VEVSTAKENS LÄNGD

a=100;                                % Antal värden för
lagerkrafter s.f.a. vevstakens längd
l_min=0.1;                             % Startvärdet för
intervallet för vevstakens längd [m]
l_max=2;                               % Slutvärdet för
intervallet för vevstakens längd [m]
m_l=0.1;                               % Massa/meter vevstake
[kg/m]

l=linspace(l_min,l_max,a);             % Skapar a värden på
vevstakens längd mellan l_min och till l_max
m=linspace(m_l*l_min,m_l*l_max,a);    % Skapar a värden på
massan för vevstaken

```

```

% Skapar radmatris (1 x a) för amplitudlasten till resp.
lagerkraft

A_Ay=zeros(1,a);
A_By=zeros(1,a);
A_Ax=zeros(1,a);
A_Bx=zeros(1,a);

b=1; % Startvärde för b som
används i while-loopen nedan

% Räknar ut amplitudlasten till resp. lagerkraft beroende på
vevstakens
% längd

while b <= a

    L_v=l(1,b);
    L_tp=L_v/2;
    m_v=m(1,b);

    A_Ay(1,b)=(max(N_Ay(fi))-min(N_Ay(fi)))/2;

    A_By(1,b)=(max(N_By(fi))-min(N_By(fi)))/2;

    A_Ax(1,b)=(max(N_Ax(fi))-min(N_Ax(fi)))/2;

    A_Bx(1,b)=(max(N_Bx(fi))-min(N_Bx(fi)))/2;

    b=b+1;

end

figure(2), plot(1,A_Ay,'.black'), hold on
xlabel('Vevstakens längd [m]'), ylabel('N_A,_y^a^m^p [N]'),
title('Amplitudlaster led A i y-led beroende av vevstakens
längd')

figure(3), plot(1,A_By,'.black'), hold on
xlabel('Vevstakens längd [m]'), ylabel('N_B,_y^a^m^p [N]'),
title('Amplitudlaster led B i y-led beroende av vevstakens
längd')

figure(4), plot(1,A_Ax,'.black'), hold on
xlabel('Vevstakens längd [m]'), ylabel('N_A,_x^a^m^p [N]'),
title('Amplitudlaster led A i x-led beroende av vevstakens
längd')
axis([0 2 500 700])

figure(5), plot(1,A_Bx,'.black'), hold on

```

```
xlabel('Vevstakens längd [m]'), ylabel('N_B,_x^a^m^p [N]'),
title('Amplitudlaster led B i x-led beroende av vevstakens
längd')
axis([0 2 700 900])
```

### Funktionsfil xpp\_k

```
function x = xpp_k(fi)

global L_v r fi_p fi_pp

x =
((r^2*v(fi))./(2*L_v*(u(fi)).^2)+r*cos(fi))*fi_p^2+((r^2*sin(2
*fi))./(2*L_v*u(fi))+r*sin(fi))*fi_pp;

end
```

### Funktionsfil xpp\_v

```
function x = xpp_v(fi)

global L_tp L_v r fi_p fi_pp

x =
((r^2*L_tp*v(fi))./(2*L_v^2*(u(fi)).^2)+r*cos(fi))*fi_p^2+((r^
2*L_tp*sin(2*fi))./(2*L_v^2*u(fi))+r*sin(fi))*fi_pp;

end
```

### Funktionsfil ypp\_v

```
function y = ypp_v(fi)

global L_tp L_v r fi_p fi_pp

y = (r*L_tp/L_v)*(cos(fi)*fi_pp-sin(fi)*fi_p^2);

end
```

### Funktionsfil u

```
function x = u(fi)
```

```
global r L_v  
  
x = sqrt(1-(r/L_v)^2*(sin(fi)).^2);  
  
end
```

### Funktionsfil v

```
function x = v(fi)  
  
global r L_v  
  
x = cos(2*fi).*u(fi)+(r^2*(sin(2*fi)).^2)./(4*L_v^2*u(fi));  
  
end
```

### Funktionsfil w

```
function x = w(fi)  
  
global r L_v  
  
x = sqrt((L_v/r)^2-(sin(fi)).^2);  
  
end
```