



# CHALMERS

---

## **Verifiering av matematisk modell för vibrationsdämpare**

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet för Maskinteknik

ALFRED NILSSON

TOM ÖSTGÅRDH



## **Förord**

Detta examensarbete utfördes under våren 2014 på uppdrag av Swerea IVF. Projektet omfattade 15 hp och var den avslutande delen av högskoleingenjörsprogrammet inom Maskinteknik på Chalmers Tekniska Högskola.

Vi vill i allmänhet tacka Swerea för möjligheten att få komma dit och utföra detta projekt och i synnerhet Hans Lindell för all tid han lagt ner i att vägleda oss genom det.

Vi vill även tacka Viktor Berbyuk för att han tog sig an vårt projekt som examinator.

## Sammanfattning

Detta projekt har gått ut på att validera och verifiera resultatet av simuleringar som gjorts med en matematisk modell. Modellen beskriver beteendet hos en avstämmd dynamisk dämpare använd i handhållna slagmaskiner. Bakgrunden ligger i alla de personskador som uppkommer varje år på grund av för höga vibrationsnivåer.

För att kunna verifiera den matematiska modellen krävdes en pålitlig testtrigg för att göra körningar att jämföra simuleringarna med. Testtriggen optimerades för att få så ren data som möjligt att analysera. Många förbättringar gjordes vilket förbättrade mätdata samt möjliggjorde körningar vid högra slagfrekvens än tidigare. Givare har också installerats vid intressanta områden och kalibrerats till att mäta translationer, rotationer och kraftöverföringar. Dessa givares kalibreringar har också kontrollerats med ytterligare mätutrustning för att säkerställa ett säkert resultat.

Förutom på testtriggen har mätningar utförts på en prototyp av mejselmaskin som tagits fram av Swerea IVF i ett tidigare skede. Dessa mätningar gjordes med hjälp av en höghastighetskamera och en avancerad videoanalysmjukvara som möjliggör spårning av punkter i videosekvenser.

Resultatet från körningarna med testtriggen och prototypen har samkörts med resultaten från simuleringarna. Detta genom att rätt parametrar kunnat matas in med hjälp av mätningar, beräkningar och kvalificerade approximationer som gjorts. Dessa körningar har gjorts med alla typer av inställningar hos vibrationsdämparen.

Resultaten har varit till belåtenhet. Vid jämförelse av mätdata och simuleringar av testtriggen visas en mycket hög överensstämmelsegrad. Resultatet varierar naturligtvis mellan olika körningar men visar ändå att modellen till hög grad beskriver beteendet hos testtriggen och vibrationsdämparen.

Svårigheter uppkom dock vid mätning på prototypen. Detta berodde på en del förhållanden i prototypens maskineri som gör den mer icke linjär än vad den är i teorin, bland annat icke önskade deformationer i maskineriet. Den matematiska modellen tar inte hänsyn till detta utan mycket approximationer fick göras och resultatet blev därefter. Slutsatsen blev dock att detta inte är den matematiska modellens fel utan berodde till störst del på missanpassning mellan teori och praktik i detta fall.

## Summary

The goal with this project has been to validate and verify the results of simulations made by a mathematical model. The model is designed to describe the behavior of a tuned mass damper used in handheld reciprocating tools. The main reason for this project was to deal with all the injuries that emerge due to high vibration levels.

To be able to verify the mathematical model a reliable test rig was needed. The test rig was used to collect data that could be compared to the simulations. Because the collected data should be as theoretical correct as possible the rig was optimized and many improvements were made. This, for example, made it possible to double the stroke frequency compared to before. Sensors was installed at the points of interest and calibrated to measure translations, rotations and forces in the system. For a higher level of reliability the calibrations of these sensors has been double checked with additional measuring equipment.

Measurements were also made on a prototype developed by Swerea IVF in an earlier stage. These measurements were made possible by a high speed camera collaborating with advanced video analysis software designed to track different spots in video sequences.

Collected data from measurements on the test rig and the prototype has been compared to the data from the simulations. The inputs for the mathematical model were chosen by measurements, calculations and qualified approximations. The test rig and prototype runs have been executed with different set parameters.

The results have been satisfying. Comparisons made between collected data from the test rig and corresponding simulations show a very high level of similarity. The similarity varies between different simulations but thoroughgoing shows that the mathematical model in a high extent describes the behaviour of the test rig with the tuned mass damper.

There were some difficulties when measurements on the prototype were to be made. The reason for this was that some linear parts of the inner machinery were behaving nonlinear, partly because deformations occurred in the maschinery. The mathematical model is not designed to deal with this which leads to approximations and inaccurate results. The conclusion was drawn that the flaw was not in the mathematical model but in miss adjustments between theory and pratice.

# Innehållsförteckning

<b>1</b>	<b>INLEDNING</b> .....	<b>2</b>
1.1	BAKGRUND.....	2
1.2	SYFTET MED PROJEKTET.....	2
1.3	AVGRÄNSNINGAR.....	2
1.4	FRÅGESTÄLLNING.....	3
<b>2</b>	<b>AVSTÄMDA DYNAMISKA DÄMPARE</b> .....	<b>4</b>
2.1	TEORI BAKOM ODÄMPAD DVA.....	4
2.2	TEORI BAKOM VISKÖST DÄMPAD DVA.....	5
<b>3</b>	<b>METOD</b> .....	<b>6</b>
3.1	BAKGRUNDSTUDIER.....	6
3.2	TESTRIGG.....	6
3.3	PROTOTYP.....	6
3.4	MATLAB.....	7
<b>4</b>	<b>MÄTNING PÅ TESTRIGG</b> .....	<b>8</b>
4.1	INSTRUMENTERING OCH FÖRBEREDANDE ARBETE.....	8
4.2	TESTKÖRNING OCH OPTIMERING.....	11
4.3	FÖRSÖK 1 – TESTRIGG, DATAINSAMLING OCH FÖRSÖKSPLANERING.....	16
<b>5</b>	<b>MÄTNING PÅ PROTOTYP</b> .....	<b>25</b>
5.1	FUNKTION.....	25
5.2	FÖRSÖK 2 – PROTOTYP, DATAINSAMLING.....	25
<b>6</b>	<b>MATEMATISK MODELL</b> .....	<b>28</b>
6.1	FUNKTION.....	28
6.2	FÖRSÖK 1 – SIMULERING AV KÖRNINGAR MED TESTRIGG.....	31
6.3	FÖRSÖK 2 – SIMULERING AV KÖRNINGAR MED PROTOTYP.....	32
<b>7</b>	<b>SLUTSATS</b> .....	<b>34</b>
	<b>REFERENSER</b> .....	<b>38</b>

## Bilagor

- 1 Testkörning inför beställning av fjädrar
- 2 Lista över utrustning
- 3 Testrigg – försök 1 – Resultatrapport
- 4 Simulering av försök 1 - Resultatrapport

## Beteckningar

DAC	-	Digital-Analog Converter
ADC	-	Analog-Digital Converter
DVA	-	Dynamic Vibration Absorber
SVA	-	Sound and Vibration Assistant
RMS	-	Root Mean Square (Kvadratisk Medelvärde)
M	-	Systemets huvudmassa [kg]
m	-	Motmassan [kg]
K	-	Fjäderkonstant, huvudmassa [N/m]
k	-	Fjäderkonstant, motmassa [N/m]
C	-	Dämpkoefficient, huvudmassa [Ns/m]
c	-	Dämpkoefficient, motmassa [Ns/m]
d	-	fri slaglängd, motmassa [m]

# 1 INLEDNING

Här behandlas tankar angående varför genomförandet av detta projekt är intressant samt vad som omfattats av projektet.

## 1.1 Bakgrund

Vanligen använda verktyg inom sten- och gruvindustrin är bilningsmaskinen och borrhammarmaskinen. I dagens maskiner är vibrationer ett stort problem då dämpningen inte är tillräcklig. Detta orsakar skador hos de många operatörerna som verkar inom industrier över hela världen. Studier har visat att en operatör kan använda dessa verktyg effektivt under endast cirka åtta minuter dagligen innan risken för skador uppkommer [7]. De negativa effekterna på kroppen är många [3]. Ett av de vanligare fenomenen kallas i dagligt tal för ”vita fingrar” och beror delvis på försämrad blodcirkulation.

Ett annat problem är att dessa maskiner väger mycket. Detta beror på att maskinerna behöver ha en viss tyngd för att dämpa rekylen vid slag. Den höga vikten är ett problem på grund utav de många varierande arbetsställningar operatörer inom industrier över hela världen utsätts för.

Detta projekt är en del av det projekt som Swerea IVF bedriver där man försöker utveckla och optimera en dämpare baserad på en så kallad avstämd massa. Projektet är begränsat till att omfatta maskiner för plurning, ritsning och mejlsing [7]. Tekniken för dämpningen är i sig gammal och härstammar från början av 1900-talet [2] men behöver optimeras för att klara ett bredare frekvensspektrum. Projektet har pågått sedan 2008 och frambringat bland annat en väl fungerande prototyp baserad på den utvecklade tekniken och en väl överensstämmande matematisk modell med tillhörande beräkningsmodell. Mätningar gjorda på prototypen visar en långt förbättrad vibrationsdämpning. På maskinen från vilken prototypen utvecklades har en total vibrationsnivå uppmätts till  $20,2 \text{ m/s}^2$  medan prototypens vibrationsnivå uppmättes till  $2,7 \text{ m/s}^2$  [8]. Detta är mycket nära det gränsvärde på  $2,5 \text{ m/s}^2$  som Arbetsmiljöverket satt upp som värde för användande under en hel arbetsdag vilket innebär att den tidigare arbetsgränsen, ca åtta minuter, nu är utökad till nästan åtta timmar [7]. Även vikten hos maskinen är kraftigt reducerad.

Problemet med denna typ av dämpare är att skillnaden i frekvens mellan det optimala dämpningen är uppnådd och att resonans sker är relativt liten. Eftersom det är svårt att konstruera en maskin som ligger så exakt i slagfrekvens [7] är det viktigt att man kan lita på den matematiska modellen som beskriver beteendet hos maskiner med denna typ av dämpare.

## 1.2 Syftet med projektet

Meningen med projektet var att lägga fram relevanta tankar angående den matematiska modellens validitet. Målet har varit att resultat av jämförelser mellan mätdata och beräkningsdata ska visa att modellen är pålitlig och bana väg för framtida användning.

## 1.3 Avgränsningar

Denna rapport behandlar ett delprojekt vilket är en del av ett större projekt. Detta innebär att avgränsningarna var många. Enklare uttryckt är att projektet var begränsat till bakgrundsstudier för bättre kunskap inom området, insamling av mätdata samt jämförelser med data från den matematiska modellen. Hänsyn tas till data insamlad vid mätning på Swerea IVF's testrigg samt deras prototyp P3.



## 1.4 Frågeställning

De frågor som projektet i huvudsak skulle ge svar på var följande:

- Hur påverkas vibrationerna vid olika inställningar av slagenheten?
- Hur rena från oönskade upptagna krafter kommer experimenten att bli vid instrumentering och optimering av testriggen?
- Hur nära verkligheten ligger beräkningsmodellen?

## 2 AVSTÄMDA DYNAMISKA DÄMPARE

I början av 1900-talet började forskare undersöka om och hur man skulle kunna minska vibrationer i olika konstruktioner. Detta startade en uppsjö av olika idéer och lösningar. De två huvudprinciper som togs fram för minskade vibrationer var att antingen försöka dämpa själva rörelsen med ett trögt elastiskt material eller konstruktion eller att ha en avstämd massa som hela tiden svänger i motfas med delen som framkallar vibrationerna [9]. I det första fallet använde man exempelvis ett elastiskt material mellan den vibrerande delen av konstruktionen och dess maskinhus som periodiskt komprimeras och expanderas. På så sätt absorberades mycket av krafterna och omvandlades istället till värme och ljud. Ett annat sätt var att utnyttja någon typ av viskös dämpare där man utnyttjar olika fluiders viskositet. Principen för att ha en svängande motmassa är att en tyngd med lämplig massa fästs i den vibrationsgenererande delen med något elastiskt, exempelvis en fjäder. Motmassan kommer då att svänga i motfas och på så sätt ta ut en hel del av krafterna. Den senare principen krävde mer konfigureringar än den första då tekniken är känsligare för bland annat vilket frekvensspann som skall dämpas. Anledningen till detta kan beskrivas av att ett elastiskt material blir olika trögt beroende på hur mycket och hur snabbt det utsätts för en last och på så vis är mer flexibelt.

Principen för denna typ av konstruktion är att en avstämd massa (motmassa) ska svänga i motfas till huvudmassan och på så sätt motarbeta den kraft som får den att svänga (vibrera). Principen är gammal och den dynamiska vibrationsabsorbenten uppfanns 1909 [2] men har vidareutvecklats sen dess. Idag delas dessa dämpare ofta in i två olika kategorier, med dämpning eller utan dämpning. I detta projekt används en dynamic vibration absorber utan dämpning.

### 2.1 Teori bakom odämpad DVA

För att beskriva beteendet hos systemet använder man enklast Newtons 2:a lag för att få två rörelseekvationer som beskriver rörelserna hos huvudmassan respektive motmassan. Låt  $x$  och  $y$  vara koordinataxlar som beskriver hur huvudmassan respektive motmassan rör sig. Accelerationslagen ger då enligt *figur 2-1*

$$m\ddot{x} = \sum F_x \quad [10] \quad (2.1)$$

$$m\ddot{y} = \sum F_y \quad [10] \quad (2.2)$$

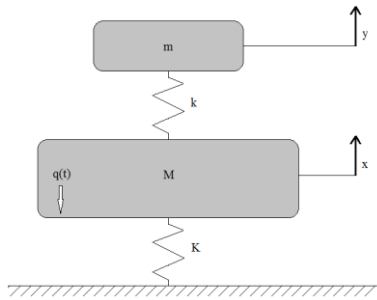
Ekvationerna avser en svängande rörelse med en frihetsgrad och  $M$ ,  $K$ ,  $m$ ,  $k$  motsvarar massan och fjäderkonstanten hos huvudmassan respektive motmassan. Med insatta krafter fås då

$$M\ddot{x} + Kx + k(x - y) = q(t) \quad [9] \quad (2.3)$$

$$m\ddot{y} + k(y - x) = 0 \quad [9] \quad (2.4)$$

Koordinaterna  $x$  och  $y$  beskriver alltså rörelsen för huvudmassan respektive motmassan. Dessa ligger på samma koordinataxel i detta fall men har separata beteckningar då de beskriver två olika rörelser. Vid harmonisk svängning är det kraften,  $q(t)$ , vilken påverkar huvudmassan och får konstruktionen att vibrera beroende av amplituden  $Q$  enligt

$$q(t) = Qe^{ip_0t} \quad [9] \quad (2.5)$$



Figur 2-1 Principiellt uppritat mekaniskt system med en DVA.

## 2.2 Teori bakom visköst dämpad DVA

Skillnaden mellan en odämpad DVA och en med viskös dämpning är stor. Dämpade DVA har ett bredare funktionsfrekvensspektrum och dess känslighet för avvikelser från optimala värden är lägre [9]. Däremot är den maximalt dämpande effekten lägre.

Matematiskt

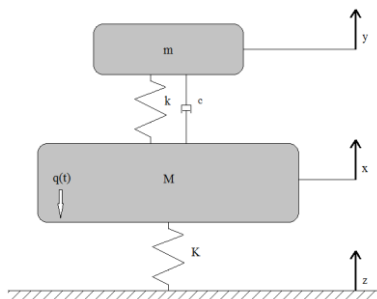
Den dämpande kraft som en viskös dämpare ger kan skrivas som

$$F_{cx} = c\dot{x} \quad (2.6)$$

där  $c$  är dämpkoefficienten och  $\dot{x}$  är dämparens ändpunkters relativa hastighet i x-led. Därför blir rörelseekvationerna för de två massorna i detta fall enligt figur 2-2

$$M\ddot{x} + K(x - z) + k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = q(t) \quad [9] \quad (2.7)$$

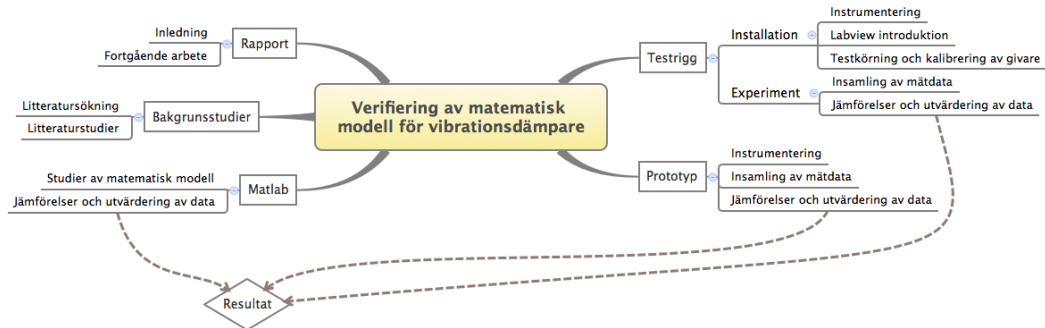
$$m\ddot{y} + k(y - x) + c(\dot{y} - \dot{x}) = 0 \quad [9] \quad (2.8)$$



Figur 2-2 Principiellt uppritat mekaniskt system med en visköst dämpad DVA.

### 3 METOD

I detta kapitel berörs metoden som använts för att uppnå projektets mål. En enkel och överskådlig bild av projektupplägget fås genom att studera *figur 3-1*. Det man ser är att jämförelser mellan data från experiment och modell avgör modellens tillförlitlighet.



Figur 3-1 Överblick över projektets upplägg.

#### 3.1 Bakgrundstudier

Den inledande fasen i detta projekt bedrevs genom litteratursökning och djupdykning i litteratur för att skaffa en god förkunskap och förståelse för hur denna typ av maskiner fungerar och om principen för dämparen. Litteratursökning skedde till största del i Chalmers Tekniska Högskolas (CTH) bibliotek, både fysiskt och online.

#### 3.2 Testrigg

Nästa steg var att förbereda Swerea IVF's testrigg för flera testkörningar med olika inställda parametrar hos testriggen. Förberedelsearbetet innebar till en början mycket arbete i verkstad med att tillverka fästen och komma på olika lösningar för placering av mätare och givare på och kring riggen. Efter instrumentering påbörjades arbetet att kalibrera de olika givarna för att de skulle ge ett resultat som var tillförlitligt i de enheter som var önskvärda. Arbetet med kalibrering har varit fortgående eftersom projektets huvudmål är en tillförlitlig bedömning av huruvida den matematiska modellen är funktionell eller inte. Givare som använts är optiska trianguleringsgivare, tryckgivare, accelerometer, med mera. Även noggranna viktmätningar har skett för att ge modellen så bra förutsättningar som möjligt att simulera beteendet hos testriggen.

En viktig del i projektet har gått ut på att optimera testriggen mot att få en så symmetrisk införd kraft som möjligt i systemet. Detta för att det lätt skulle gå att föra in kraften i den matematiska modellen i form av en uppskattad sinuskurva eller liknande.

Insamlandet av data innebar mycket arbete i National Instruments Labview – Sound and Vibration Assistant (SVA). Detta medförde en inlärningsperiod och en smärre kurs i programvaran i form av självstudier och olika tutorials. På grund av störningar och andra felkällor fick mycket av signalerna filtreras på olika sätt för att bli användbara mätdata. Därför var signalbehandlig en betydande del i projektets genomförande.

#### 3.3 Prototyp

För att ge ytterligare tyngd åt resultatet gjordes även mätningar på den faktiska prototyp P3 vilken Swerea IVF kommit fram med. Detta gjordes med hjälp filmning med höghastighetskamera. Mätningar kunde sedan göras vid uppspelning av filmen och mätdata insamlades.

### **3.4 Matlab**

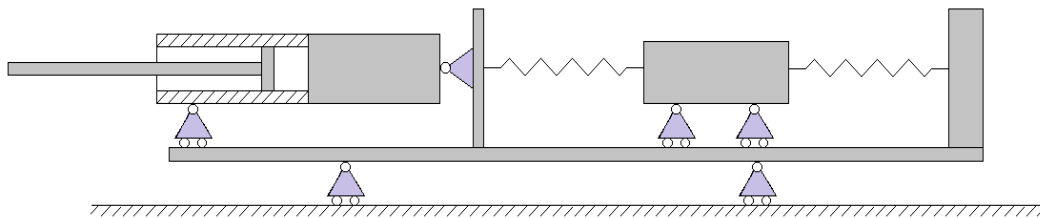
Efter och under tiden av mätdatainsamlingen pågick även arbetet med att jämföra data och dra slutsatser om huruvida de olika resultaten var till belåtenhet eller inte. Med hjälp av bearbetad mätdata gavs förutsättningar att köra den matematiska modellen med tagen hänsyn till olika variabler vilket gjort det verifierande arbetet mer trovärdigt. Programmering och modellering har gjorts med hjälp av programvaran Mathworks MatLab.

## 4 MÄTNING PÅ TESTRIGG

Testrigger är en principiell variant av Swerea IVF's prototyp. I den finns endast de delar som medverkar till att bilda och motverka vibrationer med. *Figur 4-1* är en principiell ritning av testrigger. Den består av en huvudmassa som svänger enhetligt, en cylinder med kolv som för in krafter i systemet och en motmassa som har en egen resonansfrekvens. För att få en konstant frekvens som är lätt att simulera används en motor för att driva testrigger. Kolven som ska motsvara spettet hos den riktiga maskinen är kopplad till motorn vilket gör att dess rotationshastighet är identisk med kolvens slagfrekvens. Cylinders luft-tillförsel/frånförsel kan regleras via två kulventiler för att öka eller minska tillförd kraft till systemet.

Motmassan består av metallskivor som går att variera i antal för att öka och minska dess vikt. Den är tänkt att svänga i motfas till huvudmassa med hjälp av fyra fjädrar som är utbytbara för varierad fjäderkonstant.

Testrigger hålls på plats med hjälp av en elastisk tamp vars elasticitet går att variera. För ökad säkerhet är stoppklossar fästa framför och bakom riggen.



