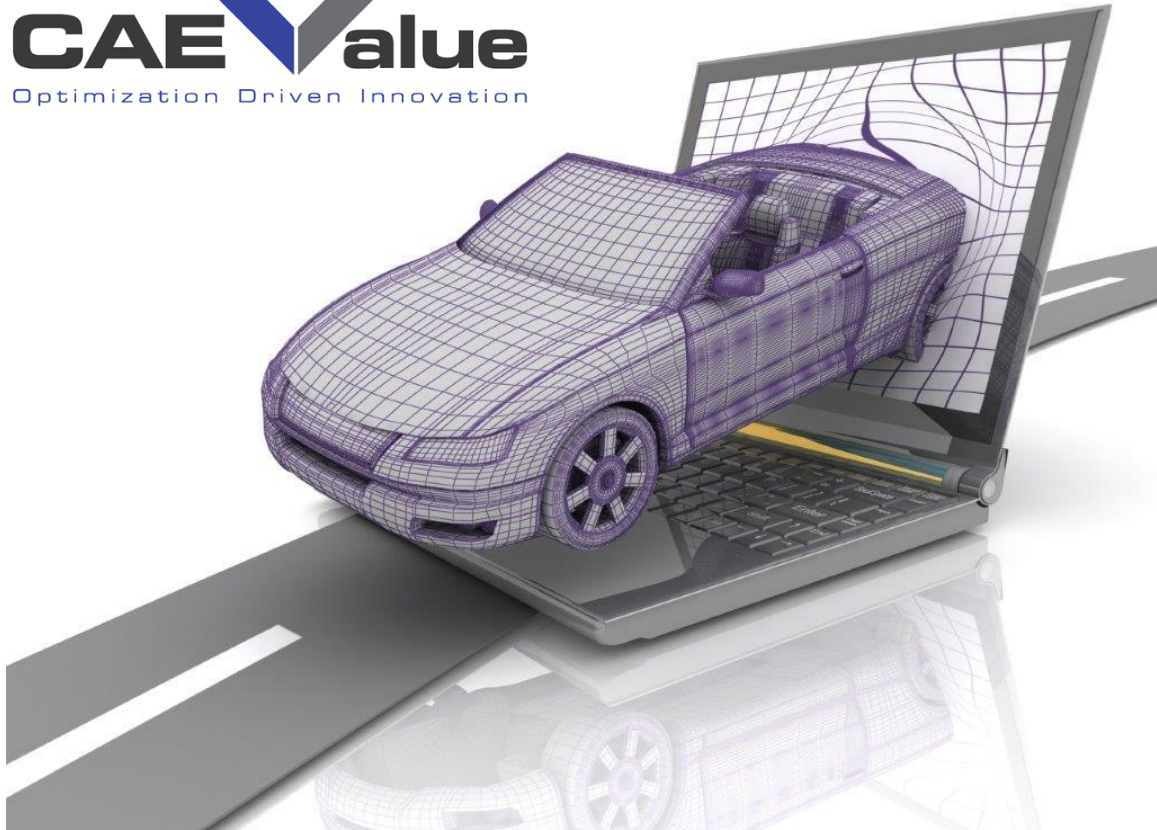




# CHALMERS

---

**CAE Value**  
Optimization Driven Innovation



## Reglering av adaptiv stötdämpare

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Mekanik

KARIN HESSLOW

RAMZI KHALAF

Institutionen för Signaler och system  
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, Sverige



## Förord

Detta examensarbete är utfört av två studenter på ingenjörsprogrammet Mekatronik 180hp vid Chalmers tekniska högskola under institutionen Signaler och system. Arbetet omfattar 15 högskolepoäng och är den avslutande delen i utbildningen.

En stor del av utbildningen utgörs av reglerteknik och i flera kurser tillämpas Matlab samt Simulink. Examensarbetet fokuserar på en Simulinkmodell som ska regleras och passar därför bra under denna utbildning. En djupare förståelse för Matlab och även för nya programvaror har varit lärorikt och givande.

Tack till:

David Fredriksson på CAE Value som varit vår handledare.

Veronica Olesen på Chalmers tekniska högskola vid institutionen Signaler och system som också varit handledare.

Bertil Thomas på Chalmers tekniska högskola vid institutionen Signaler och system som varit examinator.

Jan Hellberg på CEA Value som engagerat sig och varit till stor hjälp under arbetets gång.

Michael Palander på CEVT som tagit fram grunden för arbetet och väglett oss under detta examensarbete.

Karin Hesslow & Ramzi Khalaf, Göteborg, juni 2016

## Sammanfattning

Varje år sker många bilolyckor, en del av dessa beror på att föraren inte kunnat manövrera sitt fordon optimalt. Därför görs nu ett examensarbete om reglering av adaptiva stötdämpare på CAE Value. Det finns många parametrar som påverkar en förars möjlighet att framföra ett fordon. Något som oftast speglar säkerheten i bilen vid körning är väghållning. En god väghållning syftar på att bilen hela tiden har kontakt med vägen även vid vägförändringar, till exempel vid ett farthinder. Samtidigt vill man att ett fordon är så komfortabelt som möjligt, vilket dock motverkar väghållningen.

Detta arbete fokuserar på dämparen i stötdämparsystemet och hur den ska styras för att få en så komfortabel bil som möjligt utan att försämra säkerheten. En fiktiv dämparkarakteristik har tagits fram för en magnetoreologisk dämpare för att kunna simulera ett semi-aktivt dämparsystem. Den sortens dämpare har ett minimalt och ett maximalt värde på dämparkostanten, det är inom detta intervall det är möjligt att reglera ett dämparsystem med hjälp av en ström.

Arbetet i sig har inte resulterat i en fysisk produkt, det har däremot skapats en funktional mockup unit, FMU, som kan användas som en byggsten i andra simuleringsprogram. Detta har varit ett grundligt arbete i hur co-simulering mellan Matlab och simuleringsprogram fungerar vilket gör att utvecklingsmöjligheterna är stora.

## **Abstract**

This paper aims to highlight different techniques that are used to control the suspension system of a vehicle in order to lay the groundwork for the development of an effective and robust controller. The behaviour of a suspension system directly affects the performance of a vehicle, its handling and comfort. While handling refers to the vehicles ability to stay on the track, the effect it has on the passenger's comfort is negative.

The main focus of this paper is on the damper within the suspension system and how to control the damper in order to achieve the most comfortable ride experience without affecting the safety of the vehicle. The manufacturers of suspension systems have a lot of competitors, which relates to the secrecy around the characteristics of MR-dampers. Therefore, these had to be fabricated in order to simulate a semi-active suspension system. An MR-damper has a minimum and a maximum value for the damper constant, it is within this interval you can control the damper.

The result of this paper has not been an actual damper but the model has been used to generate a functional mockup unit, FMU, which can be used as a block in other simulation/modelling software.

# Innehållsförteckning

<b>1 Inledning</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte	1
1.3 Avgränsningar	1
1.4 Precisering av frågeställning	2
<b>2 Metod</b>	<b>3</b>
<b>3 Teknisk bakgrund</b>	<b>4</b>
3.1 Körkomfort	4
3.2 Vaghållning	4
3.3 Stötdämparsystem	4
3.3.1 Passiv dämpning	5
3.3.2 Aktiv dämpning	5
3.3.3 Semi-aktiv dämpning	5
3.4 Styrenheter	6
3.5 FMU	6
3.6 Mjukvara	7
3.6.1 Matlab	7
3.6.2 VI-CarRealTime	8
3.6.3 Adams Car	8
3.6.4 HEEDS MDO	8
3.7 Reglering	9
3.7.1 PID-regulator	9
3.7.2 On/off-reglering	9
3.7.3 Skyhook-reglering	9
3.7.4 Kaskadreglering	10
3.7.5 Exakt linjärisering	11
3.7.6 Tillståndsåterkoppling	11
3.7.7 Framkoppling i reglersystem	12
<b>4 Genomförande</b>	<b>13</b>
4.1 Datainsamling	13
4.2 Utveckling av fiktiv karaktäristik för MR-dämpare	13
4.3 Modell för dämpare	16
4.4 Linjärisering av en lookup-tabell	16
4.5 PI-reglering	17
4.5.1 Dimensionering	17
4.5.2 Validering	19
4.5.3 Utvärdering	20
4.5.4 Möjlig vidareutveckling	21
4.6 Enkel on/off-regulator	21
4.7 Skyhook-reglering	23
<b>5 Resultat</b>	<b>24</b>
<b>6 Slutsats</b>	<b>25</b>
6.1 Framtida arbeten	25
<b>7 Referenser</b>	<b>26</b>

## Förkortningar

<b>FMU</b>	Functional Mockup Unit
<b>FMI</b>	Functional Mockup Interface
<b>MR</b>	Magnetoreologisk
<b>ECU</b>	Electronic Control Unit
<b>LQG</b>	Linear Quadratic Gaussian
<b>CRT</b>	VI-CarRealTime
<b>CAE</b>	Computer-Aided Engineering

# 1 Inledning

## 1.1 Bakgrund

Varje år sker över 20 000 trafikolyckor i Sverige. En betydande faktor för manövrering av fordonet är stötdämparna. Stötdämparna är viktiga både för komfort och väghållning, dock motverkar dessa egenskaper varandra. Komfort kräver mjuk dämpning medan en styv fjädring ger bättre väghållning. En aktiv stötdämpare kan reglera dämpningens egenskaper utifrån olika förutsättningar som uppkommer under en bilfärd t.ex. ett farthinder eller en inbromsning.

Reglersystem för stötdämpare utvecklas ständigt. De företag som arbetar med fordonsdynamik konkurrerar med varandra för att åstadkomma en så bra reglering som möjligt. Två arbeten som lagt grunden till vårt arbete och skapat bättre förståelse och presenteras nedan.

Ett arbete handlade om modellbyggande av ett aktivt stötdämparsystem till en Formula bil [1]. I detta arbete använde man MR-teknologi där mätningar gjordes på en fysisk modell för att återskapa dess karaktäristik. En enklare regulator togs fram för att utvärdera den framtagna modellen i ett modellerings- och simuleringsprogram.

I en doktorsavhandling presenterades två nya adaptiva reglermetoder för en stötdämpare [2]. Detta arbete har haft stort fokus på teori och gjort väl vägda val utifrån dessa. Den största skillnaden på detta arbete och andra liknande är att de faktiskt testade sina teorier på en egen tillverkad testrigg, en testrigg på en fjärdedels bilmodell.

## 1.2 Syfte

Syftet är att ta fram ett reglersystem till en semi-aktiv dämpare som ökar komforten utan att minska säkerheten. Det ska vara möjligt att använda reglersystemet på olika dämpare och användas vid simulering av ett fordons ECU interface. Ta reda på möjliga lösningar och undersöka vilka problem som kan uppstå.

## 1.3 Avgränsningar

Arbetet för detta examensarbete kommer endast ske i simuleringsmiljöer. Simuleringsprogrammet, VI-CarRealTime, begränsar vilka variabler som kan användas (se *bilaga D* för variabellista). Målet är inte att utveckla en ny stötdämpare utan försöka förbättra en befintlig modell. Reglersystemet ska endast testas mot angivna krav, se *bilaga C* för fullständig kravspecifikation.



#### **1.4 Precisering av frågeställning**

Kan man utveckla ett regelsystem för en adaptiv stötdämpare på ett sådant sätt att komforten prioriteras utan att försämra bilens väghållning?

Är det möjligt att implementera denna i verklig miljö? Kan man ta fram en bättre reglermodell än de exempelmodeller som finns i VI-CarRealTime?

