

ISSN 0280-5316  
ISRN LUTFD2/TFRT--5579--SE

# Identifiering av en grävmaskin

Thomas Areskoug

Institutionen för Reglerteknik  
Lunds Tekniska Högskola  
Maj 1997

<b>Department of Automatic Control</b> <b>Lund Institute of Technology</b> P.O. Box 118 S-221 00 Lund Sweden	<i>Document name</i> MASTER THESIS	
	<i>Date of issue</i> May 1997	
	<i>Document Number</i> ISRN LUTFD2/TFRT--5579--SE	
<i>Author(s)</i> Thomas Areskoug	<i>Supervisors</i> Rolf Johansson (LTH), Magnus Kåreby and Jerker Persson (Volvo Excavator)	
	<i>Sponsoring organisation</i>	
<i>Title and subtitle</i> Identification of an Excavator. (Identifiering av en grävmaskin).		
<i>Abstract</i> <p>Volvo Excavator AB has problems controlling the number of revolutions per second, in the diesel engine of an excavator, when it is running. To solve this problem the different processes controlling the energy-flow in an excavator are mathematically identified. These models are later put together to enable simulations of a running excavator on the computer. The different models that needs to be identified are the diesel engine, the proportional valve and the hydraulic pumps. When the different models where put together a few reasons for the earlier problems were discovered. New identifications are expected on the modified hydraulic pump using this work as a manual.</p>		
<i>Key words</i>		
<i>Classification system and/or index terms (if any)</i>		
<i>Supplementary bibliographical information</i>		
<i>ISSN and key title</i> 0280-5316		<i>ISBN</i>
<i>Language</i> Swedish	<i>Number of pages</i> 47	<i>Recipient's notes</i>
<i>Security classification</i>		

# Populärvetenskaplig sammanfattning av examensarbetet ”Identifiering av en grävmaskin”

Grävmaskinen som skall identifieras är den största i Volvo Excavators produktutbud och den drivs av en dieselmotor med konstant varvtal. Effekten ifrån dieselmotorn används till att driva hydrauliken i grävmaskinen. Det är med hydraulisk effekt som grävmaskinen utför rörelser som att gräva och vridas. Hydraulisk effekt utgörs av ett oljeflöde och ett tryck. Omvandlingen ifrån mekanisk effekt till hydraulisk görs med hjälp av hydraulpumparna, som i sin tur styrs av en proportionalventil. Identifieringsarbetet utförs eftersom Volvo Excavator har problem med att hålla varvtalet konstant under drift. Detta är viktigt med tanke på miljön, driftskostnaderna och grävmaskinens prestanda. När de olika modellerna sätts ihop för simulering upptäcks orsaken till de tidigare problemen med regleringen av varvtalet. Som en fortsättning skall nya identifieringar göras på en modifierad hydraulpump, med detta examensarbete som manual.

# Identifisering av en grävmaskin

Thomas Areskoug, F-91

8 april 1997

## Förord

Examensarbetet har utförts med doktor Rolf Johansson, på Institutionen för Reglerteknik, som handledare på LTH och Magnus Kåreby som handledare på Volvo Excavator. Uppgiften var att identifiera dieselmotorn, proportionalventilen och hydraulpumparna på Volvos nya grävmaskin, EC 340.

# Innehåll

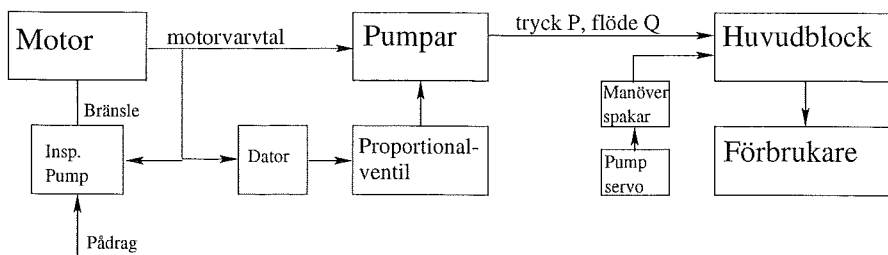
Förord . . . . .	2
<b>1. Inledning . . . . .</b>	<b>4</b>
<b>2. Identifiering av proportionalventil . . . . .</b>	<b>6</b>
2.1 Proportionalventilen . . . . .	6
2.2 Mätdata . . . . .	6
2.3 Identifieringsförfarande . . . . .	6
2.4 Modell för proportionalventilen . . . . .	12
<b>3. Identifiering av dieselmotor . . . . .</b>	<b>14</b>
3.1 Dieselmotorn . . . . .	14
3.2 Mätdata . . . . .	14
3.3 Identifieringsförfarande . . . . .	15
3.4 Modell för dieselmotorn . . . . .	24
<b>4. Identifiering av hydraulpump . . . . .</b>	<b>25</b>
4.1 Hydraulpumpen . . . . .	25
4.2 Mätdata . . . . .	25
4.3 Identifieringsförfarande . . . . .	26
4.4 Modell för hydraulpumpen . . . . .	31
<b>5. Egenskaper hos det sammansatta systemet . . . . .</b>	<b>34</b>
5.1 Det sammansatta systemet . . . . .	34
5.2 Inre identifiering av dieselmotorn . . . . .	36
5.3 Exempel på användning av systemet . . . . .	40
5.4 Verifiering av den totala modellen . . . . .	40
<b>6. Sammanfattning . . . . .</b>	<b>44</b>
6.1 De olika modellerna . . . . .	44
<b>7. Litteraturförteckning . . . . .</b>	<b>45</b>

# 1. Inledning

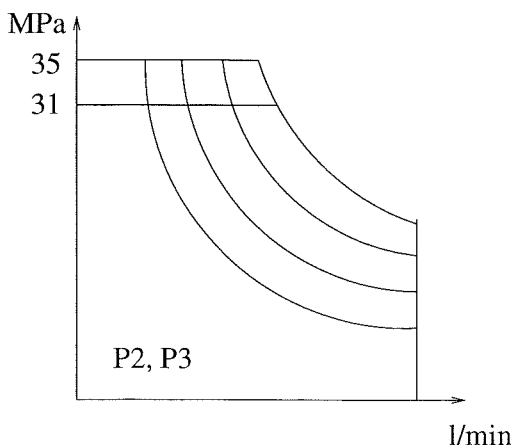
Grävmaskinen som skall identifieras är den största i Volvo Excavators produktutbud och den drivs av en dieselmotor med konstant varvtal. Effekten ifrån dieselmotorn används till att driva hydrauliken i grävmaskinen. Det är med hydraulisk effekt som grävmaskinen utför rörelser som att gräva och vridas. Hydraulisk effekt utgörs av ett oljeflöde och ett tryck. Omvandlingen ifrån mekanisk effekt till hydraulisk görs av hydraulpumparna, som i sin tur styrs av en proportionalventil. Hur dieselmotor, proportionalventil och hydraulpumpar fungerar ihop ges av figur 1.1. Motorn ger sin effekt till hydraulpumparna, som arbetar längs olika effektkurvor, figur 1.2. Hydraulpumparna kan maximalt förbruka nästan dubbla motoreffekten. För att inte motorn skall stanna regleras pumparnas effektuttag av proportionalventilen. I det nuvarande systemet sker denna reglering med hjälp av varvtalet. Om varvtalet sjunker ges en signal till proportionalventilen och hydraulpumparna trycks, d.v.s. de körs med lägre effekt. Samtidigt ökar bränsle insprutningen till dieselmotorn och motorn avger mer effekt.

Det har emellertid visat sig att det ibland kan vara för sent att börja reglera när varvtalet sjunker, vilket leder till att motorn stannar. En förhoppning med detta identifieringsprojekt är att större variationer i varvtalet skall kunna undvikas genom att betrakta andra storheter än varvtalet vid effektregeringen av hydraulpumparna.

I kapitel 2 identifieras proportionalventilen, i kapitel 3 dieselmotorn och i



Figur 1.1 Systemöversikt för en grävmaskin.



Figur 1.2 Hydraulpumparnas statiska effektkurvor.

kapitel 4 hydraulpumpen. I kapitel 5 sätts de tre delarna ihop och kapitel 6 innehåller en sammanfattning.

Som hjälpmedel vid identifieringsförfarandet användes Matlab innehållande en mjukvara för identifiering. När det senare i texten refereras till olika modeller, är det deras implementering i mjukvaran som åsyftas. Denna implementering kan ibland skilja sig lite ifrån de verkliga algoritmerna. För ytterligare beskrivningar av de olika algoritmerna hänvisas till R. Johanssons [2] bok i identifiering.



## 2. Identifiering av proportionalventil

### 2.1 Proportionalventilen

Proportionalventilen i grävmaskin EC 340 har betäckningen VOAC PVE 102-241 och fungerar enligt figur 2.1. Som insignal ligger en strömsignal och ett servotryck. Utsignal är styrservotrycket.

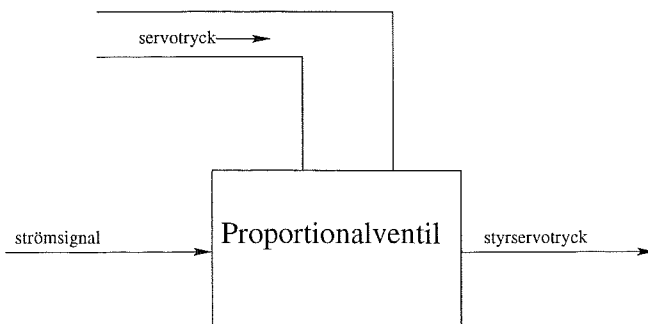
### 2.2 Mätdata

Mätdata för identifiering av proportionalventilen fanns redan tillgängliga ifrån tidigare försök på Volvo Excavator. De var gjorda under 8s med en samplings-tid av 4ms. Det fanns ca 20 olika mätserier med olika stor variation i de olika signalerna. Av dessa valdes med ögonmått ut de sex med den största variationen. I figur 2.2. redovisas de olika signalerna för mätserie 4.