*Figur 4-1* Principiell ritning av Swerea IVF's testrigger.

### 4.1 Instrumentering och förberedande arbete

Innan testrigger kunde börja köras i experimentellt syfte måste ett antal givare installeras för möjligheten att samla in data. Värden som ges samlas in i och utvärderas i datorn med hjälp av National Instruments system för signalbehandling, Compact DAQ, och SVA. Compact DAQ ger möjlighet till både analoga ingångar och utgångar till datorn (ADC respektive DAC). Instrumenteringen innebar en hel del verkstadsarbete vid tillverkning av fästen och andra lösningar för en så optimal placering av de olika givarna som möjligt. Det mesta tillverkades i tunn aluminiumplåt för en så stilren framtoning som möjligt.

#### 4.1.1 Kraftgivaren

En kraftgivare monterades för att kunna mäta den ingående kraften i systemet. Givaren är av modell Dytran 1051V4 och den monterades mellan cylindern och huvudmassan på riggen för att mäta kraften som överförs däremellan. Sedan kopplades den direkt till ADC för att få en strömmatning på 2mA. Givarens utsignal behandlades i SVA. Utsignalen är i form av en spänning som omräknas till en kraft med hjälp av medföljande kalibreringsdata vilken talar om att 10,80 mV, motsvarar 1 lbf (10,8 milliVolt/pound-force). En pound-force motsvarar ungefär 4,448 newton.

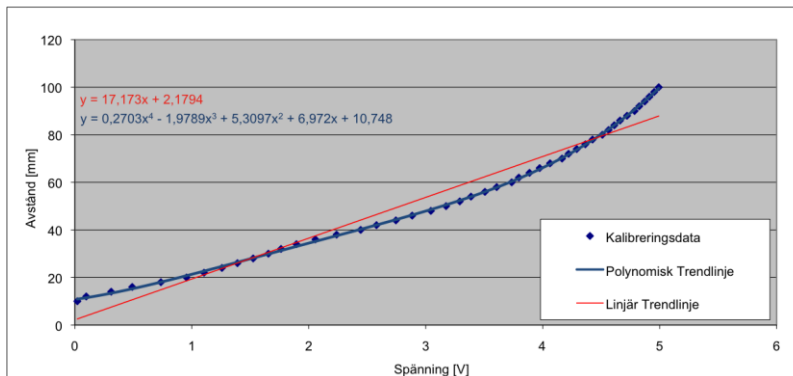
#### 4.1.2 Kalibrering av givare för motmassans läge

Den fotoelektriska LED-givare som användes för att bestämma motmassans aktuella läge under körningen av testrigger är av modell Contrinex LAS-3130-119. Den har ett funktionsområde mellan ungefär tio och 100 millimeter. Givaren genererar en spänning mellan noll och tio volt vilken omvandlas till avstånd med hjälp av värden från tillverkaren. I detta fall, av två anledningar, gjordes bedömningen att en manuell kalibrering av givaren

skulle ge ett mer exakt resultat. För det första innehåller det medföljande kurvdiagrammet med kalibreringsdata ungefärliga siffror och kan vara svårt att läsa av på ett bra sätt med ögat. För det andra klarar National Instruments ADC inte av att ta in en spänning över 5V i datorn vilket medför att utsignalen fick delas ner med en faktor två.

För att kalibrera givaren avlästes spänningen i SVA för varannan millimeter från tio till 100. Sedan linjäriserades resultatet genom att ekvationer för olika trendlinjer testades. *Figur 4-2* visar att ett 4:e gradens polynom (ekvation 4.1 där  $s$  är avståndet från givaren i mm och  $U$  är den genererade spänningen i volt) är en bra uppskattning av en linje för våra mätdata.

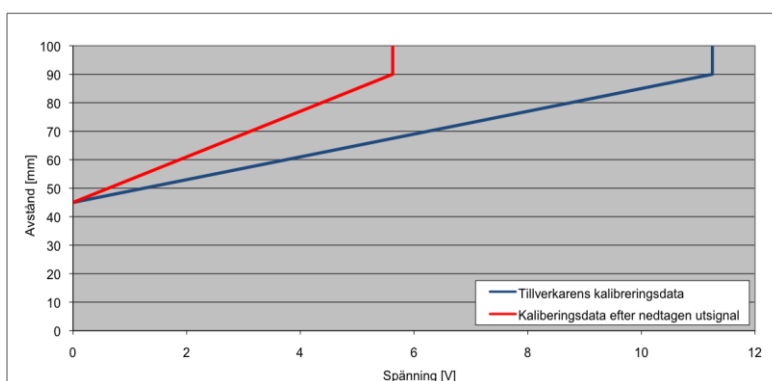
$$s = 0,2703U^4 - 1,9789U^3 + 5,3097U^2 + 10,748 \quad (4.1)$$



*Figur 4-2 Linjärisering av kalibreringsdata för fotoelektrisk LED-givare.*

### 4.1.3 Kalibrering av givare för huvudmassans läge

För att bestämma huvudmassans aktuella läge användes en **fotoelektrisk lasergivare** av modell Contrinex Las-5050L-109-571. Den har ett funktionsområde mellan 45 och 85 millimeter och genererar en spänning mellan noll och tio volt. Till skillnad från LED-givaren är den helt linjäriserad inom sitt funktionsområde och det är därför enkelt att få in kalibreringsdatan i SVA. Problemet med att utsignalen ligger mellan noll och tio volt kvarstår dock och därför är även denna givares signal nedtagen med en faktor två. *Figur 4-3* visar tillverkarens kalibreringsdata och den som används i detta fall då signalen är nedtagen.



*Figur 4-3 Kalibreringsdata för fotoelektrisk lasergivare.*

### 4.1.4 Tachometern

Motorn som driver testtriggen är av asynkrontyp vilket innebär att den roterar med en eftersläpning jämfört med den tillförda effektens frekvens. På grund av detta stämmer inte frekvensen hos frekvensomvandlaren överrens med motorns varvtal och det behövs en

tachometer för att exakt kunna mäta motorns varvtal. Detta är viktigt eftersom motorns varvtal per sekund är identiskt med testtriggens slagfrekvens.

En tachometer fungerar på så sätt att den skickar en signal för varje gång den upptäcker en förändring. I detta fall monterades den nära inpå motorns utgående axel på vilken en bit svart tejp var monterad. Med hjälp av denna signal som utsändes en gång för varje varvs rotation kunde man enkelt använda SVA för att omräkna signalen till slagfrekvens eller varvtal.

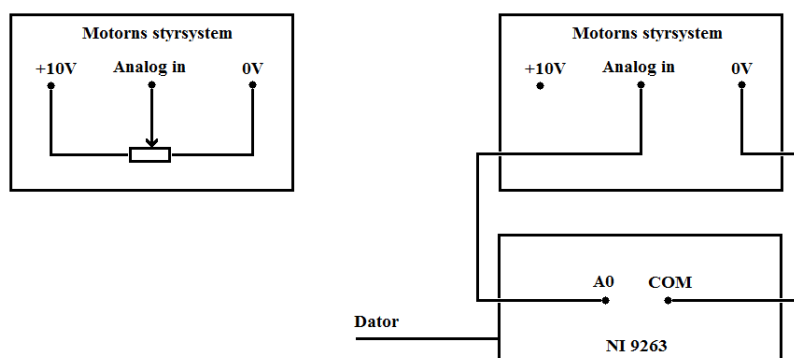
#### 4.1.5 Tryckgivare

Då kolven periodiskt rör sig in och ur cylindern skapas det tryck. Detta eftersom volymen vänster respektive höger om kolven ändras och då volymen ändras från stor till liten byggs ett lyftryck upp. Luften ledes ut från cylindern genom två plaströr med tillhörande kulventiler som tillåter varierat luftutsläpp. För mätning av de två trycken användes två tryckgivare av modellen Dytran 2300V1. Mätaren kopplades in direkt i ADC för att sedan behandla dess utsignal i SVA. Givaren alstrar en spänning på 18,6mV per luftryck psi (Pound-force/inc2) enligt dess tillhörande kalibreringsdata. En psi motsvarar 6,8948 kPa.

#### 4.1.6 Fjärrstyrning av motorn

Vid många körningar av testtriggen är det inte tidsignalerna som är intressanta vid resultatjämförelser. Ett exempel är när man vill se kraft eller rörelser vid speciella varvtal eller slagfrekvenser. Exempel på detta är bland andra figurerna i *Bilaga 1*. Man använder då inbyggda funktioner i SVA för att registrera signaler vid utvalda slagfrekvenser medan man steglöst ökar motorns varvtal från noll upp till önskat rpm. Ett problem som uppkom under dessa körningar i början var att en manuell varvtalsökning orsakade vissa kraftökningar i systemet på grund av för hastiga rörelser och annat (se *bilaga 1, figur 1* vid 11 Hz).

För att motverka denna felkälla och för att göra testkörningarna litet bekvämare gjordes anordningar för att fjärrstyra motorn från programmet för datainsamling i SVA. Motorns styrsystem bestod tidigare av en pot som kunde hämta en spänning mellan noll och tio volt där noll motsvarar motorns minimala varvtal och tio motsvarar det maximala varvtalet. För att kunna styra detta från datorn användes en analogutgångsenhet från NI. Med hjälp av den kunde man generera en spänning mellan noll och tio volt som kan styras med hjälp av SVA. *Figur 4-4* visar principen för kopplingarna.



*Figur 4-4 Styrning av motorn via NI SVA*

För att kunna automatisera en svepning, det vill säga få motorn att steglöst öka varvtalet, användes en funktion som kallas Sweep. Den fungerar som en loop som kör programmet flera gånger och för varje gång ändrar den värdet på ett speciellt steg i programmet. I detta fall gällde det givetvis den analoga utsignalen. Genom att kombinera denna Sweep med en funktion som registrerar värden vid speciella slagfrekvenser får man ett program som från att



man sätter igång processen startar motorn, samlar in nödvändig data, stoppar motorn och avslutar programmet. Dessutom slipper man hastiga kraftökningar på grund av inexakta rörelser vid manuell styrning.

## 4.2 Testkörning och optimering

Testkörning av riggen utfördes under den första delen av projektet för att se hur den svarar på vibrationer och vilka frekvenser som skulle bli möjliga att köra vid datainsamling. Dessutom gjordes kontroller av mätdata för att ge ytterligare tyngd åt de kommande resultaten.

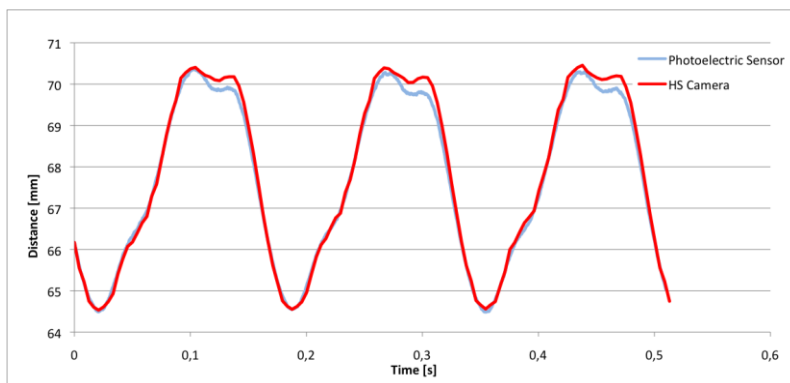
Det första problemet som dök upp var kraftiga vibrationer i hela konstruktionen vilket åtgärdades genom bordet gjordes fast i golvet. Detta minskade oönskade vibrationer och ljudnivåer avsevärt.

### 4.2.1 Kontroll av lägesgivarnas kalibrering

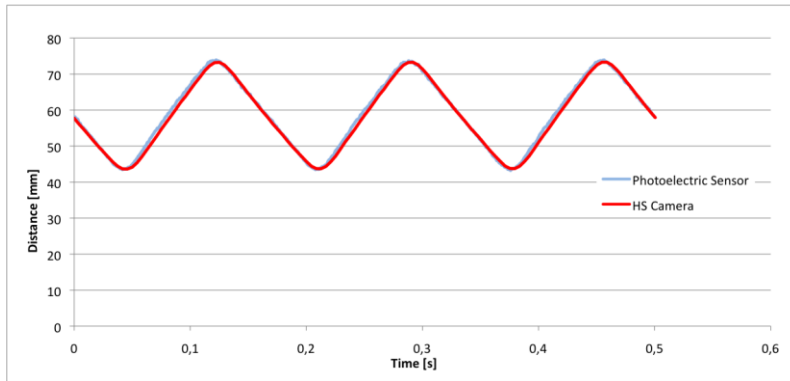
För att vara säker på att data från lägesgivarna stämmer efter behandling i SVA gjordes en kontroll med hjälp av en höghastighetskamera och programmet Cabrillo Tracker. Tracker är ett program som möjliggör videoanalys på ett enkelt sätt. Målet med analysen var att mäta mot- och huvudmassans rörelser i tiden för att sedan jämföra Trackers mätdata med de som SVA genererade vid samma körning.

Två körningar gjordes, en vid 6Hz och en vid 12Hz slagfrekvens. Inspelning skedde med hjälp av höghastighetskameran Casio EX-ZR1000 inställd på 240 bilder per sekund.

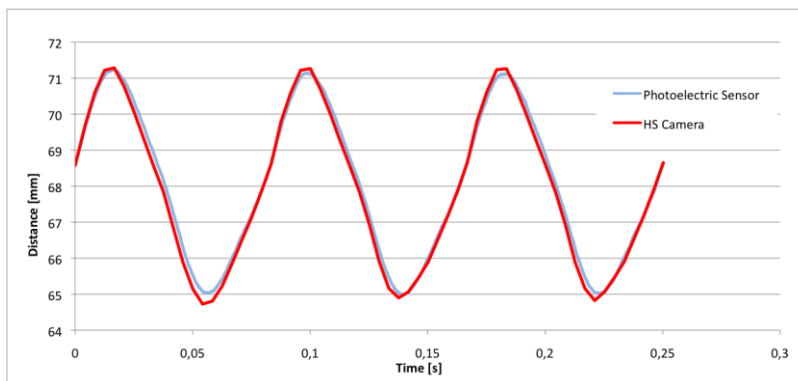
Figur 4-5, 4-6, 4.7 och 4-8 visar att mätningarna med fotoelektriska givare och höghastighetskamera stämmer väldigt bra överrens. Även om formen på kurvorna ibland skiljer sig åt visar dessa figurer att amplitud och periodtid stämmer väldigt bra vilket är viktigt då det i huvudsak var dessa resultat som skulle redovisas.



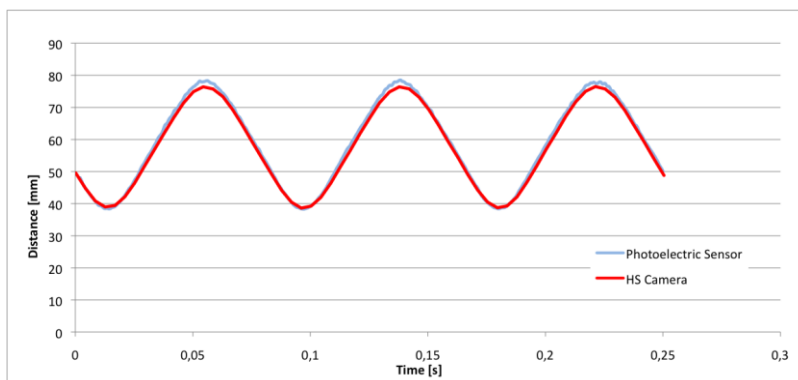
Figur 4-5 Mätdata för huvudmassan vid 6 Hertz.



Figur 4-6 Mätdata för motmassan vid 6 Hertz.



Figur 4-7 Mätdata för huvudmassan vid 12 Hertz.



Figur 4-8 Mätdata för motmassan vid 12 Hertz.

## 4.2.2 Motmassans friktion

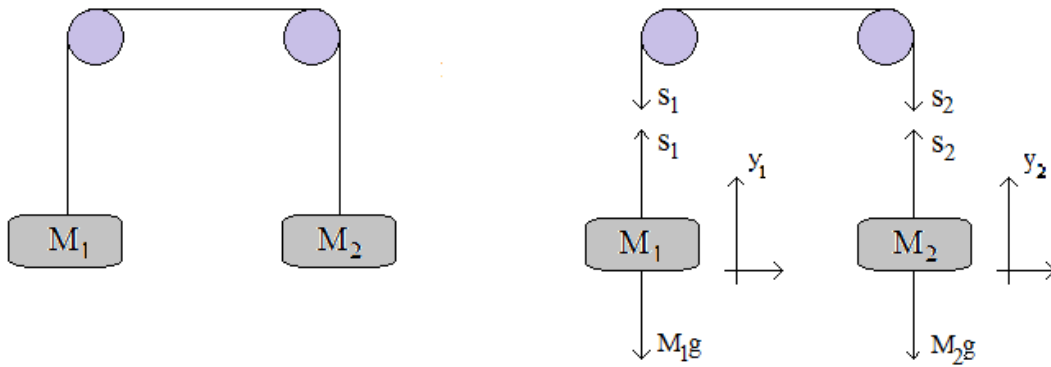
För att bli av med så stor del som möjligt av den friktion som verkar i glidytan mellan motmassan och dess axel gjordes en anordning för att motverka normalkraften. Detta för att normalkraften påverkar friktionen enligt *ekvation 4.2*.

$$F = \mu N \quad (4.2)$$

Även om friktionstalet  $\mu$  i detta fall är väldigt lågt skulle friktionskraften i ytan att påverka värdena vid framtida mätdatainsamling.

*Figur 4-9* visar tillsammans med uppställd kraftjämvikt (*ekvation 4.3*) man kan få summan av krafterna vid motmassan att bli noll enligt *ekvation 4.3*.

$$\sum F_{y_1} = M_1 g - s_1 = 0 \quad (4.3)$$



Figur 4-9 Systemet med och utan utritade inre krafter.

Kraftjämvikt för motvikten enligt ekvation 4.4.

$$\sum F_{y_2} = M_2g - s_2 = 0 \quad (4.4)$$

Men trissorna betraktas som friktionslösa eller åtminstone med lika stor motriktad friktion vilket ger att

$$s_1 = s_2 = s \quad (4.5)$$

$$M_2g - s = M_1g - s \quad (4.6)$$

Detta ger i sin tur

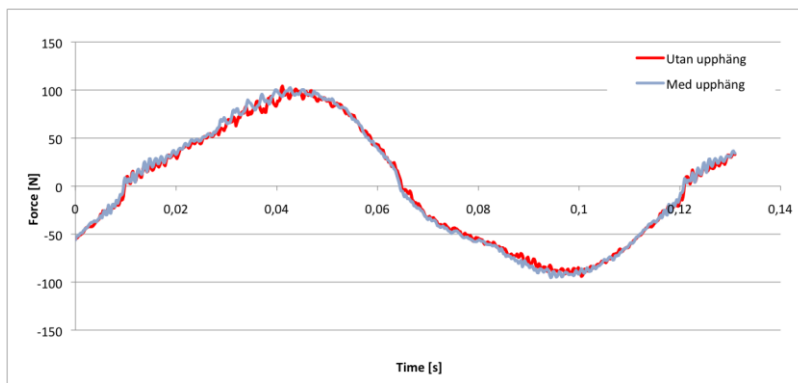
$$M_2 = M_1 \quad (4.7)$$

Alltså om motvikten laddas med samma massa som motmassan kommer friktionen i glidytan nästan att försvinna. *Figur 4-10* visar hur detta löstes praktiskt med stålkulor som kan hållas i den upphängda behållaren efter behov.



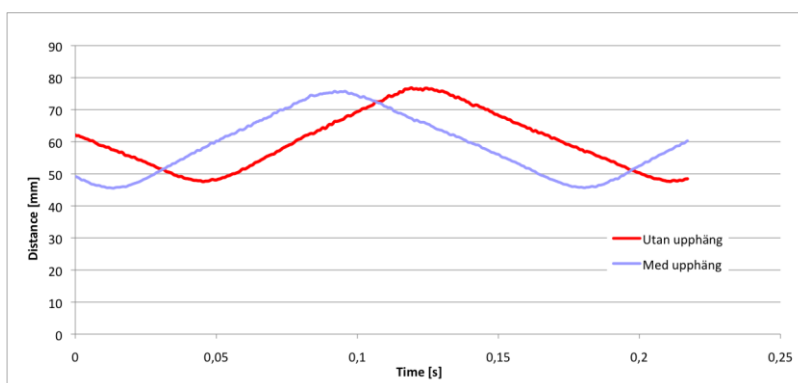
Figur 4-10 Konstruktion för att motverka friktionsbildning i motmassans glidyta.

Det visade sig dock efter kontroller att skillnaden på krafter i systemet och hur motmassan rör sig inte var jättestora innan och efter konstruktionens tillkomst. *Figur 4-11* visar att den tillförda kraftens amplitud ökade försumbart lite.



Figur 4-11 Kraft innan och efter konstruktion av upphäng vid 9 Hz.

Figur 4-12 visar att den enda skillnaden som uppkom i motmassans rörelse var att svängningens centrum flyttade sig uppåt någon millimeter.



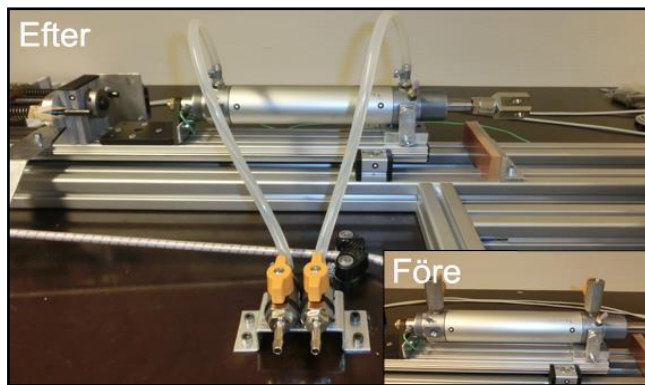
Figur 4-12 Motmassans rörelse före och efter konstruktion av upphäng vid 6 Hz.