## 2 Metod

I detta projekt har semi-aktiv styrning av en stötdämpare utvecklats med hjälp av co-simulering av VI-CarRealTime och Simulink. Karaktäristiken för en MR-dämpare har tagits fram utifrån en dämpare i CRT och beskrivs genom en tvådimensionell lookup-tabell. Dämparen som använts har varit en magnetoreologisk dämpare som regleras med hjälp av ström. För att reglera dämparen användes till en början en PI-regulator som testades vid simulering i en inbromsning. Även en annan reglerprincip testades, en s.k. on/off-reglering som simulerades över ett farthinder. Resultaten jämfördes med en passiv dämpare och en dämpare med Skyhook-reglerprincip. En FMU genererades utifrån on/off-regulatorn.

## 3 Teknisk bakgrund

### 3.1 Körkomfort

Människans känslighet mot vibrationer varierar väldigt mycket. De två mest avgörande faktorerna har visat sig vara vilken frekvens vibrationerna har och vilken riktning de kommer ifrån. Generellt sett så är man känsligare mot horisontella vibrationer än vertikala. Vid vertikala vibrationer är man mest känslig mot de som ligger inom frekvensintervallet 4-8Hz medan känslighetsområdet för horisontella vibrationer är 1-2Hz. Att bedöma körkomfort är inte en enkel uppgift, därför har det med tiden utvecklats fyra standardsätt som listas nedan. Samtliga tar hänsyn till både frekvens och riktning hos vibrationerna [3][4].

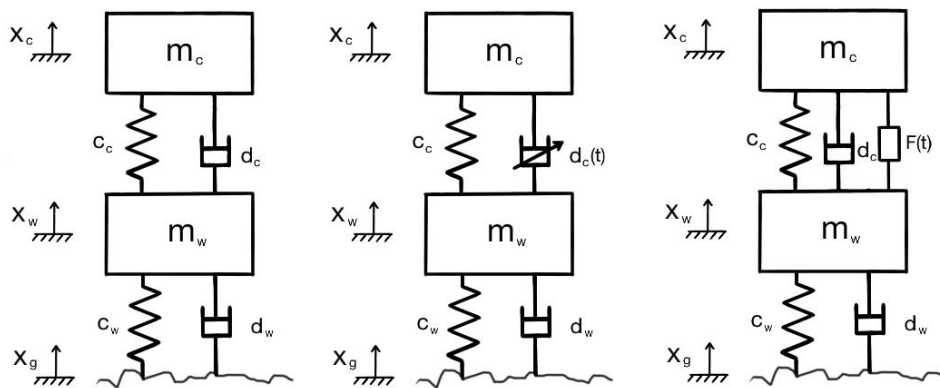
- ISO 2631 standard, Europa.
- BS 6841, Storbritannien.
- VDI 2057, Tyskland och Österrike.
- Den genomsnittligt absorberade kraften, USA.

### 3.2 Vaghållning

Vaghållning är ytterst viktigt då detta direkt påverkar förarens förmåga att framföra sitt fordon på ett säkert sätt [3]. De två viktigaste faktorerna är däcken och chassits vibrationer. Ett fordon påverkas både av mönstringen och bredden på däcken, stor mönstring försämrar vaghållningen medan ett bredare däck kan förbättra den. Vaghållning handlar om att alla däck ska ha största möjliga kontaktyta med vägen även i forcerad kurvtagning, över farthinder och vid inbromsning. Ett fordons stötdämpare kan optimeras med avseende på vaghållning dock resulterar det i att körkomforten påverkas negativt. Detta eftersom optimal vaghållning kräver största möjliga kontaktyta med vägen och att små reaktionsvibrationer i chassit måste stabiliseras snabbt vid vägförändringar.

### 3.3 Stötdämparsystem

Vanligen består ett stötdämparsystem av en fjäder och en dämpare [2]. Se *figur 3.1* för struktur av några olika stötdämparsystemen. För ett fordon brukar man dela upp massan för bilen i två delar. Massan för chassit ( $m_c$ ) och massan för hjulen inkl. hjulupphängning ( $m_w$ ). Dämpning och fjädring mellan chassi och massa är den som regleras i ett fordon. Mellan hjul och mark är dämpning och fjädring själva däckets. Vanligtvis utgår man ifrån en 1/4 bilmodell.



[Figur 3.1: Till vänster passiv dämpning, i mitten semi-aktiv dämpning och till höger aktiv dämpning.  $m_c$ =massa för chassi,  $m_w$ =massa för hjul och hjulupphängning,  $c_c$  och  $c_w$ =fjäderkonstanter,  $d_c$  och  $d_w$ =dämparkonstanter,  $d_c(t)$ =reglerbar dämpning,  $F(t)$ =reglerbar kraft]

### 3.3.1 Passiv dämpning

I ett dämparsystem finns möjligheten att lagra energi via fjädern och fördela energin via dämparen. I ett passivt system är parametrarna för fjäder och dämpare konstanta och ställs in utifrån en önskad väghållning, åkkomfort och köregenskap.

### 3.3.2 Aktiv dämpning

Det som skiljer det aktiva från det passiva systemet är att man kan införa en kraft till det aktiva systemet, se figur 3.1. Parametrarna för fjäder och dämpare kan regleras utifrån vägprofil och körstil. Nackdelen med ett sådant system är att det har ett större effektbehov.

### 3.3.3 Semi-aktiv dämpning

Semi-aktiv betyder att systemet är delvis reglerbart. Till exempel att fjädern är konstant medan dämparen kan regleras. Några sådana listas nedan.

#### Magnetoreologisk dämpning

MR-dämpning består av ett slutet system där en kolv med en elektromagnetisk spole separerar systemet till två kamrar [6]. Kamrarna är fyllda med MR-fluid som passerar genom en glipa mellan kolven och den inre väggen av dämparen. Då MR-fluiden utsätts för ett magnetfält bildar järnpartiklarna linjära kedjor parallellt med fältet. Detta gör att viskositeten ökar och därmed begränsar vätskans rörelse genom glipan. Genom att reglera strömtillförseln till spolen kan det magnetiska flödet ändras och i sin tur ändra kraften som utvecklas.

### **Elektroreologisk dämpning**

Elektroreologisk dämpning fungerar ungefär som MR-dämpning, förutom att formationen av partikelkedjorna i vätskan formas med hjälp av ett elektriskt fält istället för ett magnetiskt [2]. Fördelen med elektroreologisk dämpning är att partiklarna i fluiden inte är nötande, vilket gynnar tätningarna i systemet.

### **Hydraulisk dämpning**

Hydrauliska dämpare sprider energi genom att strypa hydraulisk olja mellan två eller flera kammare i dämparen [7]. För det tekniska genomförandet används ventiler som varierar tvärsnittet av öppningen mellan kamrarna.

## **3.4 Styrenheter**

Fordonsindustrin använder sig utav elektroniska styrenheter för att styra ett fordonets beteende [8]. En Electronic Control Unit (ECU) samspelar oftast med andra system och ingår i ett eller flera interna datornätverk för effektivare användning. Ett fordonets system består i sin tur av flera ECU:er. Nedan listas fyra huvudsystem och dess undersystem:

- Motorstyrning - Tändningsstyrning, växelstyrning eller bränslestyrning.
- Chassistyrning - Bromssystem, anti-sladdsystem eller stötdämpsstyrning.
- Säkerhetsstyrning - Krockkuddar, autobromssystem eller backsensorer.
- Förarmanövrering - Rattspakar, navigator eller växelväljare.

Fördelar med att dela upp styrningsprocesserna och sen låta dem samverka är flera, till exempel undviker man överflödigt kablage och det blir även enklare att felsöka. Däremot har detta negativ påverkan på fordonets strömhantering. I vissa fall så behöver en process vara aktiv även om fordonet inte används, vilket betyder att dess batteri kan laddas ur.

## **3.5 FMU**

FMU är en komponent som utgörs av ett gränssnitt [8][9]. En sådan komponentsfil skapar man för att till exempel simulera en modell i flera olika simuleringsprogram. Det är en ZIP-fil (.fmu) som består av huvudsakligen tre delar:

- En fil med modellbeskrivning (.xml).
- Ekvationerna modellen använder, vilka oftast beskrivs i c-kod.
- Övrig data, så som modellikoner, tabeller och dokumentation.

## 3.6 Mjukvara

### 3.6.1 Matlab

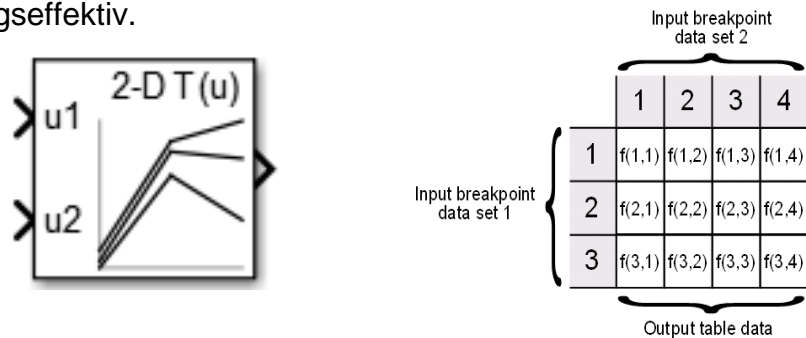
Matlab är ett program som har många användningsområden, allt ifrån beräkning av enkla funktioner till att modellera rymdfarkoster [10]. Denna programvara är anpassad för ingenjörer och forskare där man enkelt kan importera tabeller för vidare analys. Nedan beskrivs arbetsbibliotek och funktioner som använts i detta arbete.

#### Simulink

Simulink är en utvecklingsmiljö integrerad i Matlab bestående av block som används för att simulera och modellera dynamiska system. Matlab-algoritmer kan införas i modeller och simuleringens resultat kan exporteras till Matlab för vidare analys.

#### Lookup-tabell

En lookup-tabell, se figur 3.2, består av arrayer som innehåller data för in- och utgångsvärden. Denna sorts tabell gör så att användare kan utnyttja sig av matematiska approximationer (interpolering). Då tabeller och inte funktioner utnyttjas blir en process mer beräkningseffektiv.



[Figur 3.2: Vänstra figuren visar hur en lookup-tabell ser ut i Simulink och den högra visar dess struktur. Figurer hämtade från [11]]

#### Simscape

Simscape är ett tillägg till Simulink och Matlab som ger möjlighet att enkelt skapa modeller av fysiska modeller i Simulink-miljö. Fysiska modeller kan baseras på fysiska anslutningar som direkt integreras med blockdiagram och andra modelleringsmodeller. Se bilaga E för ett exempel.

#### Interpolering

Interpolering är en matematisk metod för att uppskatta värden mellan en diskret mängd punkter [12]. I Matlab finns en intern funktion, "interp2", för interpolering mellan flera variabler. Där man då interpolerar med avseende på ett rutnät istället för en specifik punkt.

### **3.6.2 VI-CarRealTime**

VI-CarRealTime (CRT) är en virtuell simuleringsmiljö som huvudsakligen använts i detta arbete för att co-simulera med Matlab. Det har utvecklats av VI-Grade där man kan simulera och modellera fyrhjulsfordon i realtid [13]. CRT använder sig av förenklade systemmodeller som bygger på ekvationer för sitt användningsområde. Denna mjukvara är väldigt användbar då fordonsingenjörer har möjlighet att simulera komplexa problem och optimera med avseende på flera variabler samtidigt. Det är ett av få program som automatiskt och enkelt kan exportera realtidsmodeller direkt från ADAMS Car och/eller dela kinematiska resultat. Komponenters egenskapsfiler för till exempel hjul, dämpare och fjädrar kan användas i ADAMS Car. CRT används främst vid utveckling av exklusiva bilar som Porsche och Ferrari men har nyligen inskaffats av Volvo [14].

### **3.6.3 Adams Car**

Adams Car är även den en virtuell simuleringsmiljö som har utvecklats av MSC Software och här används en mer detaljerad modell [15]. Man kan både utgå från en egen bilmodell och tidigare skapade exempelmodeller. I detta program kan man även vid simulering se hur väldigt små förändringar i komponenter påverkar själva bilen. Dessa analyser ger möjlighet till kortare produktionstider, större säkerhet och högre prestanda.