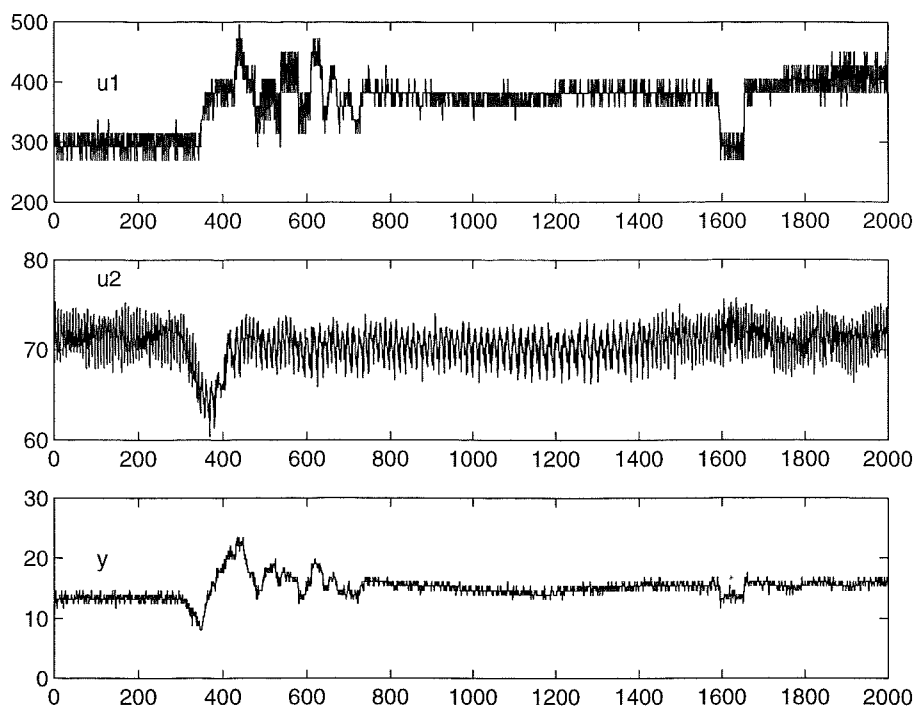
### 2.3 Identifieringsförfarande

De sex olika mätserierna kallas serie 1-6. De läggs in i Matlab med strömsignalen som insignal ett,  $u_1$ , servotrycket som insignal två,  $u_2$ , och styrservotrycket som utsignal. För att ta bort ett eventuellt färgat brus ifrån signalerna subtraheras de med sitt medelvärde.

För en första identifiering väljs serie 4 ut. Först görs en korrelationsanalys för att få reda på processens dödtid. Korrelationsanalys ger en approximation av processens impulssvar. Impulsvaret ifrån de båda insignalerna ges i figur 2.3. De streckade linjerna motsvarar ett 99-procentigt konfidensintervall för hypotesen: Det är ett impulssvar. Det ser ut att vara så att processen svarar direkt på en signalförändring. För att skapa en realistisk modell bestäms de båda dödtiderna till ett samplingsintervall. En orsak till att processen ser ut



Figur 2.1 Proportionalventilens struktur.



Figur 2.2 Mätdata för identifiering av proportionalventil.

att ha en direktterm kan vara att korspåverkan ifrån de två insignalerna har betydelse.

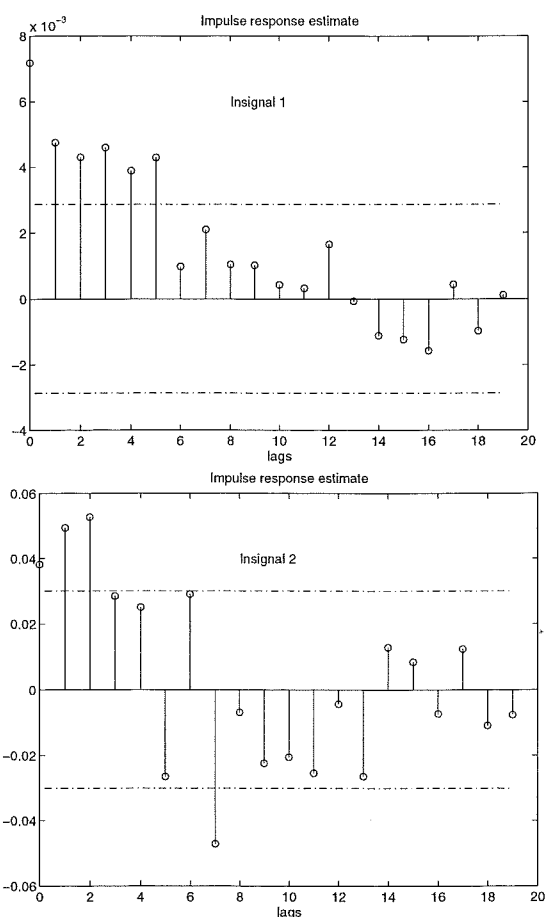
Som första modell testas en tillståndsmoell enligt M. Verhaegen [1].

$$\begin{aligned} X_{k+1} &= AX_k + BU_k + w_k \\ Y_k &= CX_k + DU_k + v_k \end{aligned}$$

Ordning 1-20 ger ett singularvärde enligt figur 2.4. Ett singularvärde motsvarar normen av felet för en viss ordning på modellen. Singularvärdet minskar kraftigt mellan ordning 1 och 2 och därefter svagt. Detta betyder att vår modell är av ordning 2 eller 3. För att jämföra modellerna betraktas deras residualer, d.v.s. felet på insignalen vid en approximation med respektive modell. Residualerna, som är mycket lika, har en viss korrelation mellan felet och insignalerna, men verkar i övrigt motsvara vitt brus. Eftersom modellen ej förbättras av en högre ordning är den riktiga modellordningen 2.

Balanserad realisering av en modell av ordning 3 till en modell av ordning 2 kan ibland ge ett bättre resultat. I detta fall är även här residualerna likvärdiga. En något lägre norm för felet hos den ej balanserade modellen gör den modellen troligare.

Verhaegens modell använd på de 6 serierna ger liknande systemmatriser. Elementen i de olika  $A, B, C, D$  matriserna är av samma storleksordning, men tecknet varierar. Eftersom det inte verkar finnas något samband mellan de olika teckenkombinationerna betraktas bodediagrammen ifrån de olika serierna, se figur 2.5, för att avgöra om matriserna beskriver en och samma process. Som jämförelse redovisas bodediagrammen av en spektralanalys i figur 2.6. De olika bodediagrammen är så lika att de kan antas beskriva en och samma process.



Figur 2.3 Impulssvar ifrån korrelationsanalys.

Den bästa modellapproximationen är den till serie 4, eftersom den kan antas som medelvärde ifrån de olika bodediagrammen samtidigt som den har ganska god överensstämmelse med resultatet ifrån spektralanalysen.

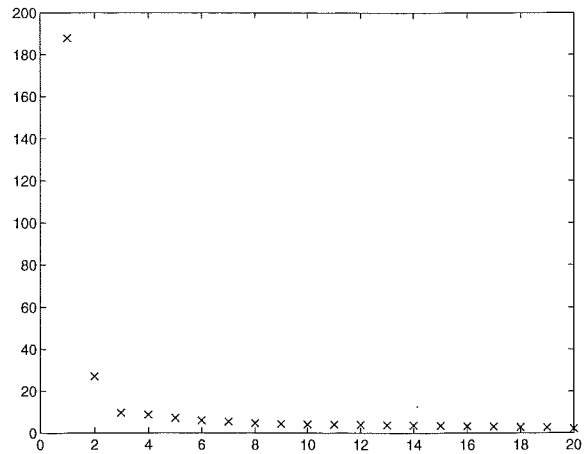
Processen kan också identifieras med hjälp av ett flertal andra modeller. Detta är gjort för ordning 2, ordning 3 och för kombinationer av ordning 2 och 3. I tabell 1 återges de bästa resultaten. En nolla betyder ingen korrelation, ett plustecken svag korrelation och två plustecken stark korrelation.

De flesta modellerna ger ett likvärdigt resultat. För vidare utvärdering väljs Verhaegens, Box-Jenkins, prediktionsfels, ARMAX och ARX modellerna. Dessa modeller simuleras med insignalerna ifrån serie 1 och 2. Simulationen görs deterministiskt och stokastiskt. Därefter beräknas normen av utsignalfelet. Resultatet ges i tabell 2.

På tillståndsform väljs Verhaegens modell och på polynomform enligt Box-Jenkins modell. För alla 6 serier approximeras en modell enligt Box-Jenkins.

$$y_k = \frac{B(z^{-1})}{F(z^{-1})} u_k + \frac{C(z^{-1})}{D(z^{-1})} w_k$$

Bodediagrammen redovisas i figur 2.7. Box-Jenkins analysen av serie 6 ser vid en jämförelse med bodediagrammen ifrån spektralanalysen ut att ge ett felaktigt värde. De andra modellerna ser ut att kunna härröra ifrån två olika



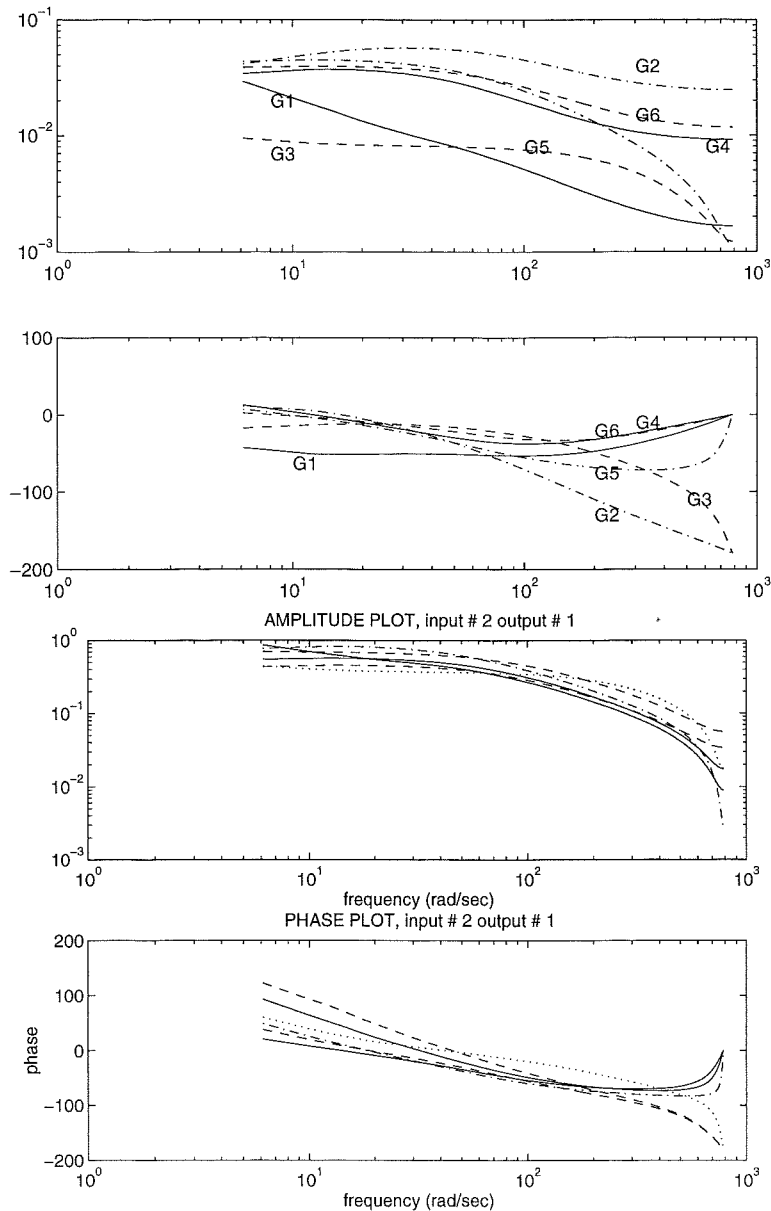
Figur 2.4 Singulärvärdet ifrån Verhaegens modell.