Trots detta kvarstår faktumet att friktionen och därmed dämpningen har kraftigt minskat.

### 4.2.3 Cylinderns lufttill-/frånförsel

Ett problem som uppmärksammades vid testkörning var att det blev väldigt svårt att reglera luftflödet till/från cylindern under drift. Dessutom ökar den tillförda kraften hastigt vid strypta luftkanaler vilket medför risk för operatören att skada sig. Detta åtgärdades genom att lufttillförseln förlängdes och kulventilerna fästes framför testtriggen enligt figur 4-13, vilket medförde tre positiva saker:

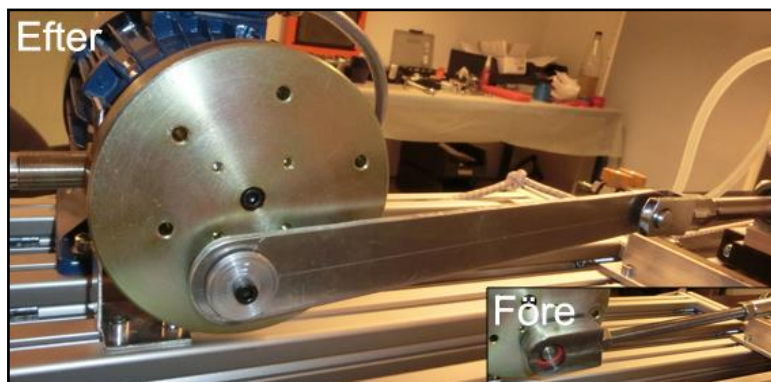
- Ökad precision vid reglering av lufttill-/frånförsel och därmed vid kraftreglering.
- Ökad säkerhet för operatören.
- Minskad vikt hos testtriggens huvudmassa med ungefär 215 gram.



Figur 4-13 Cylinder före och efter förflyttning av lufttill-/frånförsel.

#### 4.2.4 Svängarm

Vid testkörning av testtriggen märkte man även en tydlig ökning av vibrationer i motorn och svängarm då frekvensen översteg ungefär 10 hertz (10 varv per sekund). Även bullernivån ökade som en följd av detta. För att reducera krafterna i motor, svänghjul och svängarm, och därmed minska vibrationer och buller, gjordes ett lyckat försök att minska vikten på svängarmen. Svängarmen var tidigare tillverkad i stål med relativt grova dimensioner men ersattes av en betydligt slankare variant tillverkad i 6 millimeter tjock aluminiumplåt enligt figur 4-14. Vikten på svängarmen minskade till en ungefär en tredjedel. Motorn kunde nu föra runt svängarmen med samma frekvens och kraft som tidigare med den skillnad att motorn inte behöver arbeta lika hårt vilket resulterade i minskad vibrations- och bullernivå.



Figur 4-14 Svängarmen före och efter.

#### 4.2.5 Kolvens slaglängd

För att reducera buller och onödigt stora krafter minskades kolvens slaglängd. Detta uppnåddes genom att nya hål borrades i svänghjulet närmare centrum än tidigare hål. Detta resulterade i att svängarmen inte behöver röra sig lika lång sträcka för en cykel vilket gav en kortare slaglängd. Den nya konstruktionen gav märkbart lägre buller- och vibrationsnivåer vilket möjliggör att testtriggen kan köras på högre frekvenser än de 15 Hz som tidigare bedömdes vara det maximala säkra varvtalet.

#### 4.2.6 Vevarmens led

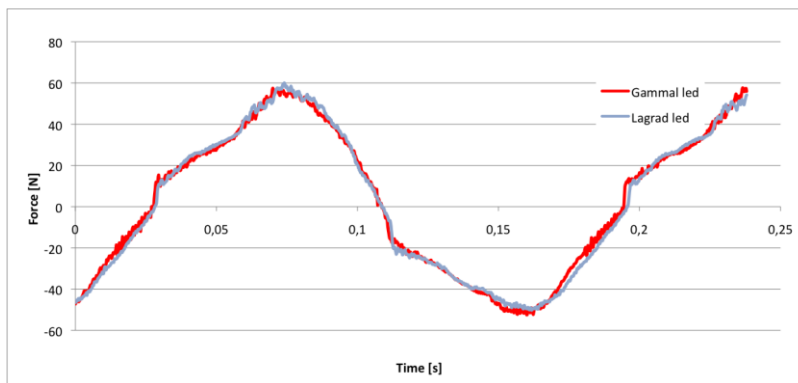
Vid undersökningar som gjordes under projektets gång upptäcktes ett glapp i leden mellan svängarmen och kolven. Vid en närmare titt på kraft-tid signalen upptäcktes brus vid båda ändlägena för svängarmen. Ett försök till att lösa detta blev att tillverka ytterligare en svängarm, denna gången lagrad i båda ändarna. Resultat enligt figur 4-15.



Figur 4-15 Lagrad led mellan svängarm och kolv

Den nya svängarmen väger lite mer än den som tillverkades för uppnå högre frekvenser på grund av minskad vikt (se kapitel 4.2.4 Svängarm) men detta anses vara okej på grund utav den mycket jämnare gången i maskineriet.

Figur 4-16 visar att kraft-tid signalen blev jämnare med den nya svängarmen.



Figur 4-16 Kraft-tid med ny och gammal svängarm vid 6 Hz

### 4.3 Försök 1 – Testtrigg, datainsamling och försöksplanering

För att kunna veta på vilka sätt de olika parametrarna skulle ställas in vid testkörning gjordes en enkel försöksplanering. De parametrar som kan matas in i den matematiska modellen är:

- Huvudmassan
- Motmassan
- Fjäderkonstant, huvudmassa
- Fjäderkonstant, motmassa
- Dämpkoefficient, huvudmassa
- Dämpkoefficient, motmassa
- Fri slaglängd, motmassa

Eftersom dämpkoefficienterna inte räknas som kontrollerbara under detta projekt valdes att inte betrakta dem som faktorer i detta försök utan som skattade konstanter. Slutsatsen drogs även att huvudmassans fjäderkonstant inte behöver varieras på grund utav den lilla effekt den ger till resultatet.

I försök 1 valdes alltså att variera följande parametrar:

- Motmassan
- Fjäderkonstant, motmassa
- Fri slaglängd, motmassa

På grund av att endast tre variabler valdes gjorde man ett fullskaligt försök, vilket vill säga att alla kombinationer av parametrar fick varsin körning. Två olika värden valdes på varje parameter där ett kallades för låg och ett för högt. Försöket utfördes enligt *tabell 4-1* där  $m$  är motmassan,  $k$  är motmassans fjäderkonstant och  $d$  är den fria slaglängden.

Körning	m	k	d
1	+	+	+
2	+	+	-
3	+	-	+
4	+	-	-
5	-	+	+
6	-	+	-
7	-	-	+
8	-	-	-

*Tabell 4-1 Försöksplanering, fullskaligt icke linjärt försök 1*

Förutom dessa åtta körningar gjordes två där motmassan var fixerad, en för varje värde på motmassan, samt fyra där dämpningen var linjär, det vill säga att den fria slaglängden var noll. *Tabell 4-2* visar det linjära försök 1.

Körning	m	k	d
Linj. 1,2	+	+	0
Linj. 3,4	+	-	0
Linj. 5,6	-	+	0
Linj. 7,8	-	-	0

*Tabell 4-2 Försöksplanering, fullskaligt linjärt försök 1*

Körningarna med den fixerade motmassan används för att se vilken kraft som matas in i systemet vid körning med en viss motmassa.

### 4.3.1 Parametrar

#### Motmassans fjäderkonstant

Försök 1 kördes med hänsyn till de fjädrar som fanns att tillgå vid tillfället tiden för körningen. Dessa var fem olika modeller med olika fjäderkonstanter från Lesjöfors. Med tanke på deras korta längd gjordes en tabell (se *tabell 4-3*) för att se vilka tio olika kombinationer av fjädrar som kunde göras och vilka fjäderkonstanter som detta skulle resultera i vid seriekoppling. Seriekopplade fjädrar får en total fjäderkonstant enligt

$$\frac{1}{k_{tot}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \quad [10] \quad (4.8)$$

Fjäder	1524	5001	1486	1531	1534
	40200 [N/m]	19200 [N/m]	15300 [N/m]	15100 [N/m]	7400 [N/m]
1534 7400 [N/m]	6250 [N/m]	5341 [N/m]	4988 [N/m]	4966 [N/m]	
1531 15100 [N/m]	10977 [N/m]	8453 [N/m]	7600 [N/m]		
1486 15300 [N/m]	11082 [N/m]	8515 [N/m]			
5001 19200 [N/m]	12994 [N/m]				
1524 40200 [N/m]					

Tabell 4-3 Fjäderkonstanter vid seriekoppling

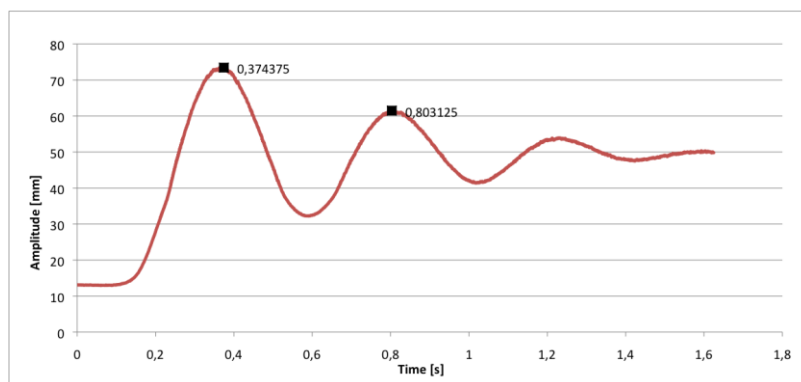
Medelvärde av dessa tio fjäderkonstanter är

$$k_{medel} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{10} k_{tot,i} \approx 8117 [N/m] \quad (4.9)$$

På grund av att kunskap som kommit av testkörning av riggen beslutades att köra med lite styvare fjädrar. Den låga fjäderkonstantnivån valdes därför till 8515 N/m, en kombination av fjädrarna 5001 och 1531, medan den höga nivån valdes till 12994 N/m, en kombination av fjädrarna 5001 och 1524.

### Huvudmassans fjäderkonstant

En parameter som inte har ett lika självklart värde är fjäderkonstanten i den elastiska tång som håller huvudmassan i sitt läge kring nollnivån. För att kunna använda ett relativt väl uppskattat värde gjordes ett försök där testriggen kopplades loss från svängarmen och sattes i självsvängning. Med hjälp av egenvinkelfrekvensen kunde ett bra värde för parametern  $K$  bestämmas. Figur 4-17 visar en plot av hur huvudmassan självsvänger och får en periodtid enligt ekvation 4.10.



Figur 4-17 Svängning – tid diagram

$$T = t_2 - t_1 \quad (4.10)$$

$$T \approx 0,80 - 0,37 = 0,43s$$

Den totala massan som är i svängning beräknas enligt

$$M = M_{huvudm} + M_{kolv} + M_{motm}. \quad (4.11)$$



$$M = 4,229 + 0,450 + 1,201 = 5,88 \text{ kg}$$

Funktionen för egenvinkelfrekvensen  $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$  medför fjäderkonstanten  $K$  enligt

$$K = \omega_0^2 \cdot M \quad (4.12)$$

Här utnyttjar man formeln  $\omega_0 = 2\pi \cdot f$  för att utnyttja egenfrekvensen  $f = 1/T$  och få egenvinkelfrekvensen som funktion av periodtiden enligt:

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T} \quad (4.13)$$

Ekvation 4.12 tillsammans med 4.13 ger parametern  $K$  som funktion av kända parametrar enligt:

$$K = \frac{4\pi^2}{T^2} M \approx 1255 \text{ N/m} \quad (4.14)$$

Tabell 4-3 visar parametrarna vid försök 1.

Huvudm.	Motmassan		K, huvudm.	k, motmassa		fri slaglängd	
	+	-		+	-	+	-
4,229 kg	1201 g	914 g	Ca 1255 N/m	12994 N/m	8515 N/m	12 mm	8 mm

Tabell 4-4 Parametrar vid försök 1

### 4.3.2 Körningar

Resultatet för alla körningar som gjordes under försök 1 finns i *Bilaga 3*.

Totalt 14 körningar gjorde under försök 1. Åtta där motmassan fick en fri slaglängd, fyra där dämpningen var linjär, alltså utan fri slaglängd och två där motmassan fixerades.

#### Icke linjära körningar

För att ta reda på vilka av parametrarna som hade störst effekt på resultatet gjordes en effektplo. Resultaten som togs i beaktande var dels den lägsta vibrationsnivån för huvudmassan,  $x_{min}$ , och dels den lägsta integralen, eller arean under kurvan, för huvudmassan över ett frekvensintervall från 20 % under till 20 % över frekvensen för den lägsta vibrationsnivån. Arealen beräknas enligt

$$A = \int_{0,8f(x_{min})}^{1,2f(x_{min})} \varkappa(f) df \quad (4.15)$$

där  $\varkappa(f)$  är en trendlinje till grafen för huvudmassans vibrationer och  $x_{min}$  är de lägsta uppkomna vibrationerna.

Som ett exempel visar *figur 4-18* hur vibrationsnivåerna såg ut under körning 6 vilken får representera de icke linjära körningarna. Resultaten beräknades enligt

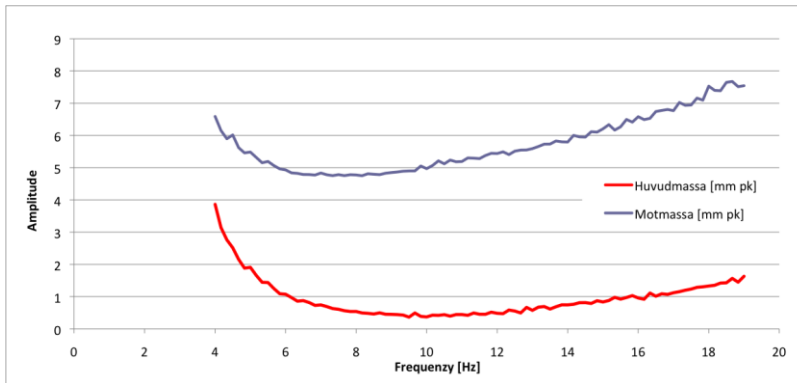
$$x_{min,6} = 0,8975 [\text{mm} - \text{pk}]$$

$$f(x_{min,6}) = 9,5 [\text{Hz}]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_6(f) = & -0,0000711496827695834 f^5 + 0,00465170693217332 f^4 \\ & -0,119079493980146 f^3 + 1,50221528481407 f^2 - 9,33190653064214 \\ & + 23,2254295195586 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt *ekvation B3.1* som

$$A_6 = \int_{0,8f(x_{\min,6})}^{1,2f(x_{\min,6})} \varkappa_6(f) df \approx 1,7429$$



Figur 4-18 Icke linjär körning 6

### Linjära körningar

Samma sak som för de icke linjära körningarna gjordes för de linjära körningarna som utfördes. Skillnaden blev att resultatet för arean under grafen inte kunde beräknas så högt som till 20 % över frekvensen där de lägsta vibrationerna uppkom eftersom systemets resonansfrekvens verkade dyka upp strax efter vid nästan varje körning. Istället valdes att beräknas arean över ett intervall från 1,3 Hz under till 1,3 Hz över den lägsta uppmätta vibrationsnivån. Detta enligt

$$A = \int_{f(x_{\min})-1,3}^{f(x_{\min})+1,3} \varkappa(f) df \quad (4.16)$$

där  $\varkappa(f)$  är en trendlinje till grafen för huvudmassans vibrationer och  $x_{\min}$  är de lägsta uppkomna vibrationerna.

Figur 4-19 visar resultatet för linjär körning 1,2. Resultaten för linjär 1,2 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

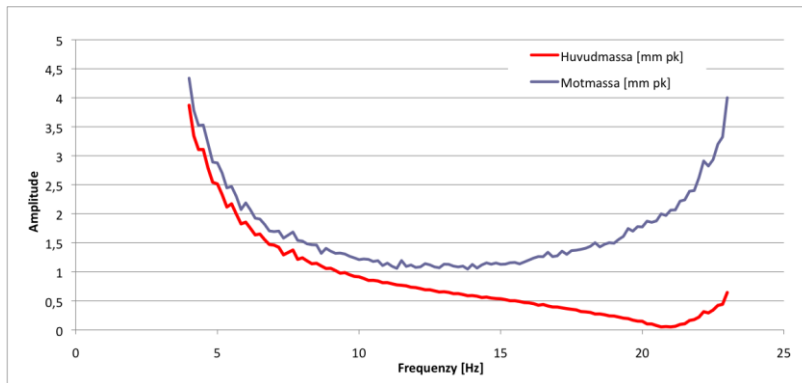
$$x_{\min,1,2} = 0,05047[mm - pk]$$

$$f(x_{\min,1,2}) = 21[Hz]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_{1,2}(f) = & 0,00148805012589714 f^4 - 0,106009376052929 f^3 \\ & + 2,81768599541074 f^2 - 33,1961765086187 f + 146,958513536706 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt *ekvation B3.2* som

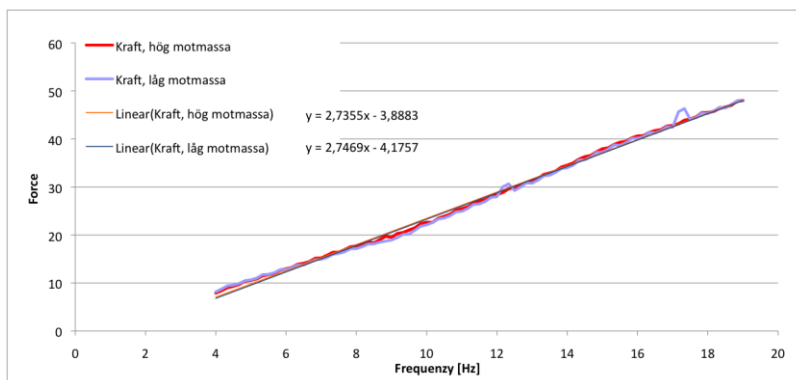
$$A_{1,2} = \int_{f(x_{\min,1,2})-1,3}^{f(x_{\min,1,2})+1,3} \varkappa_{1,2}(f) df \approx 0,33$$



Figur 4-19 Icke linjär körning 1,2

### Fixerad motmassa

För att uppskatta hur mycket kraft som matas in i systemet vid körning med respektive motmassas storlek, gjordes två körningar med fixerad motmassa. Sedan plottades order 1 av den införda kraften som funktion av slagfrekvens för att se vilka krafter som bör matas in i den matematiska modellen vid vilka frekvenser. *Figur 4-20* visar kraften vid de två körningarna samt trendlinjer som kom att användas som införd kraft i den matematiska modellen.



Figur 4-20 Kraft vid körningarna med fixerad motmassa

Detta resulterade i två olika kraft-frekvens linjer som kom att matas in i den matematiska modellen. Bakgrunden till detta presenteras i *kapitel 6.1 Matematisk Modell*.

$$F_{amp,+} = 2,7355f - 3,8883 \quad (4.17)$$

$$F_{amp,-} = 2,7469f - 4,1757 \quad (4.18)$$

Rörelseamplitud-frekvens kurvorna för de fixerade körningarna finns i *Bilaga 3*.

### 4.3.3 Resultat

När alla resultatvärdena var uträknade och klara gjordes beräkningar av vilka parametrar och vilka parametrars samspel som hade störst effekt på resultaten. Detta gjordes enligt

$$S_{x_{\min}} = \frac{\sum_{i=1}^n x_{\min,+i}}{n} - \frac{\sum_{i=1}^n x_{\min,-i}}{n} \quad (4.19)$$

$$S_{\int \varkappa(f)} = \frac{\sum_{i=1}^n \int \varkappa(f)_{+,i}}{n} - \frac{\sum_{i=1}^n \int \varkappa(f)_{-,i}}{n}$$

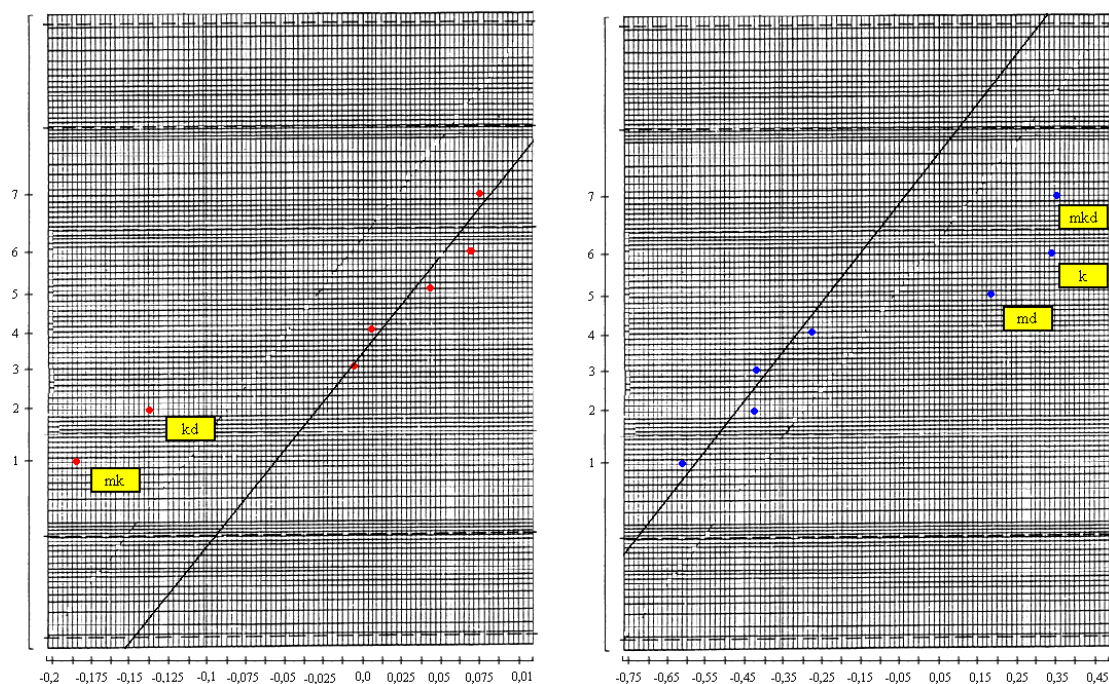
### Icke linjära körningar

Tabell 4-5 visar vilka resultat och effekter vid de icke linjära körningarna.