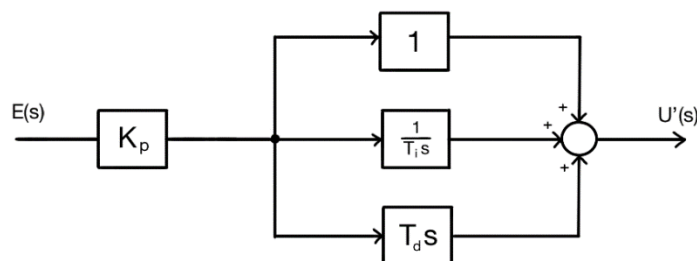
### **3.6.4 HEEDS MDO**

HEEDS MDO, ett optimeringsprogram från Red Cedar Technology har utvecklats för att automatisera optimeringsprocesser [16]. Med patenterade sökstrategier (SHERPA) endast tillgängliga i HEEDS strävar programmet efter att förbättra en produkt samtidigt som den tar hänsyn till tillverkningskostnader. Detta program går att integrera med andra CAE-program så som Matlab, Adams car, Excel m.fl. för att enklare optimera befintliga projekt.

## 3.7 Reglering

### 3.7.1 PID-regulator

En PID-regulator används ofta inom reglerteknik [17][18]. Regulatorn består av tre delar, proportionell förstärkning, integration och derivering, se *figur 3.4*. Den proportionella delen styr framförallt snabbheten hos regulatorn, men ger även minskade stabilitetsmarginaler, förbättrad kompensering av störningar i processen och ökad styrsignalaktivitet vid ett ökat  $K_p$ -värde. Integrering (minskat  $T_i$ -värde) ger bättre kompensering av lågfrekventa störningar i processen och tar bort statiska fel i regleringen. Derivering (ökat  $T_d$ -värde) ger bättre stabilitet men större känslighet för högfrekventa mätstörningar.



[Figur 3.4: Struktur för en PID-regulator]

### 3.7.2 On/off-reglering

On/off-reglering är en enkel tvålägesreglering där man antingen har hög eller låg dämpning. Normalt sett så ger denna sortens reglering oftast upphov till svängningar. Att ständigt växla mellan stora styrsignalsvärden kan påverka den mekaniska utrustningen negativt och resultera i direkt slitage av styrutrustning.

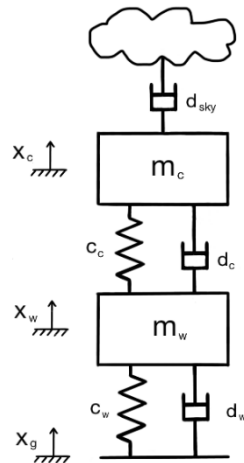
### 3.7.3 Skyhook-reglering

Skyhook reglerprincip använder sig av flera olika sensorer och en tänkt referenspunkt i himlen för att uppnå stabilitet [3, s.31]. När man reglerar med avseende på att förbättra komforten över ett farthinder så ligger Skyhook-reglering i framkant. Här tar man inte bara hänsyn till dämparens rörelser utan även hur chassit reagerar. Reglering av dämparkonstanter sker beroende på hur mycket en vertikal kraft får chassit att röra på sig.

- Vid till exempel en vägförändring förändras dämparkraften. Då dämparens reaktionskraft är större än den nedåt drivande kraften från chassit behöver man minska dämparens reaktionskraft genom att höja dess dämparkonstant. Alltså då kraften från den övre dämparen i *figur 3.5*,  $d_{sky}$ , är mindre än kraften från den undre dämparen,  $d_c$ , erhålls hårdare dämpning.
- Samtidigt sänks dämparkonstanten då det motsatta händer. Då kraften från  $d_{sky}$  är större än kraften från  $d_c$  fås mjukare dämpning.



Ett exempel är då dämparen,  $d_c$ , expanderar och massan  $m_c$  rör sig i samma riktning som  $d_c$  höjs dämparkonstanten för att minska rörelsen i  $m_c$ . Sedan sänks dämparkonstanten när dämparhastigheten inte längre har samma riktning som den önskade dämparkraften [5].

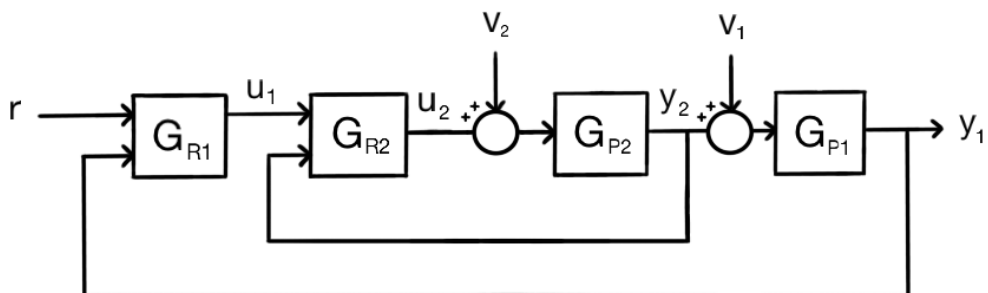


[Figur 3.5: Struktur för Skyhook reglerprincip.]

### 3.7.4 Kaskadreglering

Kaskadreglering är en teknik för att undvika att störningar ger en stor inverkan på en process [17, s.237 och 436]. Vid kaskadreglering delar man upp en process i flera seriekopplade delprocesser se figur 3.6.

Genom att använda sig av kaskadreglering så kan störningar på den inre processen regleras bort snabbare. Detta arbetssätt gör enkla processer mer komplicerade då antalet reglerparametrar som behöver ställas in ökar. Det är viktigt att nämna att börvärdet till regulatort i den inre loopen kommer bestämmas av regulatort i den yttre loopen, även kallad primärregulatort.



[Figur 3.6: En process har delats in i två delprocesser, P1 och P2. Störningen på P2 regleras av R2 och har på så sätt liten inverkan på P1.]

### 3.7.5 Exakt linjärisering

Olinjäriteter som uppkommer vid reglering försöker man ofta ta bort med hjälp av en inre återkoppling [18]. Därefter kan systemet regleras i en yttre reglerkrets. Exakt linjärisering är en systematisk metod som utvecklats med tiden där "exakt" tyder på att alla olinjäriteter är bortkompenserade. Nedan visas ett exempel för hur exakt linjärisering kan gå till, utifrån *figur 3.7*

$$x_1 = \text{läge}$$

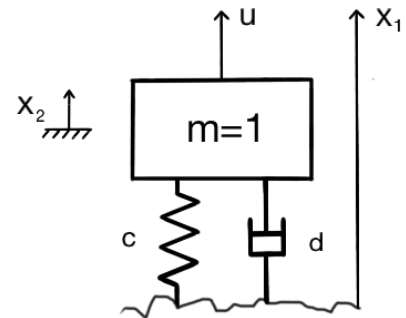
$$x_2 = \text{hastighet}$$

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = -k(x_1) - b(x_2) + u$$

där

- $k(x_1)$  är en olinjär lägesberoende kraft
- $b(x_2)$  är en olinjär hastighetsberoende kraft
- $u$  är utsignal



[Figur 3.7: Figur av systemet som beräkningen utgår ifrån.]

Om vi sätter att:

$$u = \bar{u} + k(x_1) + b(x_2)$$

Då blir systemet linjärt enligt:

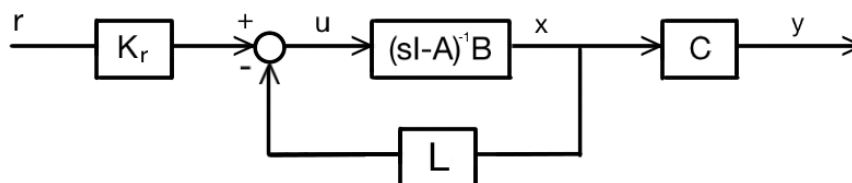
$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = \bar{u}$$

$\bar{u}$  blir en ny "virtuell" insignal.

### 3.7.6 Tillståndsåterkoppling

I tillståndsåterkoppling, se *figur 3.8*, används en tillståndsmoell. Tillståndsmoeller ger mycket enklare beräkningar jämfört med en överföringsfunktion för komplexa system. Tillståndsvariablernas samband beskrivs i ett system av första ordningens differentialekvationer medan utsignalen beskrivs som en linjär kombination av tillståndsvariablerna.

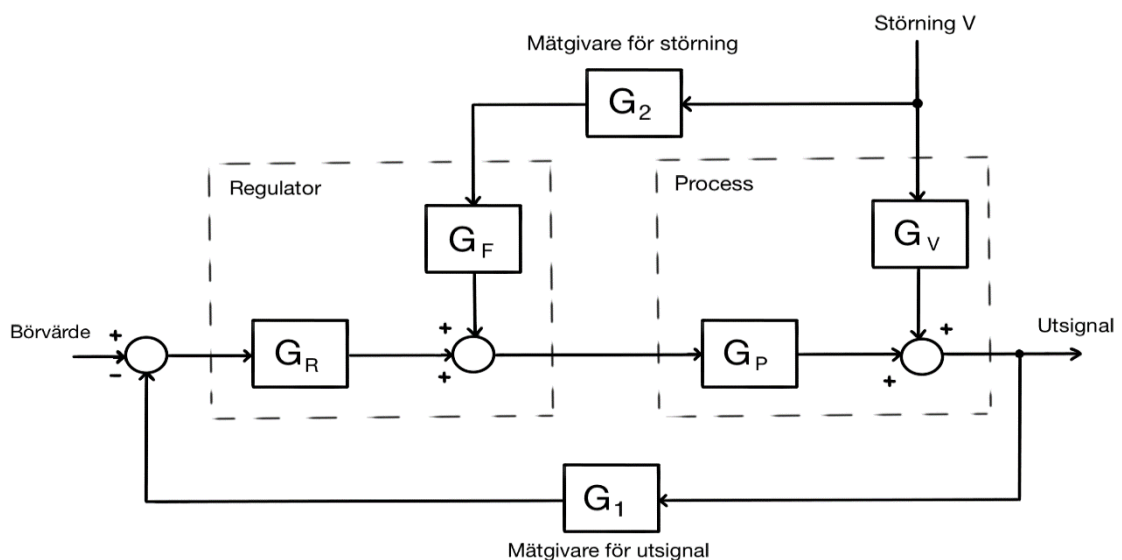


[Figur 3.8: Blockschema över tillståndsåterkoppling.]

Linear Quadratic Gaussian (LQG) är en tillståndsåterkoppling där man kombinerar en optimal estimator (Kalman-filter) och en optimal regulator [19]. Dessa två kan dimensioneras var för sig, vilket gör att regleringen är effektiv oavsett då systemet är tidsberoende eller inte. Detta system används för att stabilisera instabila linjära system som störs av vitt Gaussiskt brus. Lösningen är unik och använder en återkoppling som enkelt implementeras [20].

### 3.7.7 Framkoppling i reglersystem

Framkoppling används för att förbättra regleringen genom att utnyttja information från mätbara störningar [17, s.235]. Genom att till exempel mäta kommande störning och låta regulatorn utnyttja informationen kan regleringen ibland förbättras avsevärt. Vet regulatorn om hur störningen som är på väg in ser ut kan den hinna reglera innan systemet blivit påverkat. För bättre förståelse av framkoppling se *figur 3.9*.



[Figur 3.9: Blockschema av framkopplat reglersystem.]

