

# ARBETSRAPPORT

FRÅN SKOGFORSK NR 667 2008



ADAMS-modell av ofjädrad Valmet 860 och bana.



ADAMS-modell av XT28 och bana.

## Vibrationsdämpning av skotare

Jaoquin Baes

Ämnesord: Aktiv dämpning, dämpning av skotare, passiv dämpning, semiaktiv, simulering av skotare.

---

## **SKOGFORSK**

### **– Stiftelsen skogsbrukets forskningsinstitut**

Skogforsk skall tillföra svenskt skogsbruk tillämpbara kunskaper, tjänster och produkter som bidrar till ett lönsamt, hållbart bruk av skogen, så att näringsens konkurrenskraft stärks och viktiga samhällsmål uppnås. Bakom Skogforsk står skogsföretagen, skogsägareföreningarna, stiftelsen, gods, skogsmaskinföretagare, allmänningar m.fl. som betalar årliga intressentbidrag. Hela skogsbruket bidrar dessutom till finansieringen genom en avgift på virke som avverkas i Sverige. Verksamheten finansieras vidare av staten enligt särskilt avtal och av fonder som ger projektbundet stöd.

## **FORSKNING OCH UTVECKLING**

### **Två forskningsområden:**

- Skogsproduktion
- Virkesförsörjning

## **UPPDRAG**

Vi utför i stor omfattning uppdrag åt skogsföretag, maskintillverkare och myndigheter. Det kan gälla utredningar eller anpassning av utarbetade metoder och rutiner.

## **KUNSKAPSFÖRMEDLING**

För en effektiv spridning av resultaten används flera olika kanaler: personliga kontakter, webb och interaktiva verktyg, konferenser, media samt egen förlagsverksamhet med produktion av trycksaker och filmer.

## Abstract

Forwarders are vehicles used for transport of lumber over very rough terrain. The increased effectiveness of the harvester, which can nowadays chop, trim and put the logs in heaps within 47 seconds each tree, has contributed to an increased productivity and to a need of higher velocity of transport. New coming EU directives make damping of vibrations to a problem of great interest.

The work in this thesis involves the evaluation of two forwarders with different types of suspension who were simulated in ADAMS/View software with the aim of improving the ride comfort and attitude changes. One task was to build a passive suspension to one of the models, Valmet 860, without any suspension and with bogie arms between axle and wheels. The second forwarder, XT28, was modelled from scratch. The parts were imported from a CAD-model that was built in Pro Engineer. This forwarder has swinging arms between the tires and chassis and has a passive suspension. Both models were evaluated and compared to each other. An active system for the suspensions was designed and implemented to the models. This was made with Simulink/Matlab and ADAMS/View in interactive mode.

The selection of spring and damping constants in passive suspensions with linear characteristics is always a compromise between stability and comfort. The choice was either to use softer springs that give lower level of vibration but large deflection in roll- and pitch angles or stiffer springs that gives higher level of vibration but lower deflection in roll and pitch. The passive suspension on Valmet 860 reduced the vibrations in the cabin with: 16 % in lateral direction and 38 % in vertical direction but with a little bit higher amplitudes in roll- and pitch angles.

The results from the simulations with the active system on Valmet 860 reduced the acceleration levels with 26 % in lateral direction and 74 % in vertical direction and decreased the amplitude of roll angle from  $5,5^\circ$  to  $0,3^\circ$ . The system showed to work at the best on XT28 where the decrement of accelerations in all directions succeeded and very good results were obtained. Compared to XT28 with passive suspension the accelerations inside the cabin decreased at least with 82 % in lateral direction and 89 % in vertical direction. Even the reduction in roll and pitch angle was successful and the largest amplitude had a value of  $0,3^\circ$ .

## Förord

I den här rapporten redogörs mitt examensarbete utförd vid institutionen för fordonsdynamik på KTH, Kungliga Tekniska Högskolan i Stockholm, Sverige. Det avslutar min civilingenjörsutbildning i farkostteknik med inriktning mot fordonsteknik. Arbetet motsvarar 20 högskolepoäng eller 30 ESTC-poäng och är ett samarbete mellan Skogforsk och Komatsu Forest AB.

Till de som direkt eller indirekt varit inblandade i examensarbetets genomförande vill jag framföra ett varmt tack för all hjälp, stöd och rådgivning. Först och främst min handledare, Björn Löfgren, vill jag tacka för den praktiska hjälpen vid svårigheter och framförallt för uppmuntran och stöd. Jag skulle också vilja tacka Lars Drugge, examinator till examensarbetet, som bidrog bl.a. till att arbetet gick smidigt till med sin erfarenhet i ADAMS och Simulink. Tack också till doktorand Adam Rehnberg för sin entusiasm och medverkan vid problem som uppstod kring ADAMS-modellerna. Dessutom vill jag tacka Rolf Volungholen för viktiga och annan viktig information till skotare XT28.

Sist men inte minst vill jag tacka min familj och bekanta för all stöd och motivation.

Stockholm i december 2008

Joaquin Baez

# Innehåll

Abstract.....	1
Förord.....	2
Sammanfattning.....	5
Inledning.....	6
Företagspresentation .....	6
Bakgrund .....	6
Nulägesanalys.....	7
Problembeskrivning .....	7
Syfte.....	8
Mål .....	8
Avgränsningar .....	8
Metoder.....	8
Vibrationsexponering.....	8
Signalbehandling av vibrationsförlopp .....	10
Modellerings-/Simuleringsverktyg .....	11
ADAMS/View.....	11
Simulink/Matlab.....	11
ADAMS/View grundmodeller .....	12
Valmet 860 .....	12
XT28 .....	13
Däcksmodell.....	16
Fiala .....	16
Däcksdata .....	16
Testbana .....	17
Utgångspunkt för mätningar .....	18
Mätning i fält .....	18
Alternativa Fjädringssystem .....	20
Passiv fjädring.....	20
Passiv fjädring med nivåreglering .....	20
Semiaktiv fjädring.....	20
Aktiv fjädring.....	21
Kvarts- och halvfordonsmodellen .....	21
Modellbeskrivning.....	21
Notation .....	22
Ekvationer för modell av halvt fordon .....	22
Simulinkmodell.....	23
Aktivt system med AFC .....	23
Modellering av aktuator.....	23
Reglerstrategi.....	24
Genomförande .....	25
Modifiering av Valmet 860.....	25
Upphängning av axel .....	26
Fallstudie.....	27
Beräkning av egenfrekvenserna.....	29
Val av fjäderkonstanter.....	30
Implementering av aktivt system.....	31
Aktivt fjädringssystem i halvfordonsmodell.....	31
Implementering av ett aktivt system i ADAMS .....	34

Resultat .....	35
Implementering av modeller i ADAMS .....	35
Jämförelse verklighet och simulering – V860.....	36
Passivt fjädringssystem – Valmet 860.....	36
Valmet 860 med fri rotation i midjeled.....	36
Låst vridmidja i jämförelse med fri.....	39
Aktivt fjädringssystem – Valmet 860.....	43
Hastigheten .....	43
Accelerationsnivåerna i hytten .....	44
Frekvensanalys av accelerationerna .....	45
Roll- och nickrörelsen .....	46
Aktuatorkrafterna.....	47
Aktivt fjädringssystem – XT28.....	48
Hastigheten .....	48
Accelerationsnivåerna i hytten .....	48
Frekvensanalys av accelerationerna .....	50
Roll- och nickrörelsen .....	51
Aktuatorkrafterna.....	52
Diskussion och slutsatser.....	53
Fortsatt arbete.....	55
Referenser.....	56
Bilaga 1. Simulinkmodeller.....	57
Bilaga 2. Aktiv fjädring – Valmet 860 .....	59
Bilaga 3. Aktiv fjädring – XT28 .....	61

## Sammanfattning

Skotaren är ett fordon som används för att frakta virke i mycket ojämn terräng. Den ökade effektiviteten hos skördaren, som i dag kapar, kvistar och placerar stockarna i högar på ca 47 sekunder per träd, har bidragit till en ökad produktivitet och därmed krav på ökade transporthastigheter för skotarna för att kunna hålla jämn takt med skördaren. Nya kommande EU-direktiv gör att dämpning av vibrationer som förarna utsätts för är av stort intresse.

Det här examensarbetet analyserar två typer av skotare med olika fjädringsprinciper som har simulerats i programmet ADAMS/View med syftet att minimera helkroppsvibrationer och positionsändringar i chassiet. Ett delmoment var att modellera en passiv fjädring till en av skotarna, Valmet 860, utan fjädring och med boggiarmar mellan axel och hjul. Ett annat delmoment var att skapa en skotare, XT28, genom att delarna importerades från en CAD-modell som tidigare skapats i Pro Engineer. Hjulupphängningen på XT28 består av pendelarmar och har passiv fjädring med linjära fjädrar och dämpare. Ett aktivt fjädringssystem modellerades och implementerades i båda modellerna samt simulerades interaktivt med Simulink/Matlab och ADAMS/View.

Valet av fjäder- och dämparkonstanter i passiva fjädringar med linjär karakteristik är en ständig kompromiss mellan stabilitet och komfort. Man fick därför välja mellan vekare fjädrar som gav låga vibrationer med stora utslag i roll- och nickvinklar eller styvare fjädrar som gav högre vibrationer men mindre roll- och nickvinklar. Den passivt fjädrade Valmet 860 gav en reduktion av hyttaccelerationerna med: 16 % i lateralled och 38 % i vertikalled men en aning högre amplituder på roll- och nickvinklar.

Resultaten från simuleringarna med det aktiva systemet för Valmet 860 reducerade accelerationerna med 26 % i lateralled och 74 % i vertikalled samt minskade rollvinkelns maximala utslag från 5,5° till 0,3°. Det aktiva systemet visade sig fungera bäst med skotare XT28 där accelerationerna reduceras i samtliga riktningar med mycket goda resultat. I förhållande till den passivt fjädrade XT28 minskades hyttaccelerationerna med som sämst 82 % i lateralled och 89 % i vertikalled. Även minskningen av roll- samt nickvinklar var stor då den högst uppvisade vinkeln hade ett maximalt värde på av 0,3°.

# Inledning

## FÖRETAGSPRESENTATION

Examensarbetet är ett samarbete mellan skogsmaskintillverkaren Komatsu Forest AB, Extractor och Skogforsk. Komatsu är ett världsledande företag inom tillverkning av gruv-, bygg- och skogsmaskiner och har sitt huvudsäte i Japan. Komatsu Forest AB är en del av det globala företaget Komatsu och bedriver förutom tillverkning av skogsmaskiner även återförsäljnings- och serviceutlämningsverksamhet via Swelog i Sverige. Komatsu Forest AB producerar varje år cirka 800 olika skördar- och skotarmodeller. Skördarens uppgift är att fälla trädet och kapa det i lämpliga längder och skotarnas uppgift är att frakta virket från beståndet till avlägget och därifrån fraktas virket vidare till massaindustrin eller sågverk.

Extractor AB är ett nybildat företag som är specialiserad inom skogsmaskiner. Företaget finns i Bollnäs, i Hälsingland, där man driver olika innovativa projekt. Företaget utvecklar både skördare och skotare.

## Bakgrund

Skotaren används i dagens moderna skogsbruk för transport av virke. Eftersom det handlar om laster på 10-20 ton som ska transporteras är skotaren en robust konstruktion. Skogsterrängen som skotaren måste färdas i är mycket ojämn och stenig. De hinder som skotaren måste klara av att ta sig över kan vara kullar, stenblock eller andra typer av hinder som i en del fall kan vara över 1 meter höga. De skotare som har utvärderas i examensarbetet är Valmet 860 och Extractor XT28. Valmet 860 saknar fjädring mellan hjul och chassi. Den stela uppbyggnaden i kombination med den svåra terrängen som skotaren utsätts för gör att vibrationer lätt transformeras upp till hytten där föraren sitter. Mellan hytt och chassi sitter det bussningar som dock endast reducerar motorvibrationer. Under de senaste årtionden har mycket arbete lagts ner på att öka produktiviteten framför allt på skördarna som numera kan fälla, kapa och kvista ett träd i en följd. Att kapa, kvista och placera stockarna i högar tar i dag ca 47 sekunder per träd. Den ökade produktiviteten har bidragit till ett behov av kortare transporttider, som i sin tur gör att förarna ökar hastigheten och därmed utsätts för ännu högre vibrationsnivåer. Mycket arbete har lagts ned på att förbättra förarens arbetsplats men mycket lite arbete har fokuserat på att ta bort de vibrationer som föraren utsätts för genom att förändra skotarens konstruktion. Mycket arbete har lagts ned på att ta bort vibrationerna i förarstolen. Dessvärre är inte stolarna som finns ute på marknaden anpassade för skogsbruket utan för vägfordon och ibland kan stolarna till och med ha vibrationsförstärkande egenskaper. Enligt EU:s Vibrationsdirektiv måste de vibrationer som förarna utsätts för i dag reduceras kraftigt. I dagsläget överskrider alla skotare det maximala värde för vad en förare får utsättas för. Det innebär att det finns ett stort behov av att hitta nya metoder för att ta bort de vibrationer som förarna utsätts för.



## Nulägesanalys

Det finns en hel del forskning och utveckling inom vibrationsdämpning av fordon. Det handlar dock mest om dämpning mellan hjul och chassi på bilar. I det här fallet, ett terrängfordon, kräver större fjäderförskjutningar i hjulupphängningen än hos ett vägfordon. Ett lämpligt fjädringssystem är då ett hydrauliskt system eller ett fjädringssystem med hydropneumatiska dämpare. Det sistnämnda används mycket inom försvarsindustrin i tunga militära fordon. Nämnade typer av fjäderelement har olinjär karaktäristik och höjer kapaciteten för komfort och stabilitet. I [1] undersöks just ett militärt fordon med hydropneumatiska dämpare som även testas med välkända strategier för semiaktiv dämpning som Skyhook och Rakheja-Sankar. Med semiaktiv dämpning menas att dämparnas styvheter varierar efter yttre påverkan på fordonet. Oftast varierar dämparna med areastrypning som inte kräver speciellt mycket energi. Variabla dämpare gör att lägre fjädrings- och dämpningsstyvheter kan användas och när det behövs ökar dämpningsstyvheten. Ett semiaktivt system kan förbättra komforten och/eller köregenskaperna avsevärt om rätt reglerstrategi används. Förutom Skyhook och Rakheja-Sankar finns en mängd andra strategier för semiaktiva system och några av dem tas upp i [2] och [3].

Det finns också en hel del gjort inom aktiva fjädringssystem. Artikel [4] tar upp en strategi som både reglerar chassiets position och reducerar vibrationerna på ett fordon genom att kontrollera kraften som kommer ut från aktuatoren. En annan reglerstrategi som det har forskats mycket kring är med LQ – reglering, linjär kvadratisk reglering. En sådan metod tas upp i artikel [5]. Denna typ av reglering kräver kännedom om fordonets dynamik.

Det finns andra sätt att minska vibrationerna på i terrängfordon som inte behöver göras i själva fjädringen mellan chassi och hjul. Under tidigt 1990-tal genomfördes försök med en aktiv fjädrad hyttupphängning på en skotare av modell Valmet 892, [6]. Det resulterade i en minskning av vibrationsnivåerna med 50–60 % och det var framför allt rörelsen i sidled och roll som dämpades. Amplituderna reducerades från 1 m till 0,5 m i sidled och från 25° till 20° i roll. Dagens krav på reduktion av vibrationerna och ökad transporthastighet gör att ett alternativ med fjädring mellan chassi och hjul var lämpligt att utvärdera i detta examensarbete.

## PROBLEMBESKRIVNING

I dag är Komatsu:s skotare Valmet 860 helt ofjädrad och består av två par, ett par i framramen och ett par i bakramen, individuellt agerande boggiarmar med rotation relativt drivaxeln, som är sammanfogad med ramen. Den ofjädrade konstruktionen medför att de vibrationer som alstras lätt kan transformeras genom chassiet och upp i hytten, vilket medför att föraren utsätts för allt för höga doser av helkroppsvibrationer. De vibrationer som ska dämpas ut har låga frekvenser och ligger mellan 1–3 Hz. Det fanns därför intresse av att utvärdera Valmet 860 med fjädring mellan däck och chassi samt att jämföra modellen med en pendelarmsskotare XT28. Pendelarmarna sitter i längsgående riktning mellan hjul och chassi och hjulupphängningen påminner om en stridsvagns.

## Syfte

Syftet var att utvärdera om vibrationerna på skotare kan reduceras genom att införa dämpning mellan skotarens chassi och däck samt hur stor del av vibrationerna som kan tas bort. Syftet var också utvärdera om man med hjälp av moderna simuleringsverktyg kan utvärdera en skotare ur vibrationssynpunkt.

## MÅL

Målet med examensarbetet var att dämpa vibrationerna på ett sätt som inte bara löser dagens problem utan även ger grund till en tillämpningsbar modell med större dämpningsmöjligheter inför kommande vibrationsdirektiv. Förare av skotare ska få en bättre arbetsmiljö och han/hon ska kunna fullfölja en hel arbetsdag utan att riskera hälsan.

## AVGRÄNSNINGAR

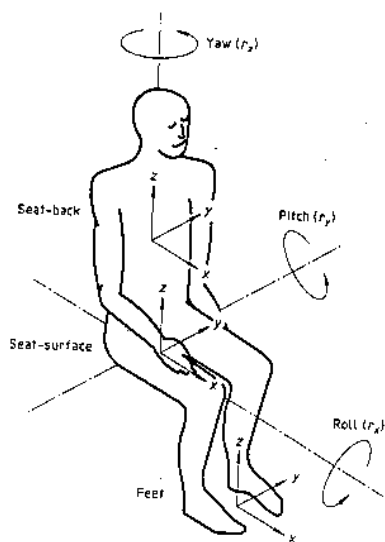
Motorns vibrationer kommer inte att beaktas då dessa inte är lågfrekventa, d.v.s. resultaten kommer inte att innefatta accelerationsnivåer på grund av motorn.

## Metoder

I det här avsnittet beskrivs vilka metoder som har använts i examensarbetet. Första delmomentet tar upp vibrationer och hur de ska behandlas och sammanställas. Vidare presenteras mjukvaran som har använts för simulering och modellering. Därefter kommer en lite mer ingående beskrivning av skotarmodellerna, däckmodellen och banan. Sist beskrivs ett aktivt system för fjädring som införts i modellerna.

## VIBRATIONSEXPONERING

Det är i dag känt att exponering av helkroppsvibrationer ger upphov till ett antal negativa effekter så som trötthet och nedsatt prestationsförmåga. Under längre perioder eller höga doser kan de även ge hälsoproblem så som fysisk belastning på leder, muskelfästen och diskarna i kotpelaren. Figur 1 visar en människa i sittande ställning med koordinatsystem och tillhörande frihetsgrader.



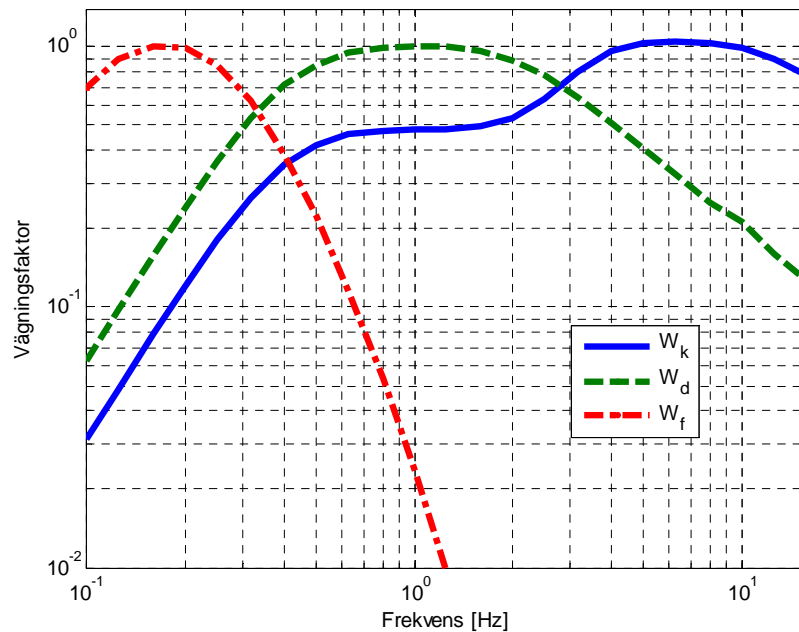
Figur 1.  
Koordinatsystem för sittande människa.

I arbetsmiljöverkets föreskrifter om vibrationer, [7] behandlas minimikraven för arbetstagarens hälsa och säkerhet vid exponering för risker som har samband med vibrationer i arbetet. Det bygger på europaparlamentets och rådets direktiv 2002/44/EG [8], som är det 16:e särdirektivet enligt artikel 16.1 i rådets direktiv 89/391/EEG. Här presenteras bland annat insatsvärden och gränsvärden för exponering av hand-, arm- och helkropps vibrationer. Värdena anger den dagliga exponeringen för en åttatimmars period i den mest utsatta riktningen av x, y och z enligt ISO-standard 2631-1 [9]. För helkropps vibrationer är insatsvärdet  $0,5 \text{ m/s}^2$  och gränsvärdet  $1,1 \text{ m/s}^2$  frekvensvägd acceleration. Om ett insatsvärde överträds måste arbetsgivaren göra en utredning samt vidta tekniska och/eller organisatoriska åtgärder för att minska riskerna till följd av vibrationsexponeringen. Att överskrida gränsvärdet får däremot under inga omständigheter inträffa. I [7] framgår också arbetsgivarens skyldigheter att undersöka, bedöma samt informera om riskerna som kan uppstå vid exponering av vibrationer.

Eftersom den fysiska påverkan från vibrationer på människan är olika beroende på vilket frekvensområde de befinner sig i så anges accelerationerna ofta i vägda värdena<sub>w</sub>. Det innebär att varje oktavband tilldelas en egen vägningsfaktor  $W_i$ , som multipliceras med tillhörande acceleration  $a_i$  enligt ekvation (1).

$$a_w = \sqrt{\sum (W_i \cdot a_i)^2} \quad (1)$$

I figur 2 visas vägningskurvor som anger hur vägningsfaktorn beror av frekvensen för sätesvibrationer.  $W_k$  är vägningsfaktorn för vertikala accelerationer (z-led),  $W_d$  för longitudinella accelerationer (x-led) och  $W_f$  för laterala accelerationer (y-led).



Figur 2  
Vägningskurvor i lågfrekvensområdet från ISO 2631-1.

I tabell 1 anges gränser och intervall för avvägda vertikala accelerationer uppdelade i upplevelsenivåer för människan. För att det ska kännas behagligt att sitta i ett fordon ska nivåerna helst inte överstiga gränsen  $0,315 \text{ m/s}^2$ . Allt annat däröver kommer mer eller mindre att kännas på något sätt.

Tabell 1.  
Människans upplever för olika accelerationsnivåer.