Körn.	m	k	d	mk	md	kd	mkd	$x_{\min}$	$\int \varkappa(f)$
1	+	+	+	+	+	+	+	0,6447	2,3072
2	+	+	-	+	-	-	-	0,5893	1,5708
3	+	-	+	-	+	-	-	0,8898	2,2284
4	+	-	-	-	-	+	+	0,7032	1,8831
5	-	+	+	-	-	+	-	0,7193	2,2038
6	-	+	-	-	+	-	+	0,8975	1,7429
7	-	-	+	+	-	-	+	0,7348	2,1309
8	-	-	-	+	+	+	-	0,498	1,7081
$S_{x_{\min}}$	-0,0057	0,0063	0,0752	-0,1858	0,0459	-0,1366	0,071	FÖRSÖK 1 Icke linjärt	
$S_{\int \varkappa(f)}$	-0,4216	0,333	-0,2358	-0,6167	0,1812	-0,4262	0,341		

Tabell 4-5 Resultat och effekter vid de icke linjära körningarna

Efter att effekterna beräknats arrangerades de i storleksordning och plottades på ett normalfördelningsblad. Ett normalfördelningsblad är konstruerat så att y-axelns dimensioner gör att en normalfördelningskurva bildar en rät linje. *Figur 4-21* visar normalfördelningsplotter för de icke linjära körningarna. Man ser tydligt att för resultatet  $x_{\min}$  är de samspelet, motmassa – fjäderkonstant och fjäderkonstant – fri slaglängd, som avviker mest från linjen och därmed bör ha störst inverkan. För resultatet  $\int \varkappa(f)$  är det samspelet, motmassa – fjäderkonstant – fri slaglängd och motmassa – fri slaglängd tillsammans med fjäderkonstanten själv, som har störst inverkan.



Figur 4-21 Effektplotter för de icke linjära körningarna. (Röda punkter motsvarar effekter på resultatet  $x_{\min}$ , blåa motsvarar effekter på  $\int x(f)$ )

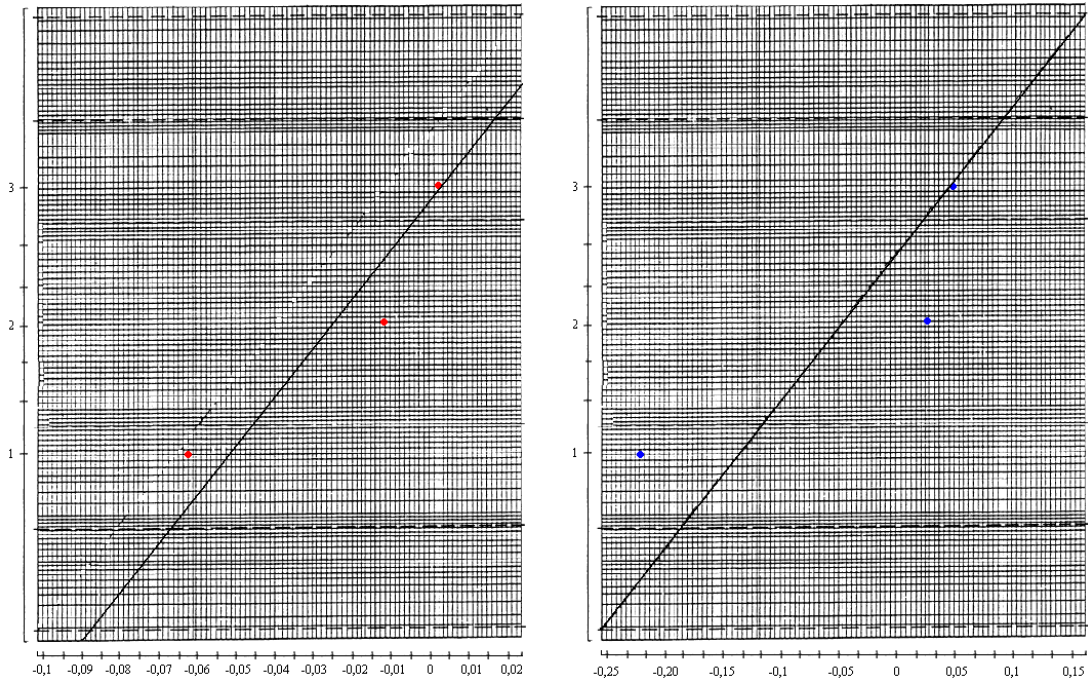
### Linjära körningar

Tabell 4-6 visar resultat och effekter vid de linjära körningarna.

Körn.	m	k	mk	$x_{\min}$	$\int x(f)$
Linj. 1, 2	+	+	+	0,0505	0,33
Linj. 3, 4	+	-	-	0,1265	0,5763
Linj. 5, 6	-	+	-	0,0622	0,3085
Linj. 7, 8	-	-	+	0,1137	0,4993
$S_{x_{\min}}$	0,00055	-0,06375	-0,01225	FÖRSÖK 1 Linjärt	
$S_{\int x(f)}$	0,04925	-0,21855	0,02775		

Tabell 4-6 Resultat och effekter vid de linjära körningarna

Vid de linjära körningarna var den fria slaglängden,  $d$ , lika med noll. På grund av detta fanns bara två parametrar att variera och därmed kunde tre effekter räknas ut. Figur 4-22 visar det normalfördelningsblad där dessa tre effekter rangordnats och plottats. Det framgår att ingen av dessa parametrar hade speciellt stor effekt på resultaten utan att alla var relativt lika effektiva.



Figur 4-22 Effektplotter för de linjära körningarna. (Röda punkter motsvarar effekter på resultatet  $x_{min}$ , blå motsvarar effekter på  $\int x(f)$ )

## 5 MÄTNING PÅ PROTOTYP

Swerea IVF har sedan tidigare tagit fram en prototyp. Denna var det vinnande konceptet av tre prototyper och gavs namnet "Prototyp 3". Mätningar kom att göras på denna prototyp för att se hur väl simuleringar svarar mot beteendet hos maskinen.

### 5.1 Funktion

Maskinen består av inre delar, ett ytterhölje och handtag. Den inre delen av maskinen består av själva mekaniken med motmassa, fjädrar och slående kolv. På utsidan sitter ett skyddande hölje som är till för att skydda de inre komponenterna och för att skärma maskineriet från handtagen med hjälp av vibrationsisolerande material. *Figur 5-1* visar en isärplockad prototyp P3.

I detta projekt ligger intresset endast i dämpningen som sker genom den svängande motmassan. Det vibrationsisolerande materialet och handtagens vibrationer är alltså inte intressanta när det kommer till att verifiera den matematiska modellen.



*Figur 5-1 Swerea IVF's prototyp P3*

### 5.2 Försök 2 – Prototyp, datainsamling

Mätningarna på prototypen gjordes genom filmning med höghastighetskamera. Videosekvenserna analyserades sedan med hjälp av programvaran Cabrillo Tracker. Två körningar gjordes, en med fixerad motmassa och en med standardinställningen, 8 mm fri slaglängd.

#### 5.2.1 Körningar

När prototypkörningarna filmades hölls maskinen i en hand av operatören. Detta medförde vissa rörelser i sidled som inte var önskvärda vilket både försvårade arbetet med att analysera video och korrumpierade värdena i korrekt led. För att kringgå detta problem letade man efter ett tidsintervall i videosekvenserna där maskinen hölls relativt rak och använde denna sekvens för att göra mätningar. Körningarna gjordes vid 3 bars tryck vilket medförde en slagfrekvens på 22,2 Hz.

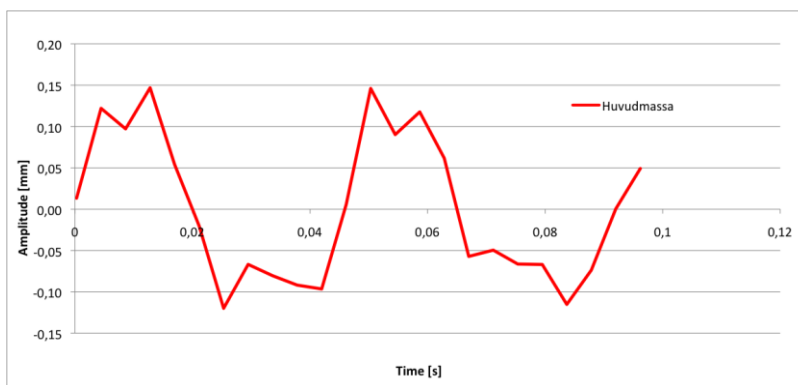
## 5.2.2 Videoanalys

I Tracker utnyttjas möjligheten att spåra en rörlig punkt genom videosekvensen. Detta genom att programvaran kan läsa av pixelstrukturen i ett definierat område och spåra förändringar i bilden. Principen går ut på att man först ansätter ett koordinatsystem i bild. För att få korrekta värden på rörelse i bilden ansätts ett avstånd som man mätt upp vid filmningen, detta kan till exempel var avståndet mellan två punkter på maskinen. Sedan väljs en punkt som man vill låta Tracker följa. För att underlätta för programvaran användes små svartvita klisterlappar med hög kontrast vilket underlättar för programvaran att inte förlora punkten ur sikte. Koordinatsystemet kan sedan vridas för att få axlarna i den riktning man vill mäta sina vibrationer.

Flera punkter kan spåras samtidigt vilket passar utmärkt vid detta projekt. Då får man ut två tabeller, en med motmassans värden och en med huvudmassans.

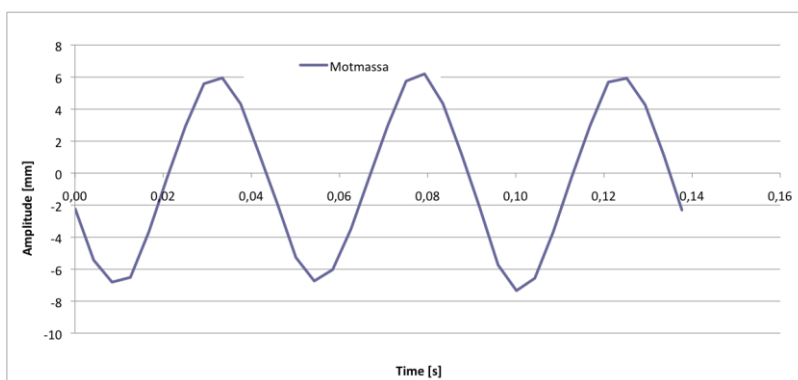
## 5.2.3 Resultat

Precis som vid körningarna med testriggen ser man att de icke linjära körningarna med prototypen inte får en sinusformad rörelse hos huvudmassan. Resultatet anses inte vara tillförlitligt då deformationer i maskineriet har upptäckts vilka kraftigt försvårar arbetet med att förutsäga vibrationsnivåerna. *Figur 5-2* visar huvudmassans rörelser över tid. Låg upplösning hos programvaran gör att kurvan ser kantig ut.



*Figur 5-2 Huvudmassans rörelse vid icke linjär körning, 22,2 Hz*

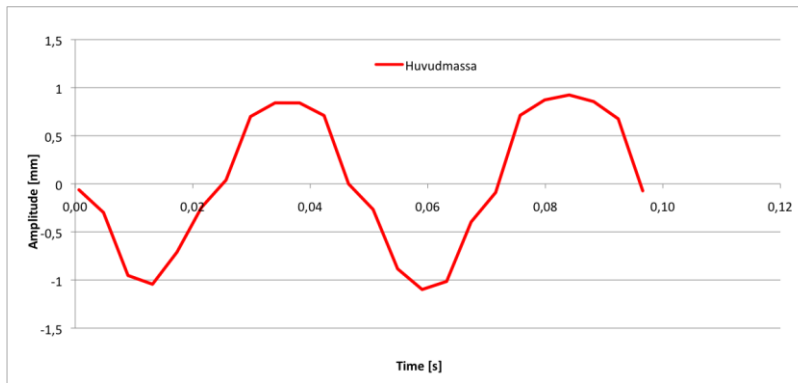
*Figur 5-3* visar motmassans rörelser vid samma körning.



*Figur 5-3 Motmassans rörelse vid icke linjär körning, 22,2 Hz*

En referenskörning gjordes för att se hur prototypen beter sig med motmassan fixerad. Detta visas i *figur 5-4*. Där ser man tydligt att vibrationerna är högre när motmassan inte är i svängning mot huvudmassans vibrationer.





Figur 5-4 Huvudmassans rörelse vid körning med fixerad motmassa, 22,2 Hz

## 6 MATEMATISK MODELL

Den matematiska modell som utvecklats för testtriggen av Swerea IVF är tänkt att fungera som ett verktyg för att bestämma hur de olika parametrarna ska samköras för att få önskat resultat. Det är därför av yttersta vikt att modellen är tillförlitlig.

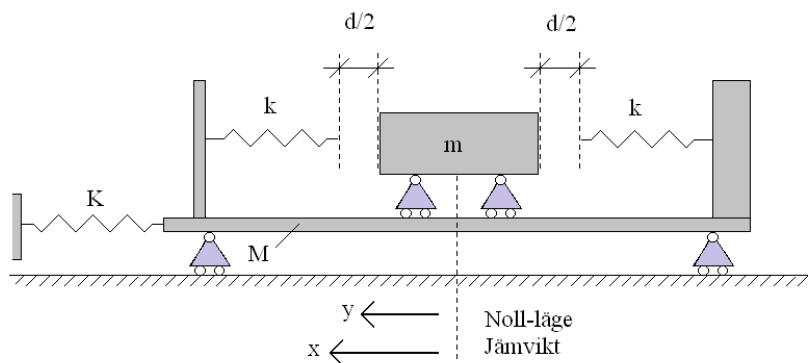
### 6.1 Funktion

De parametrar som behöver föras in i den matematiska modellen är:

- Huvudmassan,  $M$
- Motmassan,  $m$
- Fjäderkonstant, huvudmassa,  $K$
- Fjäderkonstant, motmassa,  $k$
- Fri slaglängd, motmassa,  $d$
- Dämpning, huvudmassa,  $C$
- Dämpning, motmassa,  $c$
- Ingående kraft,  $q(t)$

#### 6.1.1 Rörelseekvationer

Funktionen hos testtriggen är som hos en odämpad DVA med två små felkällor. Det första är att den behöver beräknas som en dämpad DVA, detta eftersom att vi inte lever i en perfekt värld utan det finns alltid felkällor. Det andra är att den inte är linjär, det vill säga det är inte en konstant linjärt ökande/avtagande kraft som verkar på motmassan. Detta beror på att motmassan inte alltid är i kontakt med fjädern utan har ett fritt spann då den i teorin inte är påverkad av någon kraft (Se figur 6-1).



Figur 6-1 Principskiss av testtriggen

För ett linjärt system är rörelseekvationerna naturligtvis desamma som ekvationerna 2.7 och 2.8. Nu gäller dock att motmassan kan röra sig fritt mellan fjädrarnas ingrepp. Detta medför att vi får tre olika lägen där vi får tre olika ekvationer för kraften på motmassan. För att uppnå detta inför vi

$$F_k = k(y - x) \quad (6.1)$$

Detta tillsammans med *ekvation 2.7* och *2.8* och en term för dämpningen i huvudmassan ger:

$$M\ddot{x} + K(x - z) - F_k + c(\dot{x} - \dot{y}) + C\dot{x} = q(t) \quad (6.2)$$

$$m\ddot{y} + F_k + c(\dot{y} - \dot{x}) = 0 \quad (6.3)$$

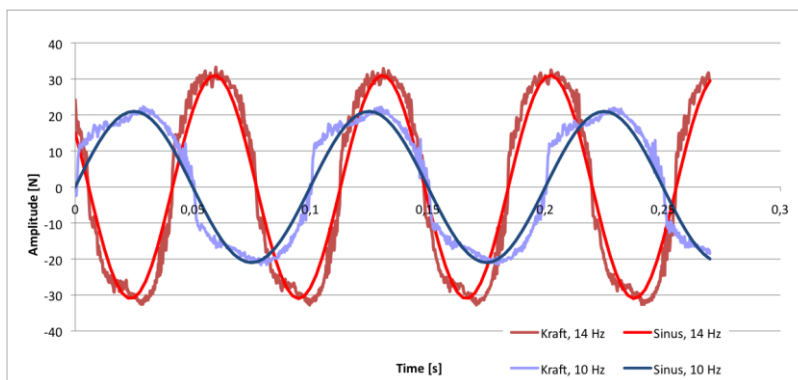
där  $x$  och  $y$  är koordinaterna för huvudmassan respektive motmassa och  $F_k$  varierar beroende på läget hos motmassan enligt

$$\begin{aligned} F_k &= 0, & |y - x| &\leq \frac{d}{2} \\ F_k &= (y - x)k - \frac{d}{2}k, & y - x &> \frac{d}{2} \\ F_k &= (y - x)k + \frac{d}{2}k, & y - x &< -\frac{d}{2} \end{aligned} \quad (6.4)$$

### 6.1.2 Införd kraft

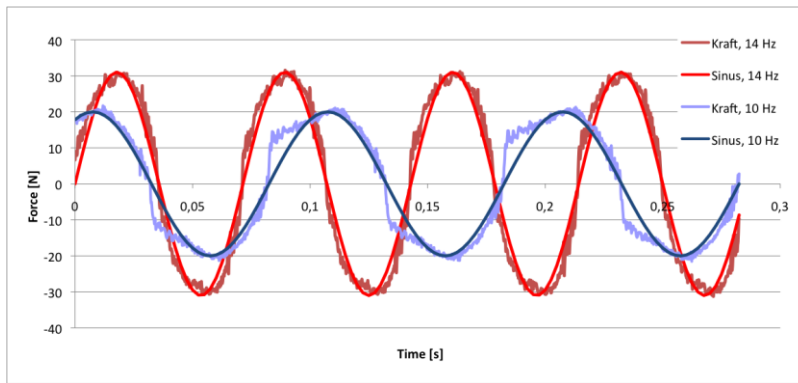
Vid testkörning av riggen upptäcktes att kraft-tid signalerna vid olika körningar hade samma karakteristik som sinusfunktioner. En närmare undersökning av detta gjordes för att se om man skulle kunna approximera kraftsignalerna med sinuskurvor på något sätt. Sex körningar gjordes varav tre i olika fall av dämpning och två slagfrekvenser för varje fall.

Det första som testades var att köra testriggen med fixerad motmassa. *Figur 6-2* visar jämförelse mellan kraftsignaler vid två olika frekvenser och motsvarande sinuskurvor. Slutsatsen drogs att de svarar mycket väl mot varandra.



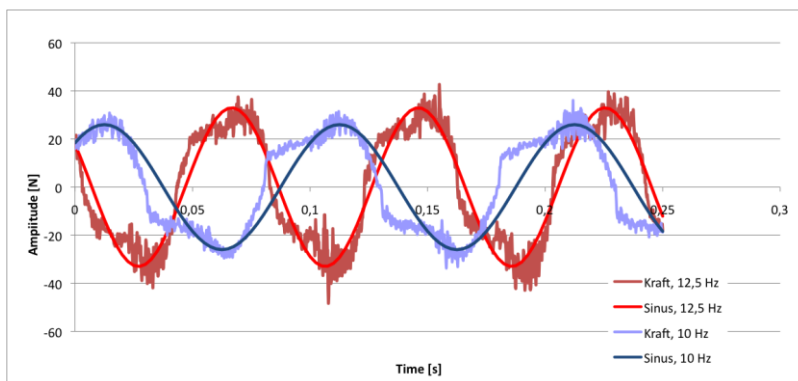
*Figur 6-2 Kraft-tid vid fixerad motmassa jämförd med motsvarande sinuskurvor*

Sedan testades även att köra riggen med motmassan monterad utan glapp, vilket gör att fjäderkraften konstant är linjär. *Figur 6-3* visar att även dessa kurvor är approximativt sinusformade.



Figur 6-3 Kraft-tid vid linjär dämpning jämförd med motsvarande sinuskurvor

Även fallet med icke linjär dämpning testades och resultatet redovisas i figur 6-4. Man kan se att kraften inte är lika sinusformad vid dessa körningar men att arean som utgör felmarginalerna är lika vid den positiva och negativa lutningen. På grund av detta drogs slutsatsen att en sinuskurva ändå är en relativt säker uppskattning.



Figur 6-4 Kraft-tid vid icke linjär dämpning jämförd med motsvarande sinuskurvor

En slutsats som kan dras genom att titta på de tre figurerna 6-2, 6-3 och 6-4, är att sinusformigheten ökar med ökad frekvens oavsett dämpningsfall. Detta togs hänsyn till i detta projekt men är en möjlighet för framtida vidare arbete.

Slutsatsen blev alltså att kurvorna kan approximeras med sinuskurvor. Detta medför alltså

$$q(t) = F_{amp} \sin(\omega t) \quad (6.5)$$

där  $F_{amp}$  är kurvans amplitud. För att modellen ska kunna svepa genom ett frekvensspektrum medför det faktum att vi känner till hur amplituden ökar linjärt med frekvensen att en rät linje får ansättas för  $F_{amp}$  enligt

$$F_{amp} = kf + m \quad (6.6)$$

där  $f$  är slagfrekvensen.

### 6.1.3 Dämpningskonstant

Av dessa parametrar är det två som inte styrs av den som gör inställningen av testtriggen inför körningen och det är dämpningskonstanterna för huvudmassan och motmassan.

För att bestämma dämpningen hos huvudmassan i försök 1 användes samma teknik som för att bestämma huvudmassans fjäderkonstant i kapitel 4.3.2 Parametrar.