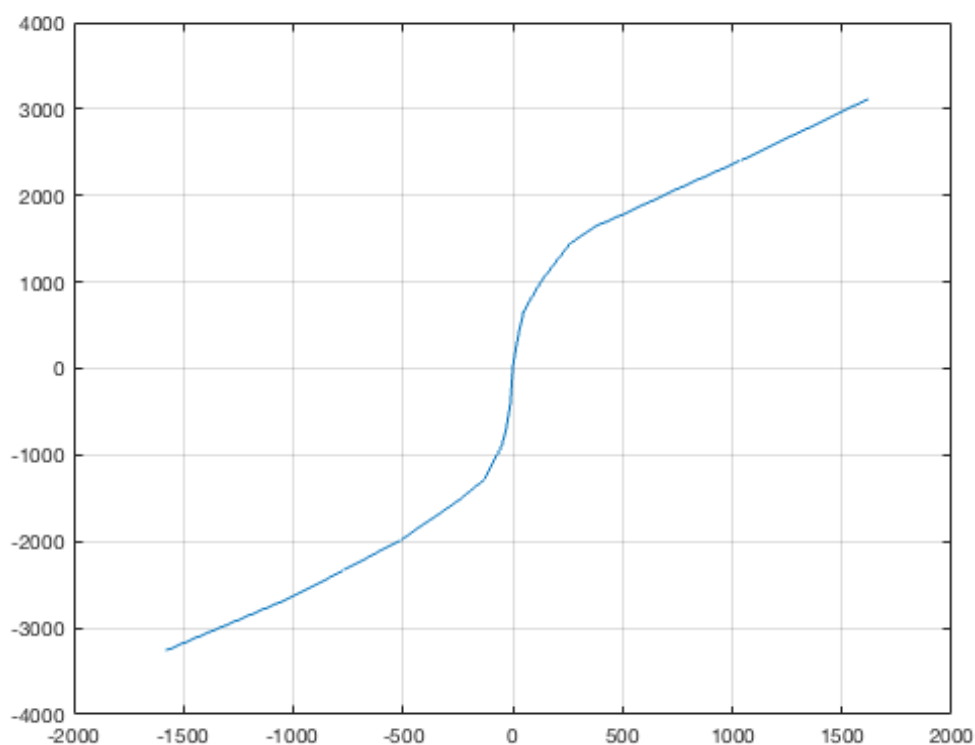
## 4 Genomförande

### 4.1 Datainsamling

Information från en redigerad kravspecifikation från CEVT gav oss en bättre insikt i vilka krav som kan ställas från kund och hur de ska valideras. Utöver det hämtades numeriska värden från bilmodellen i VI-CarRealTime som användes i slutändan se *bilaga F*. I samråd med handledarna skapades vår kravspecifikation, se *bilaga C*.

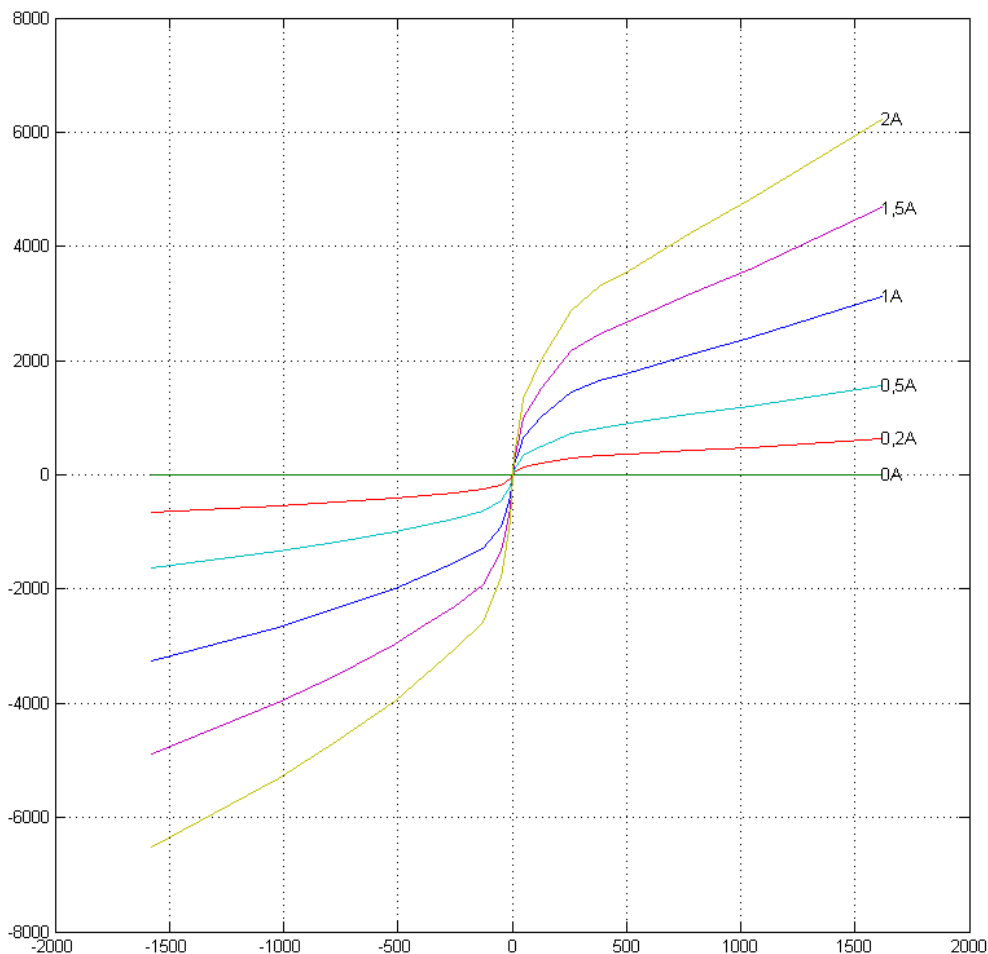
### 4.2 Utveckling av fiktiv karaktäristik för MR-dämpare

Basmodellen är hämtad från VI-CarRealTime, se *bilaga A*. Framtagandet av en aktiv dämpare utgår från en passiv dämpare. I denna dämparmodell är kraften som ges från dämparen beroende endast av hastigheten i dämparen. Karaktäristiken hos dämparen ser ut enligt *figur 4.1*.



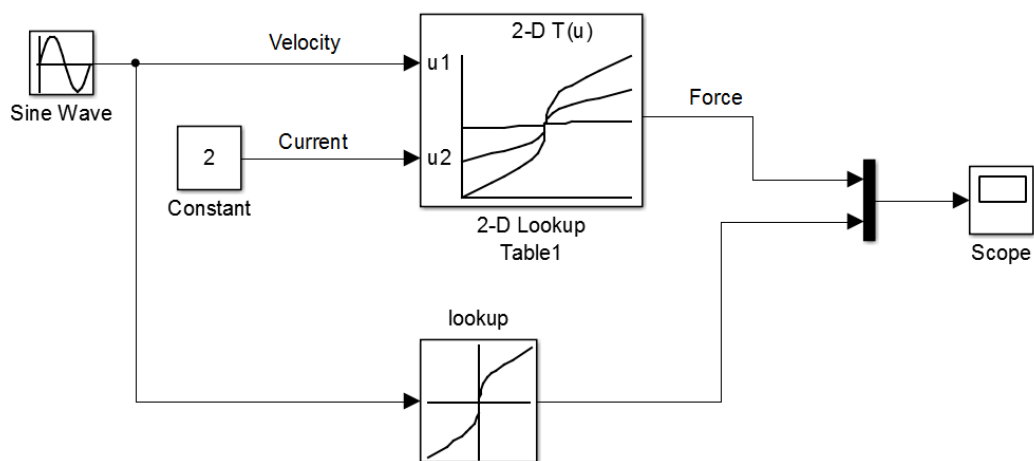
[Figur 4.1: Hastighet-kraft-diagram [mm/s, N] som beskriver den passiva dämparens karaktäristik.]

Vi utgick från den passiva karaktärstiken när vi sedan skapade ett beroende av strömmen. Genom att multiplicera kurvan med en viss procentsats fick vi ut en ny karaktär för varje ström. Vi bestämde oss för att 1 ampere (A) motsvarade den passiva kurvan (alltså 100 %), vidare ger 0,5A 50 % och 1,5A 150 %. Dessutom skulle strömmen vara begränsad, maximal dämpning fås vid 2A. Denna karaktärstik behövde vi själva skapa då det inte finns tillgängligt utanför de företag som arbetar med dämpare. Resultatet kan avläsas i *figur 4.2* och kan enkelt ersättas med en annan dämpares karaktärstik om så önskas.



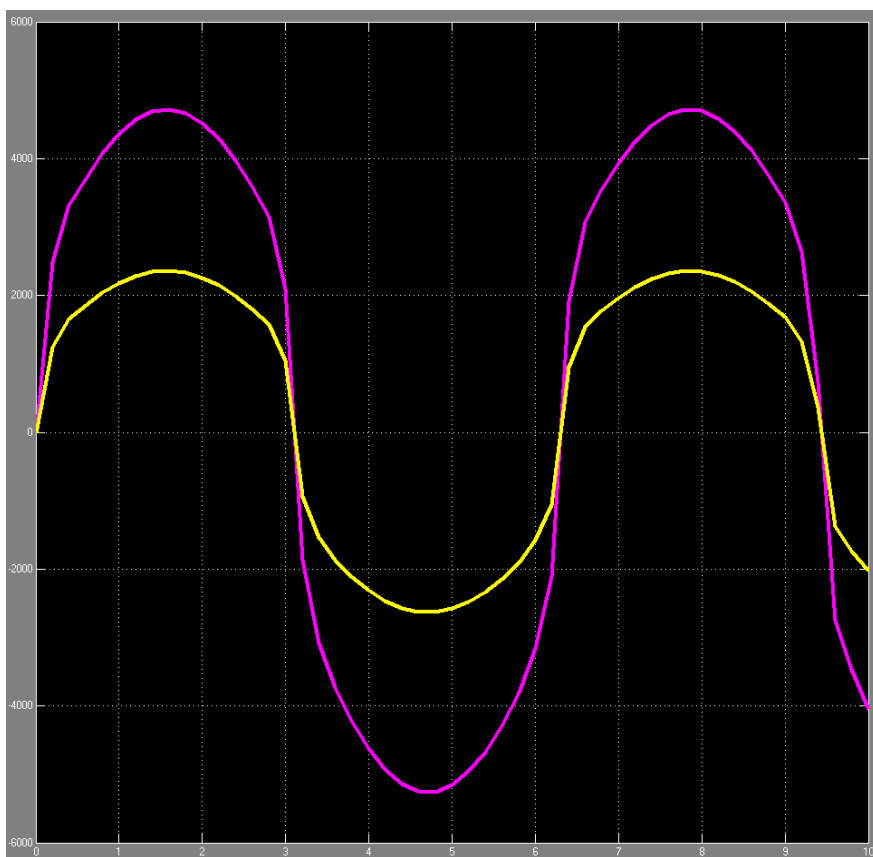
[Figur 4.2: Hastighet-kraft-diagram [mm/s, N] som beskriver dämparens karaktärstik vid olika värden på strömmen.]

För att använda den framtagna karaktärstiken för dämparen använde vi oss av en tvådimensionell lookup-tabell i Simulink (se "Teknisk bakgrund" för mer information om lookup-tabeller). Denna tabell har ström och hastighet som insignal och den resulterade kraften som utsignal. För att kontrollera att lookup-tabellen hade önskad funktion kopplades ett testscenario upp i Simulink enligt *figur 4.3*.



[Figur 4.3: Uppkopplingschema för validering av lookup-tabell.]