Människans upplevelse	Gränser
Komfortabelt	<0,315
En aning komfortabelt	0,315 – 0,63
Ganska obekvämt	0,5 – 1,0
Obekvämt	0,8 – 1,6
Väldigt obekvämt	1,25 – 2,5
Extremt obekvämt	>2,0

I [9] framgår två vanligt använda beräkningsmetoder för att få fram ett värde på accelerationsnivån under ett givet tidsintervall. Det ena är det frekvensvägda RMS-värdet (Root Mean Square)  $a_w$ , ekvation (2) och den andra är VDV (Vibration Dose Value), ekvation (3).

$$a_w = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (2)$$

$$VDV = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right\}^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

Det totala accelerationsvärdet  $a_v$ , ekvation (4), erhålls ur vektorsumman av de frekvensvägda RMS-värdena för samtliga riktningar x, y och z. Varje accelerationsvärde multipliceras med ett k-värde som är olika beroende om man sitter, står eller ligger. I skotarna är det sittande ställning som gäller och  $k_x = k_y = 1,4$  och  $k_z = 1$ .

$$a_v = \sqrt{(1,4 \cdot a_{w,x})^2 + (1,4 \cdot a_{w,y})^2 + a_{w,z}^2} \quad (4)$$

## SIGNALBEHANDLING AV VIBRATIONSFÖRLOPP

För att kunna avgöra med vilken frekvens som skotaren vibrerar med fordras mer avancerade metoder. Fouriertransformation, vars allmänna uttryck anges av ekvation (5), är grunden till de vanligaste metoderna för frekvensanalyser. Ekvation (6) anger den tidsdiskreta versionen DFT eller *Discrete Fourier Transform* där N är antalet samplingspunkter av signalen  $f(t)$ .

$$\hat{f}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-i\omega t} dt \quad (5)$$

$$\hat{f}[k] = \sum_{n=0}^{N-1} f[n] e^{-i \frac{2\pi kn}{N}} \quad , k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (6)$$

Syftet med en Fourieranalys är att överföra en godtycklig vibrationssignal från tidsplanet till frekvensplanet genom att dela in signalen i dess amplituder och frekvenskomponenter. Ett sätt är att dela upp signalen i samtliga frekvenskomponenter. Denna metod kallas FFT-analys och står för *Fast Fourier Transform*. Metoden är lämpligast att använda till kontinuerliga sinusliknande signaler eller om man bara vill ha en kvalitativ bedömning av vilka frekvenser som dominerar signalen. Om en kontinuerlig sinussignal analyseras med FFT så motsvarar topens värde i frekvensdiagrammet signalens RMS-nivå. Signalerna från accelerationsförloppen blir därför väldigt spretiga med denna metod.

PSD står för *Power Spectral Density* och används till brusliknande signaler vars egenskaper inte ändras nämnvärt under analysperioden. Arean under PSD-kurvan mellan två frekvenser motsvarar signalens effekt i samma frekvensintervall. Denna metod är ett bättre alternativ för analys av accelerationssignaler då kurvorna blir slätare. Det ger då bättre möjligheter att se i vilket frekvensområdet som förstärkning eller dämpning uppträder. Därför har PSD-metoden använts i examensarbetet.

## **MODELLERINGS-/SIMULERINGSVERKTYG**

### **ADAMS/View**

Skotarna har skapats och utvecklats i modellerings- och simuleringsprogrammet ADAMS, som har tagits fram av MSC Software.

En viktig sak att känna till när det gäller simulering är att tidssteget, vid integrering, man använder sig av kan påverka resultatet. Ju fler tidssteg desto noggrannare resultat och man undviker också att resultatkurvorna får ett hackigare utseende. Simuleringarna har utförts med mellan 25 och 100 tidssteg per sekund. Fler steg ger alltså noggrannare svar men däremot lite längre simuleringstider.

### **Simulink/Matlab**

Simulink/Matlab har först och främst används för modellering och simulering av reglersystemet till det aktiva fjädringssystemet, som simuleras interaktivt med ADAMS -modellen. Simuleringen med systemet körs i diskret form och med integratorn ODE45.

## ADAMS/VIEW GRUNDMODELLER

### Valmet 860



Figur 3.  
ADAMS-modell av ofjädrad Valmet 860 och bana.

Grundmodellen har gjorts i ett tidigare examensarbete vid Luleå Tekniska Universitet [10]. Modellen bygger på en åttahjulsdriven skotare av typ Valmet 860 med en olastad vikt på 14 360 kg och en last på 14 000 kg. Skotaren har ett chassi som består av två delar: en *framram* och en *bakram*. Delarna är kopplade till varandra via *midjeleden* eller *vridmidjan* där en vertikal rotationsled tillåter svängning och en horisontell rotationsled i x-led tillåter ramarna att rotera i rollplanet i förhållande till varandra. Det innebär att skotarens rotation i roll för fram- och bakdel måste behandlas separat. Vridmidjan är placerad lägre i förhållande till fram- och bakdelens tyngdpunkter, som har sina tyngdpunktslägen ganska högt. Det innebär att när framramen passerar ett hinder så uppstår en pendelrörelse kring rollcentrum, som hamnar ungefär i samma läge som vridmidjan.

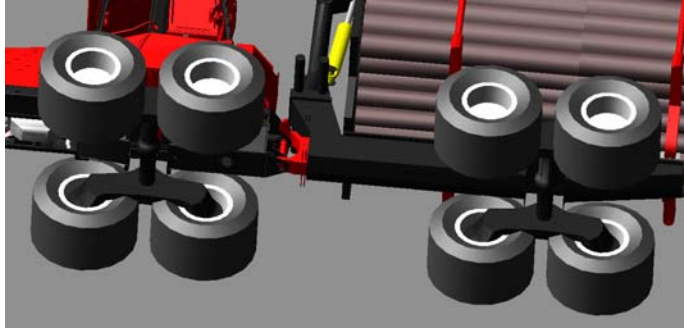
I tabell 2. visas skotarens avstånd för hjulbasen, tyngdpunktslägen, vikter och tröghetsmassor för grundmodellen av Valmet 860 med last.

Tabell 2.  
Fordonsegenskaper för lastad ofjädrad Valmet 860.

	Storhet	Värde	Enhet
Massa	m	28 300	kg
Tröghetsmoment roll	Jxx	50 700	kgm <sup>2</sup>
Tröghetsmoment nick	Jyy	240 300	kgm <sup>2</sup>
Tröghetsmoment gir	Jzz	210 300	kgm <sup>2</sup>
Hjulbas	L	4,97	m
Tyngdpunktsläge från marken	kL	2,2	m
Tyngdpunktsläge från främre axel	λL	3,58	m

Hjulen sitter på individuella boggiarmar som roterar kring en stel axel som sitter fast i fram- respektive bakram. Figur 4 visar chassiet på Valmet 860 sett underifrån. Hjulen sitter fast i ändarna på boggiarmarna som i sin tur är stelt förenade

med drivaxlarna på skotaren. Varje boggiarm har en vikt på 780 kg och drivaxeln väger 430 kg. Ett däck med fälg väger 250 kg, vilket ger en sammanlagd vikt på 2 ton för alla åtta hjulen. Däcken utgör den enda dämpningen och har en radie av 0,67 meter och en bredd på 0,71 meter. Däcksmodellen som används heter Fiala och beskrivs i avsnitt 2.5.1.



Figur 4.  
Chassi till ofjädrad Valmet 860.

Utöver den dämpande verkan från gummidäcken har skotaren fyra gummibussningar mellan hytt och framramen. Tabell 3 anger fjädrings- och dämpningsegenskaper till bussningarna, som har en liten dämpande effekt på hytten.

Tabell 3.  
Fjädringsegenskaper för bussningar mellan hytt och ram till Valmet 860.

	x-led	y-led	z-led	Enhet
Fjäderstyvheter	520	1300	840	<i>kN/m</i>
Dämpning	11	11	11	<i>kNs/m</i>

Modellen saknar drivlina och motor till skillnad mot den verkliga skotaren. I stället drivs fordonet fram med hjälp av en pålagd rotationshastighet i varje hjul. Det räcker dock inte för att få skotaren att köra framåt på grund av hindren från banan som reducerar hastigheten. För att få modellen att köra över hela banan har ett drivande moment lagts till på varje hjul. Det förbättrar men löser inte problemet helt. Men det möjliggör att skotaren kan hålla en jämnare medelhastighet under simuleringarna.

## XT28

Modellen XT28 består av inlästa delar från CAD-filer som ursprungligen tillhörde en komplett Cad-konstruktion byggd i programvaran Pro Engineer. Filerna importerades in i ADAMS/View i step-format. De inlästa delarna är *framram, mittenram och kran, bakram, hytt, pendelarmar, grindar* samt *timmerlast*. I figur 5 kan man se att delarna är väldigt detaljrika, vilket medför att tar en hel del grafikkraft från datorn och det tar tid för bilden att genereras i ADAMS/View. *Motor, växelpaket* och den *fulltankade bensintanken* dimensionerades som rektangelformade lådor och fästes var och en med ett fix led till *framramen*. Massorna till de mindre delarna som till exempel *kablage* eller *hjulmotorer* räknades in i vikten på *ramar, växelpaket* och *motor* så att viktfordelningen stämde.



Figur 5.  
ADAMS-modell av XT28 och bana.

Den främsta skillnaden mellan Komatsu:s Valmet 860 och Extractor:s skotare XT28 sett ur ett fordonsdynamiskt perspektiv är att boggiarmarna har ersatts med sex hydrauliskt styrda pendelarmar. En annan viktig skillnad är att XT28 saknar vridmidja med rotation i x-led mellan fram och mittenram, vilket innebär att rollen inte behöver analyseras separat för fram och bakdel som i Valmet 860.

Tabell 4. anger vikter och lastfördelningen med avseende på varje hjulpar för den olastade skotaren, lasten och skotaren i lastat fall. Den sammanlagda tjänstevikten är 16 650 kg.

Tabell 4.  
Vikter och lastfördelning på skotare XT28.

	Fram	Mitten	Bak	Enhet
Olastat	6 750	6 600	3 300	kg
Last	1 800	4 550	6 500	kg
Lastat	8 550	11 150	9 800	kg

Tröghetsmomentet till varje del beräknades efter bästa förmåga. Ett sätt som utnyttjades var att approximera delarna till prismor för att räkna ut tröghetsmomenten lättare. För att underlätta beräkningsprocessen användes funktionen *Aggregate mass* i ADAMS/View som räknar ut massor samt tröghetsmoment i samtliga riktningar. I tabell 5. anges tröghetsmoment för hela skotaren och andra viktiga fordonsegenskaper.

Tabell 5.  
Fordonsegenskaper för lastad XT28.

	Storhet	Värde	Enhet
Massa	m	29 500	kg
Tröghetsmoment roll	Jxx	50 800	kgm <sup>2</sup>
Tröghetsmoment nick	Jyy	216 900	kgm <sup>2</sup>
Tröghetsmoment gir	Jzz	183 400	kgm <sup>2</sup>
Yttre hjulbas	L	3,93	m
Tyngdpunktsläge från marken	kL	2,05	m
Tyngdpunktsläge från främre axel	λL	2,63	m



Framramen till XT28 är sammanlänkad med mittenramen via en rotationsled längs z-axeln. På samma sätt är mitten- och bakram sammankopplad, vilket illustreras i figur 6. Skotaren får på så sätt en ökad rörlighet vid svängning. Funktionen utnyttjas dock inte i detta examensarbete eftersom skotaren endast kommer att simulera körning rakt fram.



Figur 6.  
Hjulupphängning på XT28:ans mitten- och bakram.

*Hjulupphängningen* på XT28 visas i figur 6 med de närmaste hjulen osynliga. Tre längsgående svängarmar sitter på var sin sida av skotarens ramar. Varje pendelarm är kopplad till ramen via en horisontell rotationsled i y-led och har en cylinder med fjäder och dämpare som verkar mellan dem. Skotaren har en passiv fjädrad hjulupphängning. Cylindern har en maximal slaglängd på 1 297 mm och minimigräns på 800 mm. Varje pendelarm har en vikt på 250 kg, vilket tillsammans med hjulen bildar en ofjädrad massa på 500 kg. För en så tung maskin är den ofjädrade massan relativt lätt, vilket är bra för en god komfort.

I tabell 6 anges styvheter för fjädrar och dämpning mellan pendelarmar och ramar till XT28. Fjädrings- och dämpningskaraktäristiken är linjär och styvheterna är därför konstanter. Dämpningskonstanterna utgör 14 procent av fjädringskonstanterna.

Tabell 6.  
Fjäderstyvheter och dämpning för XT28 med passivt system.

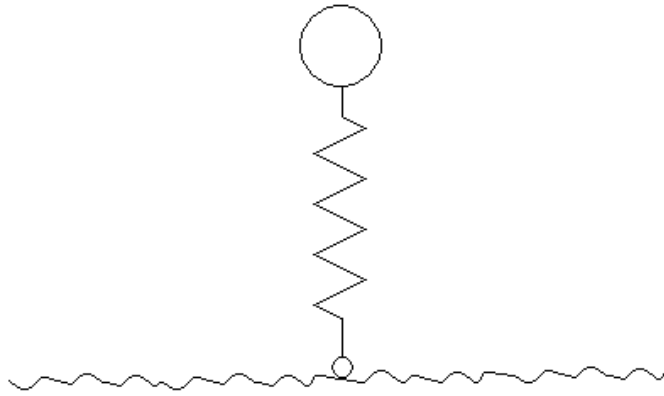
	Fram	Mitten	Bak	Enhet
Viktförhållande	1	1,3	1,15	Dimensionslös
Fjäderstyvhet	1 200	1 560	1 380	<i>kN/m</i>
Dämpning	168	218	193	<i>kNs/m</i>

Däcken som har använts i simuleringarna har exakt samma dimensioner och värden på parametrarna som däcken som sitter på Valmet 860. Även bussningarna mellan hytt och framram har samma parametrar som de som finns på Valmets grundmodell.

## DÄCKSMODELL

### Fiala

Däcksmodellen som har använts vid simuleringarna är en modell kallad FIALA-2D och är en punktkontaktsmodell som använder sig av linjära villkor för att räkna ut däckskrafterna. De vertikala krafterna åstadkoms med en fjäder och dämpare som är placerad mellan ofjädrad massa och mark. I änden av fjädern finns en kontaktpunkt som vandrar längs vägprofilen. Kontaktpunkten följer en given bana som definieras i en separat fil av tire-format som ADAMS läser in innan själva simuleringen. Banan anges i vektorer med punkter i xz-planet för både de högra och vänstra däcken. FIALA-modellen tar varken hänsyn till bredden på däcken eller cambereffekter.

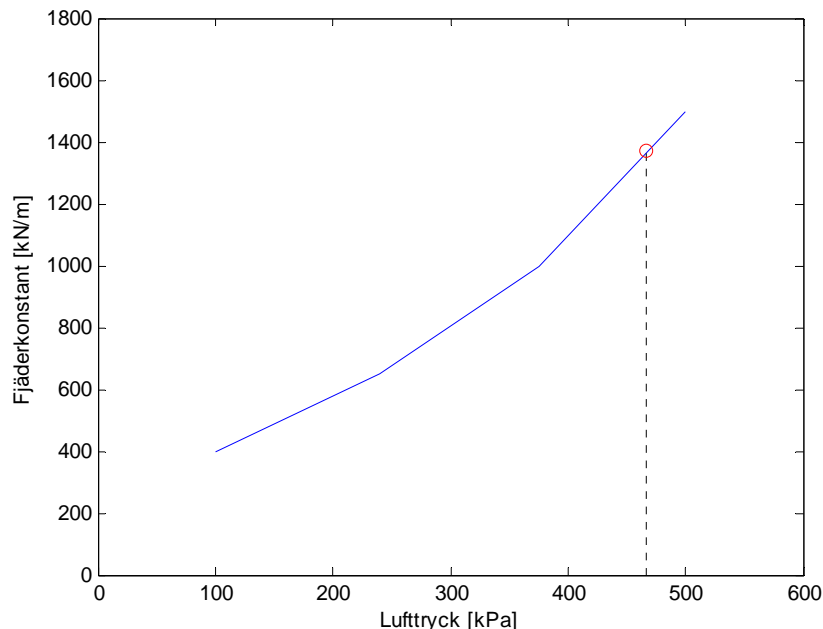


Figur 7.  
Beskrivning av Fiala-2D modell.

Hjälpavsnittet till ADAMS/View som behandlar däckmodeller tar upp fördelar och nackdelar med Fialamodellen. En fördel är att den inte kräver så många parametrar som anger däckens geometri eller fysikaliska egenskaper. För större och mjukare däck, så som däck som sitter på skotare, kan precisionen minska på grund av att modellen bygger på ett stationärt antagande och de laterala krafterna kan uppvisa alldeles för stora värden.

### Däcksdata

Fjädringsstyheter och dämpning på däcken är avgörande för att få en tillfredsställande dynamik på fordonet. Under tidigt nittiotal gjordes mätningar på Nokias däck av namn Forest King, som finns på de flesta av Valmets skotare. Figur 8. visar en av de många resultat som erhöles från mätningarna och anger förhållandet mellan fjäderkonstant och lufttryck. För den fullt lastade ADAMS-modellen valdes däckstrycket ganska högt med ett värde av ca 4,6 bar på både fram- och bakdäck. Kurvan i figur 8 ger en fjädringskonstant på 1 370 kN/m, vilket är markerat med en streckad och vertikal linje.



Figur 8.  
Däcksstyvhet med avseende på däckstryck.

Under mätningarna mättes också dämpningskonstanten, som uppgår till cirka 15 % av fjädringskonstanten. I ADAMS-modellen erhöles resultat som var närmare verkligheten med dämpning på cirka 10 % av fjädringsstyvheten, d.v.s. en dämpningskonstant på cirka 137 kNs/m.

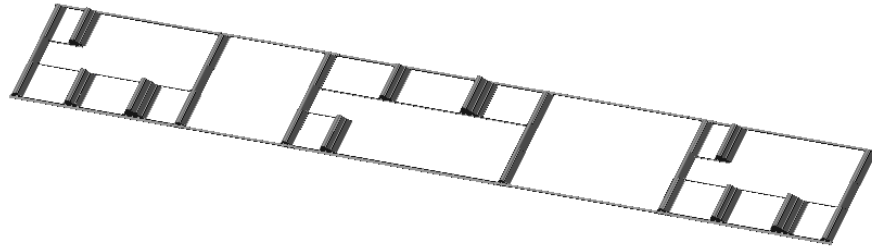
I tabell 7. finns de väsentligaste däcksegenskaperna listade som ingick i Fialas modell för körning rakt fram och som användes för samtliga skotarmodeller.

Tabell 7.  
Styvheter och andra däcksegenskaper.

	Storhet	Värde	Enhet
Fjäderstyvheter	kt	1 370	<i>kN/m</i>
Dämpningsstyvheter	ct	137	<i>kNs/m</i>
Slipstyvhet	Cs	1 000	<i>kN</i>
Olastad radie	rw	0,67	<i>m</i>
Maximal friktion	$\mu_{\max}$	1	Dimensionslöst
Minimal friktion	$\mu_{\min}$	0,9	Dimensionslöst

## TESTBANA

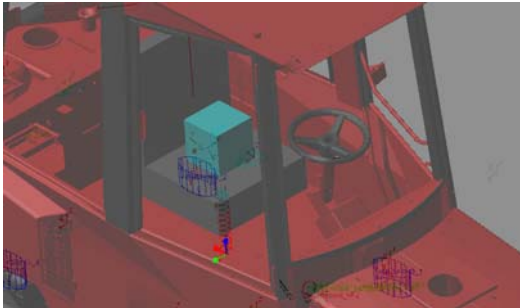
Testbanan är baserad på en verklig bana och används för att mäta helkropps-vibrationer. Banan har tringelformade gupp som varierar i höjd, 10, 20 och 30 cm. På varje hinder sitter det tvärgående ribbor för att skapa fäste för däcken så att man inte glider på hindren. Precis som för skotarna är banan skapad i ett Cad-program och har importerats in och kopplats till marken i DAMS/VIEW. I figur 9 ser man hur hindren är placerade på olika ställen både på höger och vänster sida, vilket innebär att banan lämpar sig bra för att utvärdera skotarnas rollbeteende. Banans totala längd är 28 meter.



Figur 9.  
Hultins bana i ADAMS/View.

## UTGÅNGSPUNKT FÖR MÄTNINGAR

Mätpunkten för att mäta accelerationerna på skotarna har bestämts till en plats på hyttgolvet precis under förarstolen, vilket illustreras i figur 10. Det gör man för att undvika förarstolens inverkan. Det ökar möjligheten att kunna jämföra mätresultaten mellan verklig körning och simulerad körning. Vid mätningar på en verklig skotare som genomförts placerades accelerometrarna på hyttgolvet under förarstolen. I ADAMS/View måste en markör relativt hytten skapas för att definiera en mätningsspunkt utifrån den. Det har gjorts med funktionen *measure – point-to-point*. Mätning av roll och nick görs däremot i förhållande till masstyngdpunkten för den del av skotaren som rollar alternativt nickar.



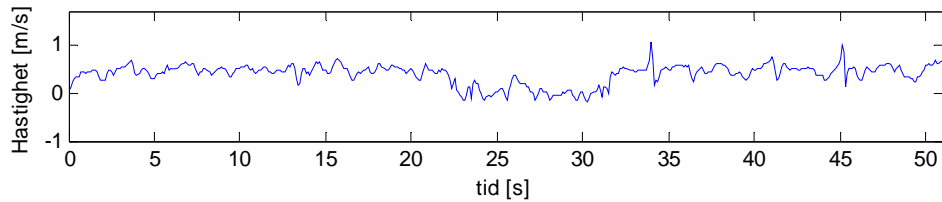
Figur 10.  
Placering av mätningsspunkt.

## MÄTNING I FÄLT



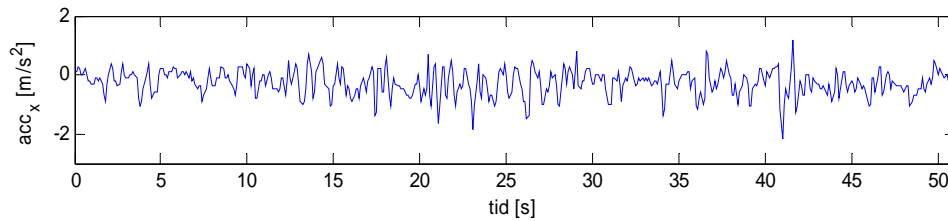
Figur 11.  
Verklig Valmet 860 under fältmätning med Hultins bana samt under vägning.

För att kunna avgöra om ADAMS-modellen stämde någorlunda överens med verkligheten och att den alstrade vibrationer i rimliga nivåer jämfördes resultaten från grundmodellen med en verklig skotare. Mätningar i tre riktningar, gjordes på en verklig skotare av samma modell fast med 5 ton mer vikt olastad. Lasten var densamma. Den högre vikten på skotaren berodde på att det satt ett schaktblad på skotaren. Dessutom brukar de vikter som tillverkarna anger i sina broschyrer vara för låga. Nedre delen av figur 11 visar skotaren under vägning. Övre delen i figur 11 visas ett fotografi av skotaren och Hultins bana. Skotaren kördes med konstant hastighet. Figur 12 visar hastighetsförloppet för den verkliga skotaren.

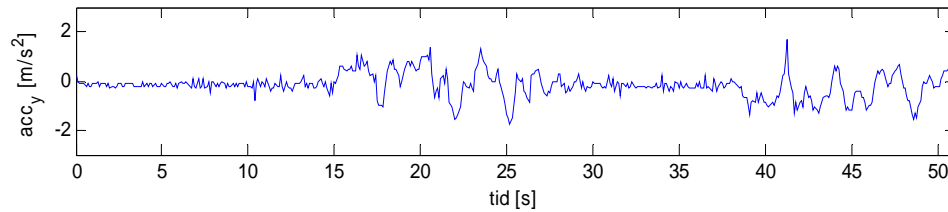


Figur 12.  
Hastighet för verklig Valmet 860.

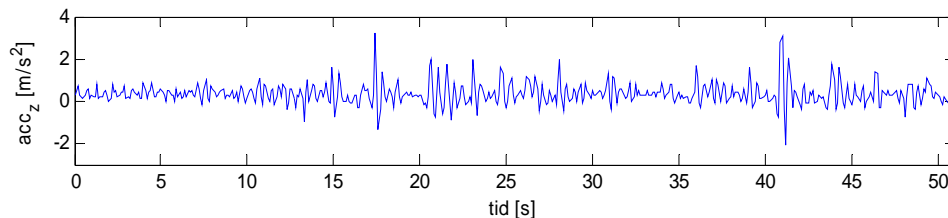
Figurerna 13, 14 och 15 visar accelerationerna för den verkliga skotaren i x-, y- respektive z-led. RMS-värden presenteras i tabell 8.



Figur 13.  
Acceleration i x-led för verklig Valmet 860.



Figur 14.  
Acceleration i y-led för verklig Valmet 860.