## Dämpningskonstanten, $C$ , för huvudmassan

För att ta fram ett uttryck för dämpningskonstanten  $C$  utnyttjades formeln för logaritmiska dekrementet,  $\Lambda$  som gäller för svag dämpning samt ekvationen för den dimensionslösa dämpningskoefficienten  $\zeta$ .

$$\Lambda = \ln \frac{a_n}{a_{n+1}} = \ln e^{\zeta\omega T} \quad [10] \quad (6.7)$$

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{KM}} \quad [10] \quad (6.8)$$

Vidare förenklas de hopslagna ekvationerna och dämpningskonstanten  $C$  löses ut enligt följande och blir då en funktion av två intilliggande kurvtoppers värden  $a_n$  och  $a_{n+1}$ , huvudmassan  $M$  och periodtiden  $T$ .

Ekvation 6.1 ger

$$\ln \frac{a_n}{a_{n+1}} = \zeta\omega T \quad (6.9)$$

Detta tillsammans med ekvation 6.2 och  $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$  ger

$$\ln \frac{a_n}{a_{n+1}} = \frac{C}{2\sqrt{KM}} \cdot \sqrt{\frac{K}{M}} \cdot T \quad (6.10)$$

Sedan löser man ut  $C$  enligt

$$C = \ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right) \cdot \frac{2M}{T} \quad (6.11)$$

## 6.2 Försök 1 – Simulering av körningar med testrigg

Här behandlas de simuleringar som är tänkta att motsvara de körningar som gjordes av testriggen under försök 1.

### 6.2.1 Parametrar

Parametrarna  $M$ ,  $m$ ,  $K$ ,  $k$  och  $d$  fås ur tabell 4-3 och är alltså

$$M = 4,229[\text{kg}]$$

$$m_+ = 1,201[\text{kg}]$$

$$m_- = 0,914[\text{kg}]$$

$$K = 1255[\text{N/m}]$$

$$k_+ = 12994[\text{N/m}]$$

$$k_- = 8515[\text{N/m}]$$

$$d_+ = 0,012[\text{m}]$$

$$d_- = 0,008[\text{m}]$$

## Införd kraft

Kraften  $q(t)$  som förs in approximeras enligt *ekvation 6.5* där amplituden  $F_{amp}$  fås enligt *ekvation 4.15* och *4.16* som

$$F_{amp,+} = 2,7355f - 3,8883$$

$$F_{amp,-} = 2,7469f - 4,1757$$

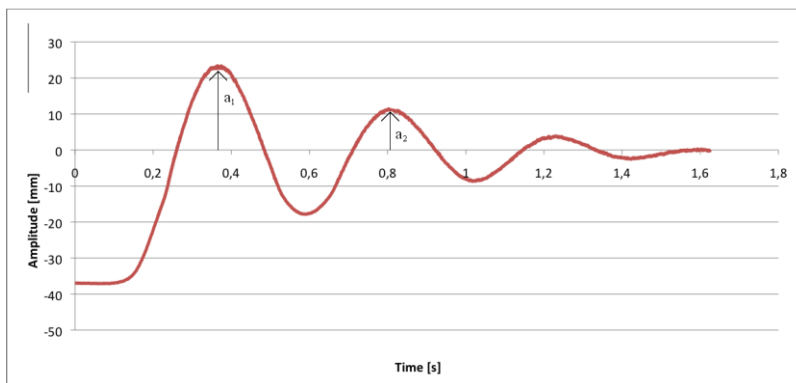
## Dämpning, motmassa

Dämpningen i motmassan är svår att uppskatta. Mycket talar dock för att den är låg. Upphänget som det talas om i kapitel 4.2 har till uppgift att reducera mycket av de dämpande krafterna. Axlarna på vilka motmassan glider är fint smorda och skapar mycket låg friktion.

## Dämpning, huvudmassa

Dämpningen i huvudmassan fås ur *ekvation 6.11* där  $T$  och  $M$  fås ur *ekvationerna 4.10* respektive *4.11* och  $a_1, a_2$  fås ur *figur 6-5* enligt:

$$C = \ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right) \cdot \frac{2M}{T} \approx \ln\left(\frac{23,38}{11,44}\right) \cdot \frac{2 \cdot 5,88}{0,43} = 19,55 [Ns^2/m]$$



Figur 6-5 Huvudmassans svängning kring sitt noll-läge

## 6.2.2 Simuleringar

De simuleringar som gjordes av körningarna under försök 1 plottades direkt på kurvorna som mätts upp under körningen av testtriggen för att se om dessa stämde överens. Alla simuleringssplotter finns i *Bilaga 4*.

## 6.3 Försök 2 – Simulering av körningar med prototyp

Här behandlas de simuleringar som är tänkta att motsvara körningarna som gjordes med prototypen P3 under försök 2.

### 6.3.1 Parametrar

Körningarna med testtriggen lämnade få frågetecken vad gällde värden på olika parametrar som testkördes. Vad gäller körningarna med prototypen däremot, uppstod flera problem vad gäller att bestämma parametrarnas värden. De ända tre parametrarna som faktiskt var kända var

- $M = 5$  [kg]

- $m = 0,95$  [kg]
- $d = 8$  [mm]

Efter att prototypen körts och dess data var insamlad jämfördes resultaten med den matematiska modellen. Vissa parametrar var svåra att mäta utifrån prototypen vilket gjorde det svårt att veta vilket värde som skulle matas in i den matematiska formeln vilket gjorde antaganden nödvändiga.

### **Fjäderkonstant k**

Fjädrarna som motmassan periodiskt trycker ihop bottnade vilket gjorde att dess fjäderkonstant inte tillförlitligt kunde användas. En fjäderkonstant behövdes ändå till MatLabmodellen vilket gjorde en approximation nödvändig. Då fjädern bottnar ökar fjäderkonstanten kraftigt och därför matades ett något högre värde in på fjäderns konstant en det givna fjädervärde som gäller i normalfall för att kompensera.

### **Kraften F**

Kraften som matades in i MatLab räknades fram med kraftekvationen från försök ett med lågt värde (se *ekvation 4.18*) eftersom storleken på dess motmassa var den som stämde bäst överens med prototypens.

### **Fjäderkonstant K, Dämpningskonstanten C**

Huvudmassans fjäderkonstant och dämpning behövde också approximeras. Eftersom prototypen inte var fixerad som testtriggen utan hölls av en person kunde inte huvudmassans dämpning och fjäderkonstant beräknas som tidigare. För att kunna beräkna dessa skulle man behöva veta energiupptaget mellan maskinen och personen vilket var svårt vilket gjorde ett uppskattande nödvändigt. Tillvägagångssättet var att plotta prototypens amplitudkurva mot MatLabs, sedan testas olika värden på K och C med målet att få MatLabkurvan att stämma överens med prototypens.

### **Motmassans dämpningskonstant c**

Motmassans dämpning är som tidigare svår att uppskatta men även här antogs den vara relativt låg. Detta eftersom motmassan nu svänger vertikalt med lite friktion. Jämför detta med testtriggens motmassa som svängde horisontellt där friktionen reducerades kraftigt med hjälp av en motvikt och därefter antogs bli låg.

### **Frekvensen f**

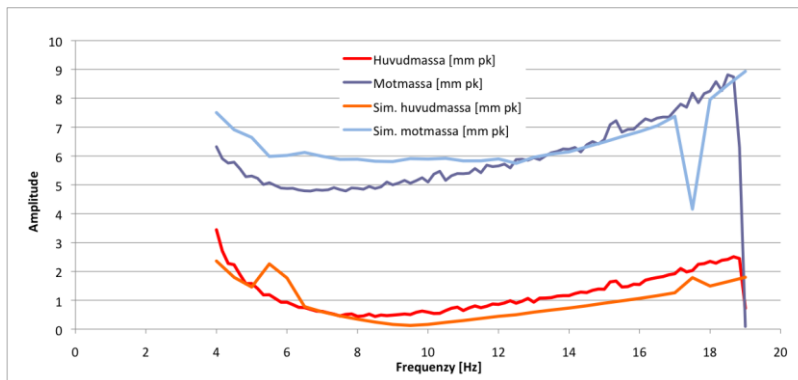
Frekvensen som matades in i MatLab valdes ut så den skulle ha samma storlek som prototypens. Denna togs fram genom att undersöka inspelningshastigheten på höghastighetskameran samt dess längd. Då ett korrekt värde på tidsaxeln tagits fram kunde periodtiden tas fram genom analys av kurvan. Då periodtiden är framtagen beräknas enkelt frekvensen enligt  $f = 1/T$ .

## 7 SLUTSATS

De simuleringar som gjordes av körningarna under försök 1 plottades direkt på kurvorna som mätts upp under körningen av testriggen för att se om dessa stämde överens. Alla simuleringssplotter finns i *Bilaga 4*.

### Icke linjära simuleringar

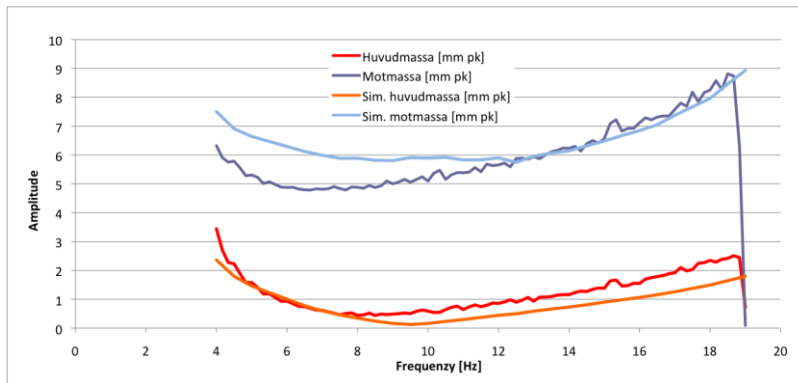
Vid de icke linjära körningarna uppkom pikar vid simuleringarna, vilket *figur 7-1* visar tydligt vid ungefär 18 Hz. Orsaken till detta är ännu okänd men antalet av dessa fel kan bland annat regleras genom att ändra dämpningsparametern för motmassan. Felen består ofta i ett eller två amplitudvärden som skiljer sig kraftigt från mängden. Eftersom detta fel i princip bara uppkommer vid de icke linjära körningarna drogs slutsatsen att det är något som blir fel vid beräkningarna i differentialekvationslösaren ODE45 vilken används i den matematiska modellen. För att se om man kunde bli av med dessa problem testades även lösaren ODE23. Vid vissa av simuleringarna resulterade detta i något finare kurvor medan vid vissa blev resultatet sämre. Beslutet togs att alla simuleringar skulle göras med ODE45 för enkelhetens skull.



*Figur 7-1 Icke linjär körning 2 jämförd med motsvarande matematisk simulering*

I och med att dessa problem uppkommer vid vissa exakta frekvenser är en lösning att öka upplösningen på simuleringen. Detta resulterar till slut i att avvikelserna kommer att dyka upp i plotten som en vertikal linje och man kan se den exakta formen på kurvan. Detta ökar dock beräkningstiderna avsevärt då dubblad upplösning innebär dubblad tid. På grund av detta löstes detta på ett enklare sätt, nämligen genom att radera det felaktiga värdet och på så sätt approximera amplitudförändringen under det felaktiga frekvensintervallet med en rak linje. Simuleringen av körning 2 visas då som i *figur 7-2*. Man ser tydligt att de båda kurvorna stämmer väl överens.





Figur 7-2 Icke linjär körning 2 jämförd med delvis approximerad motsvarande matematisk simulering

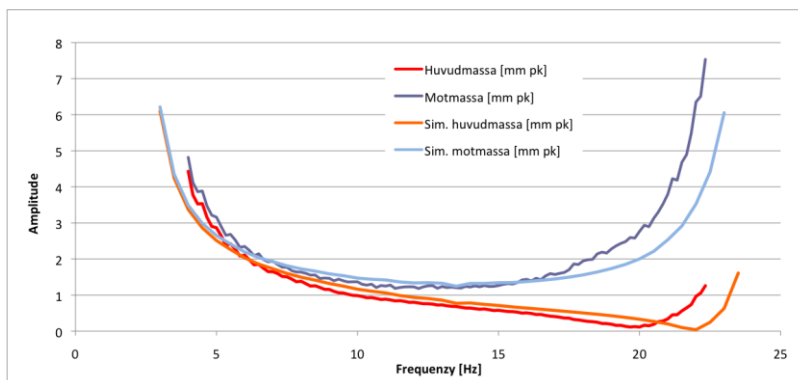
En annan sak värd att kommentera är motmassans kurva. Man ser att överensstämmelsegraden är högre vid de högre frekvenserna än vid de lägre. Detta skulle kunna bero, åtminstone delvis, på att sinusformigheten på den inmatade kraften ökar med frekvensen. Detta innebär alltså att den sinuskurva som kraften approximerats med, vid tillräckligt hög frekvens, kommer att bli verklighet och på grund av detta skulle kurvan komma att se bättre och bättre ut. Detta gäller inte för de körningar där motmassan hoppat ut sin svängning.

Angående frekvensen där de lägsta vibrationerna uppkommer säger simuleringarna att den är högre än vad mätningarna säger vid samtliga simuleringar. Vad detta beror på är okänt, men vid experiment med modellen har det visat sig att om man matar in en lägre kraft kommer detta att ske vid en lägre frekvens och vice versa. Detta är ingen lösning på problemet utan bara fakta kring modellen. Den inmatade kraftens amplitud är approximerad med första ordningen vilken är lite lägre än huvudvärdet. Kanske skulle man kunna rättfärdiga att sänka kraften ytterligare? Detta är ett problem att arbeta vidare på i framtiden.

Denna diskussion är förd över simuleringen av körning 2 men gäller för alla icke linjära körningar som gjorts. Detta kan man lätt se i *Bilaga 4*.

### Linjära simuleringar

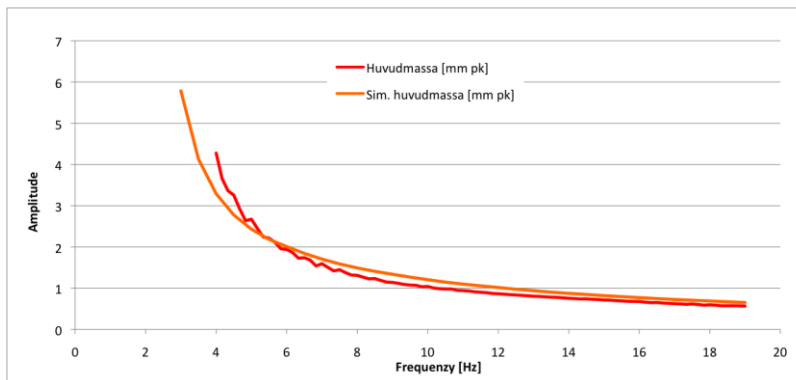
Figur 7-3 visar linjär körning 7,8 tillsammans med motsvarande matematisk simulering. Man ser att precis som vid de linjära körningarna uppkommer de lägsta vibrationerna vid högre frekvenser i simuleringen än i verkligheten. Annars är det tydligt att kurvorna stämmer mycket väl överens.



Figur 7-3 Linjär körning 7,8 jämförd med motsvarande matematisk simulering

## Simuleringar av körningar med fixerad motmassa

Figur 7-4 visar att även simuleringarna av körningar med fixerad motmassa stämmer väl överens med mätvärdena. I dessa fall sattes fjäderkonstanten för motmassan,  $k=1000000$  [N/m] alltså väldigt hög för att så mycket kraft som möjligt skulle överföras mellan huvudmassa och motmassan i simuleringen. Detta betyder att man kunde fått överensstämmelsen bättre genom att öka fjäderkonstanten mer. Detta hade dock gett ett marginellt bättre resultat medan beräkningstiderna hade ökat avsevärt.

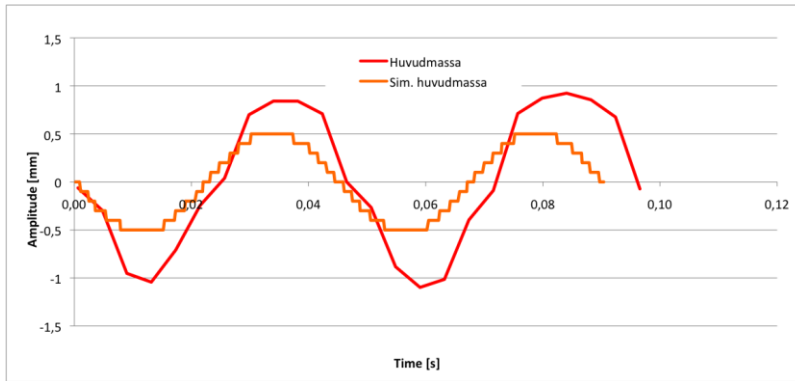


Figur 7-4 Fixerad körning 1,2,3,4

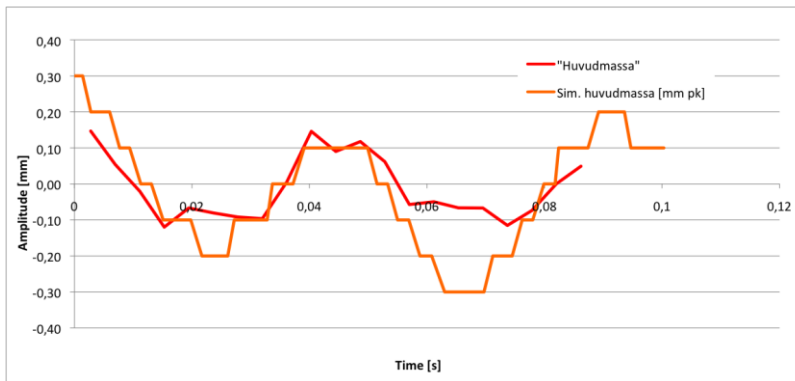
En del av projektplanen gick ut på att kontrollera den matematiska modellen med prototyp 3 som Swerea IVF tagit fram. Detta skulle genomföras på samma sätt som när testtriggens givare kontrollerades, alltså med hjälp av programmet tracker. Då vissa delar av projektet drog ut på tiden hanns det inte med någon egen filmning av prototypen utan redan existerande filmer fick användas vilket inte var optimalt. Eftersom prototypen hölls för hand och inte var fixerad som testtrigggen resulterade det i att maskinen rörde sig även i sidled. Eftersom vibrationerna i tracker mäts utefter ett koordinatsystem är det viktigt att grafens y-axel går längs prototypen men då denna sällan stod still var det svårt att få fram en tillförlitlig kurva. För att resultaten från prototypen skulle blivit bättre skulle större tyngd läggas på att hålla maskinen fixerad. Filmen hade gärna fått filma närmare prototypen eftersom de utsatta klistermärkena som tracker utnyttjar blev små och gjorde att tracker ofta tappade fokus.

Två körningar valdes att presenteras, en då motmassan fixerades (figur 7-5) och en då motmassan svängde mellan fjädrar med ett glapp (figur 7-6). I båda fallen plottades amplituden som funktion av tiden.

Som man kan se på de två graferna finns en stor felmarginal. Dessa skulle minskas drastiskt med tidigare nämnda åtgärder. Den matematiska modellen är inte gjord för att behandla fjädrar som bottnar vilket misstänks vara en av de stora felkällorna. I framtiden kan man fjäderkrafterna till ickelinjära vilket det inte fanns rum för i detta projekt. Även videosekvenserna var som tidigare nämnt dåliga då det ej var tänkt för denna användning. Man kan då dra slutsatsen att den matematiska modellen stämmer bättre överens med verkligheten än vad graferna visar och att det inte var den som felade.



Figur 7-5 Körning av prototyp med låst huvudmassa jämfört med simulering



Figur 7-6 Körning av prototyp jämfört med simulering

## REFERENSER

1. SETTLES, J. C. och HEINBERGER, W. W. (1959) *Vibration Absorbers for Reciprocating Tools*. 2875731.
2. WANG, B. P., et al. (1985) Synthesis of Dynamic Vibration Absorbers. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, vol 107, nr 2, ss 161-166.
3. BOYLE, J. C., SMITH N. J. och BURKE F D. (1988) Vibration White Finger. *Journal Hand Surgery (British and European Volume)*, vol 13, nr 2, ss 171-176.
4. KARI, L. (2007) Dynamic Vibration Absorbers. I *Handbook of Noise and Vibration Control*, red. M. J. Crocker, ss 745-752. New Jersey: John Wiley & Sons Inc.
5. HAZRA, B., et al. (2010) Re-tuning tuned mass dampers using ambient vibration measurements. *Smart Materials and Structures*, vol 19, nr 11, ss 115002.
6. SHILIANG, J., et al. (2011) Research on Frequency-tuned Dynamic Vibration Absorber. *Applied Mechanics and Materials*, vol 66-68, ss 1762-1768.
7. LINDELL, H. (2012) *Vibrationer i Stenindustrin*. Mölndal: IVF. (IVF rapport: 21604).
8. LINDELL, H. (2011) Redesign of Hand Held Impact Machines to Reduce Hand-arm Vibration. *11 International Conference on Hand-arm Vibration*.
9. KORENEV B. G., REZNIKOV L. M. (1993) Theory of the Linear Dynamic Vibration Absorber at Various Excitations. I *Dynamic Vibration Absorbers Theory and Technical Applications*, ss 1-86. Chichester: John Wiley & Sons Inc.
10. GRAHN, R., JANSSON, P-Å. (1998) *Mekanik – Statik och dynamik*. Lund: Studentlitteratur AB.

## Bilaga 1

### Testkörning inför beställning av fjädrar

Innan datainsamling från körning av testtriggen kunde påbörjas gjordes en testkörning för att se vilka krafter som matades in i systemet och därmed bestämma hur styva fjädrar som skulle användas under körningarna.

Denna testkörning gjordes under ett extremfall vilket vill säga att högsta respektive lägsta tillgängliga motmassa och huvudmassa användes. Två körningar gjordes varav en med fixerad motmassa som referens till körningen med rörlig motmassa. För varje körning redovisades huvudmassans rörelse och införd kraft i systemet. Även motmassans rörelse redovisades i det fall där den skiljde sig från huvudmassans. För varje körning redovisades ett diagram med ”overall level” samt en till fyra ordningars resonanser. Tabell 1 visar vilka inställningen av de viktigaste parametrarna.