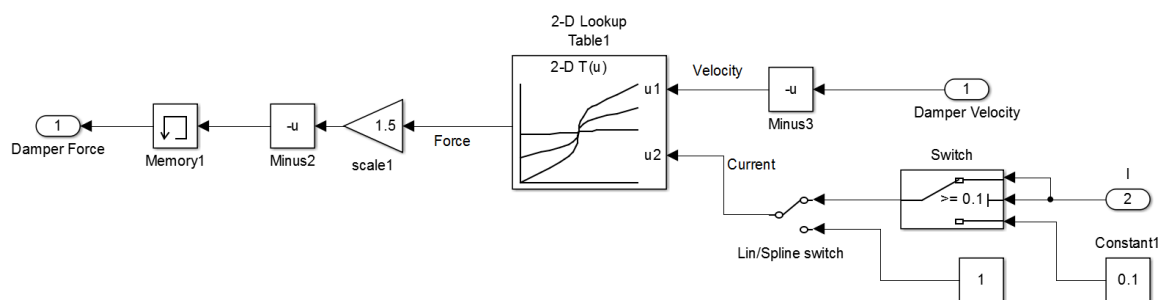
Kurvan nedan, *figur 4.4*, visar resultatet av valideringen. Gul kurva representerar den passiva dämparens karaktäristik medan den lila är resultatet från den framtagna adaptiva dämparen. I detta fall önskas 200 % av originalkurvan, då strömmen är satt till 2A, vilket stämmer enligt grafen.



[Figur 4.4: Tid-kraft-diagram[s, N]. Resultat av validering.]

### 4.3 Dämparmodell

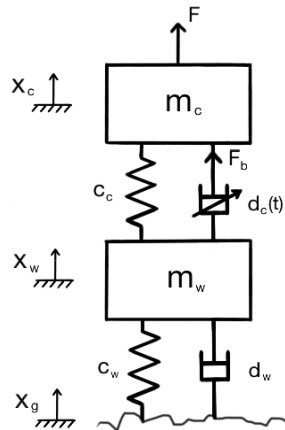
Dämparmodellen i *figur 4.5* använder en lookup-tabell och är passiv då omkopplaren ("Lin/Spline switch") är i nedre läget och matas med en konstant ström på 1A. Karakteristiken är då den som presenterades i *figur 4.1*. När omkopplaren står i läget som är inställt i figuren är dämparen aktiv och regleras utifrån vår framtagna modell. Förklaring till varför omkopplaren ("Switch") är med i systemet är för att kunna begränsa strömmen från att bli för låg. Om en väldigt låg reaktionskraft i dämparen önskas resulterar det i en låg ström. Om strömmen önskas ha ett värde under 0,1A, sätts strömmen med hjälp av omkopplaren till 0,1A.



[Figur 4.5: Blockschema på en av dämparnas system.]

### 4.4 Linjärisering av en lookup-tabell

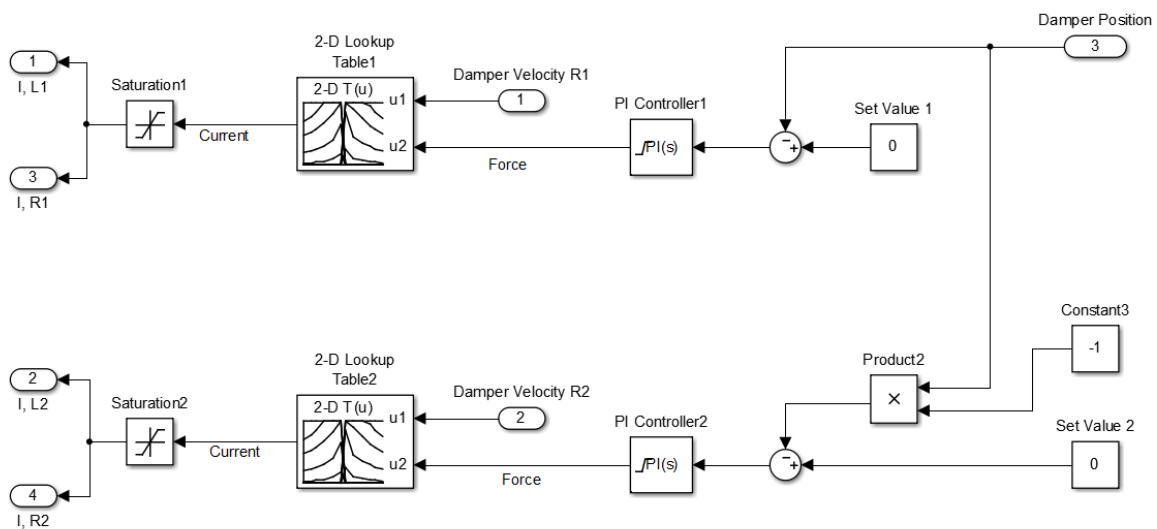
Modellen vi arbetade med var beroende av dämparens position. Eftersom vi inte hade något annat förhållande mellan strömmen och  $F_b$  (se *figur 4.6* nedan) än lookup-tabellen och att överföringsfunktionen är beroende av  $F_b$ , använde vi oss av exakt linjärisering och skapade en inverterad lookup-tabell. Denna tabell skulle vara beroende av kraft och hastighet för att ge ström som utsignal. För att antalet avlästa tabellvärden var underbestämda behövdes interpolering mellan givna värden göras. Eftersom den maximala strömmen är satt till 2A, blev den inverterade lookup-tabellen i vissa fall mättad. Det bör även nämnas att när man inverterar en lookup-tabell som ska representera en karaktär av en verklig dämpare bör man ha viss felmarginal i åtanke. Detta eftersom bilens faktiska dämpare förmodligen inte beter sig exakt likadant som tabellen, trots att tabellen är skapad utifrån dämparen. Den inverterade lookup-tabellen kopplades upp enligt *figur 4.7* under rubriken "2-D Lookup table1".



[Figur 4.6: Struktur för en fjärdedels bil.]

## 4.5 PI-reglering

I samråd med vår handledare på Chalmers beslutade vi oss för att använda en PI-regulator för att reglera systemet. I figur 4.7 kan man observera vår reglermetod. Under antagandet att bilens masscentrum är centrerat i förhållande till hjulens placering kan vi säga att de bakre dämparna kommer agera motsatt de främre dämparna. Eftersom vägen är symmetrisk och plan kan vi även anta att de båda främre dämparna kommer reagera likadant, likaså de bakre.



[Figur 4.7: Aktiv modell-reglering med avseende på dämparens position.]

### 4.5.1 Dimensionering

En överföringsfunktion beräknades utifrån figur 4.6 och för resultat se ekvation (7), (8) nedan.



$$m_c \ddot{x}_c = -c_c(x_c - x_w) - F_b + F \quad (1)$$

$$m_w \ddot{x}_w = c_c(x_c - x_w) + F_b - c_w x_w \quad (d_w = 0) \quad (2)$$

$$m_c X_c s^2 = -c_c(X_c - X_w) - F_b(s) + F(s) \quad (3)$$

$$m_w X_w s^2 = c_c(X_c - X_w) + F_b(s) - c_w X_w \quad (4)$$

$$(3) \Rightarrow X_w = \frac{m_c X_c s^2 + c_c X_c + F_b(s) - F(s)}{c_c} \rightarrow (4)$$

$$(4) \Rightarrow m_w s^2 \left( \frac{m_c X_c s^2 + c_c X_c + F_b(s) - F(s)}{c_c} \right) =$$

$$= c_c \left( x_c - \frac{m_c X_c s^2 + c_c X_c + F_b(s) - F(s)}{c_c} \right) + F_b(s) - c_w \left( \frac{m_c X_c s^2 + c_c X_c + F_b(s) - F(s)}{c_c} \right)$$

$$F_b(s) = 0 \Rightarrow$$

$$X_c \left( \frac{m_c m_w s^4 + m_w c_c s^2}{c_c} \right) - F(s) \frac{m_w s^2}{c_c} =$$

$$= X_c (c_c - m_c s^2 - c_c) + F(s) - X_c \left( \frac{m_c c_w s^2 + c_c c_w}{c_c} \right) + F(s) \frac{c_w}{c_c}$$

$$X_c = F(s) \left( \frac{m_w s^2 + c_c + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \quad (5)$$

$$F(s) = 0 \Rightarrow$$

$$X_c \left( \frac{m_c m_w s^4 + c_c}{c_c} \right) - F_b(s) \frac{m_w s^2}{c_c} =$$

$$= X_c (c_c - m_c s^2 - c_c) + F_b(s) - F_b(s) - X_c \left( \frac{m_c c_w s^2 + c_c c_w}{c_c} \right) + F_b(s) \frac{c_c}{c_w}$$

$$X_c = -F_b(s) \left( \frac{m_w s^2 + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \quad (6)$$

$$X_c = F_b(s) G1 + F(s) G2$$

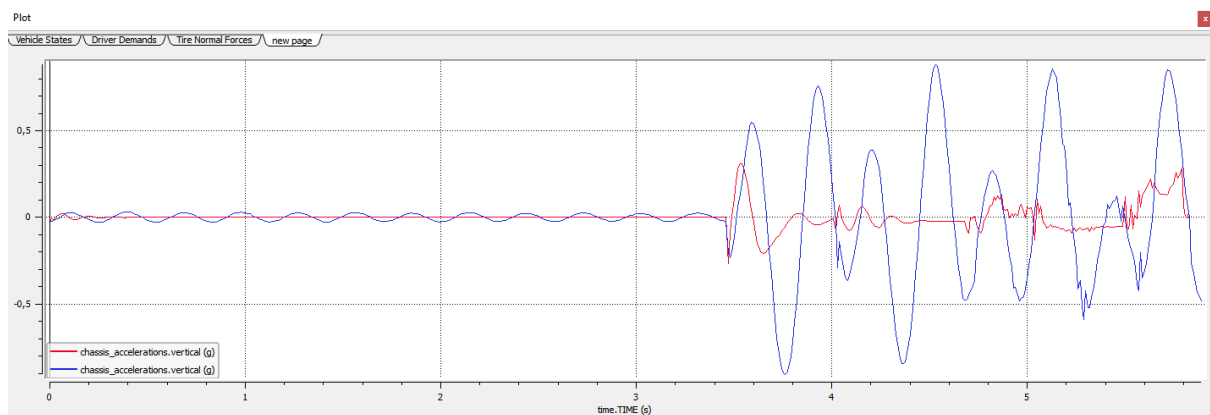
$$G1 = - \left( \frac{m_w s^2 + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \quad (7)$$

$$G2 = \left( \frac{m_w s^2 + c_c + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \quad (8)$$

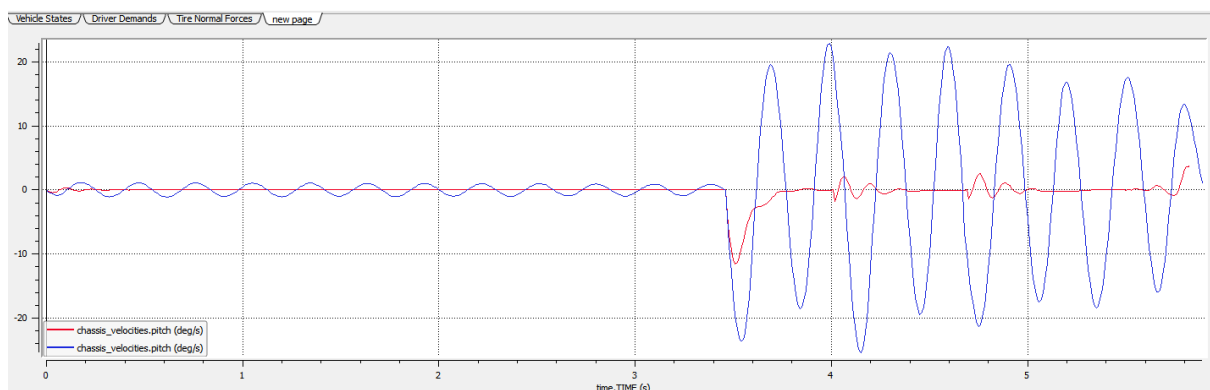
Beräkningarna resulterade i två överföringsfunktioner, använda värden för variablerna finns i *bilaga F*. Den ena överföringsfunktionen beskrev ett beroende av  $F$  och den andra ett beroende av  $F_b$ . Eftersom strömmen styr  $F_b$  och  $F$  är en störning använde vi överföringsfunktionen som var kopplad till  $F_b$ , se ekvation (7), för att skapa ett Bodediagram i Matlab. Detta Bodediagram analyserades och användes för att dimensionera regulatorns parametrar [17, s.204]. Något som försvårade analysen var att förstärkningen blev negativ. Det var då nödvändigt att rita upp Bodediagrammet utan negativt tecken på överföringsfunktionen för att sedan lägga till det när regulatorns parametrar var beräknade.