Figur 15.  
Acceleration i z-led för verklig Valmet 860.

Tabell 8.  
RMS-värden av hastighet och acceleration för verkliga mätningar.

	RMS-värde	Enhet
Hastighet x-led	0,44	<i>m/s</i>
Acceleration x-led	0,52	<i>m/s<sup>2</sup></i>
Acceleration y-led	0,52	<i>m/s<sup>2</sup></i>
Acceleration z-led	0,61	<i>m/s<sup>2</sup></i>

## ALTERNATIVA FJÄDRINGSSYSTEM

Ett passivt system till ett fordon's hjulupphängning ska konstrueras efter vad det är för typ av fordon. I det här fallet handlar det om tunga skogsmaskiner och systemets uppgift är att först och främst uppnå en god komfort för föraren samt att kunna bibehålla kontakten mellan däck och mark. Det är två kriterier som hamnar i konflikt med varandra då en mjuk fjädring är nödvändig för få en bra komfort samtidigt som den inte får vara för mjuk för att fordonet inte ska vingla för mycket och tappa kontakt med marken. Ett annat kriterium är att fjäderförskjutningen ska hållas så liten som möjligt för fordonets stabilitet. För att uppfylla dessa kriterier har en mängd olika alternativa fjädringssystem utvecklats genom åren. De kan grovt delas in i följande principer:

- Passiv fjädring
- Passiv fjädring med nivåreglering
- Semiaktiv fjädring
- Aktiv fjädring

### Passiv fjädring

Ett passivt fjädringssystem inkluderar fjädrar och dämpare vars fjädringsstyvhet respektive dämpning inte klarar av att varieras efter ojämnheter från underlaget. Det har visat sig innebära, vid konstruktion av ett passivt system, att valet av fjädrar och dämpare blir en kompromiss mellan komfort och väghållning. Väljer man mjuka fjädrar ger det relativt låga accelerationer men dålig väghållning medan hårdare fjädrar ger högre accelerationer men bättre väghållning. Fördelarna med ett passivt system är att det är enkelt, billigt och tillförlitligt.

### Passiv fjädring med nivåreglering

Ett passivt fjädringssystem med nivåreglering är ett passivt system men med den skillnaden att systemet klarar av att bibehålla konstant fjäderlängd vid statisk belastning. Det åstadkoms oftast genom yttre tillförd energi.

### Semiaktiv fjädring

Ett semiaktivt fjädringssystem kompenserar för störningar som uppstår i hjulupphängningen till en viss gräns. Vanligtvis regleras en varierande dämpare eller någon annan typ av aktuator och mängden energi som tillförs systemet är oftast minimal. Den främsta kompromissen är fjädern och systemet begränsas ofta av strategin i reglersystemet.

## Aktiv fjädring

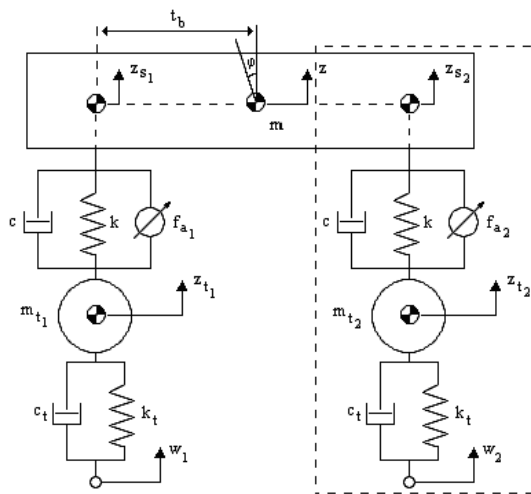
Ett aktivt fjädringssystem kan antingen bestå av en aktuator som helt ersätter de passiva komponenterna eller verkar parallellt med dessa. Energimängden som tillförs eller tas bort från systemet har ofta ett större energinnehåll än hos ett semiaktivt system och bandbredden begränsas endast av aktuatorns och reglerkomponenternas frekvenssvar.

## KVARTS- OCH HALVFORDONSMODELLEN

Ett sätt att beskriva ett systems rörelse är att skissa en idealiserad modell av det verkliga och identifiera frihetsgraderna, DOF, som är en förkortning av Degrees Of Freedom. Ur systemets DOF kan systemets rörelseekvationer erhållas, vilket utnyttjas för att studera hur modellen beter sig vid parameterändringar. Här har en sådan modell använts för först och främst testning av aktiva fjädringssystem.

### Modellbeskrivning

Figur 16 illustrerar halvfordonsmodellen men med kvartsfordonsmodellen inramad med streckade linjer. De två modellerna är de mest använda modellerna för analys av ett fordonas dynamik och har i detta fall en extra komponent mellan kaross och ofjädrad massa, en hydraulisk aktuator. Aktuators uppgift i ett aktivt system är att generera den kraft som motverkar störningar i form av vibrationer och förskjutningar på chassiet orsakade av ojämnheter från underlaget. Det aktiva systemet modellerades så att aktuatoren verkar parallellt med fjäder och dämpare. Det är sett ur säkerhetssynpunkt, väsentligt ifall styrenheten till det aktiva systemet havererar. Vid ett sådant haveri kommer det passiva systemet med de konstanta fjäderstyvheter och dämpning att ta över uppgiften. Rektangeln i figuren föreställer den fjädrade massan, som är den delen av fordonet som befinner sig ovanför fjädringen, och motsvaras av chassi, hytt, m.m. De två cirklarna är de ofjädrade massorna och består av hjul, däck och i skotarnas fall av boggi respektive pendelarmar. Halvfordonsmodellen har fyra frihetsgrader nämligen  $z$ ,  $\varphi$ ,  $z_{t1}$  och  $z_{t2}$  medan kvartsfordonsmodellen har två:  $z_s$  och  $z_t$



Figur 16.  
Modell av ett halvt fordon med kvartsfordonsmodell inramad.

## Notation

Förklaring	Storhet
Fjädrad massa	$m, m_s$
Ofjädrad massa	$m_t$
Masströghet	$J_{xx}$
Avstånd från tyngdpunktsläge till däcksmitt	$t_b$
Fjäderstyvhets	$k$
Fjäderstyvhets i däck	$k_t$
Dämpningsstyvhets	$c$
Dämpningsstyvhets i däck	$c_t$
Vertikalt läge för fjädrad massa	$z, z_e$
Vertikal hastighet för fjädrad massa	$\dot{z}, \dot{z}_e$
Vertikal acceleration för fjädrad massa	$\ddot{z}, \ddot{z}_e$
Vertikalt läge för ofjädrad massa	$z_t$
Vertikal hastighet för ofjädrad massa	$\dot{z}_t$
Vertikal acceleration för ofjädrad massa	$\ddot{z}_t$
Läge på vägprofil	$w$
Hastighet på vägprofil	$\dot{w}$
Rollvinkel på fjädrad massa	$\varphi$
Kraft från aktuator	$f_a$

## Ekvationer för modell av halvt fordon

Kvartsfordons- och halvfordsmodellen är linjära och fås genom direkt uppställning av kraftekvationen (Newtons andra lag) eller via Lagranges ekvation. Med linjaritet menas att antagandet om små vinklar görs, vilket medför att  $\sin \varphi \approx \varphi$ . Ekvationerna för kvartsfordonsmodellen ges av 7 och 8 och ekvationerna för halvfordsmodellen ges av 9, 10, 11 och 12.

$$m_s \ddot{z}_s = -c(\dot{z}_s - \dot{z}_t) - k(z_s - z_t) + f_a \quad (7)$$

(2.7)

$$m_t \ddot{z}_t = c(\dot{z}_s - \dot{z}_t) + k(z_s - z_t) - k_t(z_t - w) - c_t(\dot{z}_t - \dot{w}) - f_a \quad (8)$$

(2.8)

$$m \cdot \ddot{z} = f_{a1} + f_{a2} - k(z - t_p \cdot \varphi - z_{r1}) - k(z + t_p \cdot \varphi - z_{r2}) - c(\dot{z} - t_p \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{r1}) - c(\dot{z} + t_p \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{r1}) \quad (9)$$

(2.9)

$$\frac{J \cdot \ddot{\varphi}}{t_p} = f_{a2} - f_{a1} + k(z - t_p \cdot \varphi - z_{r1}) - k(z + t_p \cdot \varphi - z_{r2}) + c(\dot{z} - t_p \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{r1}) - c(\dot{z} + t_p \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{r1})$$

(10)                      (2.10)

$$m_{t1} \cdot \ddot{z}_{r1} = -f_{a1} + k(z - t_p \cdot \varphi - z_{r1}) - k_t(z_{r1} - w_{t1}) + c(\dot{z} - t_p \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{r1}) - c_t(\dot{z}_{r1} - \dot{w}_{t1})$$

(11)                      (2.11)

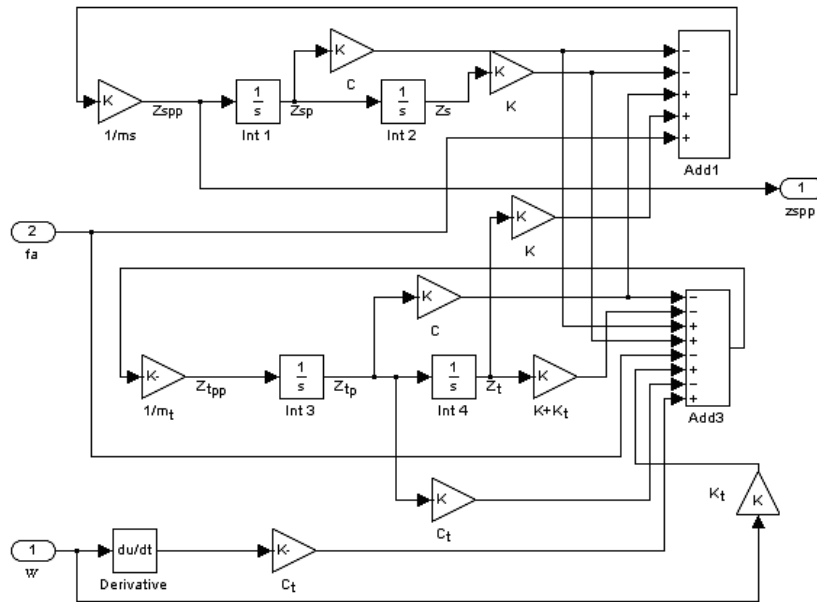
$$m_{t2} \cdot \ddot{z}_{r2} = -f_{a2} + k(z + t_p \cdot \varphi - z_{r2}) - k_t(z_{r2} - w_{t2}) + c(\dot{z} + t_p \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{r2}) - c_t(\dot{z}_{r2} - \dot{w}_{t2})$$

(12)                      (2.12)



## Simulinkmodell

Utifrån ekvationerna 7 och 8 skapades en Simulinkmodell av kvartsfordonsmodellen och en Simulinkmodell av ekvationerna 9, 10, 11, 12. Detta gjordes i ett Simulinkfönster i form av ett kopplingschema med hjälp av matematiska komponenter. Figur 17 illustrerar kvartsfordonsmodellen med kraften från aktuatoren och vägstörningen som insignaler. Den vertikala accelerationen på den fjädrade massan är utsignal. I figur A1 i bilaga A visas Simulinkmodellen för den linjära halvfordonsmodellen.



Figur 17.  
Modell av kvartsfordonsmodell i Simulink

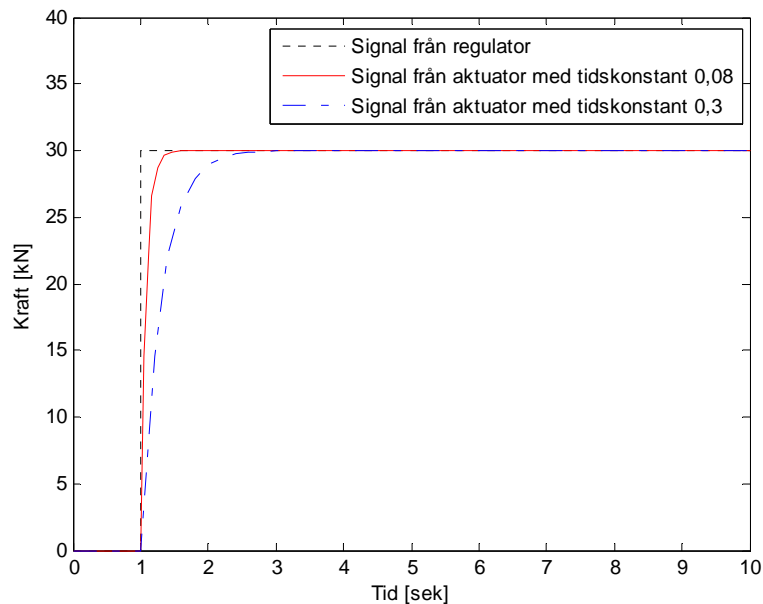
## AKTIVT SYSTEM MED AFC

### Modellering av aktuator

Ett viktigt element i det aktiva systemet är aktuatoren som ska agera med både kraft och snabbhet samt styras av reglersystemet. Aktuatorer, som vanligtvis används i aktiva fjädringssystem på fordon, är främst hydrauliska och elektromagnetiska. Elektromagnetiska aktuatorer har något snabbare responstider, vilket innebär att de uppnår den eftersträvade kraften snabbare än de hydrauliska aktuatorerna. För att åstadkomma en tillräckligt snabb reglering som hinner kompensera för de störningar som uppstår i chassiet på fordonet behövs en aktuator med lagom snabb responstid. Den bestäms helt av aktuatorns konstruktion samt dess ingående komponenter. Aktuatorns dynamik kan modelleras som ett första ordningens lågpasfilter som beskrivs av ekvation (13) och där  $\tau$  är en tidskonstant.

$$\frac{1}{\tau \cdot s + 1} \quad (13)$$

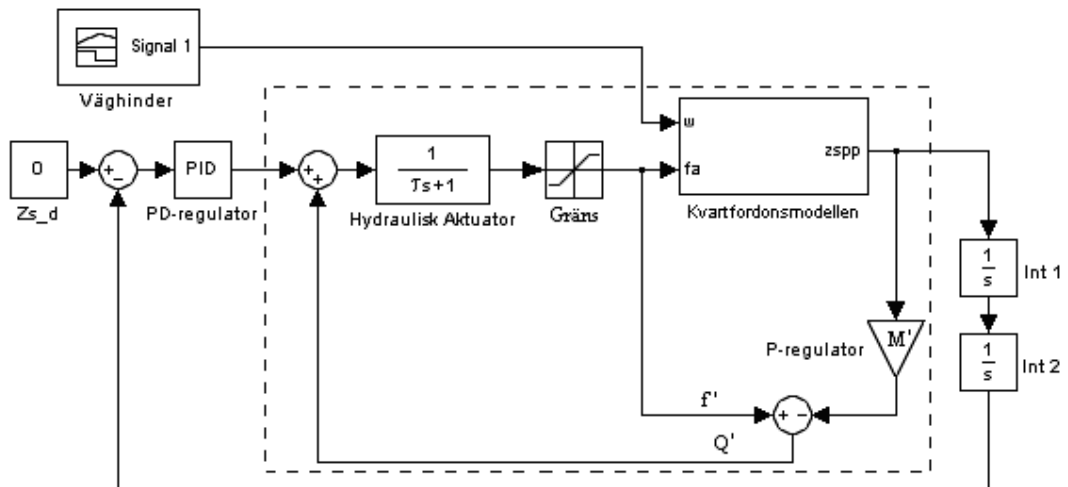
Det här sättet att modellera aktuatorn på lämpar sig bra eftersom man inte är intresserad av uppbyggnaden av aktuatorn. Det är ett enkelt sätt då man inte behöver känna till parametrar på ingående komponenter. Det som behövs är tiden det tar för aktuatorn att nå den kraft som kontrollsignalen anger. En tidskonstant på 0,3 ger ett värde på tiden från kontrollsignal till uppnådd signal som är cirka 1,4 s. Figur 18 visar förloppet för aktuatorn med tidskonstant 0,3 och 0,08. Med tidskonstanten 0,08 når kontrollsignalens sitt värde på 30 kN efter cirka 0,3 s. För en bättre marginal väljs  $\tau = 0,3$ .



Figur 18. Responsförlopp för aktuator med tidskonstant 0,3 och 0,08 samt kontrollsignal.

## Reglerstrategi

En effektiv strategi för reglering av ett aktivt fjädringssystem redovisas i [4]. AFC står för Active Force Control och har visat sig vara överlägsen i jämförelse med mer konventionella metoder vid reglering av en robotarm. Huvudprincipen är enkel och bygger på ett regelsystem med en yttre loop för reglering av den fjädrade massans vertikala lägesförflyttning samt en inre loop för reglering av de vertikala accelerationerna. I figur 19 illustreras systemet i ett Simulinkfönster tillsammans med kvartsfordonsmodellen, aktuator och vägghinder. En gräns är satt efter aktuatorn som begränsar kraftsignalen och motsvarar botten av aktuatorn. Gränsvärdet är olika för de två skotarna och är 200 kN för XT28 och framramen på Valmet 860 samt 400 kN för bakramen på Valmet 860. Systemet testades först med kvarts- och halvfordonsmodellen och med ett vägghinder i Simulink. Vägghindret hade för enkelhetens skull valts som en triangelprofil.



Figur 19.  
Reglersystem med AFC.

I den inre loopen sker regleringen efter den uppmätta accelerationen i z-led, som multipliceras med en uppskattad massa, som betecknas  $M'$  och fungerar som en

P-regulator. Produkten subtraheras från den uppmätta kraften som kommer ut från aktuatoren,  $f'$ . Huvudformeln till regleringen ges av ekvation (14) där  $Q'$  är störningen som återkopplas.

$$Q' = f' - \ddot{z} \cdot M' \quad (14)$$

För reglering av den vertikala positionen användes en PD-regulator. Det är läget på den fjädrade massan som återkopplas och subtraheras från det önskade läget  $z_{sd}$ .

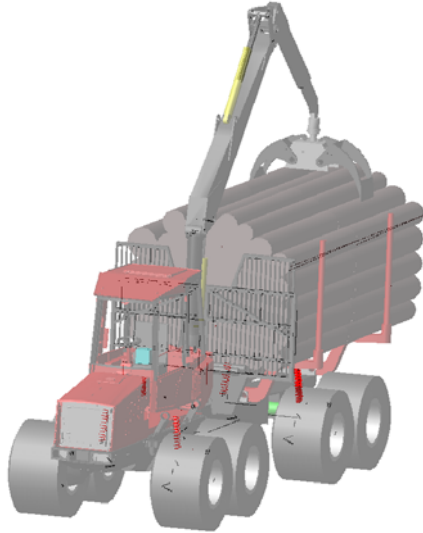
## Genomförande

Följande avsnitt behandlar hur examensarbetet har genomförts. Första avsnittet behandlar modifieringen av grundmodellen Valmet 860. Vidare har en fallstudie gjorts för val av styvheter till fjädrar och dämpare till den modifierade Valmet 860 med passiv fjädring. Sedan följer en frekvensanalys med beräkning av egenfrekvenserna för att kontrollera att PSD-kurvorna visar rätt egenfrekvenser. Andra avsnittet behandlar implementeringen av det aktiva systemet där den först testas med halvfordonsmodellen och sedan i ADAMS-modellerna.

### MODIFIERING AV VALMET 860

Kravet på en fjädrad skotare är att ändringen inte är för radikal och att ursprungsstrukturen med boggiarmar och två axlar bibehålls. Eftersom det handlar om ett fordon med en totalvikt på upp till nästan 30 ton med last så kommer det att krävas stora värden på styvheter på de bakre fjädrarna.

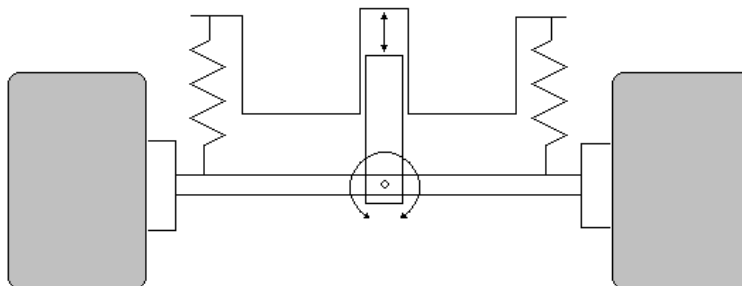
En viktig detalj att beakta hos Valmet 860 är vridmidjan, som för den ofjädrade modellen är helt fri att rotera i förhållande till bakvagnen. Det är ur komfortsynpunkt intressant att utvärdera en fjädrad modell med fri rotation och en med låst rotation av vridmidjan. Därför skapades ytterligare en modell genom att ersätta rotationsleden med en fix led eller med andra ord låses vridmidjan.



Figur 20.  
Fjädrad Valmet 860 i ADAMS/View.

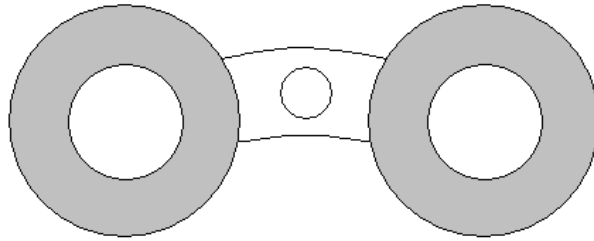
## Upphängning av axel

Efter analys av olika möjligheter till ett fjädrande system bestämdes att använda ett system med fyra linjära fjädrar och dämpare. De placerades mellan axel och ram på höger och vänster sida om både bak och framram. Figur 21 illustrerar axelupphängningen där axeln är kopplad till en vertikal kolv med en roterande led i boggiaxeln. Kolvens uppgift är att förhindra longitudinell och lateral avvikelse av axeln och tillåta vertikal förskjutning. I en verklig applikation skulle en extra styv fjäder kunna monteras ovanför kolven för att få ytterligare fjädring vid stora vertikala lägesändringar. Ett annat sätt att förhindra stora vertikala lägesändringar är att använda en olinjär eller en hydraulisk fjädring, där kraften ökar mer än bara proportionellt mot fjäderförskjutningen.



Figur 21.  
Axelupphängning för fjädrad Valmet 860.

På axeln sitter boggiarmarna placerade på samma sätt som på originalskotaren med två hjul på varje sida. Se i figur 22.



Figur 22.  
Boggiarm med hjulpar.

### Fallstudie

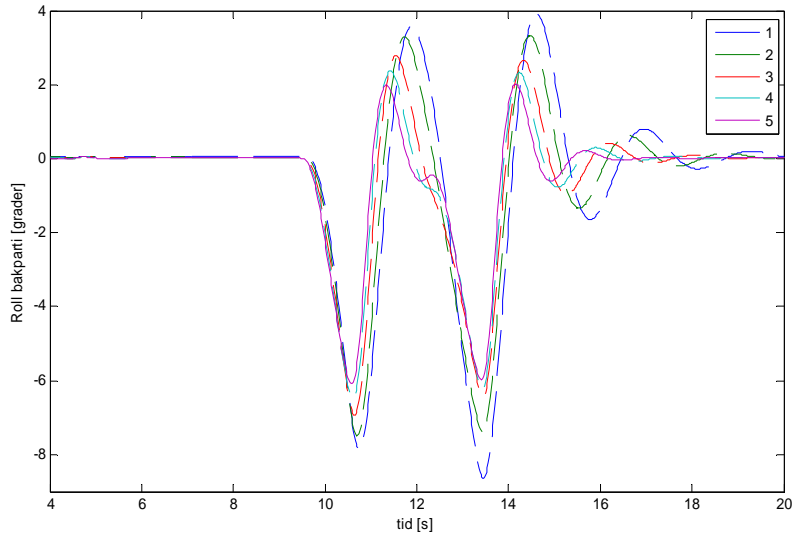
En fallstudie gjordes genom att variera styvheter på främre och bakre fjädrarna samt att sätta nickvinkeln, som har storheten  $\theta$ , till noll i stationärt tillstånd. Nickvinkeln  $\theta$  definieras som vinkeln vid skotarens tyngdpunkt som uppstår i rotation kring y-axeln. Skotaren simulerades i ADAMS över det högsta hindret, som är 30 cm. Genomsnittshastigheten var omkring 0,5 m/s. Tabell 9 visar styvheter, förhållandet mellan bakre och främre styvhet ( $K_b/K_f$ ) samt resultat av RMS värden på accelerationerna mätt på hyttgolvet, under stolen. De lägsta accelerationsnivåerna får man med de lägsta styvheterna.