	Vikt - motmassa	Vikt - huvudmassa	Fri slaglängd - motmassa	Fjäderkonstant
Avstämmd motmassa	1489 g	4229 g	ca 16 mm	7,4 N/mm
Fixerad motmassa	n/a	5718 g	n/a	n/a

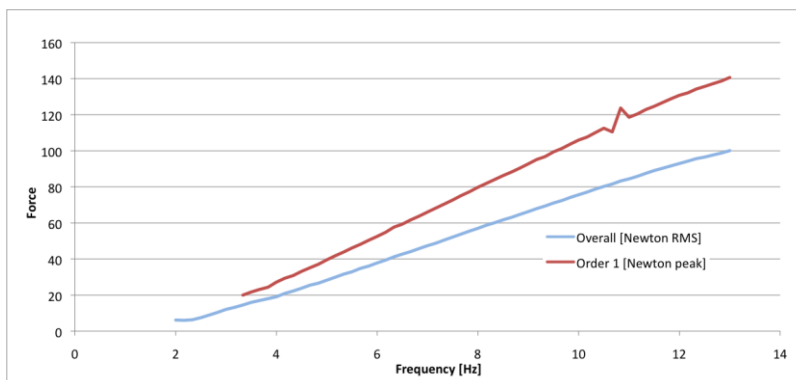
*Bilaga 1, Tabell 1 – Parametrar vid testkörning.*

Körningarna gjordes som svepningar vilket betyder att man steglöst ökar hastigheten och låter datorn ta ut värden på storheter för olika hastigheter. Dessa svepningar gjordes från ungefär 120 till 780 rpm vilket motsvarar två respektive 13 hertz slagfrekvens hos testtriggen.

### Körning med avstämmd motmassa

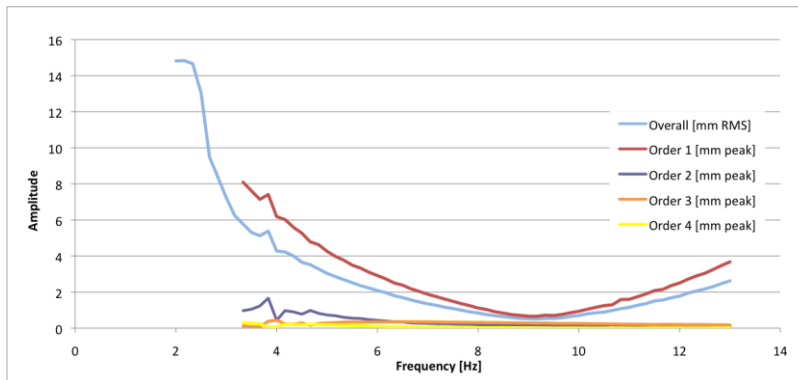
Nedan redovisas tre grafer med resultat från körningen som gjorde med en avstämmd motmassa med en fri slaglängd innan fjädrarna komprimerades.

För att få en uppfattning av hur mycket kraft som förs in i systemet gjordes en plot som beskriver hur stor kraft huvudmassan utsattes för vid en speciell slagfrekvens (varvtal för motorn) – se figur 1. Första ordningens överton samt medelvärdet Overall redovisades. Overall-värdet visades i newton RMS vilket betyder Root Mean Square (Kvadratisk Medelvärde). Anledningen är att det är storleken på Y-axelns värden man är intresserad av. Resonansens enhet, Newton p-p, står för Newton peak to peak och mäter avståndet mellan Kraft-Tid-grafens min- och max-värde. Vad man kan avläsa ur figur 1 är att kraften ökar ganska linjärt med ökad hastighet.



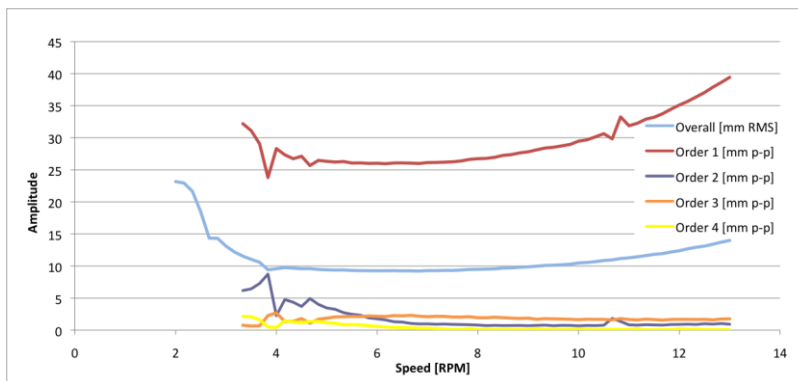
*Bilaga 1, Figur 1 Krafter i systemet vid körning med avstämmd motmassa.*

Figur 2 beskriver vibrationerna hos huvudmassan vid en hastighetsvepning upp till ungefär 13 Hz. Vad som kan avläsas ur figuren är att vid hastigheten 550 rpm har overall-värdet sitt minvärde på ungefär 0,51 mm RMS.



Bilaga 1, Figur 2 Huvudmassans vibrationer vid körning med avstämmd motmassa.

Figur 3 visar hur motmassan rör sig vid olika hastigheter. Overall-linjen har ett minvärde på runt 9 mm RMS vid 400 rpm.

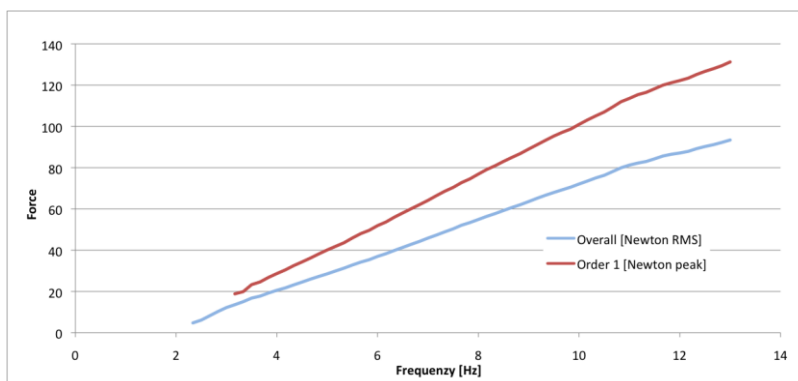


Bilaga 1, Figur 3 Motmassans rörelse vid körning med avstämmd motmassa.

## Referenskörning med fixerad motmassa

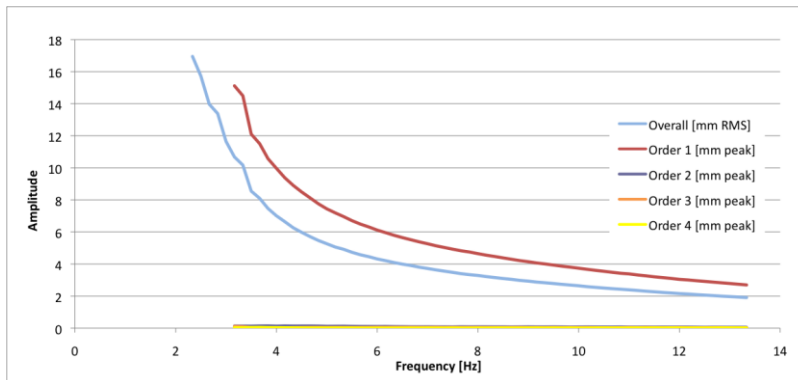
För att enkelt kunna se vilken verkan den avstämmda motmassan har och hur skillnaden blir i olika storheter gjordes även en körning då motmassan var fixerad i huvudmassan.

Figur 4 beskriver hur stor kraft huvudmassan utsätts för i mm RMS under hastigheter upp till 13 Hz. funktionen kraft hastighet kan ses som linjär under större delen av plotten med avvikandet vid 11 Hz.



Bilaga 1, Figur 4 Krafter i systemet vid körning med fixerad motmassa.

I figur 5 visas en plot av huvudmassans resonanser och overall-värde. Man ser att vibrationerna minskar med ökad hastighet. Vibrationerna är som störst vid låga hastigheter och sjunker fort i intervallet 2 - 4 Hz för att sedan plana ut något.



*Bilaga 1, Figur 5 Huvudmassans vibrationer vid körning med fixerad motmassa.*

## Slutsats

Jämför man resultaten i kraftdiagrammen mellan de olika körningarna ser man att resultaten inte skiljer sig mycket åt. Skillnaden är att kraftploten slutar tio kraftenheter högre vid körning med motmassa än i fallet med fixerad motmassa. Detta är inte så stort procentuellt men man kan ändå dra slutsatsen att kraften på huvudmassan stiger snabbare med ökad hastighet i fallet med avstämd motmassa.

I de två fallen då amplituden på huvudmassan uppmättes som funktion av hastigheten kunde man se större skillnader. I fallet med fixerad motmassa sjunker vibrationerna med ökad hastighet men amplituden blir inte lägre än ungefär 2 mm RMS vilket inträffar precis i slutet av körningen. I fallet med avstämd motmassa kan man istället tydligt se att kurvan har ett minvärde på 0,51 mm RMS. Vibrationerna på huvudmassan går alltså att reducera i högre grad när motmassan inte är fixerad.

## **Bilaga 2**

### **Lista över utrustning**

#### **Hårdvara**

Contrinex Las-5050L-109-571

Contrinex LAS-3130-119

Dytran 1051V4

Dytran 2300V1

Casio EX-ZR1000

NI 9263

NI 9234

Optisk trianguleringsgivare

Optisk trianguleringsgivare

Kraftgivare

Tryckgivare

Höghastighetskamera

DAQ - Analog utgång

DAQ – Analog ingång

#### **Mjukvara**

National Instruments Sound and Vibration Assistant 2013

MatLab

Cabrillo Tracker 4.84



## Bilaga 3

### Testrigg försök 1 – Resultatrapport

Denna uppsättning körningar är vad som kom att jämföras med den matematiska modellen i slutändan för att få en uppfattning om hur väl den stämmer överrens med verkligheten.

För att underlätta framtida arbete med att optimera vibrationsdämparen gjordes även ett försök att beräkna vilken effekt de olika parametrarna som varierades hade på resultatet. Ett misstag som annars lätt görs är att en parameter hålls konstant medan en annan varieras. Då skulle man kunna luras att tro att den fria variabeln är den som bestämmer vibrationsnivåerna när det i själva verket är förhållandet mellan de två parametrarna som är det avgörande.

För att ta reda på hur de olika parametrarnas effekter förhåller sig till varandra gjordes en försöksplan där tre parametrar; motmassan, fjäderkonstanten och glappet varierades mellan ett högt (+) och ett lågt (-) värde. Eftersom varje parameter kunde ges olika två värden blev det totalt åtta icke linjära körningar. Parametrarna som varierades var motmassan,  $m$ , fjäderkonstanten,  $k$ , samt den fria slaglängden,  $d$ . Även fyra linjära körningar gjordes, alltså utan fri slaglängd. Parametrarnas värde visas i tabell 1.

Huvudm.	Motmassan		K, huvudm.	k, motmassa		fri slaglängd	
	+	-		+	-	+	-
4,229 kg	1201 g	914 g	Ca 1255 N/m	12994 N/m	8515 N/m	12 mm	8 mm

Bilaga 3, Tabell 1 Parametrarnas värde under försök 1

De effekter som beräknas på detta sätt är knutna till ett visst resultat. De resultat som kändes relevanta i detta fall var den lägsta uppnådda vibrationsnivån för huvudmassan samt den arean under huvudmassans amplitud-frekvens kurva. Anledningen till att det senare nämnda är att man ibland kan uppnå väldigt låga vibrationer men att kurvan blir väldigt snäv och att dessa bara uppnås under ett mycket kort frekvensintervall. Om man istället tittar på arean under grafen tar man med i beräkningen både vibrationsnivån och att man är intresserad av ett bredare frekvensspektrum.

### Icke linjära

Körningarna är gjorda enligt de parameterförhållanden som visas i tabell 2.

Körning	m	k	d
1	+	+	+
2	+	+	-
3	+	-	+
4	+	-	-
5	-	+	+
6	-	+	-
7	-	-	+
8	-	-	-

Bilaga 3, Tabell 2 Försöksplanering, icke linjärt försök 1

För den icke linjära delen av försöket undersöktes arean under grafen av ett intervall 20 % under och över den frekvens där de lägsta vibrationerna uppkom enligt

$$A = \int_{0,8f(x_{\min})}^{1,2f(x_{\min})} \ddot{x}(f) df \quad (\text{B3.1})$$

där  $\varkappa(f)$  är en trendlinje till grafen för huvudmassans vibrationer och  $x_{\min}$  är de lägsta uppkomna vibrationerna.

### Körning 1

Figur 1 visar resultatet för körning 1 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 1 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

$$x_{\min,1} = 0,6447[mm - pk]$$

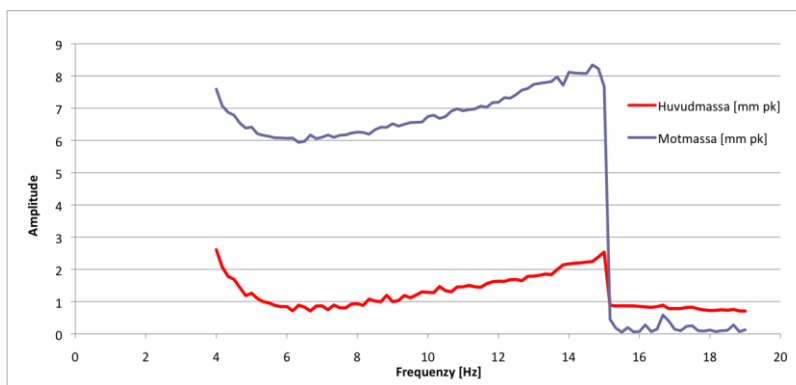
$$f(x_{\min,1}) = 7[Hz]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_1(f) = & 0,0020448433715019f^4 - 0,0830847204725096f^3 \\ & + 1,24211297361837f^2 - 7,91671389444758f + 18,899929912334 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_1 = \int_{0,8f(x_{\min,1})}^{1,2f(x_{\min,1})} \varkappa_1(f) df \approx 2,3072$$

I figur 1 ser man även att motmassan stannade i ett läge i sin fria slaglängd vid ungefär 15 Hz. Eftersom systemet då var på väg upp i sin resonansfrekvens orsakade detta att även huvudmassans vibrationer minskade vid denna frekvens.



Bilaga 3, Figur 1 Icke linjär körning 1

### Körning 2

Figur 2 visar resultatet för körning 2 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 2 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

$$x_{\min,2} = 0,5893[mm - pk]$$

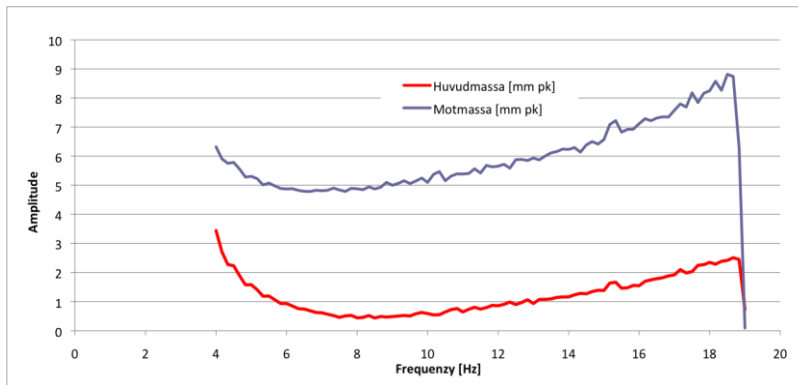
$$f(x_{\min,2}) = 7,8[Hz]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_2(f) = & 0,000658134595116655f^4 - 0,0334018821768627f^3 \\ & + 0,630065013938591f^2 - 5,0632267668955f + 15,0055745541957 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_2 = \int_{0,8f(x_{\min,2})}^{1,2f(x_{\min,2})} \varkappa_2(f) df \approx 1,5708$$

I figur 2 ser man även att motmassan stannade i ett läge i sin fria slaglängd vid ungefär 19 Hz. Eftersom systemet då var på väg upp i sin resonansfrekvens orsakade detta att även huvudmassans vibrationer minskade vid denna frekvens.



Bilaga 3, Figur 2 Icke linjär körning 2

### Körning 3

Figur 3 visar resultatet för körning 3 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 3 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

$$x_{\min,3} = 0,8898[\text{mm} - \text{pk}]$$

$$f(x_{\min,3}) = 5,98[\text{Hz}]$$

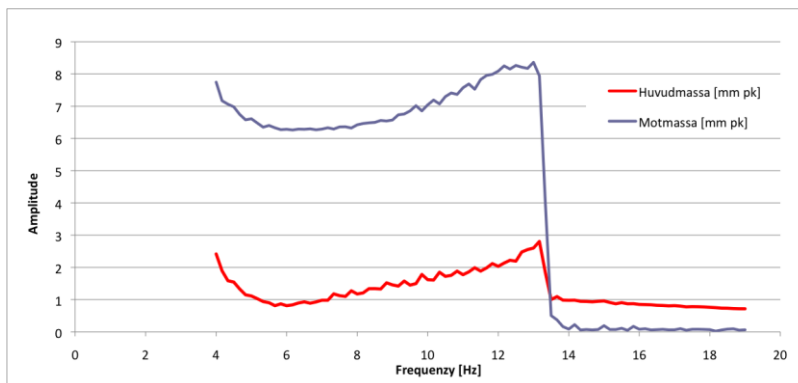
$$\varkappa_3(f) = 0,00415419577858156f^4 - 0,151695878384743f^3$$

$$+ 2,03581295198629f^2 - 11,6701339781514f + 24,945072803292$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_3 = \int_{0,8f(x_{\min,3})}^{1,2f(x_{\min,3})} \varkappa_3(f) df \approx 2,2284$$

I figur 3 ser man även att motmassan stannade i ett läge i sin fria slaglängd vid ungefär 13 Hz. Eftersom systemet då var på väg upp i sin resonansfrekvens orsakade detta att även huvudmassans vibrationer minskade vid denna frekvens.



Bilaga 3, Figur 3 Icke linjär körning 3

### Körning 4

Figur 4 visar resultatet för körning 4 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 4 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

$$x_{\min,4} = 0,7032[\text{mm} - \text{pk}]$$

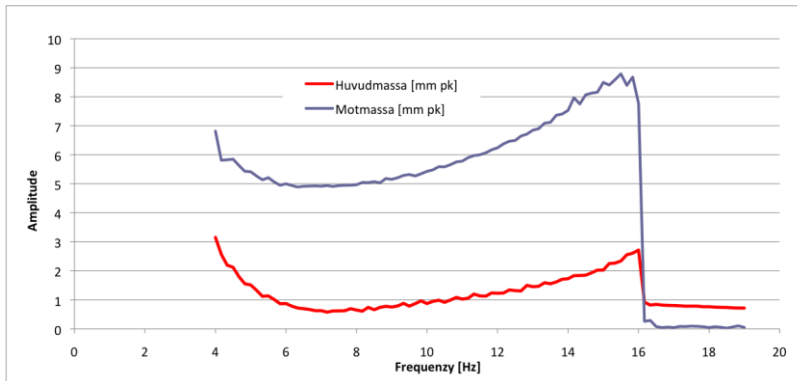
$$f(x_{\min,4}) = 7,14[\text{Hz}]$$

$$\begin{aligned} x_4(f) = & 0,00155041071651685f^4 - 0,0673611053237781f^3 \\ & + 1,0870789932333f^2 - 7,54592841658265f + 19,5362970686078 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_4 = \int_{0,8f(x_{\min,4})}^{1,2f(x_{\min,4})} x_4(f)df \approx 1,8831$$

I figur 4 ser man även att motmassan stannade i ett läge i sin fria slaglängd vid ungefär 16 Hz. Eftersom systemet då var på väg upp i sin resonansfrekvens orsakade detta att även huvudmassans vibrationer minskade vid denna frekvens.



Bilaga 3, Figur 4 Icke linjär körning 4

## Körning 5

Figur 5 visar resultatet för körning 5 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 5 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

$$x_{\min,5} = 0,7193[mm - pk]$$

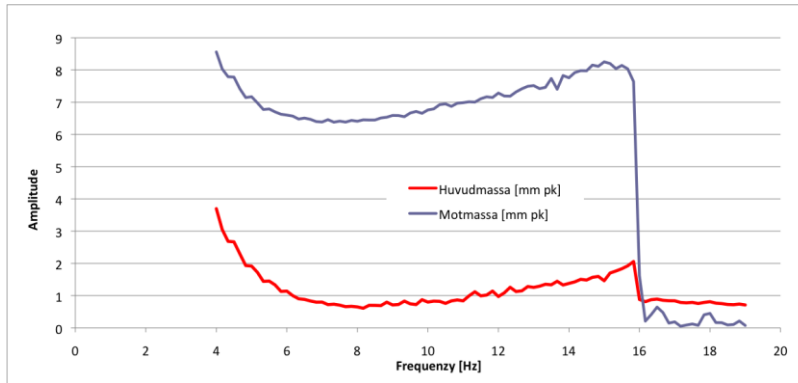
$$f(x_{\min,5}) = 7,73[Hz]$$

$$\begin{aligned} x_5(f) = & 0,00137933533066947f^4 - 0,0622239139532024f^3 \\ & + 1,04272873777226f^2 - 7,55771388562007f + 20,5669257641151 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_5 = \int_{0,8f(x_{\min,5})}^{1,2f(x_{\min,5})} x_5(f)df \approx 2,2038$$

I figur 5 ser man även att motmassan stannade i ett läge i sin fria slaglängd vid ungefär 16 Hz. Eftersom systemet då var på väg upp i sin resonansfrekvens orsakade detta att även huvudmassans vibrationer minskade vid denna frekvens.