#### 4.5.2 Validering

Detta regelsystem simulerades i en inbromsning där vi observerade chassits förändringar i vertikal acceleration och pitchens hastighet, se *figur 4.8* och *4.9*.



[Figur 4.8: Chassits vertikala acceleration (g) under inbromsning. Blå kurva representerar det semi-aktiva systemet (figur 4.7) och röd representerar det passiva systemet.]



[Figur 4.9: Chassits pitch (deg/s) under inbromsning. Blå kurva representerar det semi-aktiva systemet (figur 4.7) och röd kurva representerar det passiva systemet.]

### 4.5.3 Utvärdering

Figur 4.8 och figur 4.9 tyder på ett instabilt system, vilket resulterade i en undersökning av eventuella felkällor. Rouths metod [17, s.163] visade att systemet är instabilt och att en PI-regulator inte kan användas för att uppnå stabilitet. Nedanstående beräkning görs med hjälp av metoden för att avgöra om någon av rötterna till nämnarpolynomet för det återkopplade systemet ligger i vänstra halvplanet eller inte, detta för att kunna avgöra om systemet kan uppnå stabilitet eller inte.

Överföringsfunktionen för processen multiplicerat med en allmän PI-regulator. Notera att eftersom båda förstärkningarna antas vara negativa görs beräkningarna för process och regulator med positiv förstärkning.

$$\begin{aligned} (-G_1) \cdot (-G_{PI}) &= \left( \frac{m_w s^2 + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \cdot K_p \left( 1 + \frac{1}{T_I s} \right) = \\ &= \left( \frac{m_w s^2 + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \cdot \left( \frac{K_p T_I s + K_p}{T_I s} \right) \end{aligned}$$

Överföringsfunktionen för det återkopplade systemet:

$$\begin{aligned} \frac{G_1 G_{PI}}{1 + G_1 G_{PI}} &= \frac{\left( \frac{m_w s^2 + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \cdot \left( \frac{K_p T_I s + K_p}{T_I s} \right)}{\left( 1 + \left( \frac{m_w s^2 + c_w}{m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w} \right) \cdot \left( \frac{K_p T_I s + K_p}{T_I s} \right) \right)} = \\ &= \frac{(m_w s^2 + c_w)(K_p T_I s + K_p)}{(m_c m_w s^4 + (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^2 + c_c c_w) T_I s + (m_w s^2 + c_w)(K_p T_I s + K_p)} = \\ &= \frac{(m_w s^2 + c_w)(K_p T_I s + K_p)}{T_I m_c m_w s^5 + T_I (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w) s^3 + T_I c_c c_w s + K_p T_I m_w s^3 + m_w K_p s^2 + c_w K_p T_I s + c_w K_p} = \\ &= \frac{(m_w s^2 + c_w)(K_p T_I s + K_p)}{T_I m_c m_w s^5 + T_I (m_w c_c + m_c c_c + m_c c_w + K_p T_I m_w) s^3 + m_w K_p s^2 + (T_I c_c c_w + c_w K_p T_I) s + c_w K_p} \quad (9) \end{aligned}$$

För att systemet ska vara stabilt krävs att alla poler ligger i det vänstra halvplanet, vilket de gör om alla nollställen till nämnaren har strikt negativ realdel. Enligt Rouths metod är ett nödvändigt men inte ett tillräckligt villkor för rötter med negativ realdel att undersöka om alla koefficienter i polynomet är strikt negativa. I ekvation (9) ser vi att koefficienten för  $s^4$  är 0. Därför kan det konstateras att systemet är instabilt redan här och nästa steg i Rouths metod behöver inte undersökas.

#### 4.5.4 Möjlig vidareutveckling

Några sätt att stabilisera systemet hade kunnat vara med hjälp av deriverande verkan i regulatorn, alternativt kaskadreglering. Ett annat sätt att gå vidare med det instabila systemet kan vara att göra en tillståndsåterkoppling. För att göra en tillståndsåterkoppling underlättar det om alla parametrar i en tillståndsmodell är mätbara. I nedanstående beräkningar har en tillståndsmodell tagits fram och numeriska värden på tillstånden  $z_1, z_2, z_3, z_4$  kan hämtas från VI-CarRealTime.

$$\begin{aligned} m_c \ddot{x}_c &= -c_c(x_c - x_w) - F_b + F \\ m_w \ddot{x}_w &= c_c(x_c - x_w) + F_b - c_w x_w \quad (d_w = 0) \end{aligned}$$

$$\begin{cases} z_1 = x_c \\ z_2 = \dot{x}_c \\ z_3 = x_w \\ z_4 = \dot{x}_w \end{cases}$$

$$\begin{aligned} m_c \dot{z}_4 &= -c_c(z_3 - z_1) - F_b + F \\ m_w \dot{z}_2 &= c_c(z_3 - z_1) + F_b - c_w z_1 \end{aligned}$$

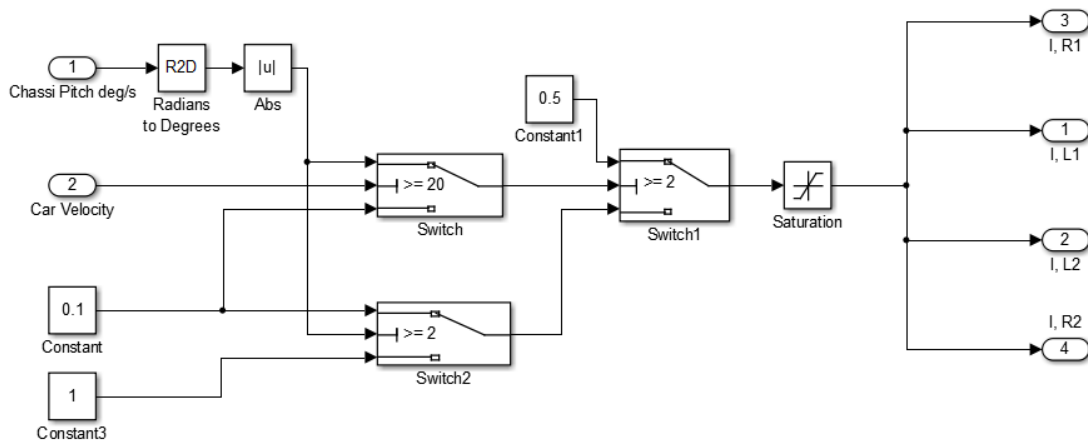
$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 \\ \dot{z}_2 = (1/m_w)(c_w(z_3 - z_1) + F_b - c_w z_1) \\ \dot{z}_3 = z_4 \\ \dot{z}_4 = -(1/m_c)(c_w(z_3 - z_1) + F_b - F) \end{cases}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_w+c_c}{m_w} & 0 & \frac{c_c}{m_w} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_c}{m_c} & 0 & -\frac{c_c}{m_c} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_w} \end{bmatrix} F + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} F_b \quad (10)$$

#### 4.6 Enkel on/off-regulator

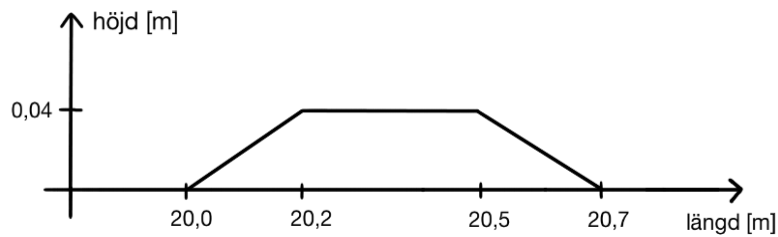
Efter möten med anställda på CEVT som arbetar med dämpare fick vi förklaringen att teoretiska uträkningar för dimensionering är bra men sällan används i praktiken. Vanligast är att man testar sig fram genom att ställa in en reglerparameter i taget.

För att få en bättre förståelse för hur systemet påverkas vid olika dämparkonstanter bestämde vi oss för att istället använda en simpel logik med några omkopplare, så kallad on/off-reglering. Regleringen skedde med avseende på förändringen av pitchens och bilens hastighet över ett farthinder. Om bilen körde snabbare än 20 km/h och om pitchens hastighet var över 2 grader/s minskade vi dämpningen till 50 %. Om bilen körde långsammare minskade dämpningen till 10 % annars var den 100 %, se *figur 4.10*. Värdena bestämdes utifrån några enkla tester. Orsaken till varför högre dämpning önskas vid högre hastighet är för att motverka att fjädern slår i botten.

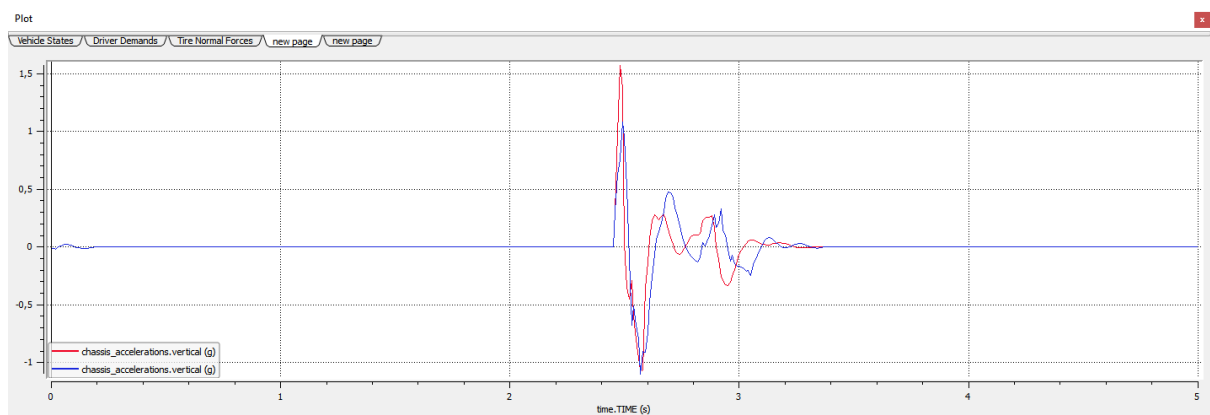


[Figur 4.10: Blockschema för on/off-reglering.]

Nästa simulering gjordes på en farthindersprofil (figur 4.11) som hämtades från CarRealTime. Resultatet av simuleringen kan ses i figur 4.12.



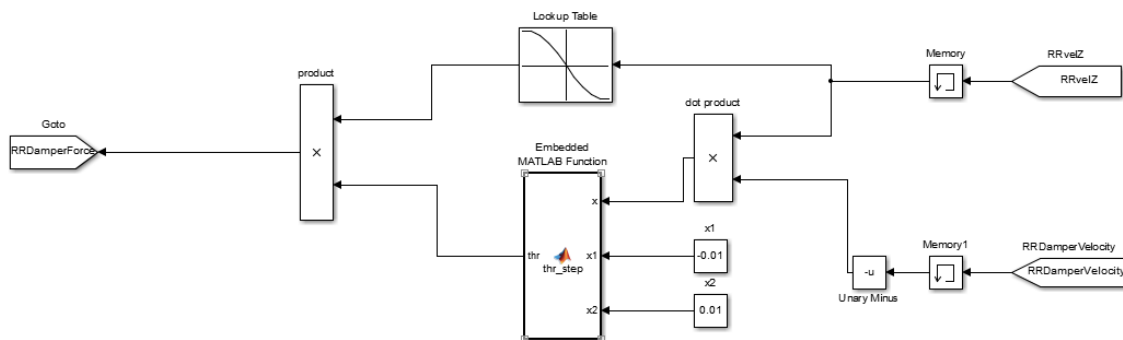
[Figur 4.11: Profil på farthindret som användes vid simulering.]