Tabell 9.  
Resultat från fallstudien genom att ändra styvheter på fram- och bakfjädrar.

Fall	$K_f$	$K_b$	$K_b/K_f$	RMS_accx	RMS_accy	RMS_accz
1.	350 kN/m	1 900 kN/m	5,43	0,063 m/s <sup>2</sup>	0,54 m/s <sup>2</sup>	0,48 m/s <sup>2</sup>
2.	400 kN/m	2 300 kN/m	5,75	0,066 m/s <sup>2</sup>	0,56 m/s <sup>2</sup>	0,49 m/s <sup>2</sup>
3.	500 kN/m	3 300 kN/m	6,6	0,069 m/s <sup>2</sup>	0,57 m/s <sup>2</sup>	0,49 m/s <sup>2</sup>
4.	600 kN/m	4 700 kN/m	7,83	0,067 m/s <sup>2</sup>	0,58 m/s <sup>2</sup>	0,50 m/s <sup>2</sup>
5.	700 kN/m	7 000 kN/m	10	0,072 m/s <sup>2</sup>	0,58 m/s <sup>2</sup>	0,50 m/s <sup>2</sup>

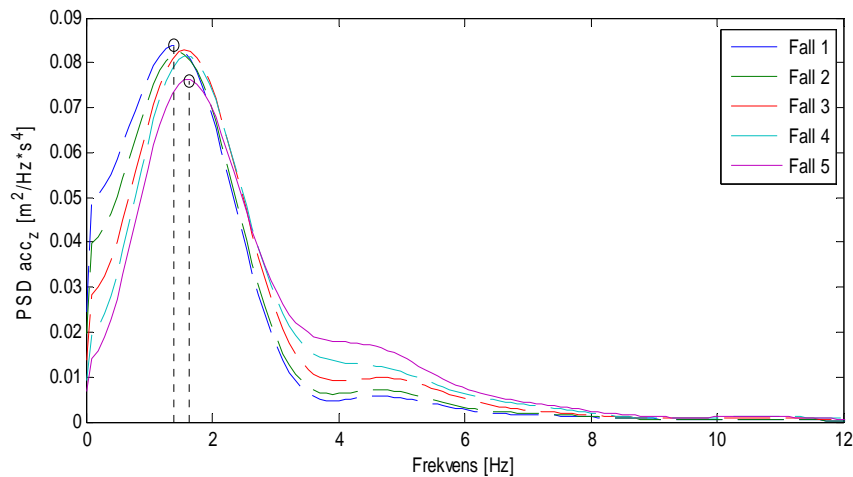
Eftersom skotaren har ett långt axelavstånd i jämförelse med skotarens bredd är det först och främst rollrörelsen som bör beaktas. Det är också rollrörelsen som är den rörelse som åstadkommer de största vibrationerna på en skotare i verklig drift. Vid fullastad skotare var det lämpligast att först undersöka bakramens rollrörelser. Figur 22 visar kurvor på bakramens svar i roll efter det valda guppet för samtliga styvheter på fjädrarna. Kurvorna visar tydligt att utslagen blir större ju lägre värdet på fjädringsstyvheter är och för fall 1 kan man till och med se att instabilitet börjar uppträda då toppvärdena ökar när det andra däck i boggiarmen passerar guppet. Därför kan fall 1 förkastas.

De två stora utslagen beror på att det finns två däck på en boggi. För fall nr 5 stabiliserar sig bakramen snabbast och är ur stabilitetssynpunkt det bästa alternativet. Dock blir accelerationsnivåerna högre ju högre styvheten är och man får därför göra en kompromiss för att få både en lämplig stabilitet och att vibrationsnivåer ska hållas på en rimlig nivå.



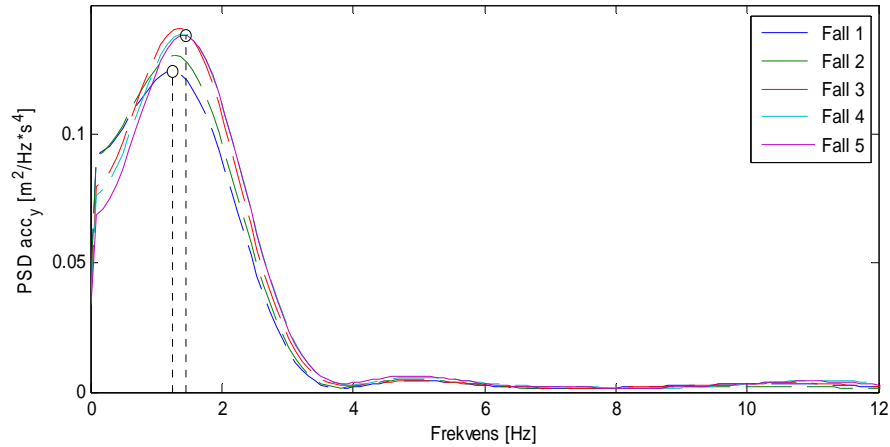
Figur 22.  
Fallstudie av svaret på rollrörelsen av bakramen på Valmet 860 vid simulering över ett gupp på 30 cm.

Figur 23 visar PSD-kurvorna för accelerationerna i z-led i fallstudien. Egenfrekvenserna ligger inom intervallet 1,2 – 1,5 Hz. Något annat som PSD-kurvan visar är att ju lägre styvheter man har på fjädningen desto mer förflyttas accelerationerna i z-led mot egenfrekvenserna och det leder mot en koncentration av energin närmare frekvensen 1 Hz. Det är bra för komforten eftersom egenfrekvenserna flyttas bort från det känsliga frekvensområdet för människan som är 3–10 Hz.



Figur 23.  
PSD-kurva för acceleration i hyttgolv i z-led för fallstudien.

PSD-kurvorna för den laterala accelerationen i figur 24 visar en förflyttning av egenfrekvensen mot 1 för lägre styvhetskonstanter och en minskning av energin vid förstärkningen.



Figur 24.  
PSD-kurva för acceleration i hyttgolv i y-led för fallstudien.

Skotaren för fall 2 har lämpligast värden på fjäderstyvheter eftersom en egenfrekvens så nära 1 som möjligt är önskvärd ur komfortsynpunkt och fall 1 har för veka fjädrar för att erhålla god stabilitet.

### Beräkning av egenfrekvenserna

För att kontrollera om förstärkningsfrekvenserna i PSD-kurvorna för vertikal acceleration i figur 23 stämmer har egenfrekvenserna räknats ut och jämförts. Det är vid egenfrekvenserna som man får en förstärkning av vibrationerna, det vill säga att det är då som resonans uppstår. Egenfrekvenserna för den fjädrade och de ofjädrade massorna räknades ut för roll och hopp och det gjordes även för fram- och bakvagn.

#### Roll fram:

$$k_1 = k_2 = 400 \text{ kN/m}$$

$$\text{Fjädrad massa hopp och roll: } f_{e1} \approx \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_f}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot 10^5}{10000}} \approx 1,42 \text{ Hz}$$

#### Ofjädrade

$$f_{e2} = f_{e3} \approx \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{t1}}{m_{a1}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1370 \cdot 10^3}{1495}} \approx 4,8 \text{ Hz}$$

hopp:

Roll bak:

$$k_3 = k_4 = 2300 \text{ kN/m}$$

Fjädrad massans hopp och roll:

$$f_{e1} \approx \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_3 + k_4}{M}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{4,6 \cdot 10^6}{17771}} \approx 2,56 \text{ Hz}$$

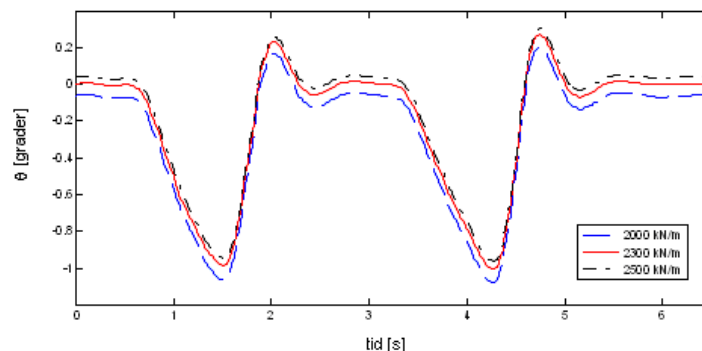
Ofjädrade massornas hopp:

$$f_{e2} = f_{e3} \approx \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{t3}}{m_{a3}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1370 \cdot 10^3}{1495}} \approx 4,8 \text{ Hz}$$

Eigenfrekvensen för den fjädrade massan på framvagnen,  $f = 1,42 \text{ Hz}$ , stämmer ganska bra överens med den förstärkningsfrekvens som framgår för fall 2 i figur 23 och ligger inom intervallet 1,3 – 1,45 Hz.

### Val av fjäderkonstanter

Att finna de optimala värdena på fjädringsstyheter för ett passivt system är en ständig kompromiss mellan komfort och väghållning. Vekare fjädrar ger oftast lägre accelerationsnivåer men samtidigt sämre stabilitet mot underlaget. Vridmidjan som sammanbinder fram- och bakram gör rollrörelsen på skotaren till den mest instabila frihetsgraden. Det är också viktigt att stabiliteten inte påverkas så mycket av laständringar. Eftersom skotaren belastas med en maximal vikt och att mycket stor del av lasten hamnar på bakaxeln behövs högre fjäderstyvhet på fjädrarna i bakramen. I ett verkligt fall kan fjädrar med olinjära egenskaper användas, som innebär att fjäderstyvheten ökar mer än bara proportionellt med fjäderns hoptryckning eller som ökar med lasten. I examensarbetet är samtliga fjädrar och dämpare linjära. För dämparna användes en tumregel och dämparkonstanterna sattes till 10 % av fjäderkonstanterna.



Figur 25. Nickvinkel för en fjädrad Valmet 860 vid simulering över gupp på 30 cm från Hultins bana.



Som utgångspunkt för rätt val av fjäderkonstanter var att undersöka nickvinkeln i stationärt tillstånd. Figur 25 visar kurvorna för nickvinkeln vid körning över guppet på 30 cm för den lastade skotaren där de bakre fjäderkonstanterna varierades. Fjäderstyvheter på framfjädrarna är 400 kN/m i samtliga fall. Vid körning med styvheten 2300 kN/m på fjädrarna i bakramen har skotaren sitt jämviktsläge när nickvinkeln är noll ( $\theta \approx 0$ ). För styvare fjädrar i bakramen kommer skotaren att luta framåt ( $\theta > 0$ ) och för vekare fjädrar i bakramen bakåt ( $\theta < 0$ ). Detta kunde dock korrigeras för i ADAMS/View genom att ändra den förbestämda fjäderlängden på fjädrarna i bak- eller framram innan simuleringen så att jämviktsläget för både fram- och bakram hamnar på samma nivå.

## IMPLEMENTERING AV AKTIVT SYSTEM

I det här avsnittet beskrivs hur ett aktivt system först testades i halvfordonsmodellen med parametervärden från en passivt fjädrad Valmet 860 samt i ADAMS-modellerna: passivt fjädrad Valmet 860 och passivt fjädrad XT28.

### Aktivt fjädringssystem i halvfordonsmodell

Ett test av det aktiva systemet gjordes först med halvfordonsmodellen i Simulink för att se om systemet fungerade som det var tänkt och för att justera regulatorerna med målet att uppnå bästa reglering. Förutom att spara tid var det intressant eftersom man kunde jämföra hur bra den linjära modellen i Simulink stämde överens med de resultat som erhöles från ADAMS. Tabell 10 innehåller parametervärdena för halvfordonsmodellen som kommer från uppskattade och uppmätta värden för framvagnen på den fjädrade Valmet 860. Fjädrings- och dämpningskonstanterna för höger och vänster däck sattes till samma värde, som för ett av däcken, trots att det egentligen finns två däck på varje boggiarm och totalt fyra däck på framvagnen. Det ger en bättre uppskattning än om man skulle addera två däcksstyvheter. Förklaringen är att varje däck passerar ett gupp i taget, det vill säga båda däcken som sitter på boggiarmen passerar inte samma gupp samtidigt och det gör att den dubbla däcksstyvheten skulle ge ett felaktigt beteende.

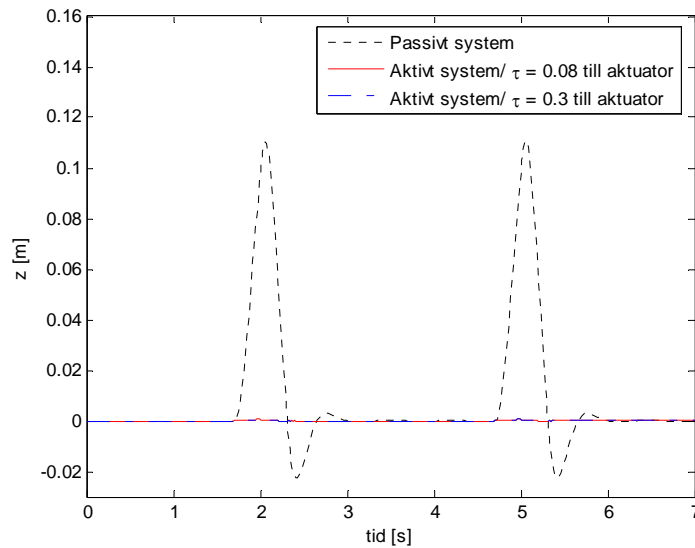
Tabell 10.  
Parametervärden för halvfordonsmodellen.

Storhet	Värde	Enhet
$m$	5 010	<i>kg</i>
$m_t$	1 500	<i>kg</i>
$J_{xx}$	1 850	<i>kgm<sup>2</sup></i>
$t_b$	0,57	<i>m</i>
$k$	400	<i>kN/m</i>
$k_t$	1 370	<i>kN/m</i>
$c$	40	<i>kNs/m</i>
$c_t$	137	<i>kNs/m</i>

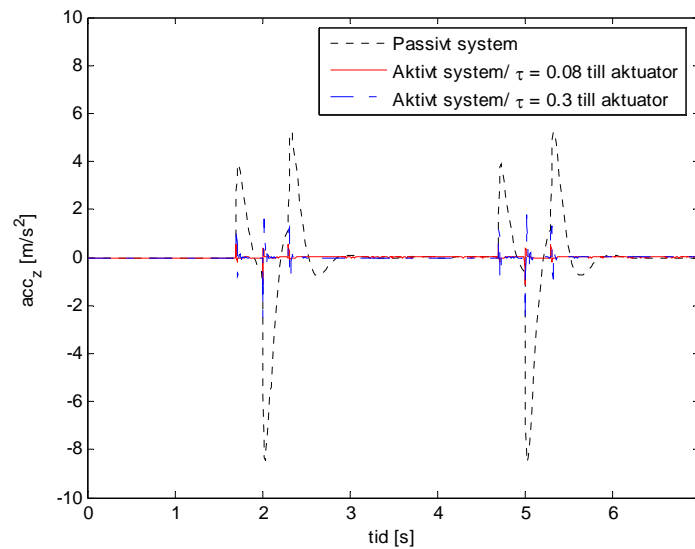
Med syftet att kunna excitera fordonet både i z-led och i  $\theta$ -led fick först det vänstra hjulet passera ett 20 cm triangelformat gupp och tre sekunder senare passerade det högra däck ett lika högt gupp. Fordonet körde över hindret med hastigheten 0,5 m/s. Försöket gjordes först utan systemet inkopplat och sedan

med två olika tidskonstanter för aktuatoren,  $\tau = 0,3$  och  $\tau = 0,08$ . Figur A2 i bilaga A visar det aktiva systemet med halvfordonsmodellen och båda hindren.

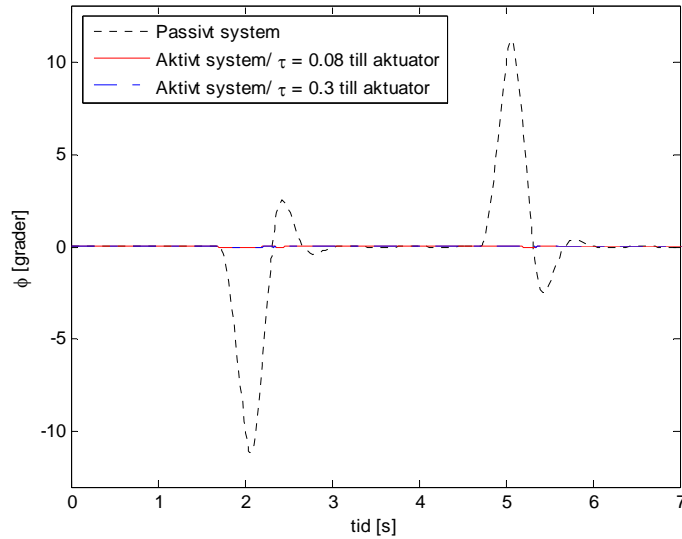
Figurerna 26 och 27 visar svaret för den vertikala positionen respektive den vertikala accelerationen för det passiva och för det aktiva fjädringssystemet med de två tidskonstanterna. Graferna visar på en kraftig minskning i läge och inte minst accelerationsnivåerna med AFC-systemet. Även rollvinkel och rollaccelerationerna visar på en avsevärd minskning, vilket illustreras i figurerna 28 och 29. Accelerationerna blir lägre med den snabbare aktuatoren och i figurerna 27 och 29 minskar amplituderna ned till mer än hälften med den snabbare aktuatoren. Skillnaden i nivå ändras inte märkbart med den snabbare aktuatoren, vilket konstateras i figurerna 26 och 28.



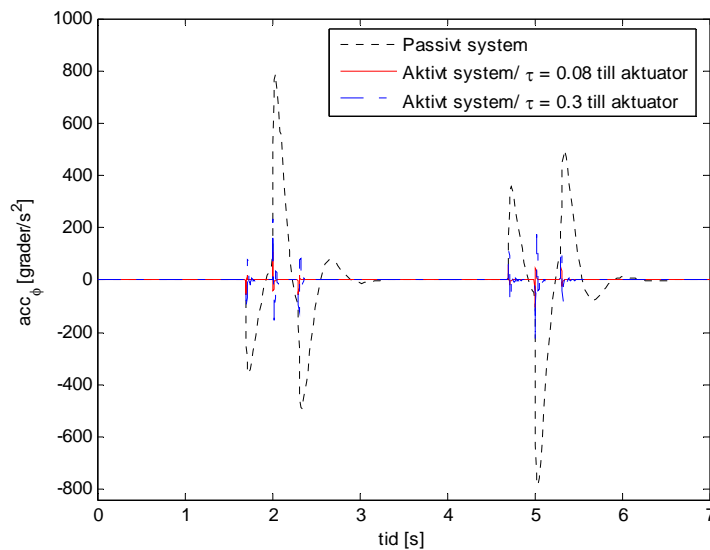
Figur 26.  
Positionen i z-led för den fjädrade massan i halvfordonsmodellen för Valmet 860.



Figur 27.  
Acceleration i z-led för den fjädrade massan i halvfordonsmodellen för Valmet 860.

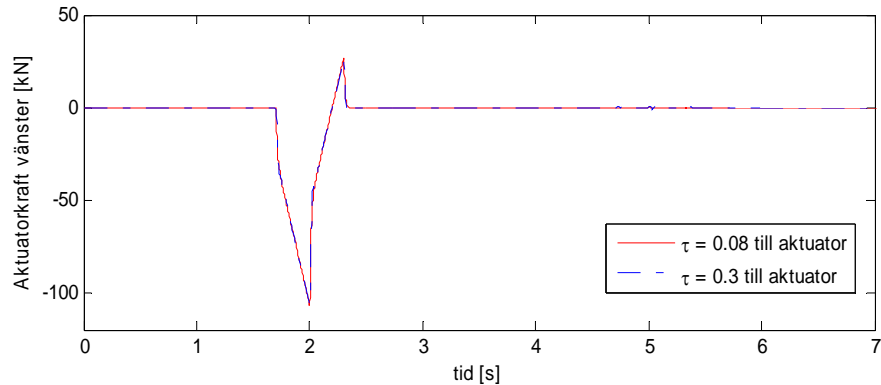


Figur 28.  
Rollvinkel för den fjädrade massan i halfordonsmodellen för Valmet 860.



Figur 29.  
Rollvinkelacceleration för den fjädrade massan i halfordonsmodellen för Valmet 860.

Figur 30 visar den kraft som en av aktuatorerna måste generera för att komma över det 20 cm höga hindret och samtidigt minimera accelerationerna. Observera att kraftens storlek nästan inte ändras alls av hur snabb aktuatoren är. En liten topp uppstår för den heldragna kurvan som är den extra kraft som den snabbare aktuatoren använder sig av för att reducera accelerationstoppen ytterligare, vilket syns i figur 27 vid tiden 2 s. Det mesta av kraften går alltså åt till att reglera positionen.

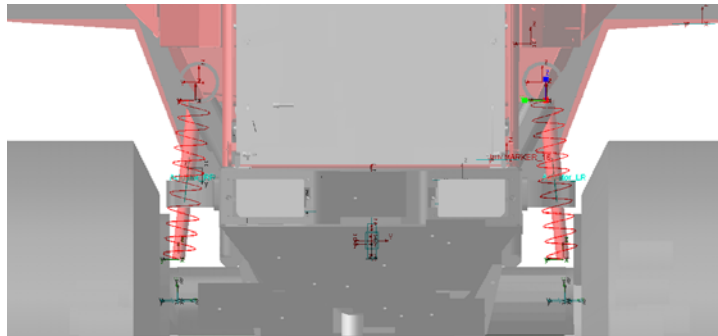


Figur 30.  
Kraft som aktuator genererar för det 20 cm höga guppjet.

## Implementering av ett aktivt system i ADAMS

### Valmet 860

Insignalerna till det aktiva systemet (se figur 19), som har skapats i Simulink, är acceleration och position i vertikalled i den övre änden på respektive fjäder vid fyra punkter på chassiet. I ADAMS/View definieras utsignalerna från modellen som *state variables* med funktionen ACCZ(MARKER) för accelerationen och DZ(MARKER) för positionen. MARKER står för den markör som skapats i den punkt på ramen som man vill kunna se hur acceleration och position varierar. Figur 31 visar en av de fyra punkter där utsignalerna från ADAMS-modellen erhöles och där accelerometrar skulle ha placerats i verkligt fall.

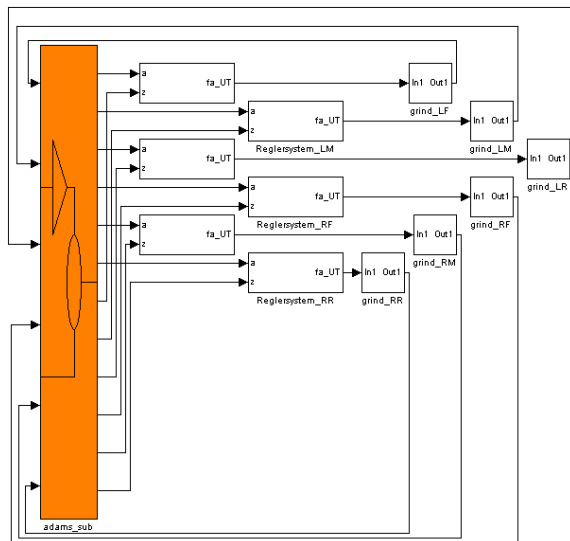


Figur 31  
Upphängning av framram med fokus på den övre markören ovanför vänster fjäder.