Bilaga 3, Figur 5 Icke linjär körning 5

## Körning 6

Figur 6 visar resultatet för körning 6 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 6 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

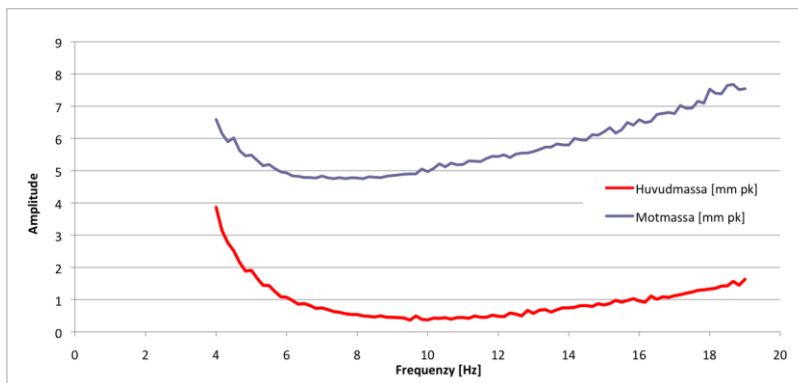
$$x_{\min,6} = 0,8975[\text{mm} - \text{pk}]$$

$$f(x_{\min,6}) = 9,5[\text{Hz}]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_6(f) = & -0,0000711496827695834 f^5 + 0,00465170693217332 f^4 \\ & -0,119079493980146 f^3 + 1,50221528481407 f^2 - 9,33190653064214 \\ & + 23,2254295195586 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_6 = \int_{0,8f(x_{\min,6})}^{1,2f(x_{\min,6})} \varkappa_6(f) df \approx 1,7429$$



Bilaga 3, Figur 6 Icke linjär körning 6

## Körning 7

Figur 7 visar resultatet för körning 7 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 7 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

$$x_{\min,7} = 0,7348[\text{mm} - \text{pk}]$$

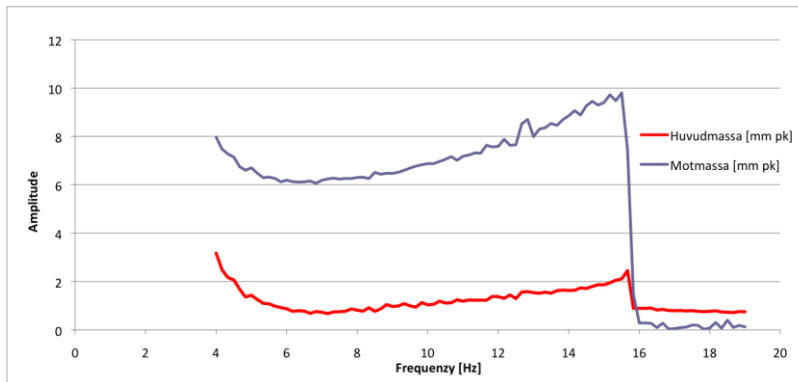
$$f(x_{\min,7}) = 6,99[\text{Hz}]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_7(f) = & 0,00177279535744757 f^4 - 0,0763717948321094 f^3 \\ & + 1,20631325788144 f^2 - 8,1265223676092 f + 20,3946643018888 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_7 = \int_{0,8f(x_{\min,7})}^{1,2f(x_{\min,7})} \bar{x}_7(f)df \approx 2,1309$$

I figur 7 ser man även att motmassan stannade i ett läge i sin fria slaglängd vid ungefär 16 Hz. Eftersom systemet då var på väg upp i sin resonansfrekvens orsakade detta att även huvudmassans vibrationer minskade vid denna frekvens.



Bilaga 3, Figur 7 Icke linjär körning 7

## Körning 8

Figur 8 visar resultatet för körning 8 under de icke linjära förhållandena. Resultaten för körning 8 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

$$x_{\min,8} = 0,4980[mm - pk]$$

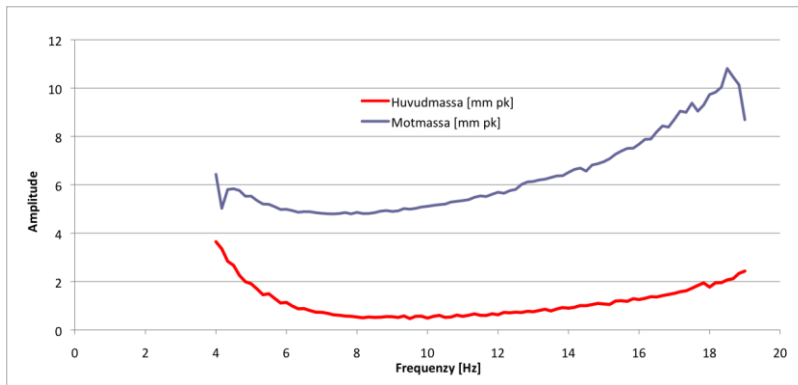
$$f(x_{\min,8}) = 8,6[Hz]$$

$$\begin{aligned} \bar{x}_8(f) = & 0,000693350593996223f^4 - 0,0351407026926518f^3 \\ & + 0,662953614057045f^2 - 5,39786610419124f + 16,3805774220593 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.1) som

$$A_8 = \int_{0,8f(x_{\min,8})}^{1,2f(x_{\min,8})} \bar{x}_8(f)df \approx 1,7081$$

I figur 8 ser man även att motmassan stannade i ett läge i sin fria slaglängd vid ungefär 19 Hz. Eftersom systemet då var på väg upp i sin resonansfrekvens orsakade detta att även huvudmassans vibrationer minskade vid denna frekvens vilket skulle synts i figuren om körningen hade gått lite längre upp i frekvens.



Bilaga 3, Figur 8 Icke linjär körning 8

## Linjära

Körningarna är gjorda enligt de parameterförhållanden som visas i tabell 3.

Körning	m	k	d
1	+	+	+
2	+	+	-
3	+	-	+
4	+	-	-
5	-	+	+
6	-	+	-
7	-	-	+
8	-	-	-

Bilaga 3, Tabell 3 Försöksplanering, linjärt försök 1

Ett problem med att undersöka arean under huvudmassans graf för de linjära körningarna var att frekvensspektrumet där de låga vibrationerna uppkom var väldigt litet. Detta medförde två problem. För det första är det riskfyllt att öka testtriggens slagfrekvens så pass att systemet uppnår sin resonansfrekvens. För det andra skulle arean för många körningar gå mot oändligheten lite för snabbt vilket ledde till att integrationsgränserna måste vara snävare. På grund av detta beslutades att arean i dessa fall istället skulle beräknas över ett spektrum 1,3 Hz under och över frekvensen där de lägsta vibrationerna uppkom, alltså enligt

$$A = \int_{f(x_{\min})-1,3}^{f(x_{\min})+1,3} \varkappa(f) df \quad (\text{B3.2})$$

där  $\varkappa(f)$  är en trendlinje till grafen för huvudmassans vibrationer och  $x_{\min}$  är de lägsta uppkomna vibrationerna.

De linjära körningarna kallas 1,2, 3,4, 5,6 och 7,8 efter de icke linjära körningar de är ekvivalenta med om den fria slaglängden sätts till noll.

### Linjär körning 1,2

Figur 9 visar resultatet för linjär körning 1,2. Resultaten för linjär 1,2 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

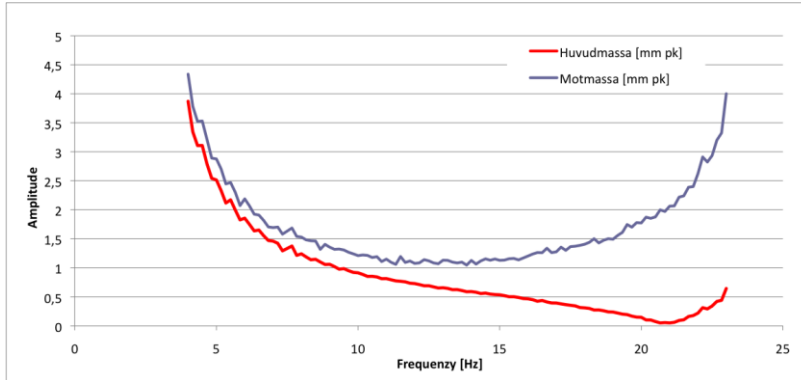
$$x_{\min.1,2} = 0,05047[mm - pk]$$

$$f(x_{\min.1,2}) = 21[Hz]$$

$$\begin{aligned} x_{1,2}(f) = & 0,00148805012589714 f^4 - 0,106009376052929 f^3 \\ & + 2,81768599541074 f^2 - 33,1961765086187 f + 146,958513536706 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.2) som

$$A_{1,2} = \int_{f(x_{\min,1,2})-1,3}^{f(x_{\min,1,2})+1,3} x_{1,2}(f) df \approx 0,33$$



Bilaga 3, Figur 9 Linjär körning 1,2

### Linjär körning 3,4

Figur 10 visar resultatet för linjär körning 3,4. Resultaten för linjär 3,4 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

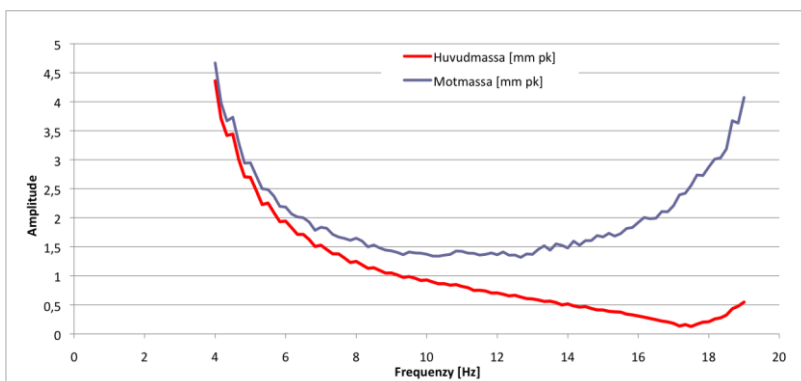
$$x_{\min,3,4} = 0,1265[mm - pk]$$

$$f(x_{\min,3,4}) = 17,3[Hz]$$

$$\begin{aligned} x_{3,4}(f) = & 0,00378770045445265 f^4 - 0,228694123966967 f^3 \\ & + 5,15785593514087 f^2 - 51,6006645296241 f + 193,99745721546 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.2) som

$$A_{3,4} = \int_{f(x_{\min,3,4})-1,3}^{f(x_{\min,3,4})+1,3} x_{3,4}(f) df \approx 0,5763$$



Bilaga 3, Figur 10 Linjär körning 3,4

### Linjär körning 5,6

Figur 11 visar resultatet för linjär körning 5,6. Resultaten för linjär 5,6 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt



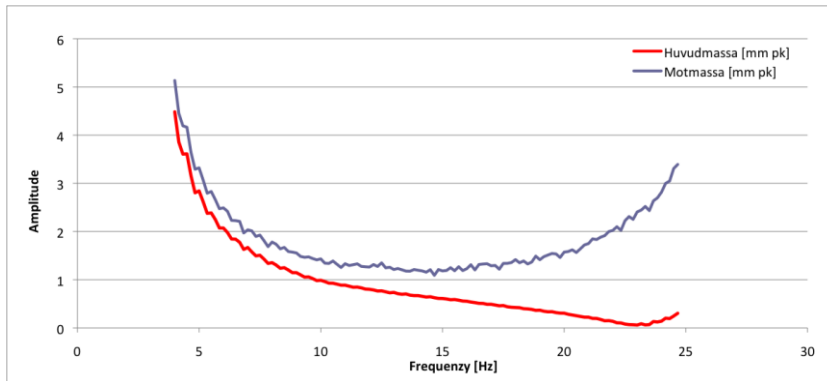
$$x_{\min.5,6} = 0,06217[mm - pk]$$

$$f(x_{\min.5,6}) = 23,3[Hz]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_{5,6}(f) = & 0,000711984807516775f^4 - 0,0511376997199307f^3 \\ & + 1,32867078441186f^2 - 14,6181844548528f + 56,3735931560121 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.2) som

$$A_{5,6} = \int_{f(x_{\min.5,6})-1,3}^{f(x_{\min.5,6})+1,3} \varkappa_{5,6}(f)df \approx 0,3085$$



Bilaga 3, Figur 11 Linjär körning 5,6

### Linjär körning 7,8

Figur 12 visar resultatet för linjär körning 7,8. Resultaten för linjär 7,8 fås ur figur och genom att ansätta en trendlinje enligt

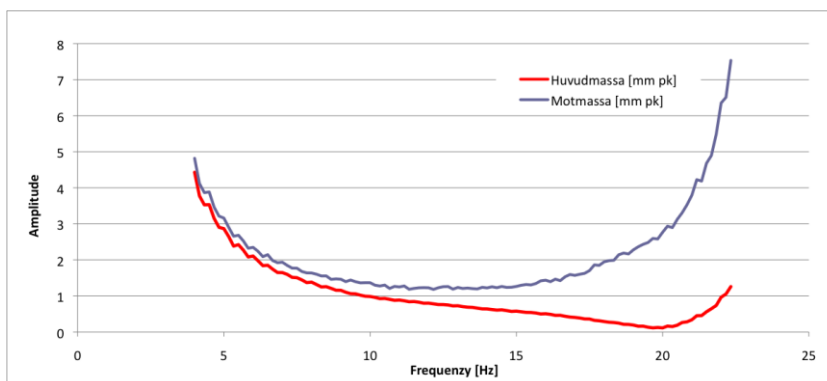
$$x_{\min.7,8} = 0,1137[mm - pk]$$

$$f(x_{\min.7,8}) = 19,83[Hz]$$

$$\begin{aligned} \varkappa_{5,6}(f) = & 0,001612485606449f^4 - 0,102419886510141f^3 \\ & + 2,38564210173243f^2 - 24,0713749949229f + 88,6738975151991 \end{aligned}$$

arean under trendlinjen fås då enligt ekvation (B3.2) som

$$A_{7,8} = \int_{f(x_{\min.7,8})-1,3}^{f(x_{\min.7,8})+1,3} \varkappa_{7,8}(f)df \approx 0,4993$$

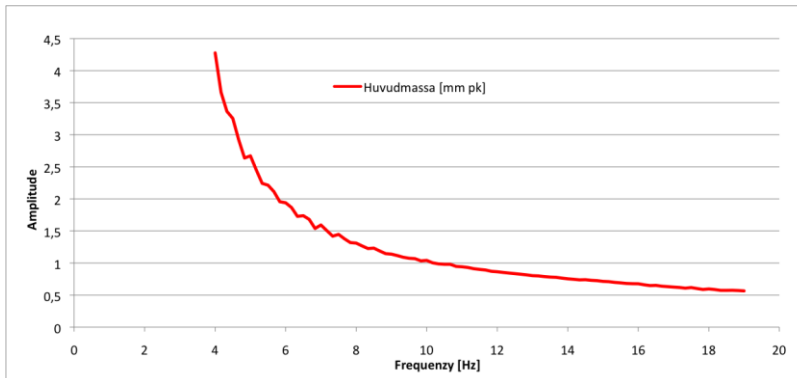


Bilaga 3, Figur 12 Linjär körning 7,8

## Fixerad motmassa

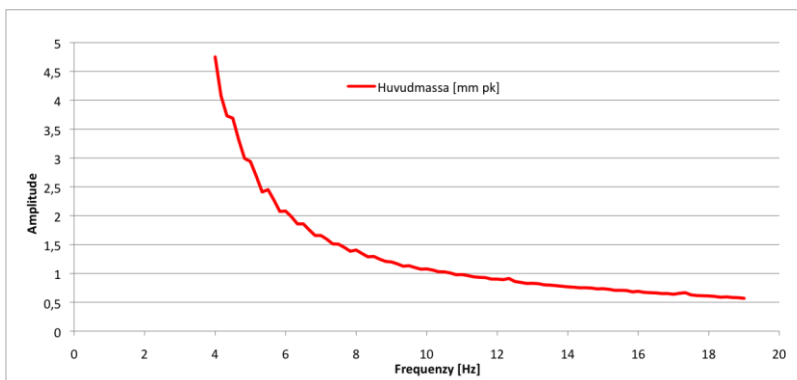
För att få veta hur testriggen beter sig om huvudmassans vikt skulle ökas istället för att använda en motmassa, fixerades motmassan på testriggen. Två körningar gjordes, en för varje inställning på motmassan.

Figur 13 visar hur huvudmassan betedde sig vid den fixerade körningen 1,2,3,4.



Bilaga 3, Figur 13 Körning med fixerad motmassa 1,2,3,4

Figur 14 visar hur huvudmassan betedde sig vid den fixerade körningen 5,6,7,8.



Bilaga 3, Figur 14 Körning med fixerad motmassa 5,6,7,8

## Resultat

Nästa del av försöksplaneringen var att räkna ut de olika parametrarnas effekter och samspelens effekter, fjorton totalt då effekt för vibrationsdippen och arean kring dippen skall behandlas separat. För att räkna ut en effekt kollar man i den aktuella kolonnen (se fig blablabla) och sorterar ut de höga respektive låga värdena (alltid fyra av varje). Sedan räknas ett medelvärde ut för de båda grupperna för att slutligen subtrahera det låga värdena från de höga enligt:

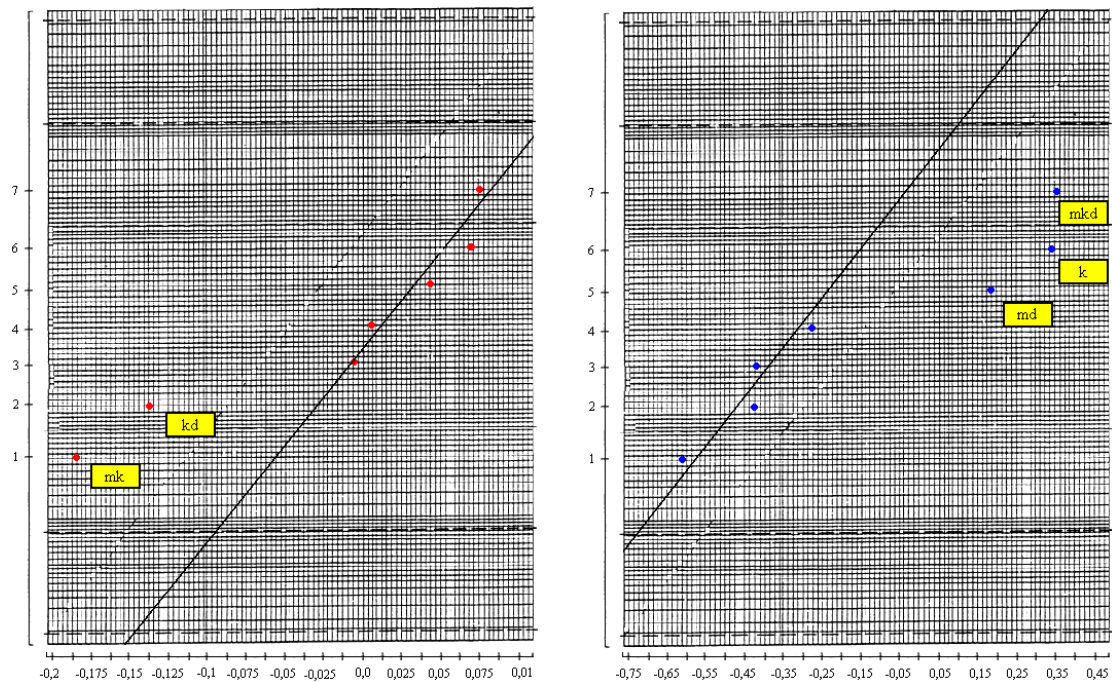
$$S_{x_{\min}} = \frac{\sum_{i=1}^n x_{\min,+i}}{n} - \frac{\sum_{i=1}^n x_{\min,-i}}{n}$$

$$S_{\int \mathfrak{x}(f)} = \frac{\sum_{i=1}^n \int \mathfrak{x}(f)_{+,i}}{n} - \frac{\sum_{i=1}^n \int \mathfrak{x}(f)_{-,i}}{n}$$

Körn.	m	k	d	mk	md	kd	mkd	$x_{\min}$	$\int x(f)$
1	+	+	+	+	+	+	+	0,6447	2,3072
2	+	+	-	+	-	-	-	0,5893	1,5708
3	+	-	+	-	+	-	-	0,8898	2,2284
4	+	-	-	-	-	+	+	0,7032	1,8831
5	-	+	+	-	-	+	-	0,7193	2,2038
6	-	+	-	-	+	-	+	0,8975	1,7429
7	-	-	+	+	-	-	+	0,7348	2,1309
8	-	-	-	+	+	+	-	0,498	1,7081
$S_{x_{\min}}$	-0,0057	0,0063	0,0752	-0,1858	0,0459	-0,1366	0,071	FÖRSÖK 1 Icke linjärt	
$S_{\int x(f)}$	-0,4216	0,333	-0,2358	-0,6167	0,1812	-0,4262	0,341		

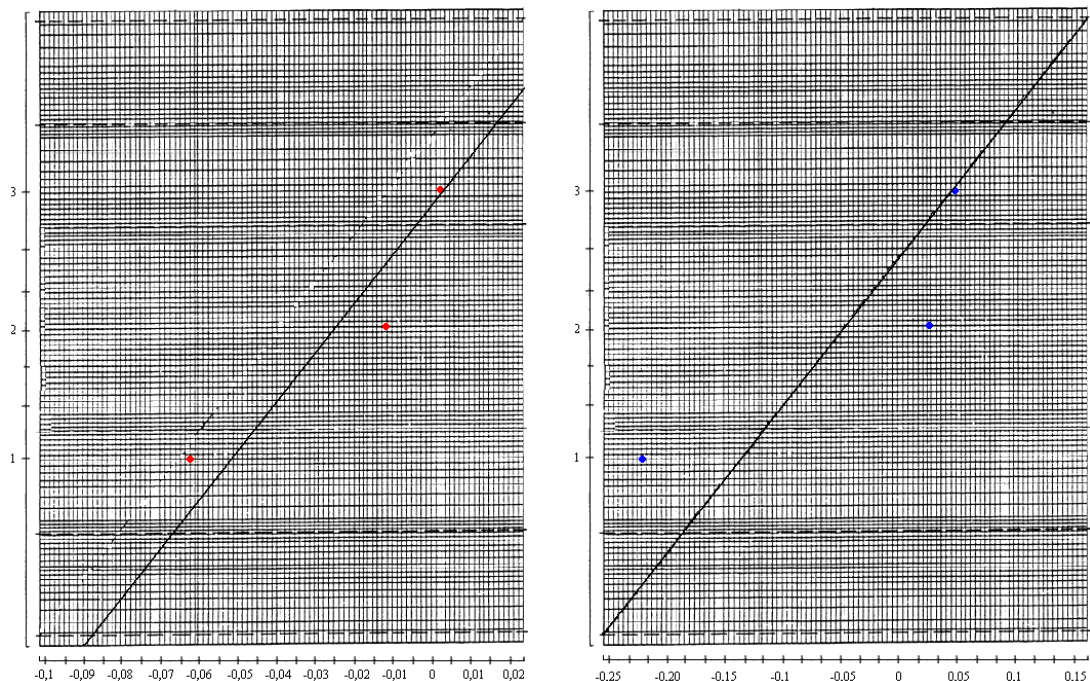
Körn.	m	k	mk	$x_{\min}$	$\int x(f)$
Linj. 1, 2	+	+	+	0,0505	0,33
Linj. 3, 4	+	-	-	0,1265	0,5763
Linj. 5, 6	-	+	-	0,0622	0,3085
Linj. 7, 8	-	-	+	0,1137	0,4993
$S_{x_{\min}}$	0,00055	-0,06375	-0,01225	FÖRSÖK 1 Linjärt	
$S_{\int x(f)}$	0,04925	-0,21855	0,02775		

Efter att effekterna beräknats plottas de i en graf där x-axeln visar effektens storlek och y-axeln visar vilken av kolonnerna som gäller för ett givet x-värde. Dessa sorterades efter storlek på effekt där kolonnen med lägst effekt fick y-värdet ett. Efter att detta gjorts drogs en trendlinje genom de punkter som tydligast bildade en rät linje, detta för att se vilka punkter som skiljde sig från mängden. Dessa punkter kallas aktiva vilket betyder att just den parametern eller parametrars samspel är extra betydande för vibrationsdippen eller dess karaktär beroende på vilken av graferna man studerar.