Tabell 2.1 Jämförelse mellan olika modeller 1

Modell	Korrelation				
	ordning	norm	auto	u1	u2
Verhaegen	2	27	0	+	+
Instrumentvariabel	2	40	+	+	+
Instrumentvariabel	3	37	++	+	0
ARX	2	30	+	++	++
ARMAX	2	28	0	++	+
ARMAX	3	27	0	++	+
Box-Jenkins	2	27	0	+	+
Box-Jenkins	3	26	0	++	++
Output error	2	42	++	0	0
Output error	3	55	++	0	0
Prediktionsfels	2	28	0	++	++
Prediktionsfels	3	26	0	++	+

Tabell 2.2 Jämförelse mellan olika modeller 2.

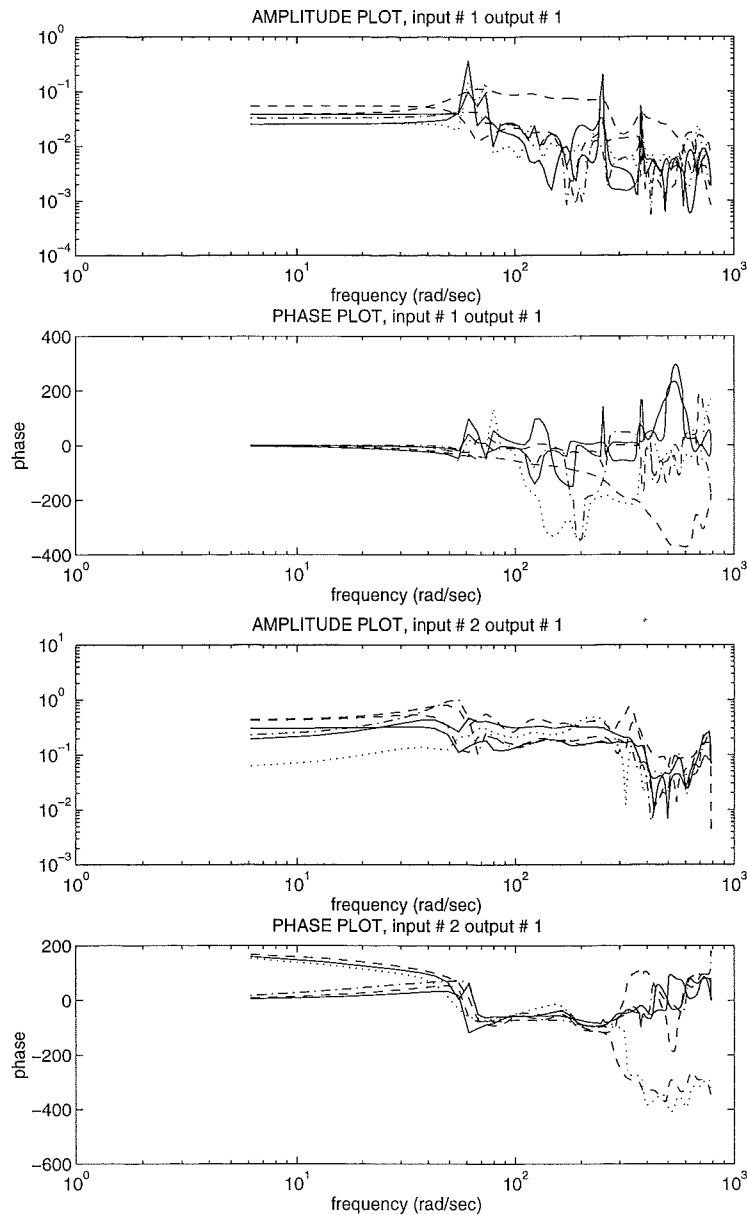
Modell	norm deterministiskt		norm stokastiskt	
	serie 1	serie 2	serie 1	serie 2
Box-Jenkins	68	124	27	49
Prediktionsfels	92	149	35	56
ARMAX	70	136	27	52
ARX	87	151	29	51
Verhaegen	70	123	0	0



**Figur 2.5** Bodediagram ifrån Verhaegens modell för mätserie 1-6. Uppifrån och ner: Amplituddiagram  $u_1$ , fasdiagram  $u_1$ , amplituddiagram  $u_2$  och fasdiagram  $u_2$ .

processer. Insignalerna till de olika serierna betraktas i fråga om variation och amplitud i ett försöka att hitta ett samband mellan insignalernas utseende och modellstrukturen. Något sådant samband verkar inte föreligga. En liknande jämförelse görs för bodediagrammen ifrån spektralanalysen, se tabell 3. Detta resultat pekar på att processen inte förändrats mellan de olika mätningarna.

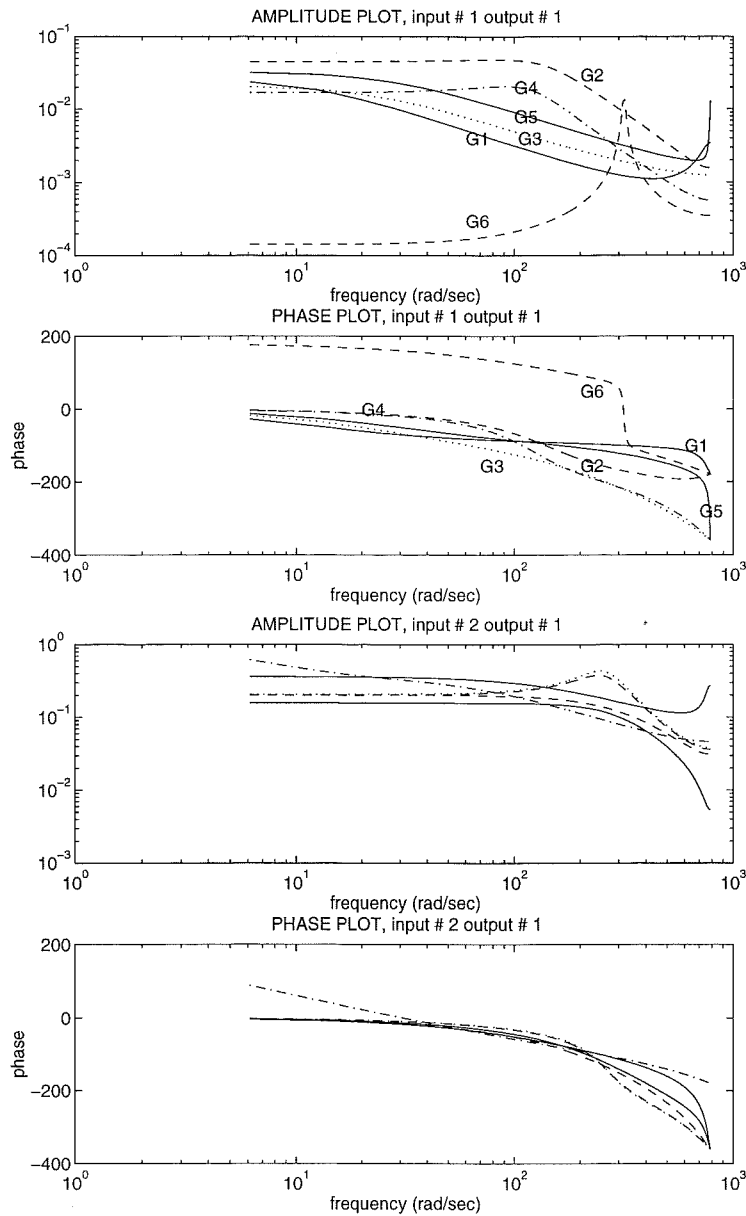
Den statistiska förstärkningens variation med en faktor 2 är inom den noggrannhet som krävs för att en reglering skall kunna införas. Som modell väljs den av Box-Jenkins modeller ut som bäst approximerar spektralanalysens resultat. Möjliga val är därmed modellerna ifrån serie 2 eller 4. De viker av vid ungefär samma frekvens, men modellen ifrån serie 2 ger ett bättre medelvärde för den statistiska förstärkningen.



**Figur 2.6** Bodediagram ifrån spektralanalys för mätserie 1-6. Uppifrån och ner: Amplituddiagram  $u_1$ , fasdiagram  $u_1$ , amplituddiagram  $u_2$  och fasdiagram  $u_2$ .

**Tabell 2.3** Jämförelse mellan spektralanalysens överföringsfunktioner och  $u_1$ :s utseende. Med viloläge menas signalens statistiska läge vid mätningens början.

Överföringsfkn	$K$	$Mv$ insignal 1	Viloläge
G1	0.025	254	230
G2	0.04	301	270
G3	0.025	409	370
G4	0.03	368	290
G5	0.04	402	325
G6	0.055	362	340



Figur 2.7 Bodediagram ifrån Box-Jenkins modell för mätserie 1-6.

## 2.4 Modell för proportionalventilen

På tillståndsform väljs Verhaegens modell med:

$$A = \begin{pmatrix} 0.9922 & -0.3360 \\ 0.0047 & 0.8102 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} -0.0072 & -0.1847 \\ -0.0043 & 0.1311 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} -0.3235 & -0.6213 \end{pmatrix}$$

$$D = \begin{pmatrix} 0.0119 & 0.0816 \end{pmatrix}$$

$$K = \begin{pmatrix} -0.8348 \\ 0.0536 \end{pmatrix}$$

$$x_0 = \begin{pmatrix} 1.2730 \\ 0.9236 \end{pmatrix}$$

Initialvärdet är  $x_0$  och  $K$  är Kalmanförstärkningen. Medelvärdena är  $\bar{y} = 15.0844$ ,  $\bar{u}_1 = 367.74$  och  $\bar{u}_2 = 70.6647$ .

På polynomform väljs Box-Jenkins modell med:

$$y = \frac{B_1(z^{-1})}{F_1(z^{-1})}u_1 + \frac{B_2(z^{-1})}{F_2(z^{-1})}u_2 + \frac{C(z^{-1})}{D(z^{-1})}w$$

$$B(q) = \begin{pmatrix} 0.0073q + 0.0029 \\ 0.0332q + 0.1188 \end{pmatrix}$$

$$F(q) = \begin{pmatrix} q^2 - 1.3022q + 0.5268 \\ q^2 - 0.7973q + 0.5595 \end{pmatrix}$$

$$C(q) = q^2 - 0.6286q - 0.0380$$

$$D(q) = q^2 - 1.3896q + 0.4085$$

Medelvärdena är  $\bar{y} = 15.1280$ ,  $\bar{u}_1 = 301.7138$  och  $\bar{u}_2 = 69.3036$ .