[Figur 4.12: Chassits acceleration i vertikal riktning. Blå kurva representerar den semi-aktiva modellen (figur 4.7), röd kurva representerar det passiva systemet.]

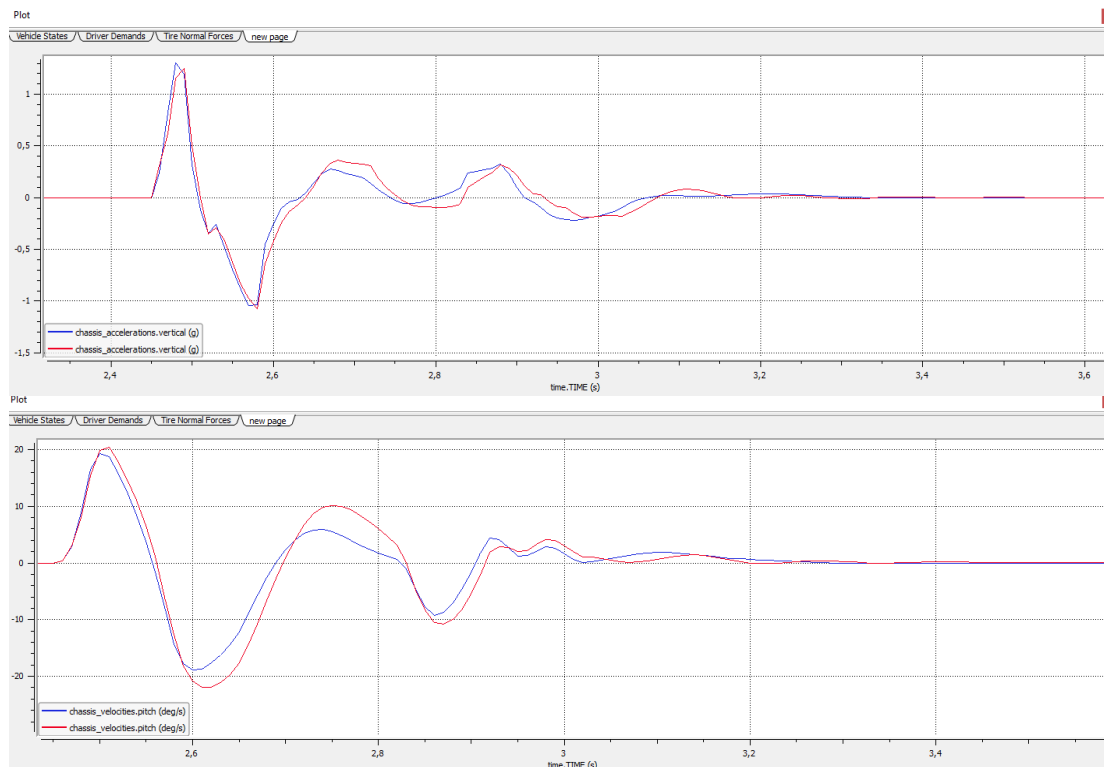
## 4.7 Skyhook-reglering

Eftersom Skyhook-reglering ligger i framkant gällande körkomfort antas det till ett bra mål att sträva efter vid modellering av ett regelsystem för en dämpare. Skyhook-modellen som finns som exempel i CRT, har väldigt lik uppbyggnad som den passiva modellen bortsett från att dess dämpare regleras på ett annat sätt. *Figur 4.13* visar uppbyggnaden av en dämpare i en Skyhook-modell hämtad ur exempelmodeller i CRT.



[Figur 4.13: Skyhook-modell hämtad från CarRealTime. Ingångar är dämparhastigheten och chassits hastighet i z-led.]

I *figur 4.13* så finns funktionsblocket “thr\_step”. Det är en intern funktion som följer Skyhook-regleringsprincip. För ytterligare information angående systemets interna funktion se *bilaga B*.



[Figur 4.14: Den övre visar den vertikala accelerationen och den nedre visar pitchförändringen per sekund. Blå kurva representerar Skyhook-modellen och röda on/off-regleringen.]

## 5 Resultat

En modell för ett reglersystem för en dämpare har tagits fram. Vid framtagning av en PI-regulator visade sig systemet bli instabilt. Med hjälp av Rouths metod verifierades detta. Systemets tillståndsmodell togs fram vilket möjliggör vidare analys. Reglering med hjälp av en on/off-regulator gav ett bättre resultat än PI-regulatorn och även bättre än en passiv modell i vissa avseenden.

Analys av grafer:

- *Figur 4.8* och *figur 4.9* tyder på att det semi-aktiva systemet med PI-reglering inte reglerar systemet på korrekt sätt med självsvängning och oscillering som resultat.
- *Figur 4.12* visar på att den skapade semi-aktiva modellen med on/off-reglering ger en mindre amplitud dock med lite längre insvängningstid.
- Som kan ses i *Figur 4.14* beter sig den skapade on/off-regleringen snarlikt Skyhook-reglering vilket är önskvärt vid reglering med avseende på pitchen.

## 6 Slutsats

Resultatet av detta arbete visar att det finns goda möjligheter att ta fram en bra reglering i VI-CarRealTime. Simuleringsprogrammet användes av oss för första gången under detta examensarbete. Därför har vi inte använt detta program till dess maximala kapacitet. Tester hade kunnat utföras på fler vägprofiler och till exempel egendimensionerade farthinder.

De olika simuleringsresultaten har varit svåra att analysera och kräver mycket kunskap inom området och de standardsätt som finns beskrivna i teorin har varit svåra att applicera. Att ta ställning till vad som är viktigast för en hög komfort och samtidigt god väghållning är svårt att avgöra. I ett simuleringsprogram är det svårt att mäta känslan som upplevs i verkligheten. Enligt uppgifter är det bättre att ta hänsyn till accelerationen i chassits vertikala riktning än till pitchen. Dock saknade vi uppgifter för var gränsen går då resultatet är bättre om accelerationen minskar samtidigt som pitchen ökar.

Regleringen är framtagen med avseende på en fjärdedels bilmodell, därför stämmer resultatet eventuellt inte helt överens med den reglering som hade tagits fram med avseenden på en hel bilmodell.

### 6.1 Framtida arbeten

Förslag på hur man kan fortsätta på det genomförda arbetet är att utveckla reglersystemet så att det funkar bra på flera olika körfall. Optimering av parametrar via HEEDS är också något man bör fokusera på.

Tillståndsmodellen som tagits fram borde undersökas för vidareutveckling med tillståndsåterkoppling. Detta understryks också av andra arbeten [4][21] som förespråkar användning av LQG-reglering, som är en variant av tillståndsåterkoppling.

Ett annat alternativ är att utveckla en dämparmodell som är mer komplex. En mer komplex modell tar hänsyn till själva dämparstrukturen, fluiden, materialet, cylinderstorlekar m.m.

Den framtagna inverterade lookup-tabell borde testas mot en smått förändrad lookup-tabell för att kontrollera dess stabilitet. Detta för att verifiera dess beteende och att möjliggöra användandet av tabellen med annan reglering.

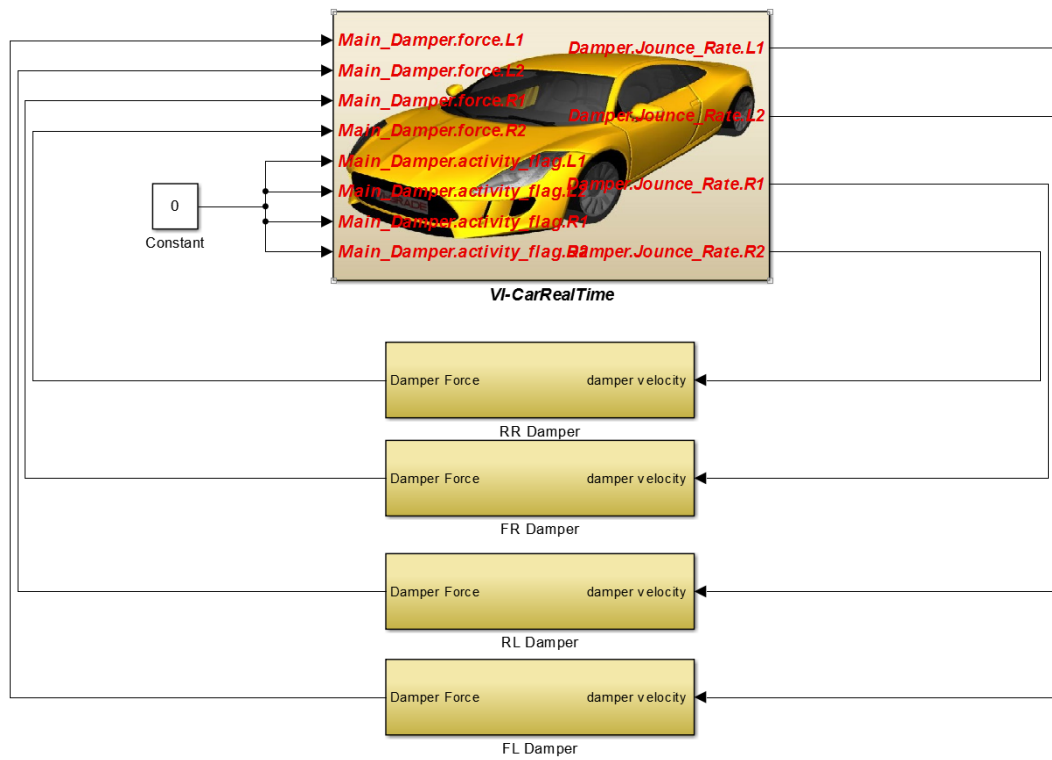


## 7 Referenser

- [1]. Brodén, M. (2005) *Modellering av aktivt stötdämpningssystem med MR-dämpare*.  
<http://epubl.ltu.se/1402-1617/2005/116/LTU-EX-05116-SE.pdf> (2016-06-06)
- [2]. Guido P, A. Koch (2010) *Adaptive Control of Mechatronic Vehicle Suspension Systems*. Munchens Tekniska Universitet (doktorsavhandling).
- [3]. Honghai, L., Gao, H., Li, P. (2013) *Handbook of Vehicle Suspension Control Systems*.  
<http://lib.chalmers.se/>
- [4]. Giacomini, J., Hacaambwa, T.M. (Datum saknas) *Performance of ISO2631 and BS6841 Comfort Criteria for Evaluating Automobile Road Vibrations*. Department of Mechanical Engineering The University of Sheffield.
- [5]. Mechanical Dept., R.I.T., Islampur, India (2014) *Performance Analysis of Skyhook, Groundhook and Hybrid Control Strategies on Semiactive Suspension System*.  
<http://inpressco.com/wp-content/uploads/2014/04/Paper56265-269.pdf> (2016-06-09)
- [6]. Technical F1 dictionary, *Magnetic damper-Magnetorheological Damper*. Publiceringsdatum saknas.  
[http://www.formula1-dictionary.net/damper\\_magnetorheological.html](http://www.formula1-dictionary.net/damper_magnetorheological.html) (2016-06-06)
- [7]. OEM Automatics hemsida, funktionsbeskrivning utav en av deras produkter. Publiceringsdatum saknas.  
[http://www.oemautomatic.se/Produkter/Tryck\\_och\\_Flode/Industristottdampare/Teknisk\\_information/Funktionsbeskrivning/1922772-324786.html](http://www.oemautomatic.se/Produkter/Tryck_och_Flode/Industristottdampare/Teknisk_information/Funktionsbeskrivning/1922772-324786.html) (2016-06-06)
- [8]. *ECU Designing and Testing using National Instruments Products* (2009).  
<http://www.ni.com/white-paper/3312/en/> (2016-04-18)
- [9]. Wolfram systemmodeller tutorial.  
<http://reference.wolfram.com/system-modeler/UserGuide/ModelCenterFunctionalMockupInterface.html> (2016-04-21)
- [10]. Mathworks sökfunktion på deras hemsida.  
<http://se.mathworks.com> (2016-06-09)