Utsignalerna från Simulinksystemet och in till ADAMS-modellen är de fyra krafter som kommer från aktuatorerna. För detta ändamål har en kraft skapats mellan boggiaxel och chassi som verkar parallellt med en passiv fjäder och dämpare. Kraften har tilldelats ett variabelt värde med funktionen VARVAL(InputForce\_1), där InputForce\_1 är en av de fyra insignalerna till modellen som definierats som en *state variable* och är kraften ut från systemet och aktuatorn. Efter det att insignaler och utsignaler skapats körs simuleringen en gång innan en *control\_plant* skapas, som är en förbindelselänk (gränssnitt) mellan ADAMS/View och Simulink/Matlab. I Matlab-fönstret skrivs en *control\_plant* för att starta kommunikationen mellan programmen och *adams\_sys* tar fram kommunikationsblocket, som kopplas ihop med det aktiva systemet i ett Simulinkfönster.

## XT28

Figur 32 beskriver systemet med blocket för kontakt med XT28 i DAMS/View. Det är sammanlagt sex regelsystem som krävs, d.v.s. en för varje hjulupphängning. Innan varje kraftsignal går in i kommunikationsblocket passerar kraftsignalen en omkopplare, som ger signalen värdet noll de första sekunderna. Denna tidsfördröjning var nödvändig för att fordonets fjädrar skulle hinna ställa in sig i sitt jämviktsläge utan att regelsystemet var inkopplat, vilket i annat fall skulle orsaka oönskade effekter vid regleringen. Det tog längre tid för XT28 eftersom pendelarmarnas vinklar ska ställa in sig från viloposition till körposition, d.v.s. från 3 till 15 grader och hålla kvar den vinkeln då jämvikt uppstår. Vid en körning med en fart av 0,5 m/s tar det cirka 2 s från början av simuleringen tills fjädrarna har nått sina jämviktslägen.



Figur 32.  
Aktivt system i Simulink med kommunikationsblock till ADAMS-modell av XT28.

## Resultat

### IMPLEMENTERING AV MODELLER I ADAMS

En nackdel med ADAMS-modellen av Valmet 860 var att de många delar som modellen bestod av påverkade simuleringstiden negativt. En simulering över hela banan tog ungefär en halvtimme att genomföra. Skillnaden var stor i jämförelse med XT28-modellen, som bara tog ett par minuter att simulera över hela banan.

Det svåraste med simuleringarna av modellerna i ADAMS/View var att få dem att färdas i samma hastighet under hela simuleringen. De olika fjädringsalternativen påverkar hastigheten på olika sätt. För enkelhetens skull har Valmet 860 och XT28 simulerats med samma drivkraft framåt i hjulen oavsett typ av fjädring. Det skulle ta alldeles för lång tid inom ramen för examensarbetet att justera drivkraften i hjulen för att kunna utföra nya simuleringar för hela banan och sedan få göra om samma procedur.

## JÄMFÖRELSE VERKLIGHET OCH SIMULERING – V860

I tabell 11 jämförs RMS-värden för hyttaccelerationer från mätningen i fält med en simulering av den ofjädrade grundmodellen i ADAMS/View. Accelerationerna i de viktiga riktningarna y och z ger högre RMS-värden för ADAMS-modellen. Exakt vad det beror på är svårt att säga. En möjlig orsak kan vara förarens sätt att köra skotaren. Föraren har möjligheten att reglera hastigheten framåt med hjälp av gaspådrag. Om han/hon känner att det kommer ett hinder kan han/hon omedvetet lägga foten från gaspedalen. Ibland kan det också bli svårt för föraren att avgöra vilket gaspådrag som krävs för att hålla konstant fart precis efter ett hinder, som bromsat ner momenthastigheten.

Tabell 11.

Jämförelse av hastighet och acceleration för verkliga mätningar respektive ADAMS-modell.

RMS i varje riktning	Hastighet	RMS_accx	RMS_accy	RMS_accz
Verklig Valmet 860	0,44 m/s	0,52 m/s <sup>2</sup>	0,52 m/s <sup>2</sup>	0,61 m/s <sup>2</sup>
ADAMS-modell Valmet 860	0,48 m/s	0,22 m/s <sup>2</sup>	1,1 m/s <sup>2</sup>	1,8 m/s <sup>2</sup>

Skillnaden i accelerationer kan också bero på däckmodellen Fiala som användes i ADAMS-modellen. Ännu en möjlig orsak är de många delar som är sammankopplade i ADAMS-modellen och ger upphov till längre och mer komplicerade beräkningar, vilket också kan orsaka fel. Ytterligare en orsak är troligtvis den att den verkliga skotaren vägde 5 ton mer än i modellen vilket gör att den verkliga skotaren dämpas mer med samma fjäder- och däckskonstanter.

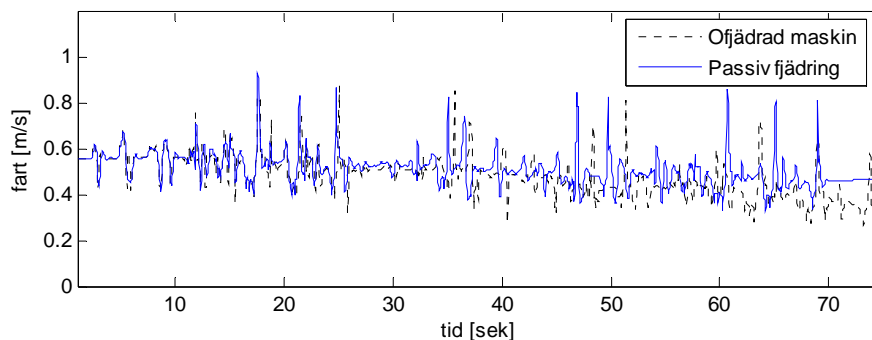
## PASSIVT FJÄDRINGSSYSTEM – VALMET 860

### Valmet 860 med fri rotation i midjeled

Resultaten som presenteras här är från simuleringarna i ADAMS med den passivt fjädrade Valmet 860 och den ofjädrade grundmodellen. Fjädrarnas styvhetskonstanter sattes till 400 kN/m på framramen och till 2300 kN/m på bakramen och dämparkonstanterna sattes till 10 % av fjäderkonstanterna.

### Hastigheten

Hastigheten illustreras i figur 33 och det är den fjädrade modellen som håller en något högre hastighet vid slutet av simuleringen. Genomsnittshastigheterna är ca 0,48 m/s för den ofjädrade modellen och 0,52 m/s för den fjädrade.



Figur 33.  
Hastighetsförlopp för ofjädrad och fjädrad Valmet 860.

## Accelerationsnivåerna i hytten

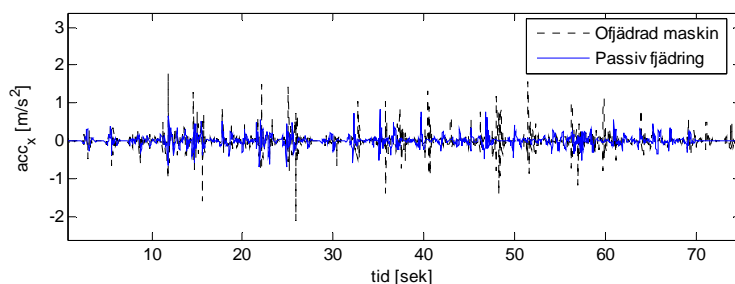
Accelerationerna i hyttgolvet i simuleringarna illustreras i figurerna 34, 35 och 36 och tabell 12 visar RMS-värden för accelerationsnivåerna i samtliga riktningar.

Tabell 12.

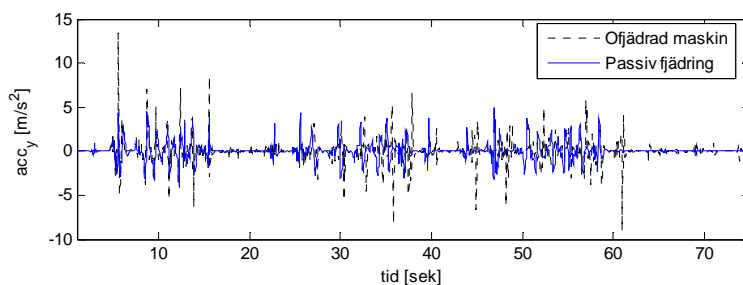
RMS-värden för accelerationerna i hyttgolvet i samtliga riktningar.

RMS i varje riktning	RMS_accx	RMS_accy	RMS_accz
Ofjädrad Valmet 860	0,22 $m/s^2$	1,1 $m/s^2$	1,8 $m/s^2$
Passivt fjädrad Valmet 860	0,13 $m/s^2$	0,92 $m/s^2$	1,12 $m/s^2$

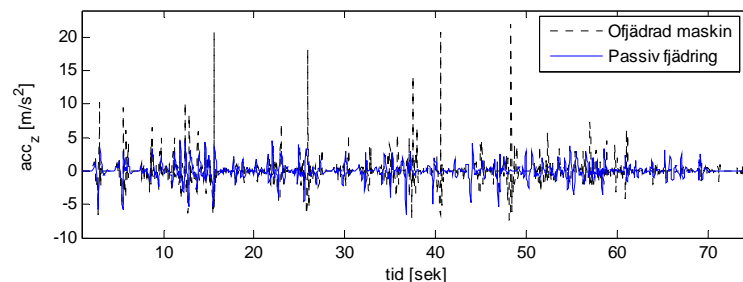
Av figurerna och tabellen framgår det ganska tydligt att accelerationsnivåerna blir lägre med en passiv fjädring. Dock är skillnaden för den laterala accelerationen, y-led, inte speciellt stor i jämförelse med den vertikala accelerationen. Den vertikala accelerationen minskar kraftigt med passiv fjädring. Vid t.ex. tiden 16 s syns en pik på över 20  $m/s^2$  för körningen med den ofjädrade modellen. Vid samma tidpunkt har den fjädrade modellen reducerat piken ned till 3  $m/s^2$ .



Figur 34.  
Accelerationer i x-led för ofjädrad och fjädrad Valmet 860.



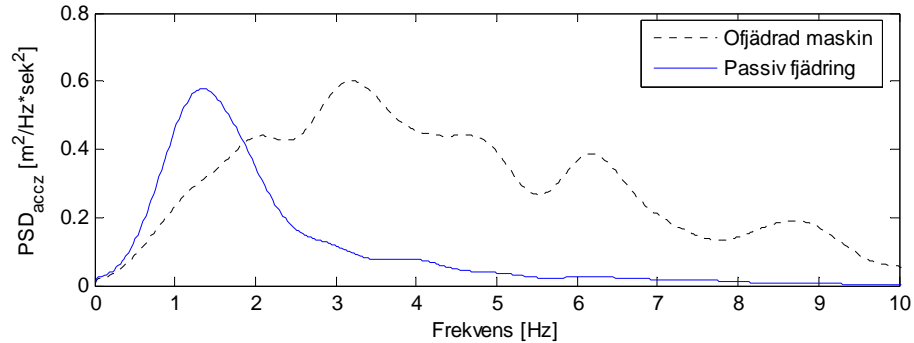
Figur 35.  
Accelerationer i y-led för ofjädrad och fjädrad Valmet 860.



Figur 36.  
Accelerationer i z-led för ofjädrad och fjädrad Valmet 860.

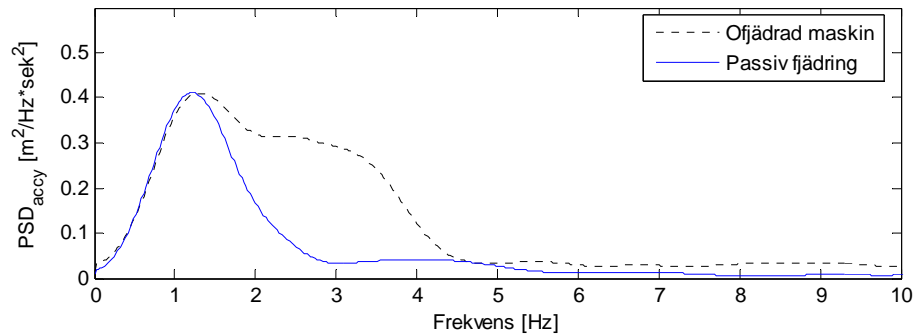
### Frekvensanalys av accelerationerna

PSD-kurvorna visar på vilket sätt accelerationerna dämpas ut, d.v.s. inom vilka frekvensområden vibrationerna hamnar. Ur figur 37 kan man se att accelerationerna i z-led för den ofjädrade modellen är rätt jämt utspridda i det känsliga området för människan. Den passiva fjädringen dämpar ut accelerationerna och koncentrerar de som inte kan dämpas ut till ett frekvensområde strax över 1 Hz, som är en rekommenderad egenfrekvens för god komfort.



Figur 37.  
PSD-kurva för acceleration i z-led för fjädrad och ofjädrad Valmet 860.

PSD-kurvorna för de laterala accelerationerna i figur 38 visar på en dämpning inom frekvensområdet 1,3 - 4,4 Hz med fjädring. Precis som i z-led är de accelerationerna i y-led svårast att eliminera inom egenfrekvensområdet. Man får däremot ingen förstärkning på samma sätt som i z-led.

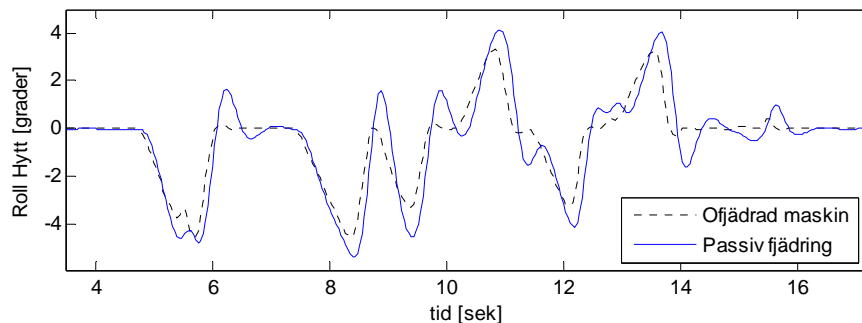


Figur 38.  
PSD-kurva för acceleration i y-led för fjädrad och ofjädrad Valmet 860.

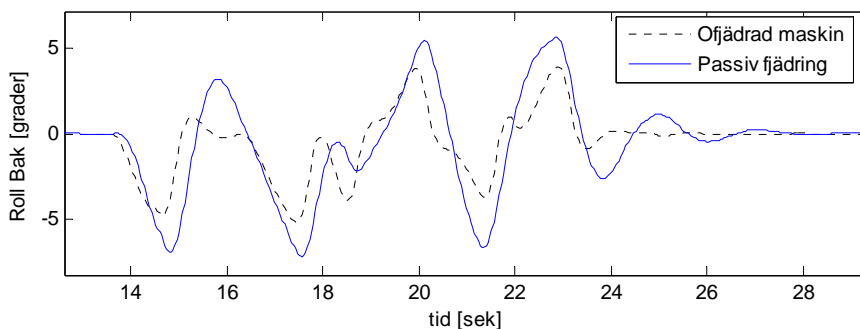
### Roll- och nickrörelsen

Kurvorna för roll för hytt och bakram, figur 39 och 40, visar ett lite större utslag för den passivt fjädrade Valmet 860. Det handlar om maximalt en skillnad på en grad på hytten och 2 grader på bakramen. Nickrörelsen däremot skiljer sig inte lika mycket mellan den fjädrade och ofjädrade skotaren. Observera att figur 39, 40 och 41 visar grafer för ett mindre tidsintervall och inte en simulering över hela banan.

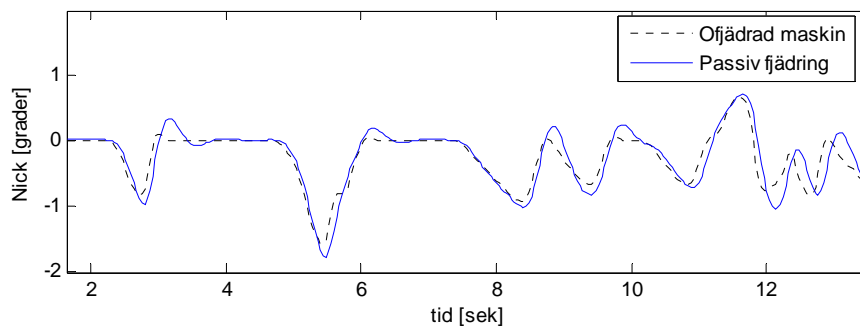




Figur 39.  
Rollvinkel för framram med fjädrad och ofjädrad Valmet 860.



Figur 40.  
Rollvinkel för bakram med fjädrad och ofjädrad Valmet 860.



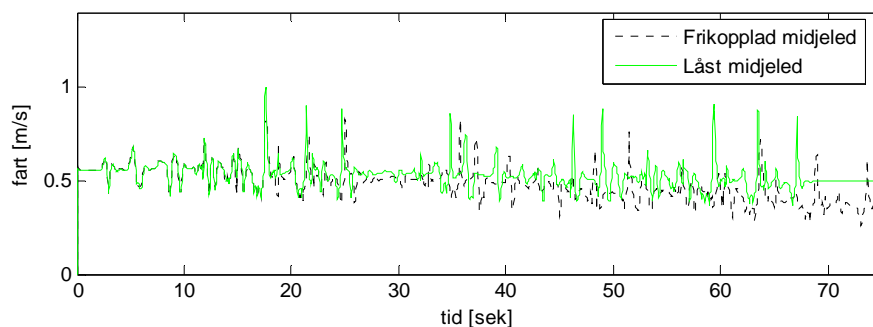
Figur 41.  
Nickvinkel med fjädrad och ofjädrad Valmet 860.

### Låst vridmidja i jämförelse med fri

En intressant iakttagelse som gjordes vid simuleringen av den fjädrade modellen var att accelerationerna påverkades genom låsning av vridmidjan med horisontell rotation längs x-axeln. Det här avsnittet beskriver resultaten från simuleringar av en fjädrad Valmet 860 med fri vridmidja och av en fjädrad Valmet med låst vridmidja. Båda skotarna kördes med samma förutsättningar över hela banan. Fjäderkonstanterna var 400 kN/m för framramen och 2300 kN/m för bakramen. Dämpningskonstanterna var 10 % av fjäderkonstanterna för både fram- och bakram.

## Hastigheten

För att resultaten skulle kunna jämföras på ett tillförlitligt sätt behöver farten som skotarna har hållas så lika som möjligt. Figur 42 visar att skotaren med låst vridmidja höll en högre medelhastighet än skotaren med frikopplad led. De beräknade medelhastigheterna för skotarna var 0,52 m/s för den med låst vridmidja och 0,49 m/s för den med fri vridmidja.



Figur 42.  
Hastighetsförlopp för fjädrad Valmet 860 med fri respektive låst vridmidja.

## Accelerationsnivåerna i hytten

RMS-värden för hyttaccelerationerna i samtliga riktningar för simuleringarna av skotaren med fri och med låst vridmidja är sammanställd i tabell 13.

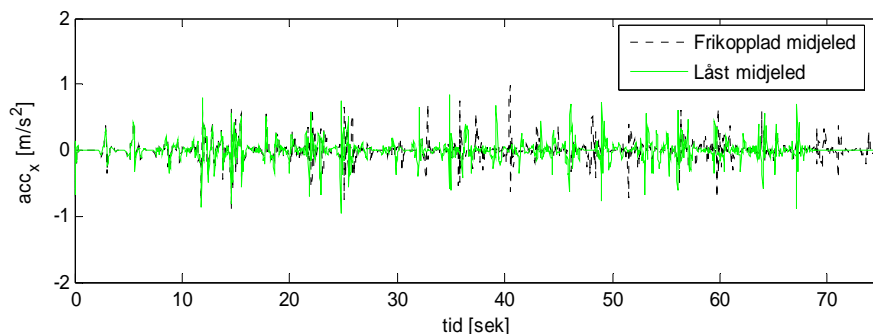
Tabell 13.

RMS-värden för hyttaccelerationerna i samtliga riktningar för fri och låst vridmidja.

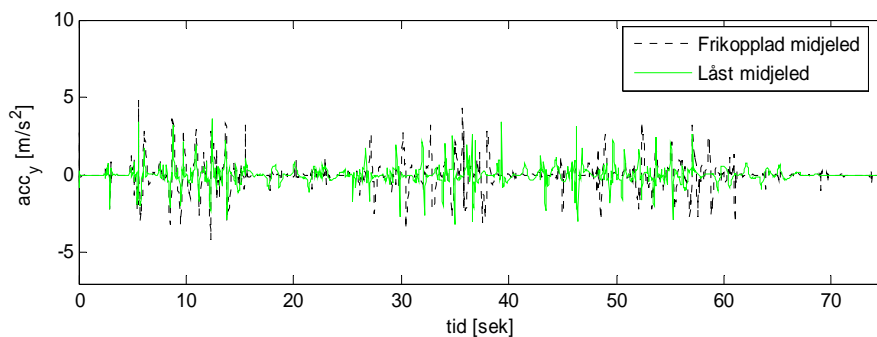
RMS i varje riktning	RMS_accx	RMS_accy	RMS_accz
Fjädrad Valmet 860 med fri rotationsmidja	0,13 $m/s^2$	0,92 $m/s^2$	1,12 $m/s^2$
Fjädrad Valmet 860 med låst rotationsmidja	0,15 $m/s^2$	0,57 $m/s^2$	1,29 $m/s^2$

De vertikala accelerationerna uppvisar en liten förstärkning på ca 15 % genom att man låser vridmidjan medan de laterala nivåerna dämpas med ca 40 %. De longitudinella accelerationerna ändras inte speciellt mycket och ligger på samma låga nivå.

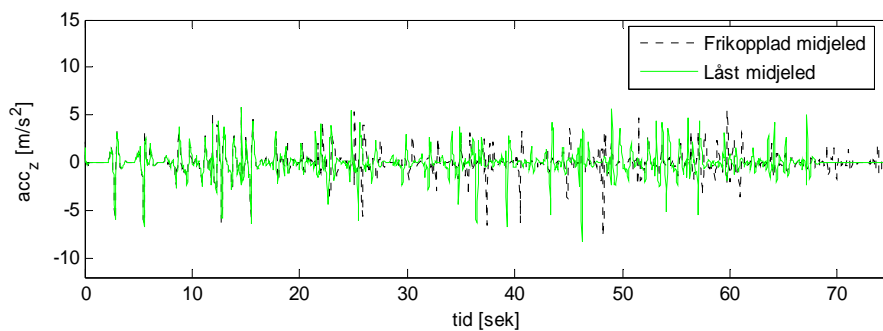
Accelerationskurvorna för hela förloppet visas i figurena 43, 44 och 45. De hel-dragna kurvorna visar skotaren med den låsta vridmidjan och den streckade kurvan visar skotaren med fri vridmidja.



Figur 43.  
Accelerationen i x-led för fjädrad Valmet 860 med fri respektive låst vridmidja.



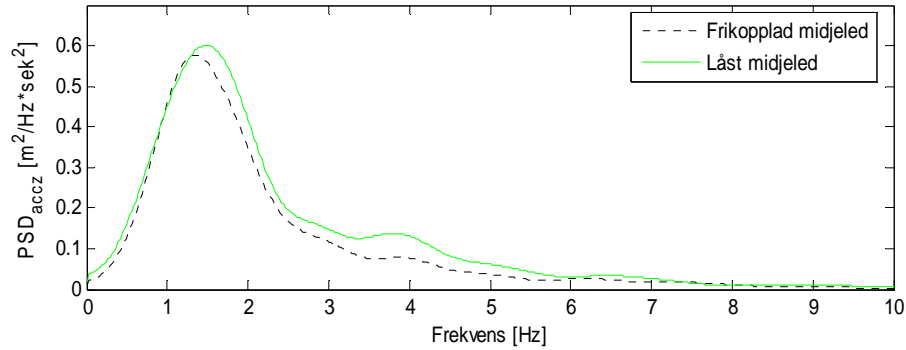
Figur 44.  
Accelerationen i y-led för fjädrad Valmet 860 med fri respektive låst vridmidja.