# 3. Identifiering av dieselmotor

## 3.1 Dieselmotorn

Motorn i försöken är en turboladdad diesel av typen TD103KAE. Den är sexcylindrig och har en motoreffekt på 190 kW.

## 3.2 Mätdata

För identifiering av dieselmotorns dynamik görs mätningar på turbostrycket, reglerstångsläget, varvtalet, trycket ut ifrån hydraulpumparna och pådraget. Turbostrycket ger vilken kapacitet motorn har. Turbostrycket kallas även laddstrycket och mäts i bar. Reglerstångsläget ger ett mått på mängden insprutat bränsle, angivet i Volt. För att få ut denna mätsignal har motorn modifierats något på VCE i Eskilstuna. Förändringen skall inte påverka motorns dynamik nämnvärt. Varvtalet och trycket ut ifrån hydraulpumparna, vid ett fast snedställt displacement<sup>1</sup>, ger, efter kalibrering med de stationära flödesmätningarna, effekten ut ifrån motorn.

Vid försöken är dieselmotorns pådrag inställt på 1850 varv/min. Pådraget motsvarar ett arbetsvarvtal på 1700 varv/min. Hydraulpumparna har en utväxling på 39/33 i förhållande till uppmätt arbetsvarvtal. Flödet ifrån pumparna beräknas ur kapaciteten på 130 cm<sup>3</sup>/varv och pumpens varvtal. Kapaciteten är konstant p.g.a. att displacementet skruvats fast på sitt maxvärde. Effekten som motorn ger beräknas ur flödet och systemtrycket enligt:

$$l/min \cdot \frac{bar}{600} = kW$$

Systemtrycket är trycket ut ifrån hydraulpumpen<sup>2</sup> och det mäts i bar. Förutom hydraulpumpens effektförbrukning drar motorfläkten 10 kW. För att kunna skapa en sänkning i varvtalet krävs att hydraulpumparnas gemensamma effektförbrukning överskrider dieselmotorns maximala uteffekt. För detta ändamål krävs användandet av två hydraulpumpar. Eftersom hydraulpump 2 och 3 ger sin effekt till grävmaskinens arm används dessa för experimenten och hydraulpump 1 kopplas ur. Som styrsignal körs grävmaskinens arm mot sitt ändläge, varvid den ökade effektförbrukningen ger upphov till dynamiska förändringar på uppmätta signaler.

AD-omvandlaren som används har tio analog ingångar på 0-2 V. Varvtalet som mäts digitalt omvandlas till en analog signal med en frekvensomvandlare, som har en fördröjning på ungefär 30ms. Denna fördröjning motsvarar ungefär en arbetscykel hos motorn vid ett normalt arbetsvarvtal på 1800 varv/min. Eftersom en motor har olika dynamik för olika lägen i sin arbetscykel hade det varit önskvärt att kunna sampla vid oförändrat kolvläge, men det klarar tyvärr inte nuvarande mätutrustning på Volvo Excavator. Mätningar görs istället med det konstanta samplingsintervallet 3ms och 5000 mätdata tas upp, vilket ger

<sup>1</sup>se hydraulpumpen kap. 4

<sup>2</sup>se hydraulpumpen kap. 4

en experimenttid på 15s för de olika signalerna. Ett nytt system för uppsamling av signaler finns inköpt men har ännu inte tagits i drift p.g.a. ingen tagit sig tid att sätta sig in i systemet och implementera det. Att få systemet startklart till detta exjobb skulle ta för mycket tid och på Volvo Excavator fanns ej det rätta intresset.

### 3.3 Identifieringsförfarande

Som insignaler väljs förbrukad effekt,  $u_1$ , reglerstångsläget,  $u_2$  och laddtrycket,  $u_3$ , medan varvtalet,  $y$ , väljs som utsignal. Den förbrukade effekten beräknas enligt följande modell:

$$y \cdot \frac{39}{33} \cdot 0.13 \cdot \frac{P_2 + P_3}{600} + 10 = kW$$

$P_2$  och  $P_3$  är trycken ut ifrån hydraulpump 2 och 3.

Det finns 5 användbara mätserier och de kallas serie 17-21. De skiljer sig på den mänskliga faktorn, men förutsättningarna och målen för mätningarna var de samma. Det gällde att styra grävmaskinens två styrspakar så att det skapades stora variationer i de uppmätta signalerna, utan att rörelserna blev korrelerade och eller sinusformade.

Innan de olika signalerna används för identifiering subtraheras deras medelvärden. På detta vis filtreras färgat brus bort. Serie 17 visas i figur 3.1.

Genom korrelationsanalys mellan de olika insignalerna och utsignalen ges en approximation av impulssvaret. Ur impulssvaret kan dödtiden utläsas mellan de olika signalerna. Mellan  $u_1$  och  $y$  svarar systemet i de flesta fall direkt. Detta direkta svar ifrån systemet är som en ej kausal spik i impulssvaret. Eftersom systemet kan antas vara kausalt bortses ifrån det direkta svaret. Dödtiden,  $\tau_1$ , ligger i detta fall istället runt 10 samplingsintervall. För  $u_2$  och  $u_3$  svarar systemet med något enstaka undantag direkt. Eftersom systemet är kausalt antas för dessa båda signaler,  $\tau_2$  och  $\tau_3$ , dödtiden 1. Impulssvaret ifrån korrelationsanalys av serie 17 visas i figur 3.2.

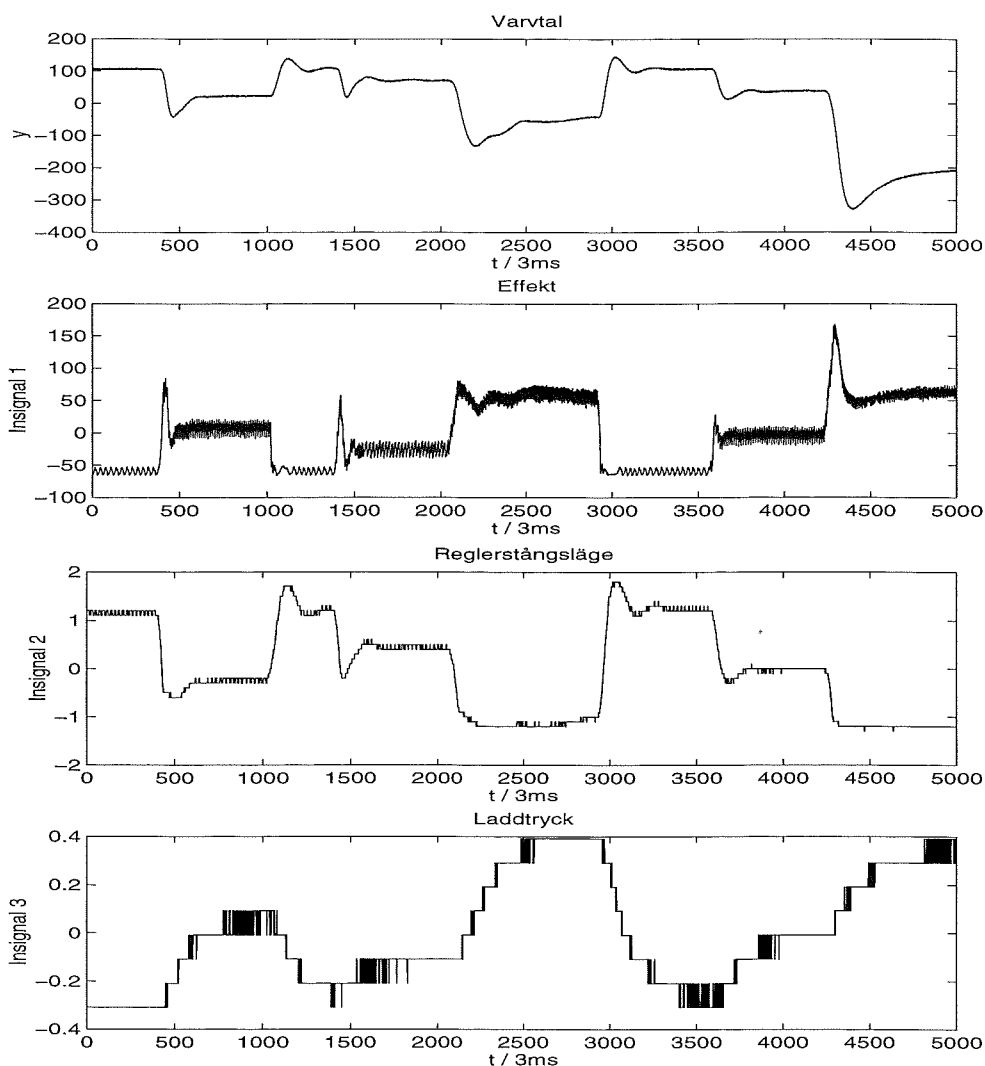
Som första ansats skattas tillståndsmoellerna enligt Verhaegen. Innovationsfelsmodellen approximeras av följande tillståndsmoell.

$$\begin{aligned} X_{k+1} &= AX_k + BU_k + w_k \\ Y_k &= CX_k + DU_k + v_k \end{aligned}$$

Utsignalfelsmodellen approximeras av följande tillståndsmoell.

$$\begin{aligned} X_{k+1} &= AX_k + BU_k \\ Y_k &= CX_k + DU_k + v_k \end{aligned}$$