- [11]. Mathworks about lookup tables.  
<http://se.mathworks.com/help/simulink/ug/about-lookup-table-blocks.html> (2016-06-09)
- [12]. Mathworks interp2.  
<http://se.mathworks.com/help/matlab/ref/interp2.html> (2016-06-09)
- [13]. VI-CarRealTime overview  
[http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=vehicle\\_dynamics\\_carrealtime](http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=vehicle_dynamics_carrealtime) (2016-04-22)
- [14]. Volvo Var Goup (2015) *Volvo Cars uses the world's most advanced chassis simulator to develop the next generation of its cars*  
<https://www.media.vovlocars.com/global/en-gb/media/pressreleases/167927/volvo-cars-uses-the-worlds-most-advanced-chassis-simulator-to-develop-the-next-generation-of-its-cars> (2016-06-03)
- [15]. MSC Softwares hemsida som beskriver Adams car.  
<http://www.mscsoftware.com/product/adams-car> (2016-06-03)
- [16]. Red ceder technology's produktbeskrivning.  
[http://www.redcedartech.com/products/heeds\\_mdo](http://www.redcedartech.com/products/heeds_mdo) (2016-06-09)
- [17]. Thomas, B (2008) *Modern Reglerteknik*. 3 uppl. Liber AB
- [18] Glad, T., Ljung, L. (2003) *Reglerteori: flervariabla och olinjära metoder*. 2 uppl. studentlitteratur
- [19]. Kalbat, A. (2013) *Linear Quadratic Gaussian (LQG) Control of Wind Turbines*.  
[http://www.columbia.edu/~ak3369/conference\\_papers/LQG\\_Wind\\_Turbine.pdf](http://www.columbia.edu/~ak3369/conference_papers/LQG_Wind_Turbine.pdf) (2016-06-06)
- [20]. Mathworks LQG.  
<http://se.mathworks.com/help/control/ref/lqg.html?searchHighlight=LQG> (2016-06-09)
- [21]. Giua, A., Melas, M., Seatzu, C., Usai, G. (2010) *Design of a Predictive Semiactive Suspension System*.  
<http://www.tandfonline.com/doi/pdf/10.1080/00423110412331315169> (2016-06-06)

**Bilaga A:** Oförändrad exempelmodell i Simulink från VI-CarRealTime.



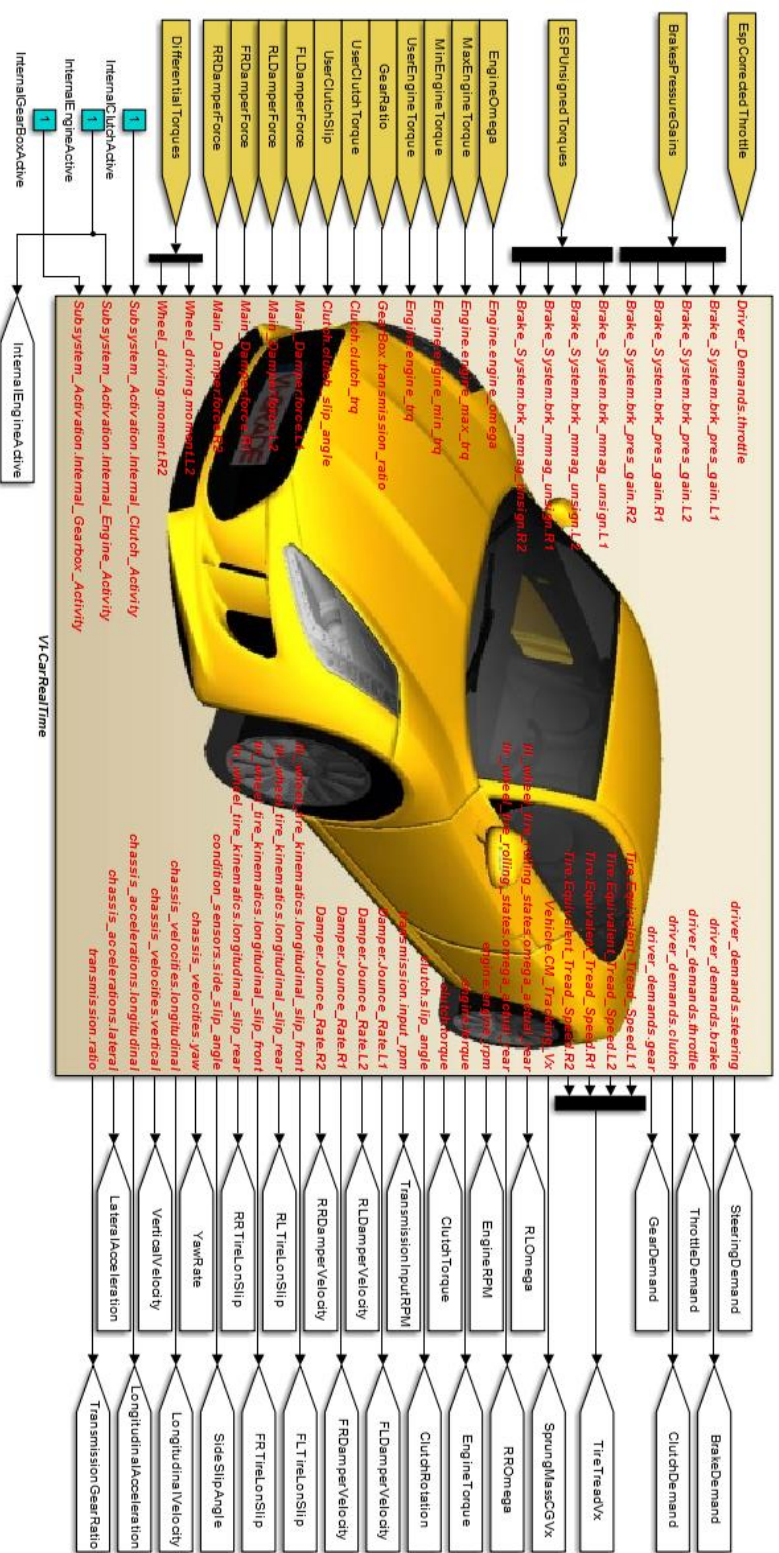
**Bilaga B:** Matlabkod för dämparens interna funktion i Skyhook-modellen, thr\_step. För att sammanfatta funktionen skapas en array beroende av funktionens parametrar och jämför sedan innehållet för att antingen sätta 1 (max dämpning) eller 0 (min dämpning).

```
RR Damper/EmbeddedMATLAB Function ×
1  function thr = thr_step(x,x1,x2)
2  -     y1=0;
3  -     y2=1;
4  -     n=length(x);
5  -     thr=zeros(n,1);
6  -     if (x2<x1)
7  -         tmp=x2;
8  -         x2=x1;
9  -         x1=tmp;
10 -         tmp=y2;
11 -         y2=y1;
12 -         y1=tmp;
13 -     end
14 -     for i=1:n
15 -         if x(i)<=x1
16 -             thr(i)=y1;
17 -         elseif x(i)>x2
18 -             thr(i)=y2;
19 -         else
20 -             a=y2-y1;
21 -             delta=(x(i)-x1)/(x2-x1);
22 -             thr(i)=y1+a*delta^2*(3.0-2.0*delta);
23 -         end
24 -     end
```

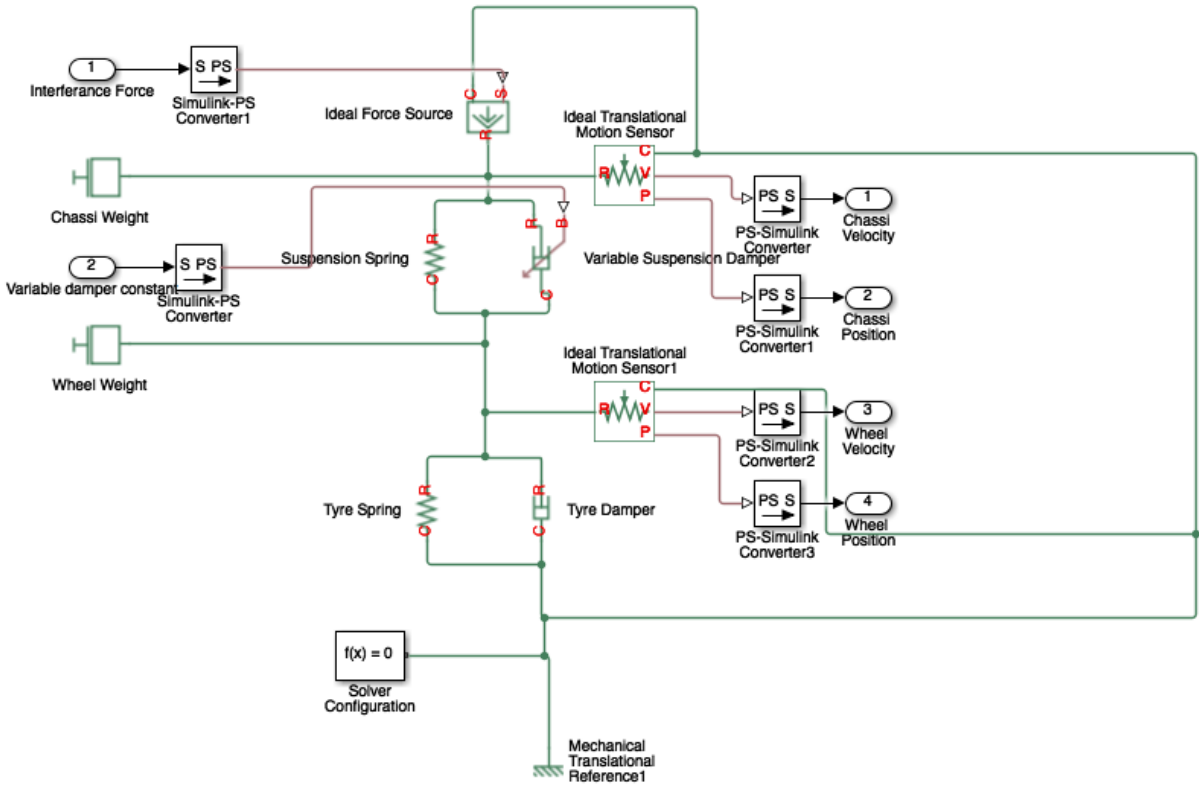
**Bilaga C: Kravspecifikation**

<b>Chalmers</b>	Dokumenttyp Kravspecifikation Projekt Reglering av adaptiv stötdämpare
Utfärdare: Karin Hesslow Ramzi Khalaf	Skapad: 2016-04-22 Modifierad: 2016-05-20
<b>Funktion</b>	<b>K/Ö</b>
Simplett kontrollsystem för dämparen	K
Simulering i VI-CarRealTime	K
Modellering i Simulink	K
Co-simulering mellan Simulink och VI-CarRealTime	K
Skapa en FMU	K
HEEDS optimering av systemet	Ö
Avancerat kontrollsystem för dämparsystem	Ö
Avancerad dämparmodell	Ö
<b>Validering</b>	
Inbromsning	K
Farthinder	K
Chicane kurva	Ö
<b>Dämpare</b>	
Styrbar med hjälp av ström	K

# Bilaga D: Visar de variabler som är mätbara i VI-CarRealTime



**Bilaga E:** Simscape-modell på en passiv dämparmodell där man har möjlighet att förändra dämparkonstanten i övre dämparen.



**Bilaga F:** Numeriska värden hämtade från den modell som användes i VI-CarRealTime.

$C_c$	150 000 kg/s
$C_w$	310 000 kg/s
$M_c$	286,915 kg
$M_w$	30,3535 kg