Figur 45.  
Accelerationen i z-led för fjädrad Valmet 860 med fri respektive låst vridmidja.

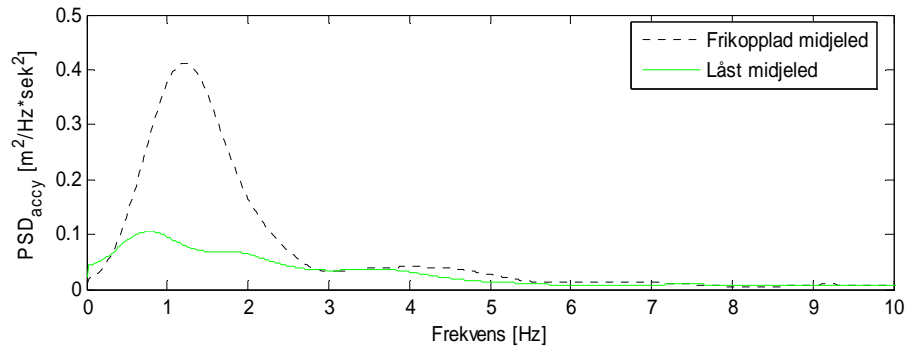
### Frekvensanalys av accelerationerna

I figur 46 visas PSD-kurvan för den vertikala accelerationen med låst vridmidja av den heldragna kurvan. Förstärkningen verkar framför allt i frekvensområdet mellan egenfrekvensen och upp till 6 Hz som är ett känsligt område för den vägda accelerationen.



Figur 46.  
PSD-kurva för acceleration i z-led för ofjädrad samt passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.

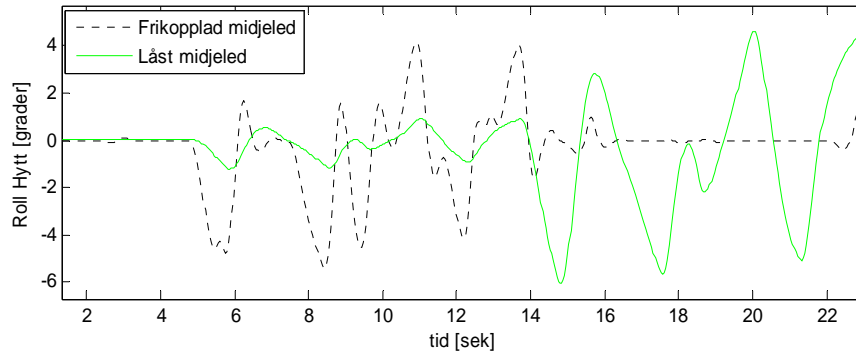
Dämpningen av de laterala accelerationerna genom låsning av vridmidjan visas av PSD-kurvan i figur 47. Dämpningen äger rum i större delen av lågfrekvensområdet. En liten egenfrekvenstopp framträder vid 0,8 Hz för skotaren med låst vridmidja.



Figur 47.  
PSD-kurva för acceleration i y-led för ofjädrad samt passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.

### Rollrörelsen

Det faktum att framramen på skotaren med låst vridmidja inte kan rotera relativt bakramen gör att rollrörelsen måste behandlas med avseende på hela skotarens tyngdpunkt. Den streckade linjen i figur 48 beskriver rollrörelsen på framramen för skotaren med fri vridmidja och den heldragna visar rollrörelsen för hela skotaren med låst vridmidja. Sammanställningen av de två kurvorna visar på vilket alternativ som har störst utslag i rollrörelse sett ur förarens perspektiv. När de främre däcken passerar de första hindren så är rollrörelsen minst för skotaren med låst vridmidja. Trögheten som överförs från bakvagnen med last hämmar rollrörelsen som verkar på framvagnen, vilket visas under de första 14 sekunderna i figur 48. När de bakre hjulen passerar hindren så gungar det mer för föraren som sitter i skotaren med låst vridmidja.



Figur 48.  
Rollrörelsen sett ur förarens perspektiv för fjädrad Valmet 860 med fri respektive låst vridmidja.

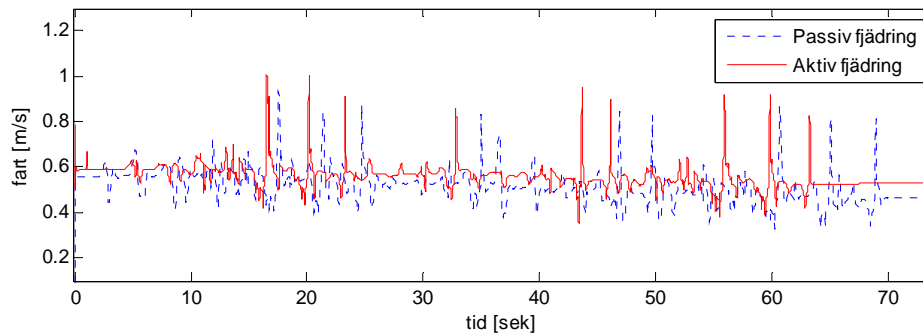
## AKTIVT FJÄDRINGSSYSTEM – VALMET 860

Detta avsnitt redovisar resultaten för en simulering i ADAMS/View av Valmet 860 med fri vridmidja och med det aktiva systemet inkopplat. Kurvorna redovisas tillsammans med motsvarande resultat för skotaren med ett passivt system. Aktuators tidskonstant sattes till  $\tau = 0,3$  och skotarna kördes över hela banan med samma förutsättningar. Nivåregleringen uppnåddes med en PD-regulator, vars konstanter valdes till  $K_p = 1 \times 10^5$  samt  $K_d = 2,5 \times 10^7$  för framramen och

$K_d = 3,5 \times 10^7$  för bakramen. Regleringen av accelerationerna uppnåddes genom att välja regulatorkonstanten i den inre återkopplingen till  $K = 9 \times 10^4$  för framramen och  $K = 1,2 \times 10^6$  för bakramen.

## Hastigheten

Figur 49 visar hastighetsförloppet för Valmet 860 med passiv och aktiv fjädring. Genomsnittshastigheterna var 0,52 m/s för den passivt fjädrade skotaren och 0,56 m/s för den aktivt fjädrade.



Figur 49.  
Hastighetsförloppet för passivt respektive aktivt fjädrad Valmet 860.

## Accelerationsnivåerna i hytten

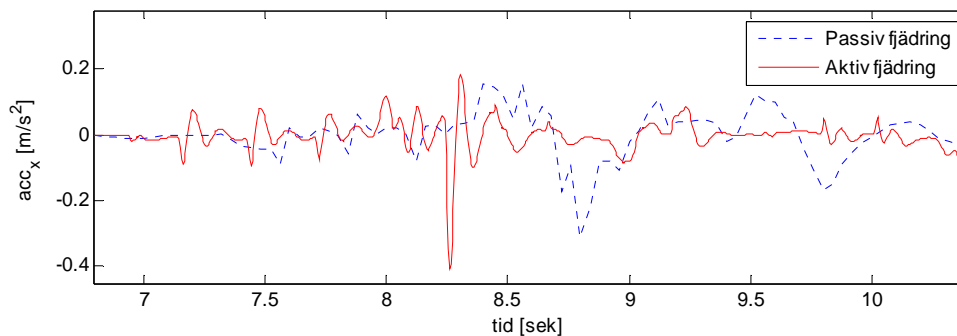
RMS-värden för accelerationsnivåerna i samtliga riktningar anges i tabell 14.

Tabell 14.

RMS-värden för hyttaccelerationerna i samtliga riktningar.

RMS i varje riktning	RMS_accx	RMS_accy	RMS_accz
Passivt fjädrad Valmet 860	0,13 $m/s^2$	0,92 $m/s^2$	1,12 $m/s^2$
Aktivt fjädrad Valmet 860	0,07 $m/s^2$	0,68 $m/s^2$	0,29 $m/s^2$

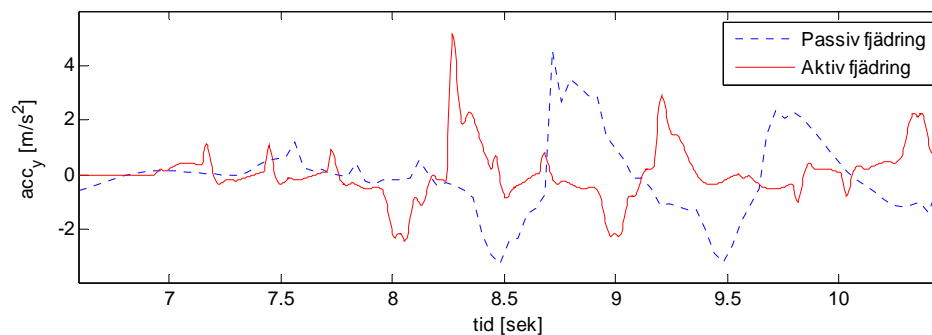
Kurvorna med accelerationer från hyttgolvet vid simulering över hela banan av Valmet 860 med passiv och aktiv fjädring finns i bilaga 3. För att kunna studera accelerationerna bättre visas vissa intervall i figurerna 51, 52 och 53. Kurvorna redovisas för tidsintervallet 7 – 10,5 sekunder.



Figur 50

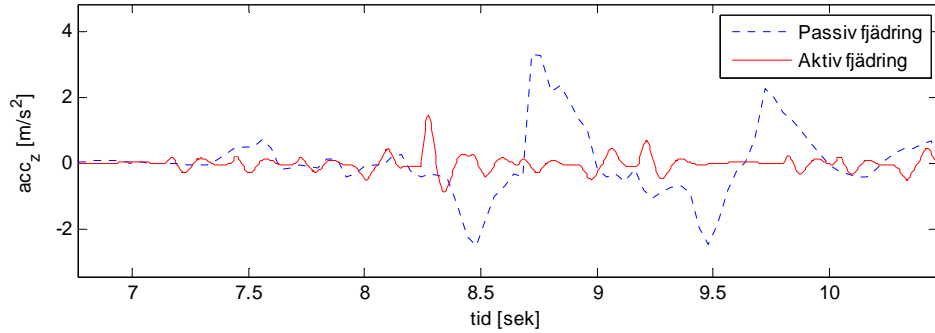
Accelerationen i x-led för passivt respektive aktivt fjädrad Valmet 860.

Kurvorna för de laterala accelerationerna, i figur 52, visar skarpare toppar och dalar för den aktivt fjädrade skotaren. Dalarna verkar dämpas en aning men vissa av topparna för den aktivt fjädrade skotaren hamnar över topparna för den passivt fjädrade.



Figur 51.

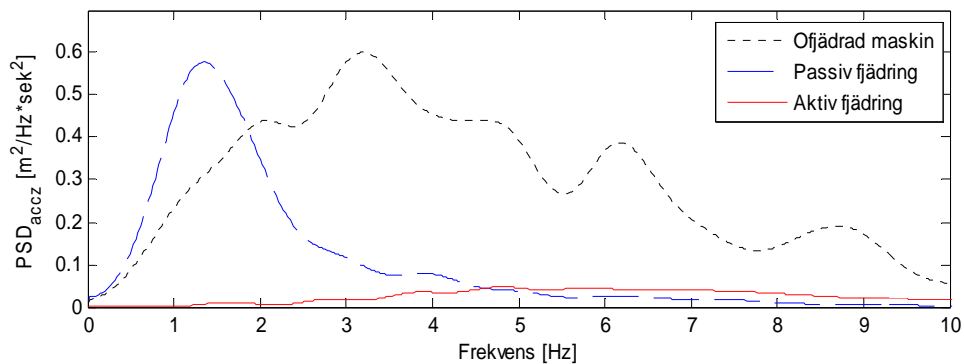
Acceleration i y-led för passivt respektive aktivt fjädrad Valmet 860.



Figur 52.  
Acceleration i z-led för passivt respektive aktivt fjädrad Valmet 860.

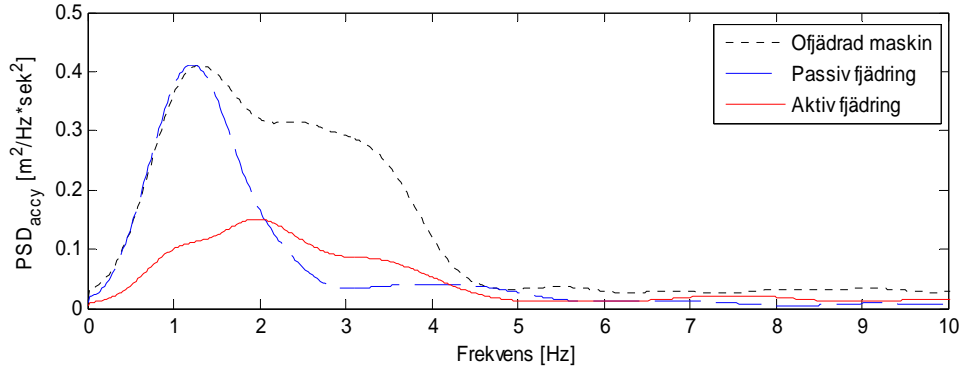
### Frekvensanalys av accelerationerna

PSD-kurvorna för den vertikala accelerationen, figur 54, visar på en stor dämpning av de lågfrekventa accelerationerna för skotaren med aktiv fjädring i jämförelse med både den ofjädrade och passivt fjädrade skotaren. En liten förstärkning uppträder i frekvensområdet 5–10 Hz.



Figur 53.  
PSD-kurva för acceleration i z-led för ofjädrad samt passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.

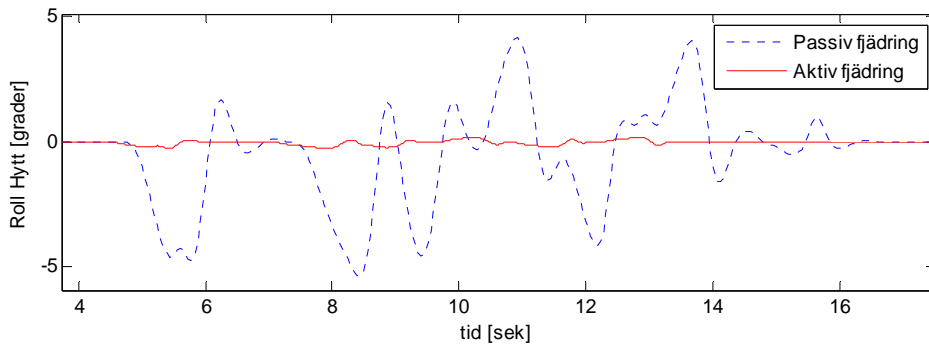
Dämpningen av de laterala accelerationerna är inte lika stor, figur 55. Förstärkningen är inte lika markant för den aktivt fjädrade skotaren som för den passivt fjädrade men den är i stället utbredd över ett större frekvensintervall, 1–4 Hz. Man vinner dock mycket mer på dämpningen mellan 0,1 – 2 Hz eftersom vägningsfaktorn är mycket större där än mellan 2–5 Hz, vilket framgår i vägningskurvan, i figur 2. Det vägda RMS-värdet för den laterala accelerationen borde därför vara lägre än bara 0,68 m/s<sup>2</sup>.



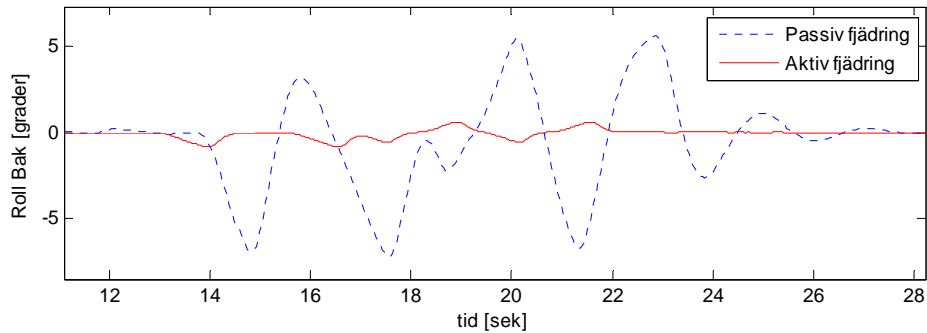
Figur 54.  
PSD-kurva för acceleration i y-led för ofjädrad samt passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.

### Roll- och nickrörelsen

Nivåregleringen gör att utslagen i roll- och nickvinkel minskar. Figur 56 visar hyttens rollvinkel för Valmet 860 med passiv respektive aktiv fjädring när hjulen passerar över hindren. På samma sätt visar figur 56 rollvinkeln för bakvagnen med avseende på dess masstyngdpunkt. Reduceringen i rollvinkelutslag är stor och det gäller också för nickvinkeln, som framgår i kurvorna till figur 4.4.4.3. Observera att figurerna 56, 57 och 58 visar kortare tidsintervall med syftet att tydliggöra skillnaden mellan aktivt och passivt fjädrad skotare. I bilaga B finns kurvor för rollvinklar och nickvinkel för hela tidsintervallet.

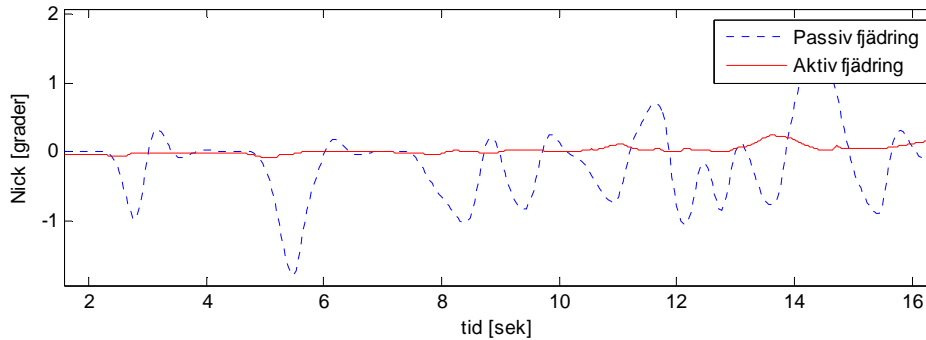


Figur 55  
Rollvinkel för hytt till passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.



Figur 56  
Rollvinkel för bakvagn på passivt och aktivt fjädrad Valmet 860

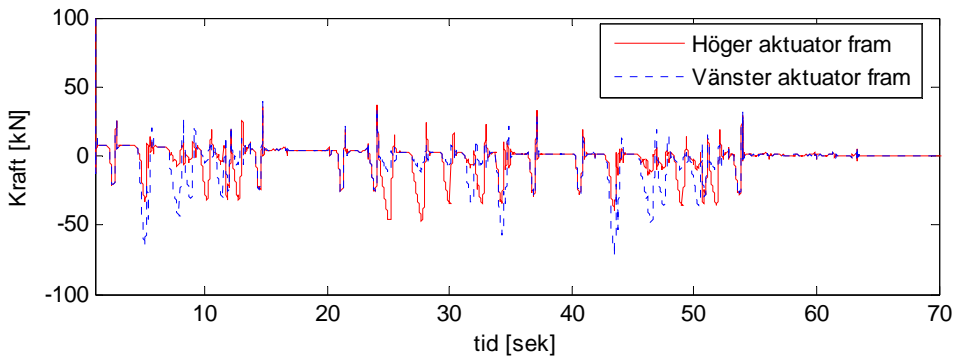




Figur 57  
Nickvinkel för passivt och aktivt fjädrad Valmet 860

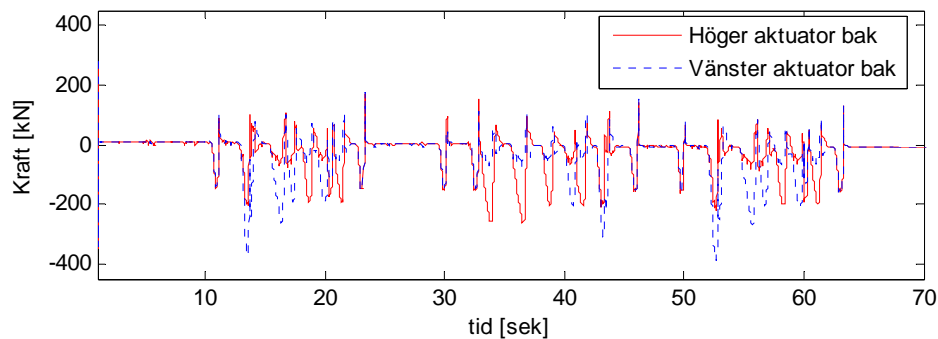
### Aktuatorkrafterna

Det är intressant att veta hur stora krafter som krävs från aktuatorerna för att åstadkomma ovanstående resultat. Figur 59 visar kraften som höger och vänster aktuator på framramen genererar under hela förloppet. Det första guppet som är på 10 cm kräver en kraft på 20 kN från båda aktuatorerna för att passera över hindret. Den högsta kraften från de främre aktuatorerna har ett värde av 72 kN och uppträder efter 43 s av simuleringen och den kraften behövs för passage av de högsta hindren.



Figur 58.  
Aktuatorkraften från främre aktuatorer för Valmet 860 med aktiv fjädring.

Det krävs mer kraft för de bakre aktuatorerna, se figur 60. De största krafterna är på 385 och 390 kN och dessa krafter uppstår när skotaren passerar de högsta hindren, som är 30 cm höga.



Figur 59.  
Aktuatorkraft från bakre aktuatorer för Valmet 860 med aktiv fjädring.

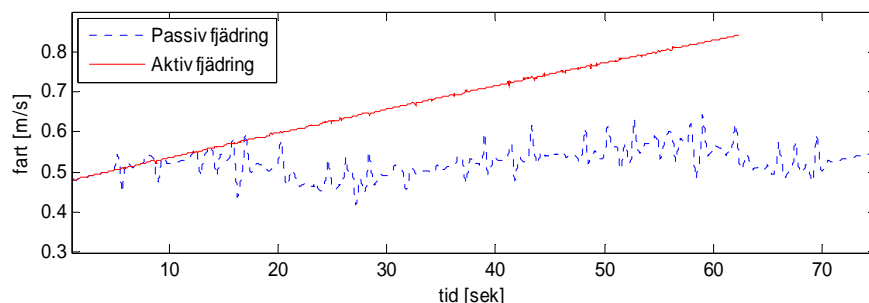
## AKTIVT FJÄDRINGSSYSTEM – XT28

Resultaten nedan visar en simulering över hela banan med skotare XT28 med det aktiva systemet där samtliga sex aktuatorer har tidskonstanten  $\tau = 0,3$ . Samtliga resultat jämförs med XT28 med passiv fjädring. Simuleringarna görs med samma förutsättningar, det vill säga lika många tidssteg och samma drivkraft framåt. En bra nivåreglering uppnåddes med PD-regulatorn, vars konstanter valts till

$K_p = 1 \times 10^5$  och  $K_d = 1,8 \times 10^7$  för varje fjäderupphängning. Regleringen av accelerationerna uppnåddes genom att välja regulatorkonstanten i den inre återkopplingen till  $K = 1,05 \times 10^6$ .

### Hastigheten

Figur 61 visar hastighetsförloppet för båda körningarna där kurvan för XT28 med aktiv dämpning är konstant växande. Med andra ord har hindren på banan nästan ingen bromsande effekt på XT28 med ett aktivt system till skillnad från XT28:an med ett passivt system, vars kurva visar tydliga ändringar för den momentana hastigheten.



Figur 60.  
Hastighet mot tiden för XT28 med passivt samt aktivt system.

Den beräknade medelhastigheten var  $0,53 \text{ m/s} \approx 1,9 \text{ km/h}$  för XT28 med passiv fjädring och  $0,67 \text{ m/s} \approx 2,4 \text{ km/h}$  för skotaren med det aktiva systemet, som hade en momentan hastighet på  $0,85 \text{ m/s} \approx 3,1 \text{ km/h}$  i slutet av körningen.