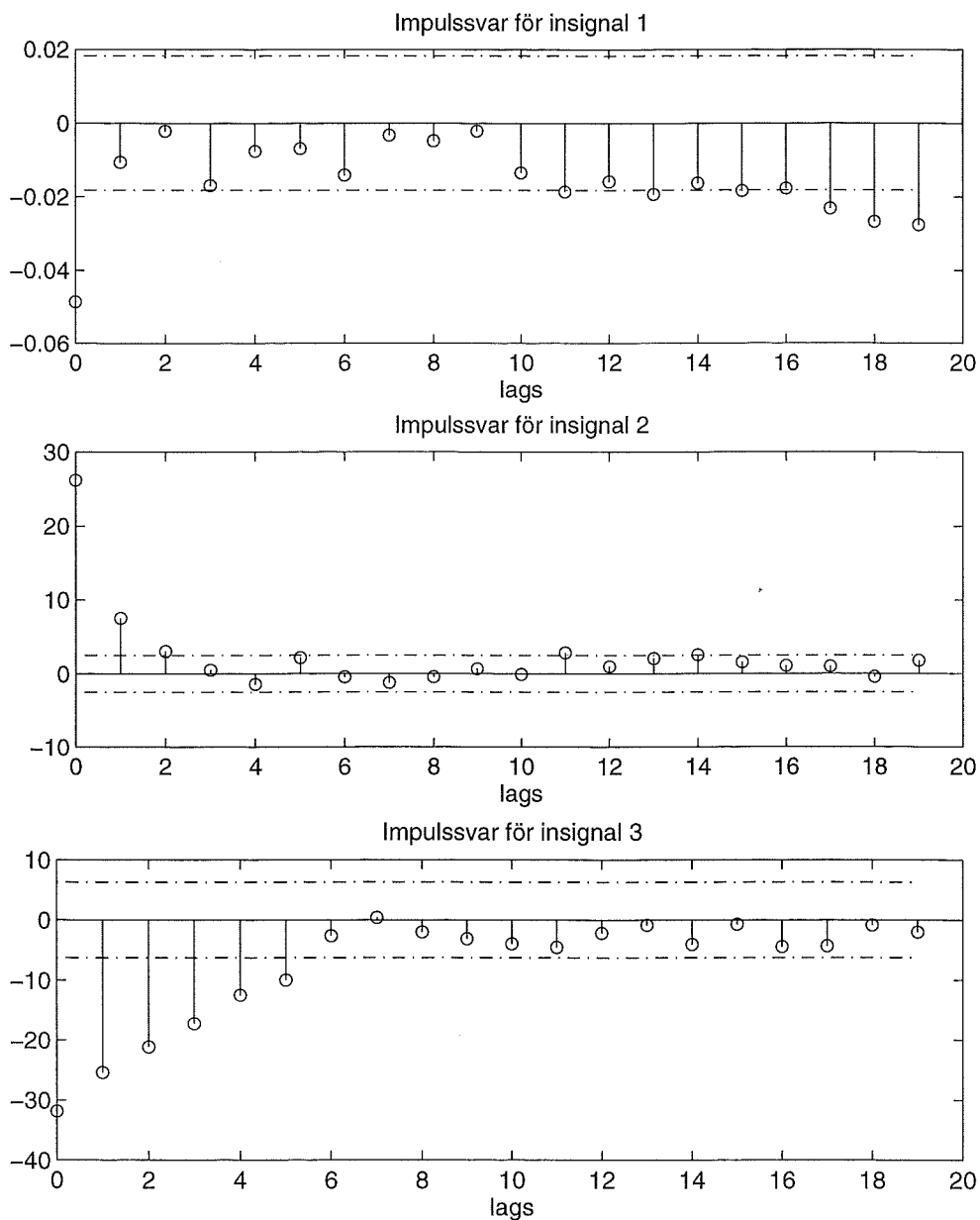
Innovationsfelsmodellen testas för ordning 1-5 på serie 17. Singulärvärdet för ordning 1-10 ger en rimlig ordning ifrån 3-5. Singulärvärdet reduceras kraftigt med ökad ordning om ordningen är mindre än 3 och reduceras svagare och svagare för ordning 3-5. kraftigt Ordning 2 och 3 ger bästa resultatet för  $\|\cdot\|_1$ , mellan den deterministiskt simulerade och den verkliga utsignalen, men ordning 3 ser ut att vara lite svängig. De två modellerna testas också på insignalerna ifrån serie 18-20. Bästa resultatet för  $\|\cdot\|_1$  mellan den deterministiskt



Figur 3.1 Mätdata, serie 17, för identifiering av dieselmotor.

simulerade och den verkliga utsignalen ger ordning 2. Resultaten ifrån de två modellerna presenteras i tabell 3.1. Verhaegens utsignalfelsmodell testas på serie 17. Ordning 1-10 ger ett singularvärde enligt figur 3.3. En rimlig ordning är 3, eftersom singularvärdet reduceras kraftigt för en ordning lägre än 3 och endast marginellt för en högre ordning. För ordning 2 och 3 redovisas resultaten för  $\|\cdot\|_1$  mellan den deterministiskt simulerade och den verkliga utsignalen i tabell 3.1. Ordning 2 ger även här det bästa resultatet. Verhaegens utsignalfelsmodell för ordning 3 ger ett instabilt system. Orsaken till att modellen kan bli instabil för högre ordningar är att modellen approximerar med samma felsignal för alla tillstånd.

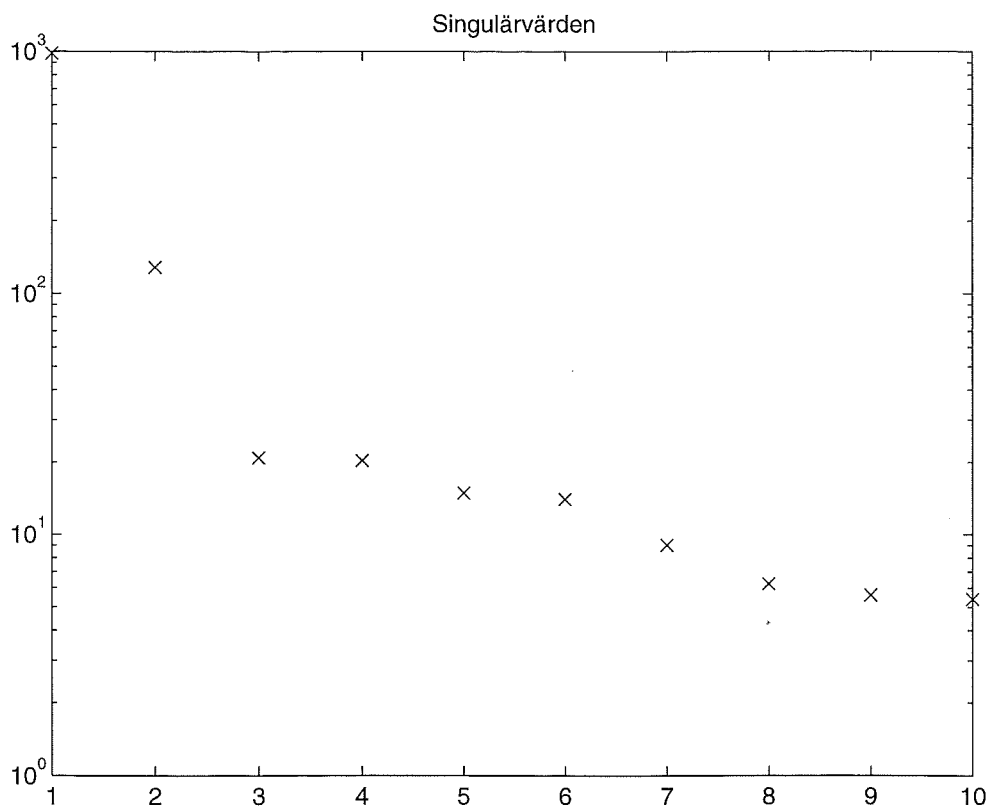
Det görs identifikationsförsök för en ARX-, ARMAX-, Box-Jenkins, OE- (output error), instrumentvariabel och prediktionsfelsmodell. Ordningen får variera ifrån 2-4.  $\tau_1$  varieras ifrån 1-15 och  $\tau_2, \tau_3$  sätts till 1. Modellapproximationer görs för serie 17-19 och en deterministisk  $\|\cdot\|_1$  beräknas. De bästa resultaten redovisas i tabell 3.2. Numeriskt instabila värden har inte tagits med. För instrumentvariabelmodellen gav de flesta kombinationer av ordning och dödtid ett instabilt system, vilket även var fallet för ett flertal kombinationer



**Figur 3.2** Impulssvar ifrån korrelationsanalys.

**Tabell 3.1** Jämförelse mellan Verhaegens modeller gjorda på serie 17.

<i>Modell</i>	ordning	<i>norm</i>		
		serie 17	serie 18	serie 19
Verhaegens innovations	2	1828	6885	3144
Verhaegens innovations	3	1818	7099	3293
Verhaegens utsignalsfels	2	2472	2906	1680
Verhaegens utsignalsfels	3	2423	$2.6 * 10^{10}$	$7.8 * 10^9$



Figur 3.3 Singularvärden för Verhaegens utsignalfelsmodell.

Tabell 3.2 Jämförelse mellan olika polynommodeller.

Modell	norm				
	ordning	$\tau_1$	serie 17	serie 18	serie 19
ARX-	3,2,3	15,3,15	8025	3152	5497
ARMAX-	4,4,4	1,5,1	2888	3423	1575
Box-Jenkins	4,3,2	8,6,9	3716	978	3425
OE-	2,3,2	4,11,4	2563	1452	2933
instrumentvariabel	3	9	4267	3025	2736
prediktionsfels	3,4,3	2,7,15	3087	1690	2070

av prediktionsfelsmodellen. De modeller som väljs bort är instrumentvariabel, ARX- och Box-Jenkins modellerna. Box-Jenkins modellerna har nästan samma sammanlagda norm som de modeller som behålls för vidare utvärdering, men väljs bort p.g.a. att den låga normen endast beror på ett mycket bra värde.

En jämförelse mellan bodediagrammen för en spektralanalys av serie 17-19 och bodediagrammen för OE, ARMAX- prediktionsfelsmodellen och Verhaegens utsignalfelsmodell, gjorda på serie 17, visas i figur 3.4. Verhaegens modell och OE- modellen följer resultaten ifrån spektralanalysen bättre än ARMAX- och prediktionsfelsmodellen. Som mått på hur väl de olika modellerna följer

**Tabell 3.3** Sammanlagd skillnaden i förstärkning, i varje frekvenspunkt, mellan överföringsfunktionerna ifrån spektralanalys och olika tillstånds och polynommodeller.