Bilaga 3, Figur 15 Effektplot för de icke linjära körningarna. (Röda punkter motsvarar effekter på resultatet  $x_{min}$ , blåa motsvarar effekter på  $\int \ddot{x}(f)$ )

Man var även intresserad av effekterna vid körning med linjär motmassa. Eftersom glappet då sattes till noll varierades bara fjäderkonstanten  $k$  och motmassan  $m$  gavs ett högt respektive lågt värde. Då en parameter tagits bort reducerades antalet varianter från åtta till tre. Detta redovisades på samma sätt som den tidigare körningen i ett effektdiagram.



Bilaga 3, Figur 16 Effektplot för de linjära körningarna. (Röda punkter motsvarar effekter på resultatet  $x_{min}$ , blåa motsvarar effekter på  $\int \ddot{x}(f)$ )

Vad man kan utläsa ur diagrammen är att under körningarna med glapp så påverkades vibrationsminimumet starkast av parametrarna  $m_k$  och  $k_d$  som stod för motmassans

samverkan med fjäderkonstanten samt fjäderkonstantens samverkan med glappet. Vibrationdippens karaktär påverkades av tre andra parametrar  $m_d$ ,  $k$  och  $m_{kd}$  som i ordning står för massans samverkan med glappet, fjäderkonstanten samt då motmassan, fjäderkonstanten och glappet samverkar.

I körningarna med linjär motmassa var det ingen parameter som var aktiv och därför inte påverkade vibrationsminimumet eller dess karaktär mycket mer än någon annan.

## Bilaga 4

### Simulering av försök 1 - Resultatrapport

De parametrar som behöver föras in i den matematiska modellen är:

- Huvudmassan,  $M$
- Motmassan,  $m$
- Fjäderkonstant, huvudmassa,  $K$
- Fjäderkonstant, motmassa,  $k$
- Fri slaglängd, motmassa,  $d$
- Dämpning, huvudmassa,  $C$
- Dämpning, motmassa,  $c$
- Ingående kraft,  $q(t)$

*Bilaga 3 – Testrigg försök 1 – Resultatrapport* innehåller information om hur körningarna av testriggen utfördes. Det framgår bland annat att tre parametrar varierades och att resterande hölls konstanta under försöket. De konstanta parametrarna var

$$M = 4,229[\text{kg}]$$

$$K = 1255[\text{N/m}]$$

$$C = 19,55[\text{Ns/m}]$$

De parametrarna som varierades och som till hög grad var kända var

$$m_+ = 1,201[\text{kg}]$$

$$m_- = 0,914[\text{kg}]$$

$$k_+ = 12994[\text{N/m}]$$

$$k_- = 8515[\text{N/m}]$$

$$d_+ = 0,012[\text{m}]$$

$$d_- = 0,008[\text{m}]$$

Kraftamplituden matades in enligt de ekvationer som tagits fram i samband med de körningar som gjorts med fixerad motmassa, alltså ekvationerna (4.15) och (4.16) vilka motsvarar kraften vid körningar med hög respektive låg motmassa.

$$F_{amp,+} = 2,7355f - 3,8883$$

$$F_{amp,-} = 2,7469f - 4,1757$$

Dämpningen i motmassan var förhållandevis okänd vid körningarna förutom vissheten om att den hade ett lågt värde. På grund av detta varierades den mellan 0,1 och 0,3 [Ns/m] för att få så fina kurvor som möjligt med maximal överensstämmelse och minimalt antal beräkningsfel i MatLab.

### Icke linjära simuleringar

#### Simulering av körning 1

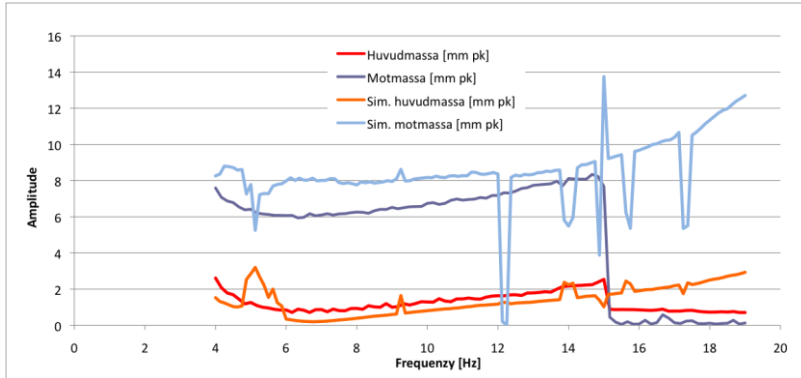
Figur 1 visar simuleringen av körning 1 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$4 \leq f \leq 19$$

$$n = 120$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 1 Icke linjär körning 1 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av körning 2

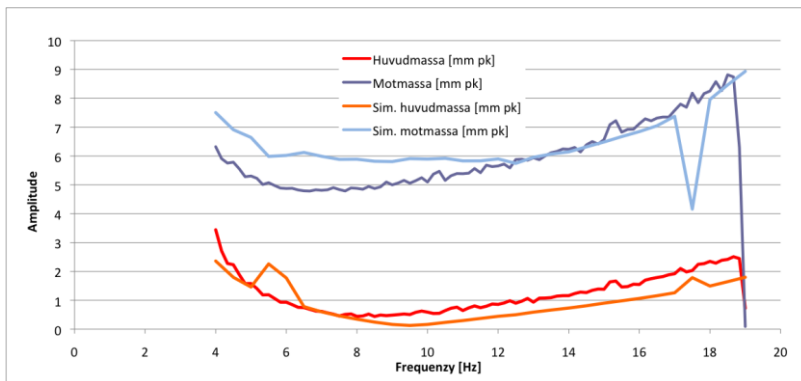
Figur 2 visar simuleringen av körning 2 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,1[Ns/m]$$

$$4 \leq f \leq 19$$

$$n = 30$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 2 Icke linjär körning 2 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av körning 3

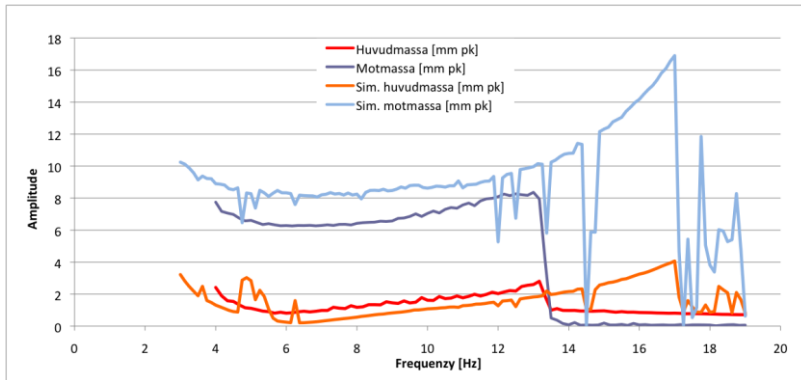
Figur 3 visar simuleringen av körning 3 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 19$$

$$n = 128$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 3 Icke linjär körning 3 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av körning 4

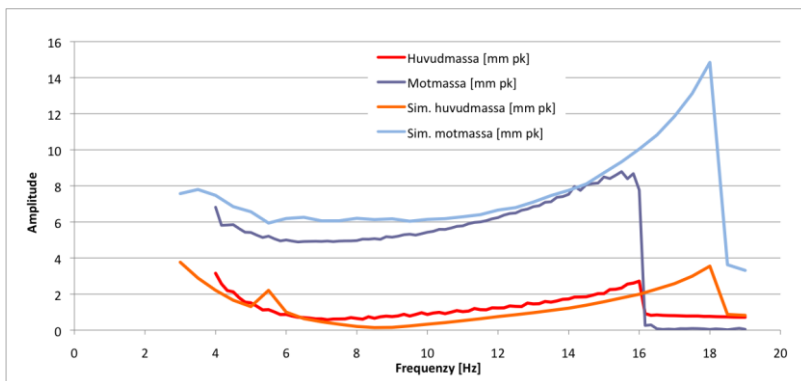
Figur 4 visar simuleringen av körning 4 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,1[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 19$$

$$n = 32$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 4 Icke linjär körning 4 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av körning 5

Figur 5 visar simuleringen av körning 5 som gjordes med följande parametervärden

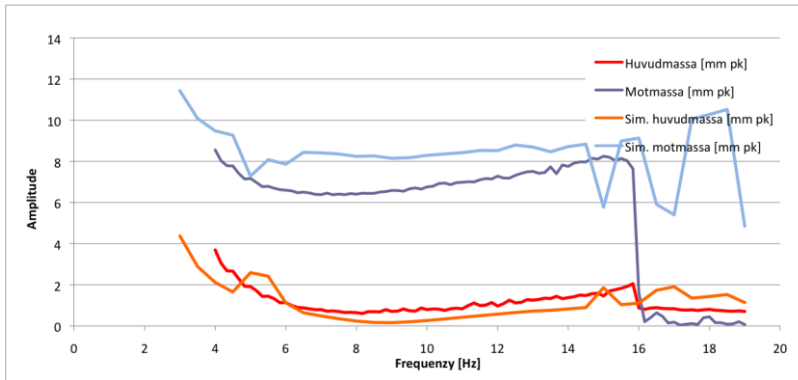
$$c = 0,3[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 19$$

$$n = 32$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.





Bilaga 4, Figur 5 Icke linjär körning 5 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av körning 6

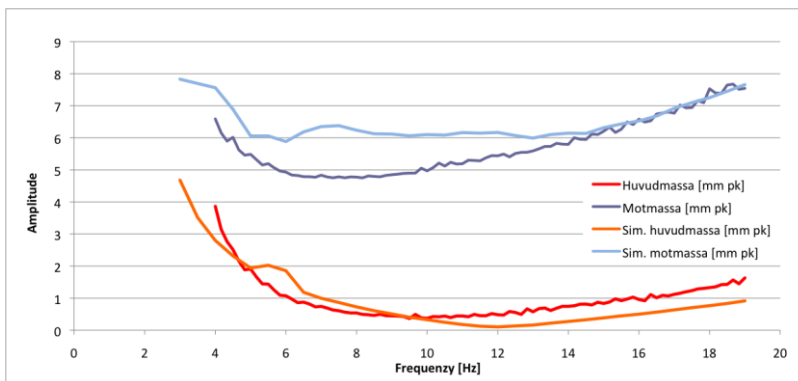
Figur 6 visar simuleringen av körning 6 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 19$$

$$n = 32$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 6 Icke linjär körning 6 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av körning 7

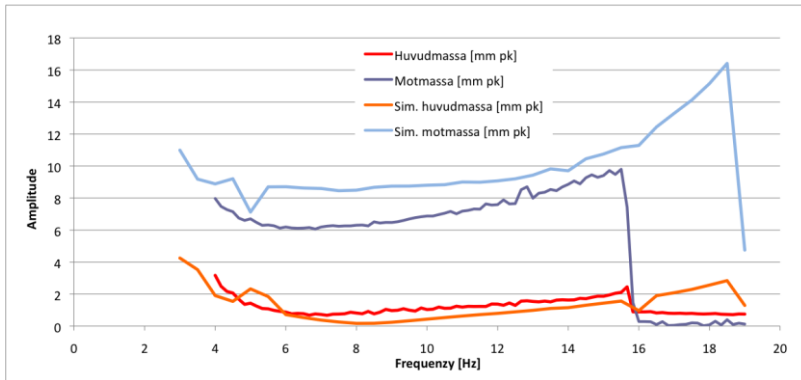
Figur 7 visar simuleringen av körning 7 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 19$$

$$n = 32$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 7 Icke linjär körning 7 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av körning 8

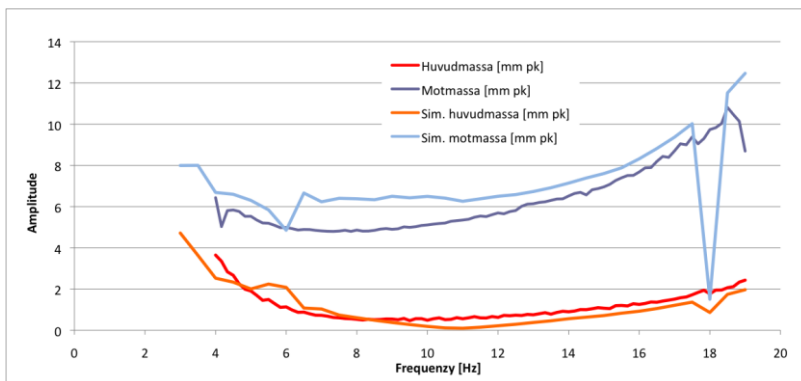
Figur 8 visar simuleringen av körning 8 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,1[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 19$$

$$n = 32$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 8 Icke linjär körning 8 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Linjära simuleringar

#### Simulering av linjär körning 1,2

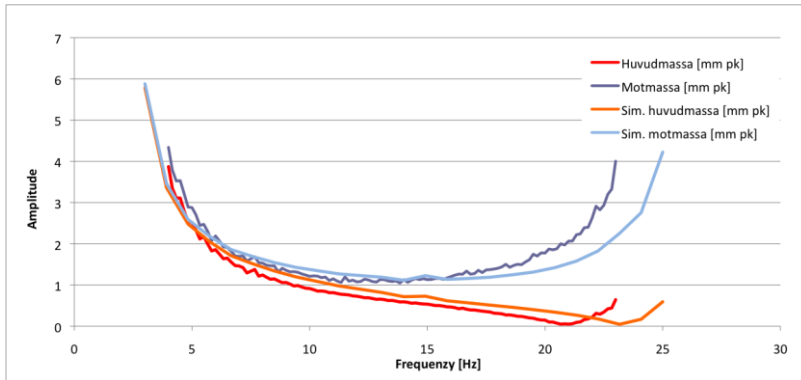
Figur 9 visar simuleringen av den linjära körningen 1,2 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 25$$

$$n = 24$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 9 Linjär körning 1,2 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av linjär körning 3,4

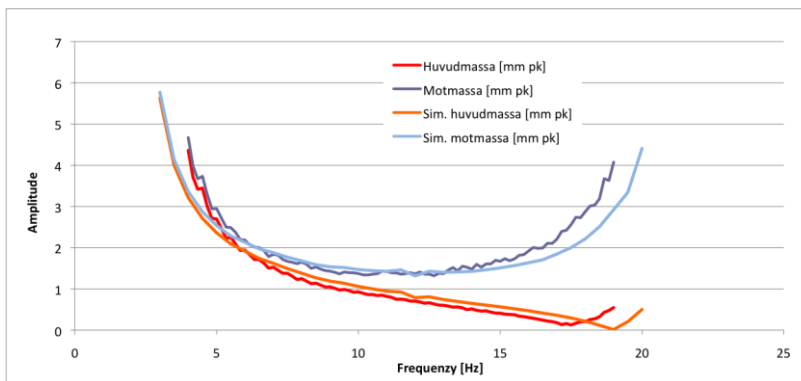
Figur 10 visar simuleringen av den linjära körningen 3,4 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 20$$

$$n = 34$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 10 Linjär körning 3,4 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av linjär körning 5,6

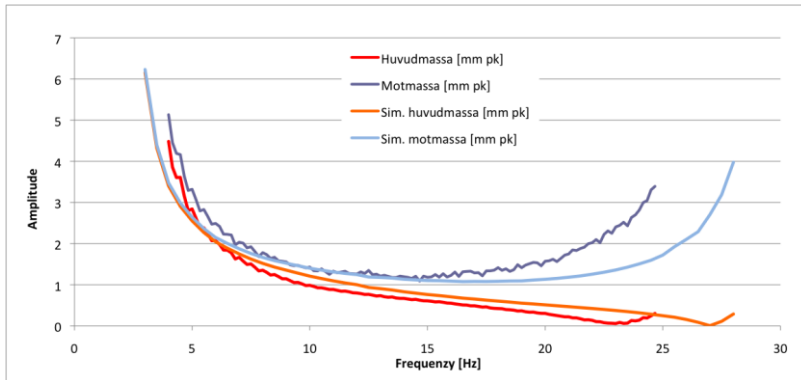
Figur 11 visar simuleringen av den linjära körningen 5,6 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 28$$

$$n = 50$$

där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



Bilaga 4, Figur 11 Linjär körning 5,6 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simulering av linjär körning 7,8

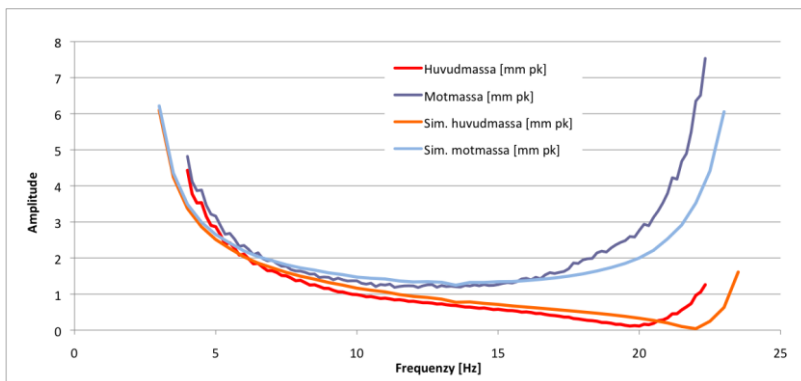
Figur 12 visar simuleringen av den linjära körningen 7,8 som gjordes med följande parametervärden

$$c = 0,2[Ns/m]$$

$$3 \leq f \leq 24$$

$$n = 42$$

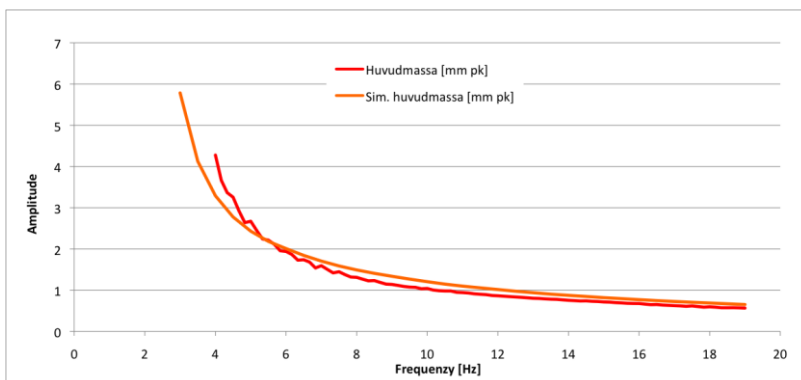
där  $n$  är upplösningen, eller antalet steg, mellan startfrekvensen och stoppfrekvensen.



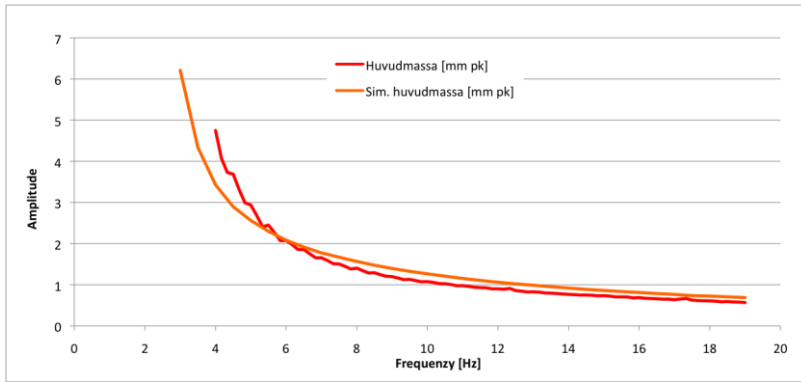
Bilaga 4, Figur 12 Linjär körning 7,8 jämförd med motsvarande matematisk simulering

### Simuleringar av körningar med fixerad motmassa

Vid simuleringarna av körningarna med fixerad motmassa gäller det att maximal kraft ska överföras mellan huvudmassan och motmassan. På grund av det vill man ange en så hög fjäderkonstant som möjligt. Problemet med detta är att i takt med ökad fjäderkonstant så går beräkningstiden ganska snabbt mot oändligheten. Vid dessa simuleringar sattes fjäderkonstanten,  $k=1000000$  [N/m]. Figur 13 och 14 visar resultaten.



Bilaga 4, Figur 13 Fixerad körning 1,2,3,4



*Bilaga 4, Figur 14 Fixerad körning 5,6,7,8*