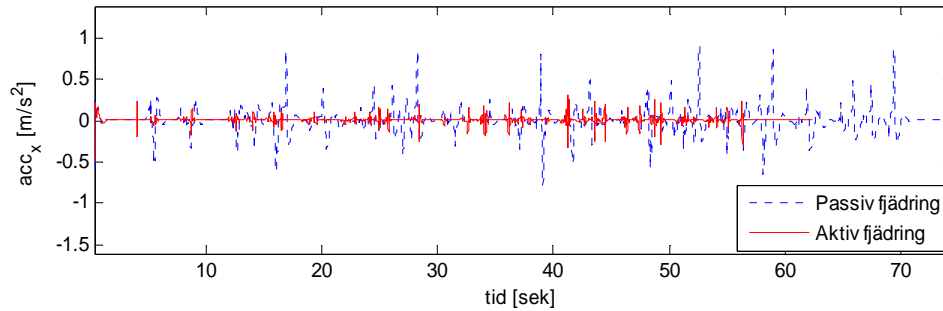
### Accelerationsnivåerna i hytten

RMS-värden för accelerationsnivåerna i samtliga riktningar anges i tabell 15. Reduktionen av accelerationerna i samtliga riktningar är uppenbar med den aktivt fjädrade XT28 trots att den i genomsnitt håller en högre fart.

Tabell 15.  
RMS-värden för hyttaccelerationerna i samtliga riktningar för XT28.

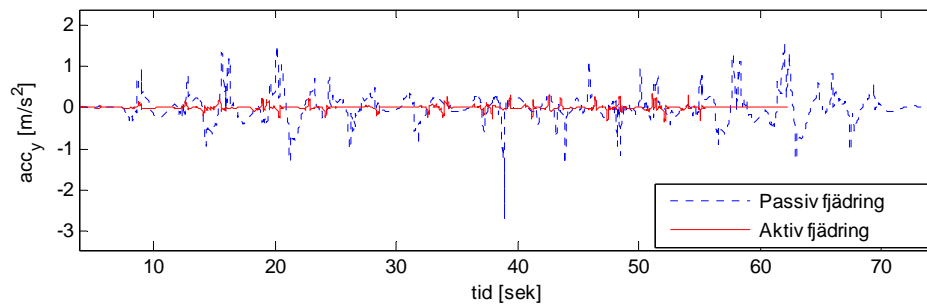
RMS i varje riktning	RMS_accx	RMS_accy	RMS_accz
Passivt fjädrad XT28	$0,13 \text{ m/s}^2$	$0,33 \text{ m/s}^2$	$1,16 \text{ m/s}^2$
Aktivt fjädrad XT28	$0,03 \text{ m/s}^2$	$0,06 \text{ m/s}^2$	$0,13 \text{ m/s}^2$

Accelerationen i färdriktningen, i figur 62, visar på klart lägre accelerationsnivåer för den aktivt fjädrade modellen, vars kurva illustreras med heldragen linje. Den första toppen som uppträder efter 4 s visar när det aktiva systemet kopplas in.

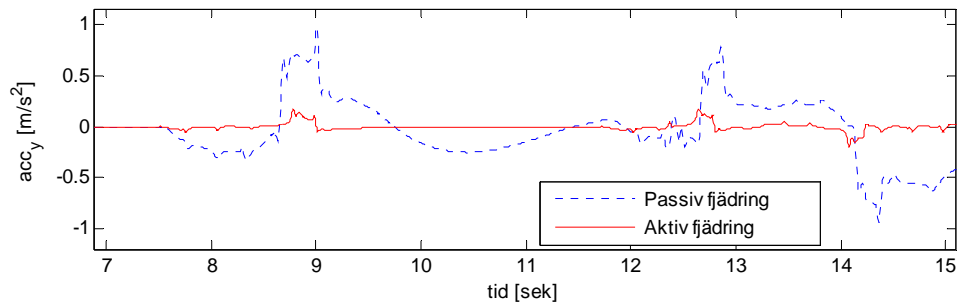


Figur 61  
Accelerationen i x-led för XT28 med passivt samt aktivt system.

Den laterala accelerationen visas i figur 63 och ett intervall av den visas i figur 64. Den sistnämnda figuren innefattar de allra första utslagen och visar en lyckad reducering av dalarna i kurvan. Topparna har minskat från  $1 \text{ m/s}^2$  till  $0,2 \text{ m/s}^2$ .

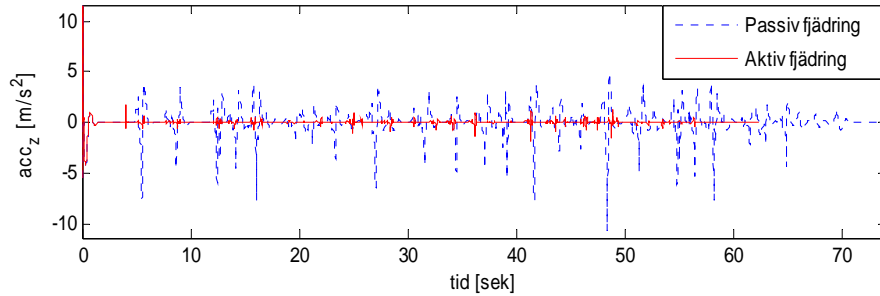


Figur 62.  
Accelerationen i y-led för XT28 med passivt samt aktivt system.



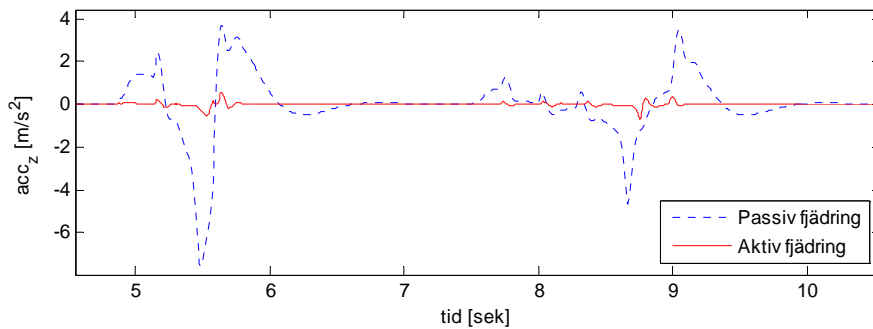
Figur 63.  
Accelerationen i y-led för XT28 med passivt samt aktivt system.

Kurvor från den vertikala accelerationen visas i figurerna 65 och 66 där den sista visar kurvorna i tidsintervallet 4,5 – 10,5 s från den första figuren.



Figur 64.  
Accelerationen i z-led för XT28 med passivt samt aktivt system.

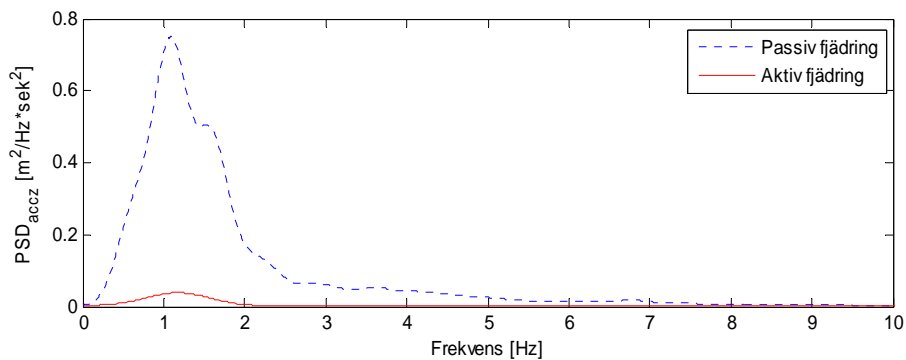
Ur figur 4.5.2.5 framgår det tydligt hur stor skillnaden är mellan toppar och dalar för XT28 med passiv och aktiv fjädring. Den första dalen har minskats från ett värde på nästan  $8 \text{ m/s}^2$  till cirka  $0,6 \text{ m/s}^2$ .



Figur 65.  
Accelerationen i z-led för XT28 med passivt samt aktivt system.

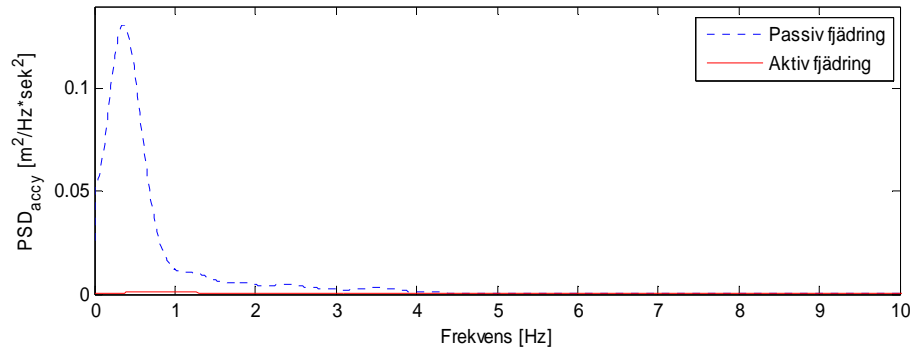
### Frekvensanalys av accelerationerna

PSD-kurvorna i figurerna 67 och 68 visar hur accelerationerna i z- och y-led dämpas ut med det aktiva systemet. Dämpningen av accelerationerna är stor i båda riktningarna. Kurvorna för den vertikala accelerationen i figur 67 visar på en egenfrekvens strax över 1 Hz.



Figur 66.  
PSD-kurva för acceleration i z-led för passivt och aktivt fjädrad XT28.

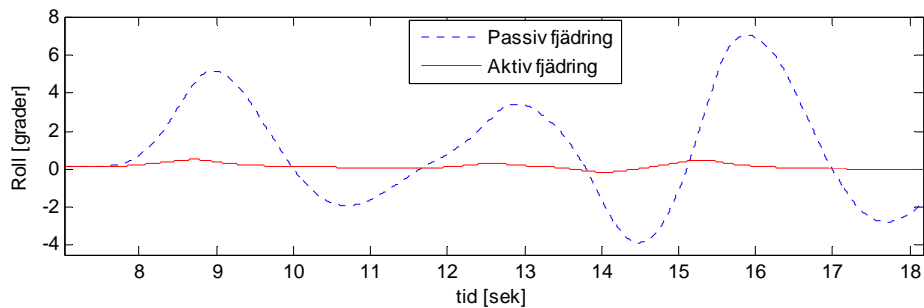
De laterala accelerationerna som alstras i hyttgolvet på XT28 med linjära fjädrar och dämpare har en förstärkningsfrekvens på 0,4 Hz, vilket åskådliggörs av den streckade kurvan i figur 68. Förutom den stora dämpningen av accelerationerna med den aktiva fjädringen visar kurvorna i figur 68 en förflyttning av egenfrekvensen närmare 1 Hz. Från vägningskurvorna i figur 2 är en sådan förflyttning mycket gynnsam för förarkomforten. Vägningsfaktorn för den laterala accelerationen minskar och med den minskar också den vägda accelerationen.



Figur 67.  
PSD-kurva för acceleration i y-led för passivt och aktivt fjädrad XT28.

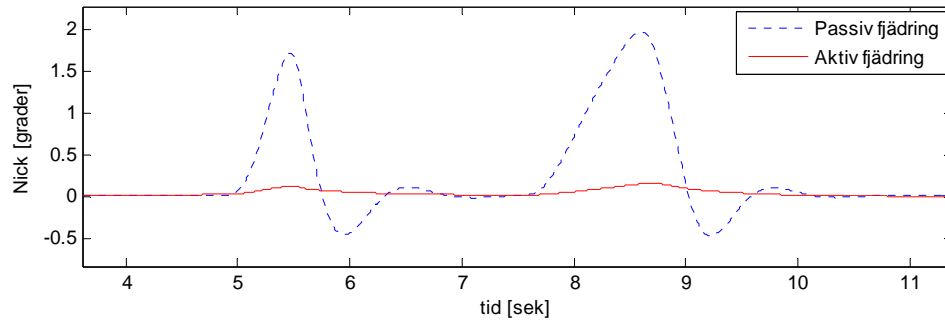
### Roll- och nickrörelsen

Roll och nick för skotare XT28 mättes med avseende på tyngdpunktsläget för hela skotaren. Figur 69 visar rollvinkeln för skotaren under ett tidsintervall i början av simuleringarna och hur det aktiva systemet håller positionen nära noll utifrån startläget.



Figur 68.  
Rollvinkel för passivt och aktivt fjädrad XT28.

Det aktiva systemet minskar även nickrörelsen, vilket åskådliggörs i figur 70. Nickvinkeln för andra toppen minskar från 2° till knappt 0,1°.

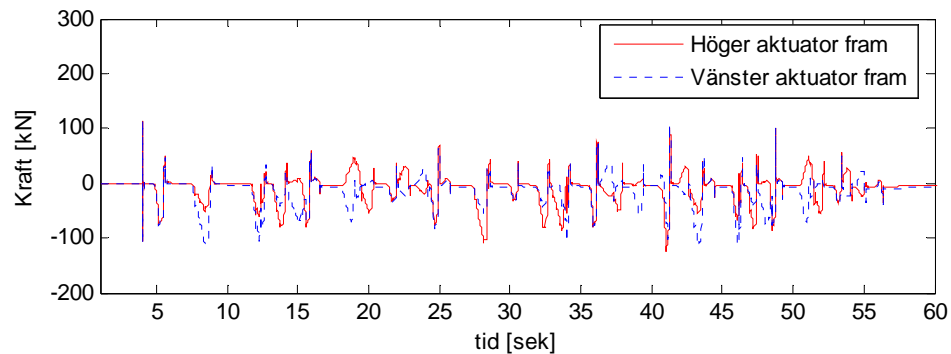


Figur 69.  
Nickvinkel för passivt och aktivt fjädrad XT28.

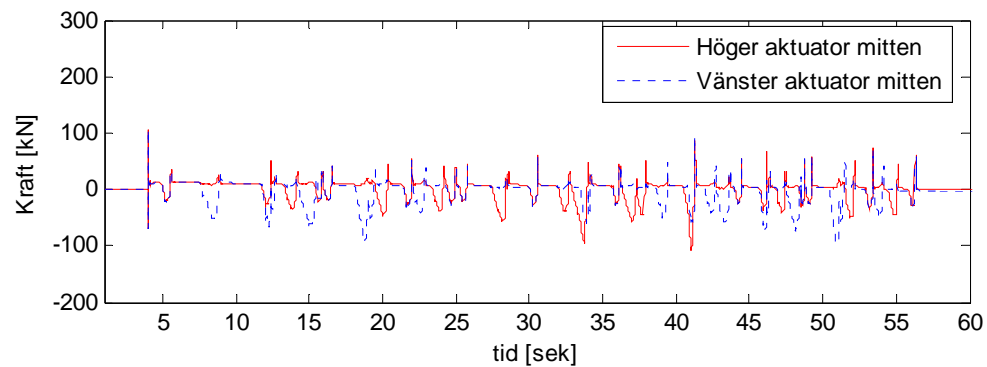
I figur C1 och C2 i bilaga C finns samma kurvor för roll- och nickvinkel men för hela simuleringen.

### Aktuatorkrafterna

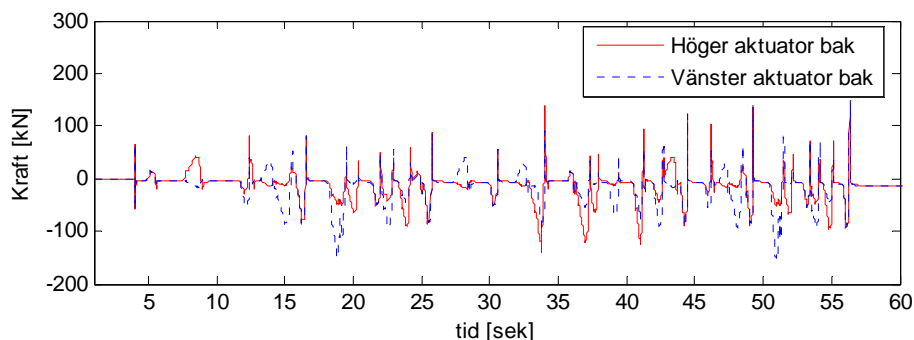
Figur 71 visar kraften som höger och vänster aktuator, vid framramen, genererar under hela förloppet. Den högsta erhållna kraften i aktuatorerna i framramen har ett värde på 106 kN och uppträder efter 41 s av simuleringen och behövs för passage av de högsta hindren, som har en höjd av 30 cm. För aktuatorerna i bakramen, figur 73, behövs en kraft på ca 150 kN och det är den högsta kraften som någon av de sex aktuatorer uppnår under hela simuleringen.



Figur 70.  
Aktuatorkraften från de främre aktuatorer på XT28 med aktiv fjädring.



Figur 71.  
Aktuatorkraften från aktuatorer i mitten på XT28 med aktiv fjädring.



Figur 72.  
Aktuatorkraften från bakre aktuatorer på XT28 med aktiv fjädring.

## Diskussion och slutsatser

Vid simuleringarna i ADAMS, av samtliga skotarmodeller med passivt fjädrings-system, har det varit svårt att få både tillfredställande accelerationsnivåer och att samtidigt få små utslag för nick- och rollvinklar. Den linjära karaktärstiken hos dämpare och fjädrar passar inte för att införa ett passivt system för en så tungt fordon och blir det svårare att uppnå en bra inställning på fjädrar och dämpare som satisfierar både komforten och stabiliteten på banan. Problemet är att det behövs högre värden på konstanterna för att förhindra att skotarens rollrörelser och höga värden kan få den att välta. Högre värden på styvheterna rättar till problemet men innebär i stället att skotaren utsätts för större accelerationer.

Tabell 16 visar att fjädringen på grundmodellen Valmet 860 gav en reduktion av hyttaccelerationerna med: 38 % i z-led och 16 % i y-led. Tabellen visar också reduktionen av accelerationerna i z- och y-led med aktiv fjädring relativt den ofjädrade skotaren. En intressant iakttagelse är att Valmet 860 med passiv fjädring och med låst vridmidja uppnår en bättre dämpning av de laterala accelerationerna i jämförelse med Valmet 860 med aktiv fjädring. Det visar att implementeringen av det aktiva systemet i Valmet 860 inte fungerat som tänkt.

Tabell 16.  
Reduktion av RMS-värden för hyttaccelerationerna i jämförelse med ofjädrad Valmet 860.

RMS i varje riktning	RMS_accy	Reduktion	RMS_accz	Reduktion
Ofjädrad Valmet 860	1,1 $m/s^2$	0	1,8 $m/s^2$	0
Passivt fjädrad Valmet 860	0,92 $m/s^2$	16 %	1,12 $m/s^2$	38 %
Passivt fjädrad Valmet 860 låst vridmidja	0,57 $m/s^2$	48 %	1,29 $m/s^2$	28 %
Aktivt fjädrad Valmet 860	0,68 $m/s^2$	38 %	0,29 $m/s^2$	84 %

När det gäller skillnaden mellan den fjädrade ADAMS-modellen av Valmet 860 med låst vridmidja respektive olåst vridmidja så ger den låsta vridmidjan något högre accelerationsnivåer i vertikalled men avsevärt lägre accelerationer i lateralled, vilket framgår i tabell 16. En förklaring till varför de laterala accelerationerna blir lägre i hytten för skotaren med låst led är att den lastade bakvagnens masströghetsmoment överförs till framvagnen och det blir svårare att för skotaren att röra sig i sidled. Dessutom är den bakre fjädringen med och dämpar ut vibrationer som uppkommer i lateralled när de främre däcken passerar över ett hinder.

För den vertikala accelerationen innebär lösningen av vridmidjan en förflyttning av egenfrekvensen från 1,3 Hz till 1,5 Hz och för den laterala accelerationen en förflyttning av egenfrekvensen från 1,2 Hz till 0,8 Hz. Det gäller när båda skotarna har samma inställning på fjädrar och dämpare. Det innebär att det säkerligen finns möjligheter att få ner de vertikala accelerationerna genom att välja andra värden på främre och bakre fjäder- och dämpningskonstanterna på skotaren med låst vridmidja.

Det aktiva systemet har visat sig vara väldigt effektivt trots antagandet om aktuatorerna tröga dynamik. Snabbare aktuatorer i systemet minskar accelerationerna och lägesändringar ännu mer, vilket bevisades med halvfordonsmodellen. Systemet fungerar bäst med skotare av modell XT28. Accelerationsnivåerna har lyckats reduceras i samtliga riktningar och mycket goda resultat har erhållits, vilket visas i tabell 17 i förhållande till den passivt fjädrade XT28 reducerar den aktiva fjädringen hyttaccelerationerna med minst 89 % i z-led och 82 % i y-led. Egentligen är reduktionen ännu större då den aktivt fjädrade XT28 höll en högre genomsnittlig fart. Nivåregleringen har också fungerat bra och roll- samt nickvinklar på högst 0,3° har erhållits.

Tabell 17.

Reduktion av RMS-värden för hyttaccelerationerna för XT28 i förhållande med passiv fjädring.

RMS i varje riktning	RMS_accy	Reduktion	RMS_accz	Reduktion
Passivt fjädrad Valmet 860	0,92 $m/s^2$	0	1,12 $m/s^2$	0
Aktivt fjädrad Valmet 860	0,68 $m/s^2$	26 %	0,29 $m/s^2$	74 %
Passivt fjädrad XT28	0,33 $m/s^2$	0	1,16 $m/s^2$	0
Aktivt fjädrad XT28	0,06 $m/s^2$	82 %	0,13 $m/s^2$	89 %

Implementeringen av det aktiva systemet i Valmet 860 har inte varit lika lyckad som för XT28 och vad det kan ha berott på är svårt att säga. En möjlighet är att de ofjädrade massorna, som är mycket tyngre hos Valmet 860, kan ha påverkat. Det kan vara så att de kraftiga vinkelaccelerationerna som uppstår i de tunga axlarna påverkar den fjädrade massan (ramen) på ett olinjärt sätt så att regler-systemet får svårt att reducera accelerationerna.

Nackdelen med det aktiva systemet är att den är väldigt energikrävande och för XT28 måste aktuatorerna ibland komma upp i krafter på 150 kN, som motsvarar en vikt på omkring 15 ton för en sjättedels skotare. De bakre aktuatorerna på Valmet 860 ska kunna komma upp i krafter på nästan 390 kN. I ett hydraulsystem blir trycket för 390 kN, med en cylinderdiameter på omkring 10 cm, cirka 49 MPa som motsvarar 490 bar. För att komponenterna i ett hydraulsystem ska kunna fungera korrekt får trycket inte överstiga 200 bar. Vid ett tryck av 250 bar börjar komponenterna i systemet att gå sönder, vilket understryker att ett system som kräver 490 bar är relativt svårt att uppnå. Två aktuatorer på bakvagnen till Valmet 860 går inte att tillämpa. En kraft på 150 kN motsvarar ett tryck av närmare 190 bar och hamnar under den rekommenderade gränsen. En annan nackdel med systemet är att det behöver en sensor som mäter kraften från aktuatoren, vilket kan vara dyrt att installera.