Överföringsfkn	norm		
	Amp. $u_1$	Amp. $u_2$	Amp. $u_3$
$G_{Outputerror}$	14.1	4093	10217
$G_{Verhaegen}$	13.8	4115	10026
$G_{ARMAX}$	14.7	4273	10047
$G_{prediktionsfel}$	14.8	4265	10056

**Tabell 3.4** Verhaegen och OE- modellerna identifierade med serierna 17-21. För varje modell summeras  $||\cdot||_1$  för varje serie.

serie	OE-, ordning 2, $\tau = 4, 1, 1$	Verhaegens utsignalfelsmodell
17	19171	15283
18	22396	22300
19	18072	$7.5 \cdot 10^{12}$
20	43279	$2.8 \cdot 10^{17}$
21	15921	$1.4 \cdot 10^{17}$

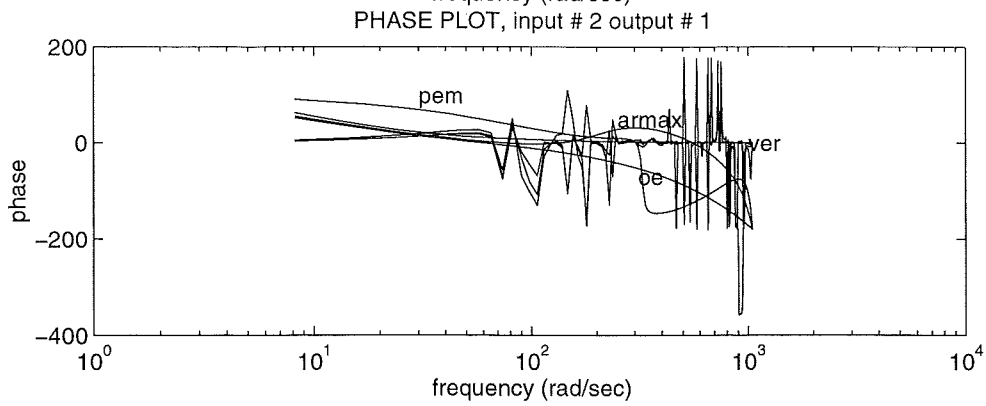
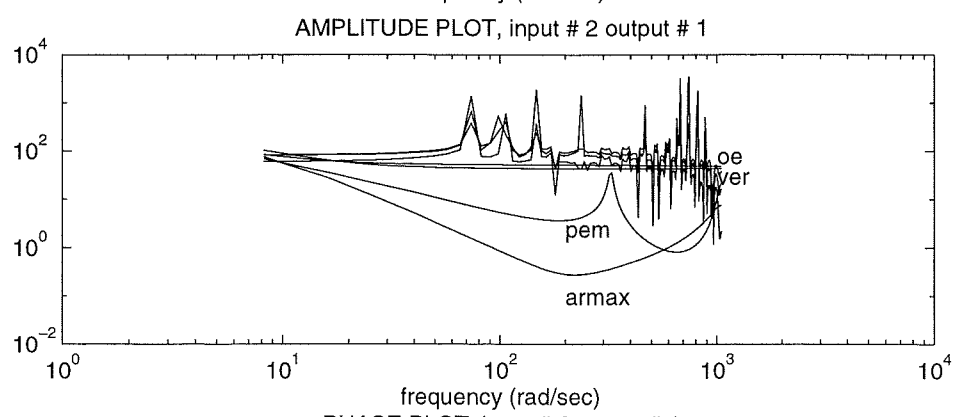
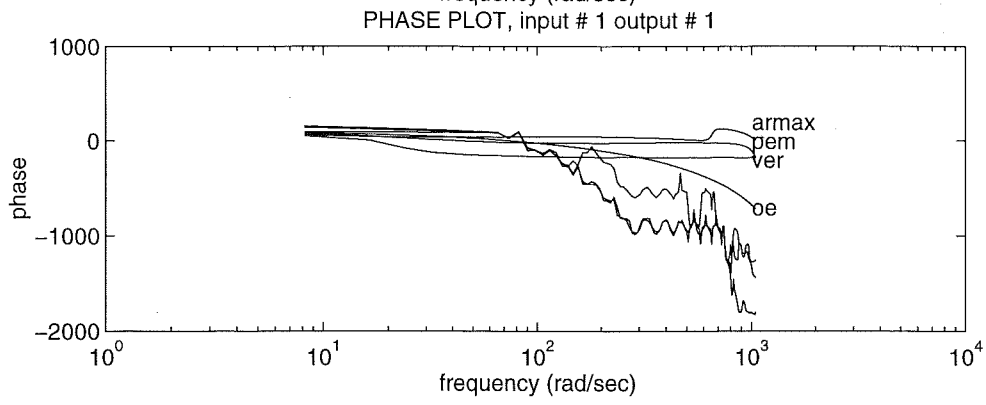
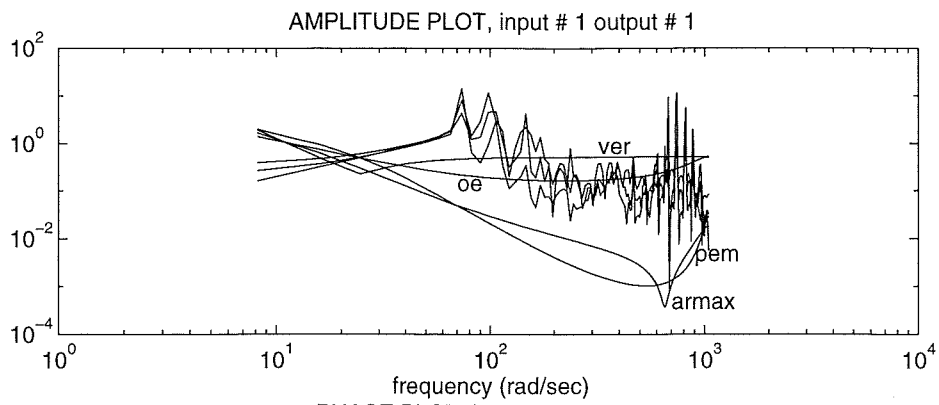
överföringsfunktionen ifrån spektralanalysen tas  $||\cdot||_1$  för skillnaderna mellan amplitudvärdena i varje frekvenspunkt. Resultatet redovisas i tabell 3.3. Alla värden för OE-modellen och Verhaegens modell är lägre än respektive värde för ARMAX- och prediktionsfelsesmodellen förutom OE-modellens överföringsfunktion mellan  $u_3$  och  $y$ . Detta något sämre värde förklaras av den knäck på en tiopotens som OE-modellens överföringsfunktion gör för de högsta frekvenserna.

För att ytterligare förbättra Verhaegens modell görs ett försök med modellreduktion. Verhaegens utsignalfelsmodell ger ett instabilt system för ordning 3. Istället görs modellreduktion på Verhaegens innovationsfelsesmodell. Reducering med tillstånd 3 ger det bästa resultatet, men en direkt modellapproximation av 2:a ordningen är fortfarande bättre.

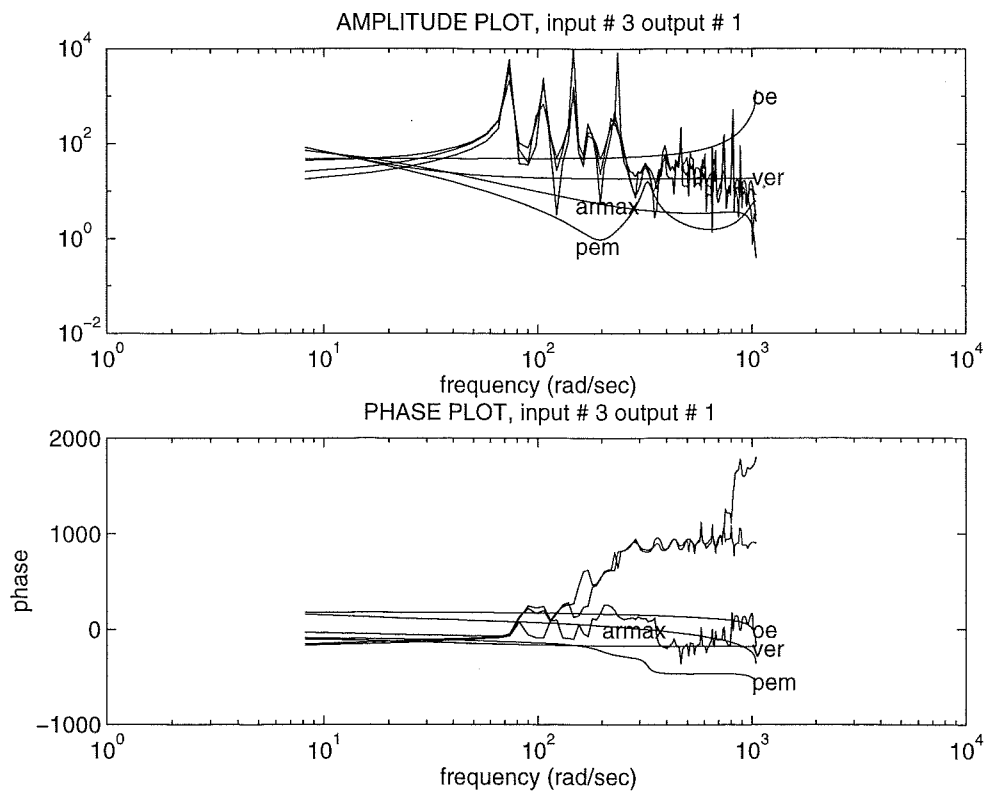
De bästa modellerna är OE-modellen och Verhaegens utsignalfelsmodell. Dessa modeller beräknas för serie 17-21. För var och en av dessa modeller summeras, för varje serie,  $||\cdot||_1$  mellan deterministiskt simulerad utsignal och verklig utsignal. De fyra korsvalideringsvärdena och värdet av den raka valideringen summeras och redovisas i tabell 3.4. De bästa resultaten fås när OE-modellen identifieras med serie 21 och när Verhaegens modell identifieras med serie 17. För ett flertal serier ger Verhaegens modell ett instabilt system, men identifiering med serie 17 ger ett stabilt system. Den bästa OE-modellen skapas av matriser som nästan är singulära, vilket är av mindre betydelse när systemet blir stabilt och ger ett bra resultat.

För att verifiera modellerna betraktas deras residualer. För Verhaegens

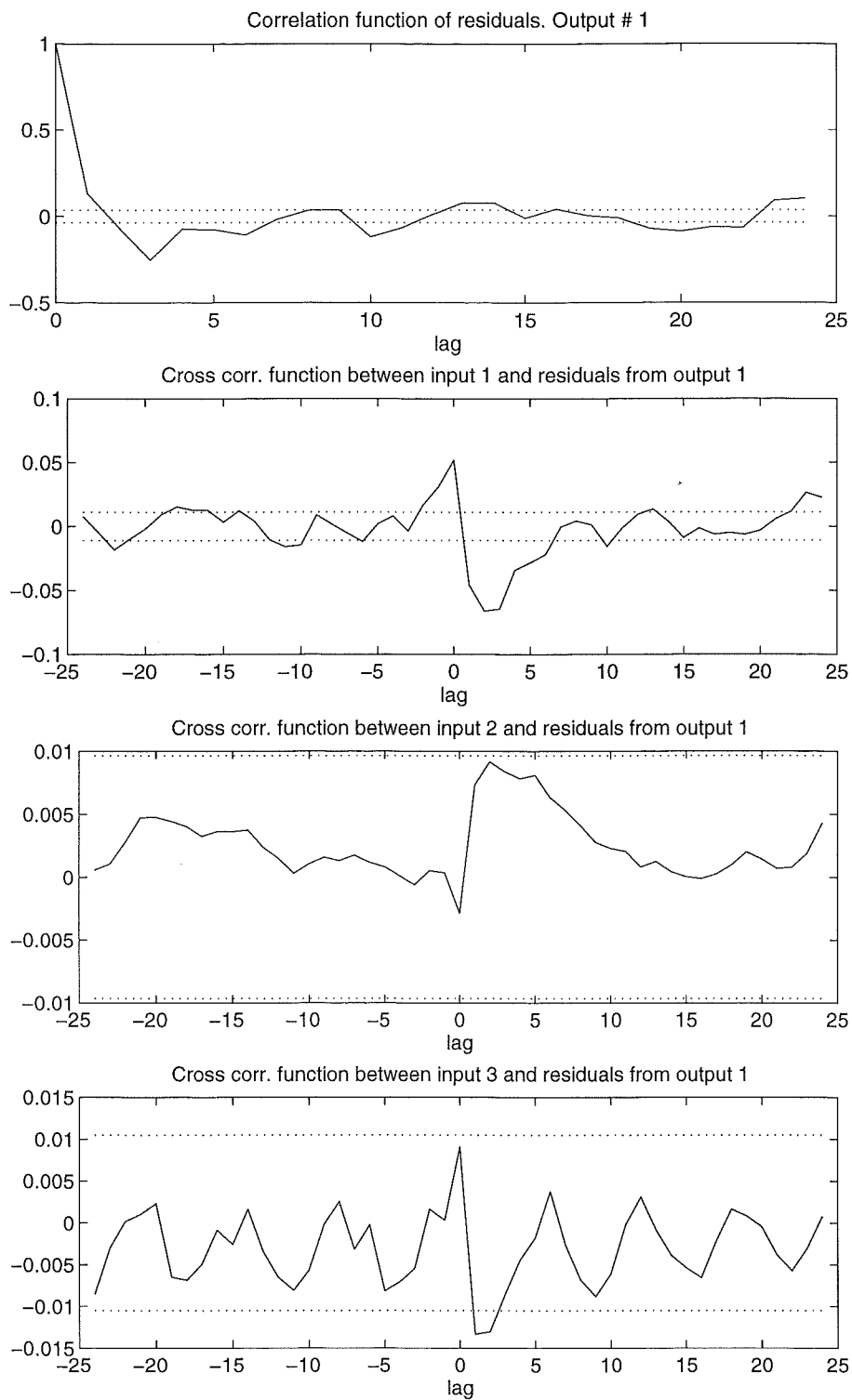
modell finns en viss korrelationen med  $u_1$  och  $u_2$ . Residualerna har skapats genom att Kalmanfiltret approximerats med hjälp av Riccati lösaren lqed som skapats av Kjell Gustafsson och dlsim som finns i Matlab. Kovariansmatriserna approximeras av modellfelet,  $K=0$ , och utsignalsfelet, som beräknas ur tillstånden med hjälp av dlsim. Sammantaget motsvarar felet i stort sett vitt brus. Vid användandet av  $K=0$  är felet okorrelerat med utsignalerna, men autokorrelationen av felet påvisar då en offset. Sammantaget motsvarar felet i stort sett vitt brus. OE-modellens insignaler är korrelerade med felet. OE-modellen lyckas inte utvinna all information ur signalerna. Att felen har en viss korrelation med sig själva är förväntat av utsignalfelsmodeller. Residualerna för Verhaegens modell visas i figur 3.5.







**Figur 3.4** Bodediagram ifrån spektralanalys av serie 17-19 och bodediagram ifrån Verhaegens utsignalfels-, OE-, prediktionsfels- och ARMAX- modell approximerad med serie 17.



**Figur 3.5** Residualerna för Verhaegens utsignalfelsmodell med ordning 2.

### 3.4 Modell för dieselmotorn

På tillståndsform väljs Verhaegens utsignalsfelsesmodell med:

$$A = \begin{pmatrix} 1.0405 & -0.3267 \\ 0.0103 & 0.9209 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} -0.0573 & 5.1052 & -5.5086 \\ -0.0351 & 0.4112 & -0.6336 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} -0.25 & -0.5488 \end{pmatrix}$$

$$D = \begin{pmatrix} -0.4986 & 42.0107 & -17.4960 \end{pmatrix}$$

$$K = \begin{pmatrix} 0 \end{pmatrix}$$

$$x_0 = \begin{pmatrix} -165.4981 \\ 1.4375 \end{pmatrix}$$

Initialvärdet är  $x_0$  och  $K$  är Kalmanförstärkningen. Medelvärdena är  $\bar{y} = 1568.7$ ,  $\bar{u}_1 = 88.1646$ ,  $\bar{u}_2 = 4.8968$  och  $\bar{u}_3 = 0.7086$ .

På polynomform väljs OE-modellen med:

$$y = \frac{B_1(z^{-1})}{F_1(z^{-1})}u_1 + \frac{B_2(z^{-1})}{F_2(z^{-1})}u_2 + \frac{B_3(z^{-1})}{F_3(z^{-1})}u_3 + w$$

$$B(q) = \begin{pmatrix} -0.0110q + 0.0102 \\ q^3 \cdot (10.3277q - 10.5149) \\ q^3 \cdot (-19.6747q + 23.0392) \end{pmatrix}$$

$$F(q) = \begin{pmatrix} q^2 - 1.9740q + 0.9740 \\ q^2 - 0.8248q + 0.8260 \\ q^2 - 1.1485q + 0.1523 \end{pmatrix}$$

Medelvärdena är  $\bar{y} = 1589.8$ ,  $\bar{u}_1 = 83.2624$ ,  $\bar{u}_2 = 5.081$  och  $\bar{u}_3 = 0.7392$ .

# 4. Identifiering av hydraulpump

## 4.1 Hydraulpumpen

Det finns tre stycken hydraulpumpar i grävmaskinen EC 340. Två är av typen A11VO130 och har kapaciteten  $130 \text{ cm}^3/\text{varv}$ . Dessa ger effekt till själva grävningen och en, oftast kallad pump nummer ett, ger effekt till överdelssväng. Hydraulpumparna drivs av dieselmotorn. En skalenlig bild av dess utseende finns i appendix A1. Pump ett har den högsta prioritet vid reglering. Hydraulpumparna arbetar längs olika statiska effektkurvor, se figur 1.2. Längs dessa kurvor är den effekt som pumpen levererar konstant. Effekten levereras som flöde och tryck i hydrauliken. Trycket i hydrauliken kallas systemtryck och stiger vid en grävning eller en vridning. Vid tillräckligt låga systemtryck arbetar pumpen med max flöde. Detta sker när pumpen är som mest vinklad. Denna vinkling kallas deplacement. Med hjälp av deplacement och varvtal beräknas enkelt pumpens flöde.

Deplacementet styrs av systemtrycket och av styrtrycket ifrån proportionalventilen. Styrtrycket avgör längs vilken effektkurva pumpen arbetar och systemtrycket styr därefter deplacementet, så att den önskade konstanta effekten bibehålls, se figur 4.1. Denna styrning av deplacementet sker automatiskt i hydraulpumpen med hjälp av ett sinnrikt system av fjädrar och klaffar, se appendix A1.

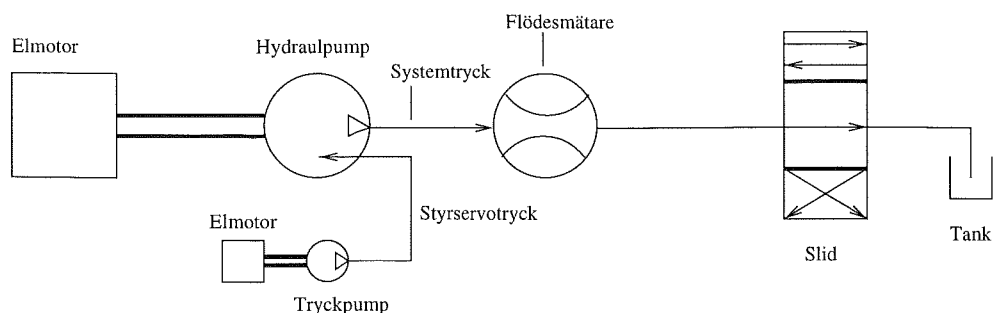
När deplacementet minskar talas om att pumpen "trycks". Detta uttrycksätt kommer ifrån att deplacementet ställs in med hjälp av tryckskillnaden mellan systemtryck och deplacementstryck. Ökar deplacementstrycket, vid konstant systemtryck, minskar deplacementet och pumpen "trycks".

## 4.2 Mätdata

Mätningarna på hydraulpumpen är gjorda på typen A11VO130. För identifiering av hydraulpumpens dynamik görs mätningar på deplacementet, styrserverttrycket ifrån proportionalventilen och systemtrycket. För att avgöra vilket flöde ett visst deplacement motsvarar görs även mätningar på flödet. Orsaken till att flödesmätningarna inte används direkt i modellen är deras fördröjning på ca 50ms och flödesmätarens sämre noggrannhet vid fallande flöde än vid ökande flöde.

Mätningarna görs på en utlyft hydraulpump med en elmotor som drivkälla. En skiss av experimentuppställningen ges i figur 4.1. En mindre elmotor används för att driva en extra pump. Denna pump genererar styrtrycket och styr en slid som används för att strypa systemtrycket. För att styra signalerna används två stycken manöverspakar.

Deplacementet kan för närvarande inte mätas löpande på en grävmaskin i drift. På vår experimentpump görs en provisorisk mätning av deplacementet genom att pumpen borras upp. En sticka förs sedan in genom hålet så att den



**Figur 4.1** Experimentuppställning vid mätning på hydraulpump. Deplacementet som mäts utanpå hydraulpumpen och de olika överströmmarna är ej utsatta i figuren.

ligger an mot den skiva vars vinkel utgör deplacementet. Stickan är utmärkt i figuren i appendix A1. Stickans läge mäts sedan med en lägesgivare som monteras utanpå pumpen. Pumpens dynamik kan antas oförändrad av åtgärden. Enkel geometri ger sambandet mellan stickans läge  $x$  och deplacementet  $\theta$ , för små vinklar  $\theta$ , till  $\theta = x * \sin \varphi^1$ . Där  $\varphi$  är vinkeln mellan mätstickan och deplacementets nollnivå. I modelleringen används stickans läge som deplacement.

Elmotorn som används för att driva pumpen under försöken kan leverera en effekt på upp till 80 kW. Pumpens maximala effekt ligger något högre, men för att göra dynamiska mätningar inom större delen av pumpens arbetsområde räcker 80 kW. Med hjälp av en tryckbegränsare säkerställs att effektuttaget inte blir för stort. Under alla mätningarna hålls varvtalet konstant på 1200 varv per minut. Detta är cirka 500 varv under dieselmotorns arbetsvarvtal. Att inte detta varvtal väljs beror i första hand på att effektuttaget är begränsat och att ljudnivån kan hållas på en rimlig nivå. Genom att hålla flödet nere kan realistiska systemtryck uppnås utan att elmotorn överbelastas.