## Fortsatt arbete

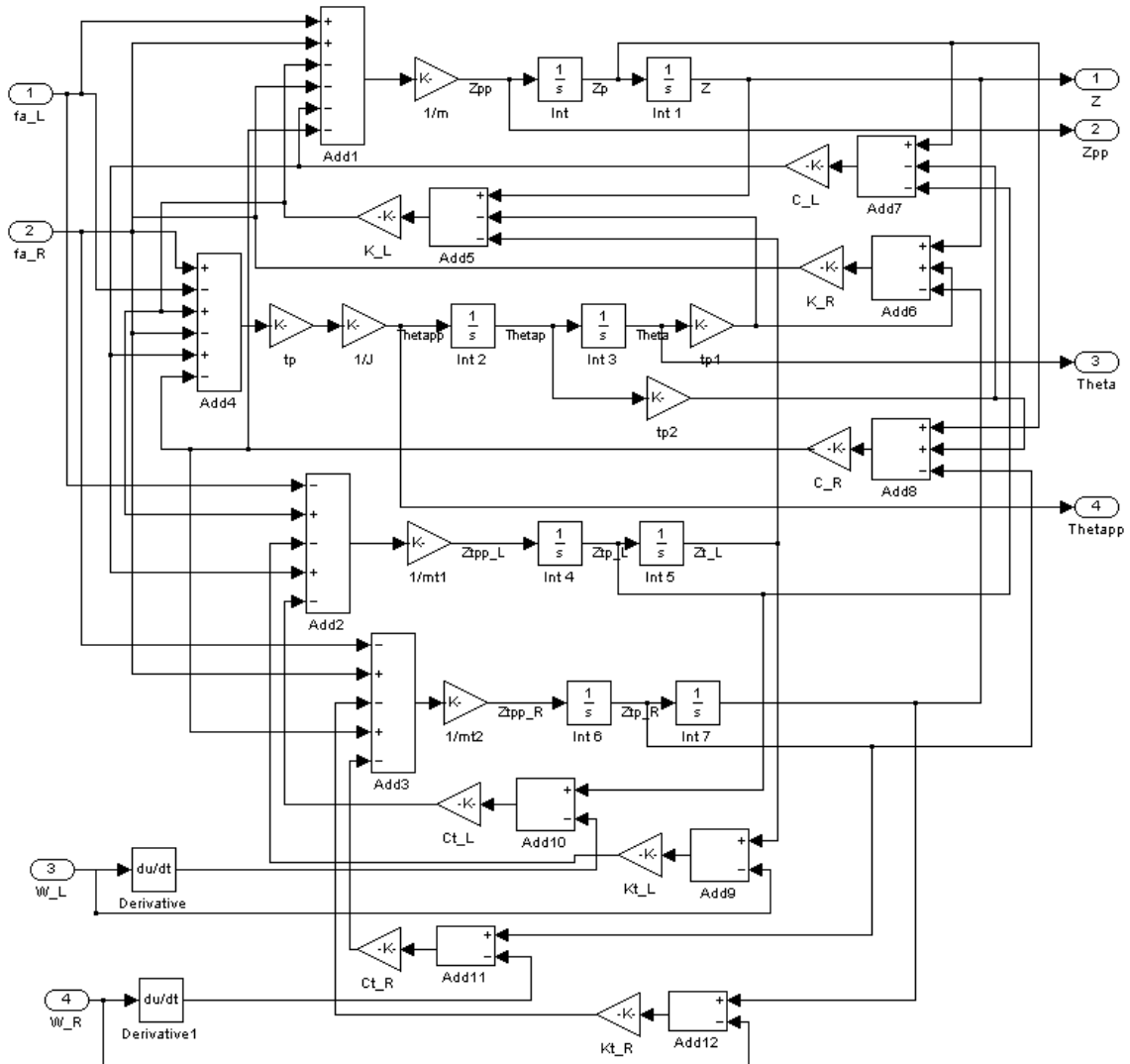
Det finns anledning att fortsätta arbetet kring problematiken vid vibrationsdämpning av terrängfordon. Några förslag till fortsatt arbete av det som har tagits upp i detta examensarbete anges i följande punkter:

- Ett bättre alternativ för passiv fjädring skulle kunna vara ett korskopplat hydraulsystem. Dessa system har en olinjär fjäderkaraktäristik, som finns i ackumulatörer. Det skulle kunna tillämpas i Valmet 680 kanske med en variant som har en högtrycksackumulatörer för bakramen vid lastat tillstånd.
- Vidareutveckling av reglersystemet för bättre reducering av vibrationerna. Det finns möjligheter att förbättra reglersystemet för ytterligare reducering av de vertikala accelerationerna. Ett förfaringsätt för förbättring av reglersystemet med hjälp av Fuzzy Logic som beskrivs i [4].
- Tillämpning av reglersystemet i ett korskopplat hydraulsystem. Vare sig det är i Valmet 860 eller i en pendelarmsskotare så vore det intressant att undersöka reglersystemet med *Active Force Control* ytterligare med en form av semiaktivt system där man kan minimera energiåtgången. En kombination av ett korskopplat system med kraftreglering efter den vertikala accelerationen vore ett alternativ.
- Undersökning av simulering med olika däckstyper med olika fjädrings- och dämpningsegenskaper.
- Simulering med olika däcksmodeller i ADAMS där även tredimensionella däcksmodeller utvärderas.
- Verifiera modell och verklighet. Modell och verklighet stämde inte överens speciellt bra och för att man ska kunna använda en modell i ADAMS behöver modellen stämma bättre överens med en verklig maskin.

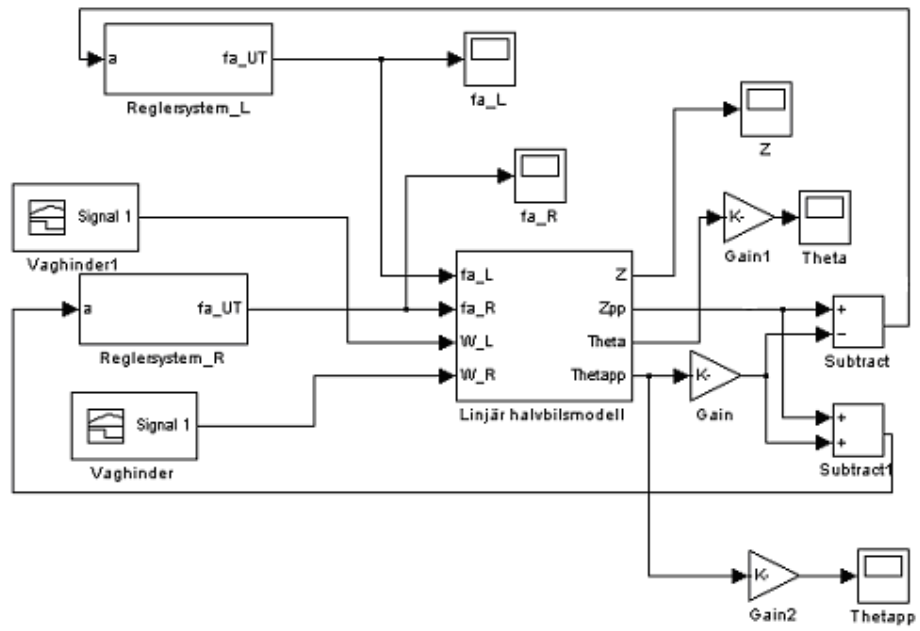
## Referenser

- [1] Eslaminasab, N., Golnaraghi, M.F., Vibration control schemes of semi- active hydro-pneumatic dampers for military vehicle suspension, American Society of Mechanical Engineers, Dynamic Systems and Control Division (Publication) DSC, Proceedings of 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2006 - Dynamic Systems and Control Division, 2006, 10p.
  - [2] Bonde, P. & Malmqvist, D. Simulation of semi-active suspension for a tracked vehicle, KTH.
  - [3] Vaughan, J. E. Active and Semi-Active Control to Counter Vehicle Payload.
- Variation**
- [4] Mailah, M. & Priyandoko, G. Simulation of a Suspension System with Adaptive Fuzzy Active Force Control, Faculty of Mechanical Engineering, University Technology Malaysia.
  - [5] Hwei Peng, Ryan Strathearn och A. Galip Ulsoy, A Novel Active Suspension Design Technique, Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics.
  - [6] Löfgren, B. 1994. Aktiv Hyttddämpning, ISSN 1103-4173, Skogforsk, Uppsala, Sweden 1994.
  - [7] Arbetsmiljöverkets föreskrifter om vibrationer samt allmänna råd om tillämpningen av föreskrifterna, AFS 2005:15, Arbetsmiljöverkets författningssamling, [www.av.se](http://www.av.se)
  - [8] Europaparlamentets och rådets direktiv 2002/44/EG av den 25 juni 2002 om minimikrav för arbetstagares hälsa och säkerhet vid exponering för risker som har samband med fysikaliska agens (vibration) i arbetet (sextonde särdirektivet enligt artikel 16.1 i direktiv 89/391/EEG).
  - [9] ISO-standard 2631-1.
  - [10] Luleå arbete två studenter.
  - [11] Rehnberg, A. Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles, Licentiate Thesis in Vehicle engineering, KTH, Stockholm, Sweden 2008.
  - [12] Rehn, B., Lundström, R., Nilsson, L., Liljelind, I. & Järvholm, B. Variation in exposure to whole-body vibration for operators of forwarder vehicles, Umeå University
  - [13] D.N.L. Horton och D.A. Crolla, Theoretical Analysis of a Semi Active Suspension Fitted to an Off-road Vehicle
  - [14] Yahaya M. Sam & Johari H.S.Osman, Robust controller for Active Suspension with Hydraulic Dynamics, Faculty of Electrical Engineering, University Technology Malaysia
  - [15] Supavut Chantranuwathana och Hwei Peng, Adaptive Robust Control for Active Suspensions, University of Michigan
  - [16] MSC.ADAMS/View Software, version r2 & r3, [www.mscsoftware.com](http://www.mscsoftware.com)
  - [17] Matlab/Simulink R2006b, [www.mathworks.com](http://www.mathworks.com)

Simulinkmodeller

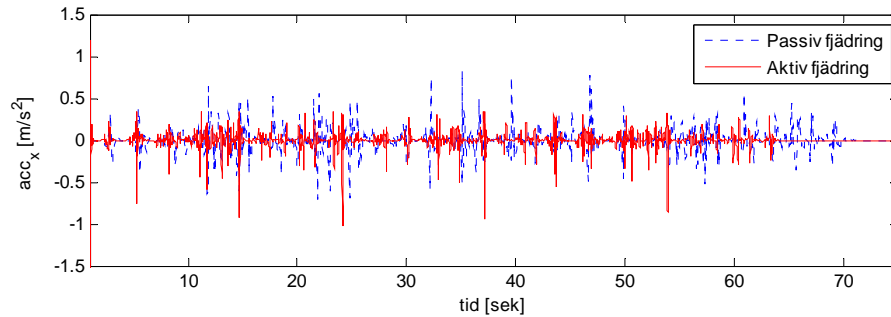


Figur A1.  
Halvfordonsmodell i Simulink.

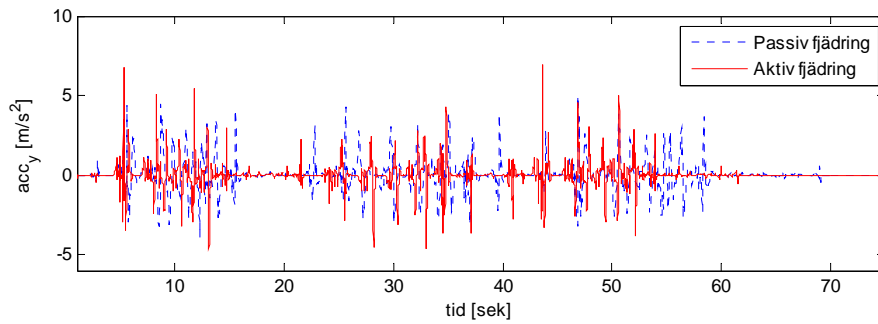


Figur A2.  
Aktivt system med halvfordonsmodell.

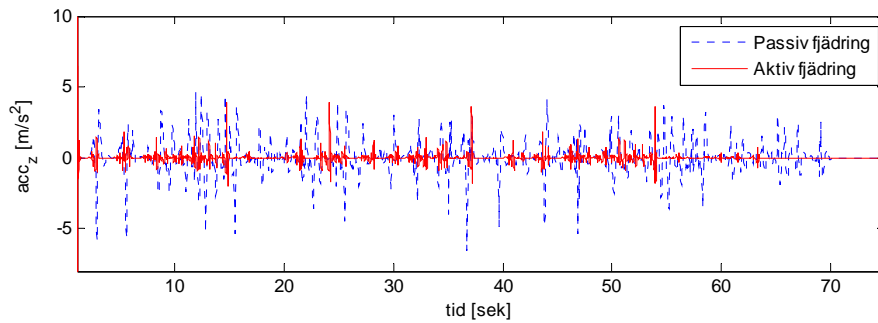
### Aktiv fjädring – Valmet 860



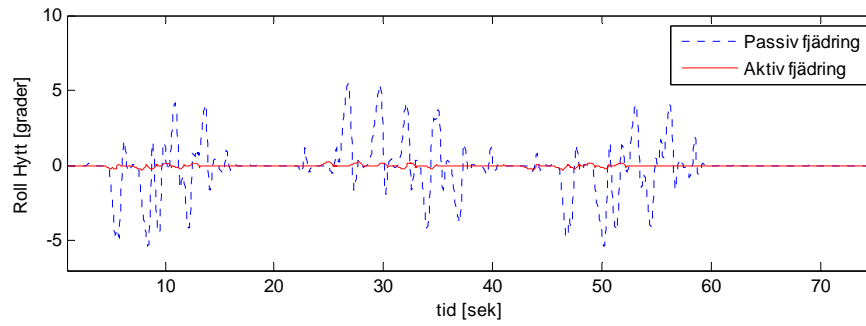
Figur B1.  
Acceleration i x-led för passivt respektive aktivt fjädrad Valmet 860.



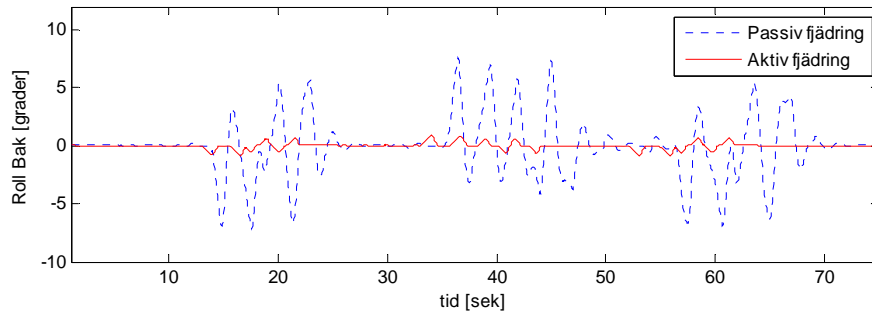
Figur B2.  
Acceleration i y-led för passivt respektive aktivt fjädrad Valmet 860.



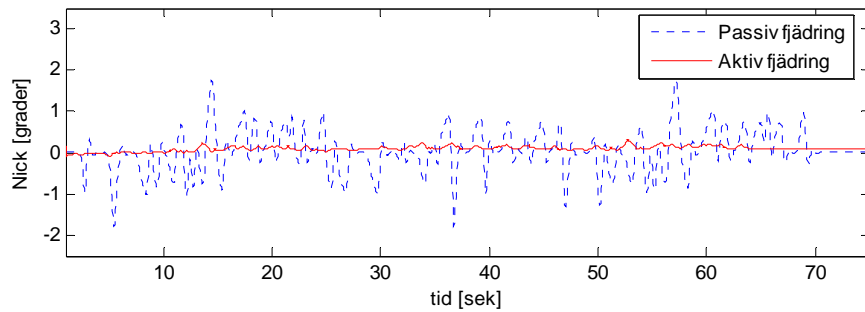
Figur B3.  
Acceleration i z-led för passivt respektive aktivt fjädrad Valmet 860.



Figur B4.  
Rollvinkel för hytt till passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.

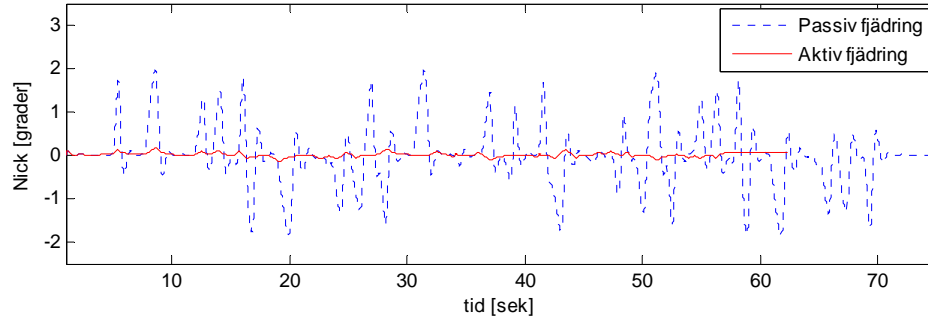


Figur B5.  
Rollvinkel för bakvagn på passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.

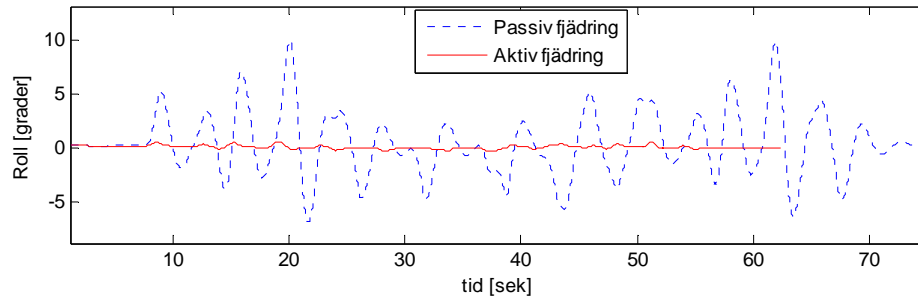


Figur B6.  
Nickvinkel för passivt och aktivt fjädrad Valmet 860.

### Aktiv fjädring – XT28



Figur C1.  
Nickvinkel för passivt och aktivt fjädrad XT28



Figur C2.  
Rollvinkel för passivt och aktivt fjädrad XT28.





## Arbetsrapporter från Skogforsk fr.o.m. 2007

<b>År 2007</b>	
Nr 629	Brunberg, T. 2007. Bränsleförbrukningen hos skördare och skotare vecka 13 och 39, 2006. 11 s.
Nr 630	Brunberg, T. 2007. Ekonomin hos extra stor skördare tillsammans med stor skotare. 5 s.
Nr 631	Eriksson, B. 2007. Tillväxt i skogsvårdsföretag. 13 s.
Nr 632	Frisk, M. & Ekstrand, M. 2007. Vilka vägar används av skogsnäringsen – Visualisering av skogsbrukets virkesflöden. 23 s.
Nr 633	Furness-Lindén, A. 2007. Affärsutveckling i relationen. Stor kund: liten leverantör – vad kan skogsbruket lära? ”Version 2 – utan intervjureferat – för allmän distribution” 54 s.
Nr 634	Järrendal, D. & Tinggård Dillekås, H. 2007. Head-Up Display i engreppsskördare – Utvärdering i simulator och i fält. 153 s.
Nr 635	Wählberg, A. 2007. Trafiksäkerhetseffekter av ökad storlek på lastbilar. 21 s.
Nr 636	Jönsson, P. & Löfroth, C. 2007. Vibrationsmätningar på provbana – Ponsse Elk. 11 s.
Nr 637	Bergkvist, I. 2007. Flerträdshantering i granbestånd – Pilotstudie av John Deere 754 med modifierade kvistknivar för flerträdsavverkning samt provkörning av flerträdshanterad granved i renseriet på Hallsta massabruk. 8 s.
Nr 638	Ekstrand, M. 2006. Reseberättelse – Tunga virkesfordon – Nya Zeeland och Australien. 12 s.
Nr 639	Sonesson, J., Almqvist, C., Andersson, B., Ericsson, T., Högberg, K-A., Jansson, G., Karlsson, B., Persson, T., Rosvall O., Stener L-G. & Westin J. 2007. Lägesrapport 2006-12-31 för förädlingspopulationer av tall, gran, björk och contortatall. 21 s.
Nr 640	Rosvall, O., Simonsen, R., Elfving, B., Rytter, L. & Jacobson S. 2007. Tillväxthöjande skogsskötselåtgärder i privatskogsbruket – underlag för lönsamhetsberäkningar. Slutrapport – Lönsam tillväxtökning. 62 s.
Nr 641	Möller, J. J. & Moberg, L. 2007. Stambank VMF Qbera. 14 s.
Nr 642	Möller, J.J., Arlinger, J., Wilhelmsson, L., Sondell, J. & Moberg L. 2007. Modell för automatisk kvalitetsbestämning vid virkesmätning med skördare. 24 s.
Nr 643	Möller, J.J. & Arlinger J. 2007. Praktisk test av automatisk kvalitetssättning vid betalningsgrundande skördarmätning hos Södra skogsägarna i Götaland och Sveaskog i Bergslagen. 44 s.
Nr 644	Jönson, P., Löfroth C., Berger, R. & Mörk, A. 2007. Bränslebesparande och vibrationsdämpande skotning. 18 s.
Nr 645	Möller, J.J. 2007. Stambank VMF Qbera VMR 1-07. 20 s.
Nr 646	Möller, J.J. 2007. Stambank VMF Syd. VMR 1-99 & VMR 1-07.
Nr 647	Bergkvist, I. & Lundström, H. 2007. Studier av Cranab Access i förstagallring av tall. 14 s.
Nr 648	Stener, L.-G. 2007. Studie av klonskillnader i känslighet för askskottsjuka. 14 s.
Nr 649	Stener, L.-G. 2007. Utvärdering av sydsvenska avkommeförsök med klibbal. 44 s.
Nr 650	Stener, L.-G. 2007. Tidig utvärdering av fyra sydsvenska försök med olika lärkarter av olika genetiskt ursprung. 22 s.
Nr 651	Wilhelmsson, L. 2007. Utveckling av egenskapsbeskrivning med avverkningsmaskiner – FoU-läget vid millenniumskiftet. 34 s.
<b>År 2008</b>	
Nr 652	Löfgren, B., Nordén, B. & Lundström H. 2008. Fidelitystudie av en skogsmaskin-simulator. 30 s.
Nr 653	Norén J., Rosca, C. & Rosengren, P. 2008. Riktlinjer för presentation av apterings-information i skogsskördare. 70 s.

Nr 654	Sonesson, J. 2008. Analys av potentiella mervärden i kedjan skog-industri vid användning av pulshintensiv laserscanning.
Nr 655	Jönsson, P. & Nordén B. 2008. Skotare med ALS och tredelade stöttor – Studier av prestation och helkropps vibrationer i gallring. 14 s.
Nr 656	Persson, T., Almqvist, C., Andersson, B., Ericsson, T., Högberg, K.-A., Jansson, G., Karlsson, B., Rosvall, O., Sonesson, J., Stener, L.-G. & Westin, J. 2008. Lägesrapport 2007-12-31 för förädlingspopulationer av tall, gran, björk och contortatall. 21 s.
Nr 657	Stener, L.G. 2008. Study of survival, height growth, external quality and phenology in a beech provenance trial in southern Sweden. 11 s.
Nr 658	Almqvist, C. & Eriksson, M. Ökad produktion i plantage 501 Breeding – försök med rotbeskäring och gibberellinbehandling. 13 s.
Nr 659	Rytter, R.M. 2008. Detektion av röta i bok med 4-punkters mätning av resistivitet. 14 s.
Nr 660	Bergkvist, I., Iwarsson Wide, M., Nordén, B. & Löfroth, C. 2008. Jämförande prestationsstudier – Röjsåg med klinga kontra kedjeröjsåg. 21 s.
Nr 661	Johansson, K. Snytbaggen – kunskapsläget 2008. 18 s.
Nr 662	Österman, Öd. D., Rimquist, L. & Hanson, M. 2008. Geststyrning för engreppsskördare – en första undersökning – Projektarbete Ergonomi och Design VT-2008. 64 s.
Nr 663	Westlund, K. & Andersson, G. 2008 Vägstandardens inverkan på skogsnäringens transportarbete. 58 s.
Nr 664	Hannrup, B. 2008. Slutrapport för projekt ”Mätteknik för avverkningsrester”. 52 s.
Nr 665	Rosvall, Ola., Wennström, U. 2008. Förädlings effekter för simulering med Hugin i SKA 08. 38 s.
Nr 666	Barth, A., Hannrup, B., Möller J. J. & Wilhelmsson, L. 2008. Validering av FORAN SingleTree® Method. 44 s.
Nr 667	Baez, J. 2008. Vibrationsdämpning av skotare. 61 s.
Nr 668	Björklund, N., Hannrup, B. & Jönsson, P. 2008. Effekter av förhöjt knivtryck i skördaraggregat på barkskadorna hos massaved och följeffekter på produktionen av granbarkborrar. 34 s.