Mätdata tas upp med hjälp av en A/D-omvandlare och en dator. Som grafiskt användarsnitt under mätningarna används Picolog. Samplingshastigheten väljs till 3ms. Denna samplingshastighet bedöms mer än väl räcka till för att fånga upp pumpens dynamik, och en högre samplingshastighet klarar inte experimentuppställningen av. Antalet sampel sattes till 5000, vilket gav en tid på 15s att variera de olika signalerna.

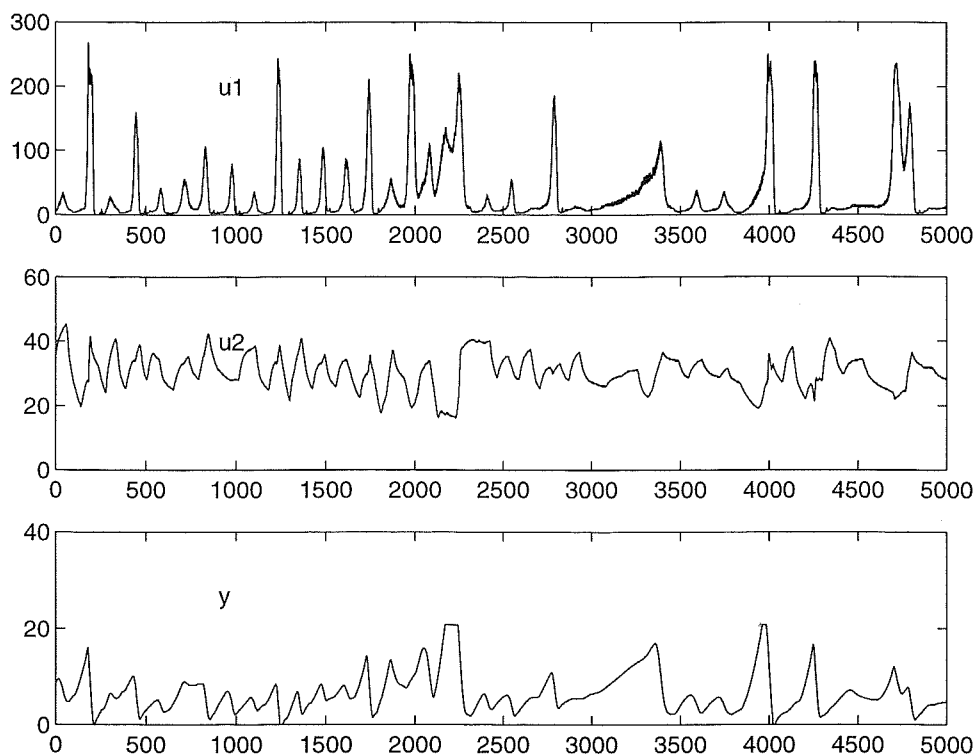
Genom att se till att den sticka som styr deplacementet inte bottnar görs mätningar inom pumpens dynamiska område. Styrtryck och systemtryck varieras så mycket som möjligt med hjälp av manöverspakarna. Det görs även statistiska mätningar med olika konstanta styrtryck och långsamt varierande systemtryck.

Sammanlagt med inledande provmätningar blev det 29 stycken mätningar. Framöver refereras till respektive mätserie med seriens nummer.

### 4.3 Identifieringsförfarande

Som insignaler väljs systemtrycket,  $u_1$ , och styrtrycket,  $u_2$ , medan deplacementet väljs som utsignal. I figur 4.2 redovisas de olika signalerna för serie 16. De dynamiska mätningar som är användbara för en identifiering är se-

<sup>1</sup>se appendix A1



Figur 4.2 Mätdata för identifiering av hydraulpump.

rierna 14-18. Innan dessa signaler bearbetas subtraheras deras medelvärden. En korrelationsanalys görs för serierna 14-18. Resultatet varierar kraftigt med dödtider mellan 0 och 22 samplingsintervall.

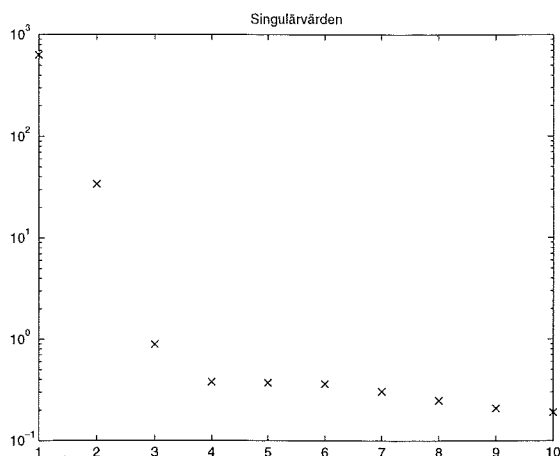
Av de användbara dynamiska serierna väljs serie 16 ut för en identifiering på grund av att den har god variation, lågt styrtryck och inte maximerar displacementet. Variation vid lågt styrtryck önskas eftersom det kan misstänkas att denna signal bottenar vid ca 30 bar.

Som första modell testas en tillståndsmoell enligt Verhaegen<sup>2</sup>. Till denna moell måste inte någon dödtid anges. Ordning 1 till och med 10 ger ett singularvärde enligt figur 4.3. Detta ger en rimlig ordning av 4, eftersom singularvärdet med en större ordning endast minskar marginellt. Stokastiskt följer resultatet utsignalen ganska bra medan det deterministiska resultatet är klart sämre.

Eftersom det inte är möjligt att löpande mäta displacementet, inriktas moellarbetet på att skapa en moell som fungerar bra deterministiskt.

Det görs identifikationsförsök för en ARX-, ARMAX-, instrumentvariabel, Box-Jenkins, OE- och en prediktionsfelsmoell. Ordningen tillåts variera mellan 1 och 8 samtidigt som dödtiden för  $u_1$ ,  $\tau_1$ , får variera mellan 1 och 20. Dödtiden för  $u_2$ ,  $\tau_2$ , sätts till 1 vid denna identifiering. Orsaken till att  $\tau_1$  varieras och inte  $\tau_2$  är att flera av korrelationsanalyserna gav dödtiden 1 eller 0 för  $u_2$ . För varje kombination av ordning, dödtid och moell beräknas  $\|\cdot\|_1$  av det deterministiska felet mellan den simulerade och den verkliga utsignalen. Därefter väljs den ordning och den dödtid som ger den lägsta  $\|\cdot\|_1$  för varje moell. För dessa värden varieras sedan  $\tau_2$  mellan 1 och 20.

<sup>2</sup>se kap 2.3



Figur 4.3 Singularvärdet ifrån Verhaegens modell.

Tabell 4.1 Jämförelse mellan olika modeller 1.

*Modell*

	ordning	$\tau_1$	$\tau_2$	deter norm
Instrumentvariabel	3	10	2	214
ARX	5	6	1	236
ARMAX	3	10	12	215
Box-Jenkins	1	18	1	202
OE	4	1	11	179
Prediktionsfels	4	12	1	215

Vid somliga beräkningar varnar Matlab för låg numerisk stabilitet. Resultatet av dessa beräkningar väljs bort. Resultatet av den bästa approximationen för varje modell ges i tabell 4.1. Om det finns flera likvärdiga resultat för en modell redovisas resultatet med den lägsta ordningen och den lägsta dödtiden. Det bästa resultatet fås med OE-modellen. OE-modellen har följande utseende:

$$y_k = \frac{B(z^{-1})}{F(z^{-1})}u_k + w_k$$

En bättre modell kan ibland skapas genom att antalet sampel decimeras med ett lågpass Chebyshevfilter. Vid en minskning av antalet sampel ifrån 5000 till 1000 försämrades resultatet både för den gamla modellen och vid skapandet av en ny modell.

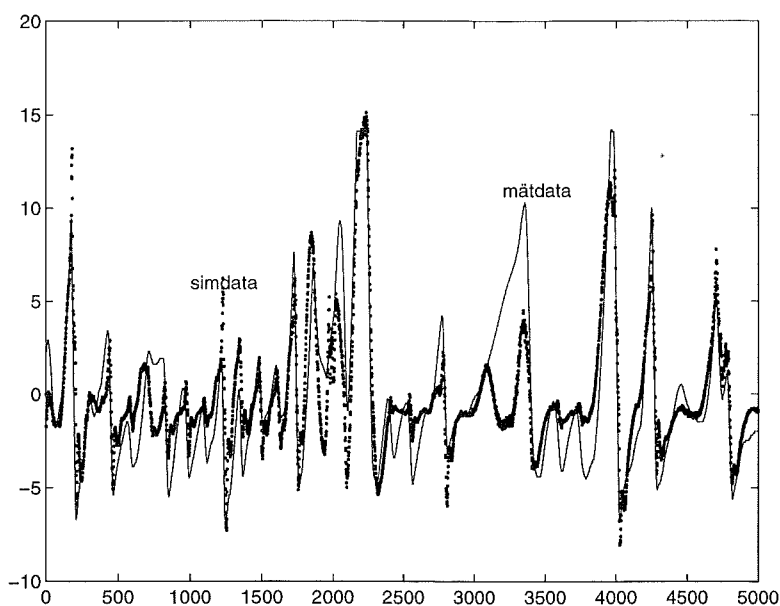
Eftersom  $u_2$  eventuellt är begränsad testas OE-modellen för olika begränsningar av  $u_2$ . På grundsignalerna varieras begränsningen med steg om en bar ifrån 45 till 20 bar. Ifrån varje begränsad signal subtraheras medelvärdet. Modellen hålls under beräkningarna konstant.  $\| \cdot \|_1$  av det deterministiska felet minskar när  $u_2$  begränsas. Lägsta  $\| \cdot \|_1$  fås för en begränsning på 34 bar.

En ny korrelationsanalys utförs mellan utsignalen och en vid 34 bar begränsad  $u_2$ , för serierna 14-16. Fortfarande fås inget enhetligt resultat. Dödtiden för serie 14 approximeras till 2 och den för serie 16 till 0.

Tabell 4.2 Jämförelse mellan olika modeller 2.

Modell

	ordning	$\tau_1$	$\tau_2$	deter norm
Instrumentvariabel	3	10	1	197
ARX	3	13	1	189
ARMAX	5	7	1	200
Box-Jenkins	6	10	13	192
OE	4	1	1	177
Prediktionsfels	5	10	8	195



Figur 4.4 Utsignalen för serie 16 och den simulerade signalen med OE-modellen. Den något brusigare signalen är simulerad.

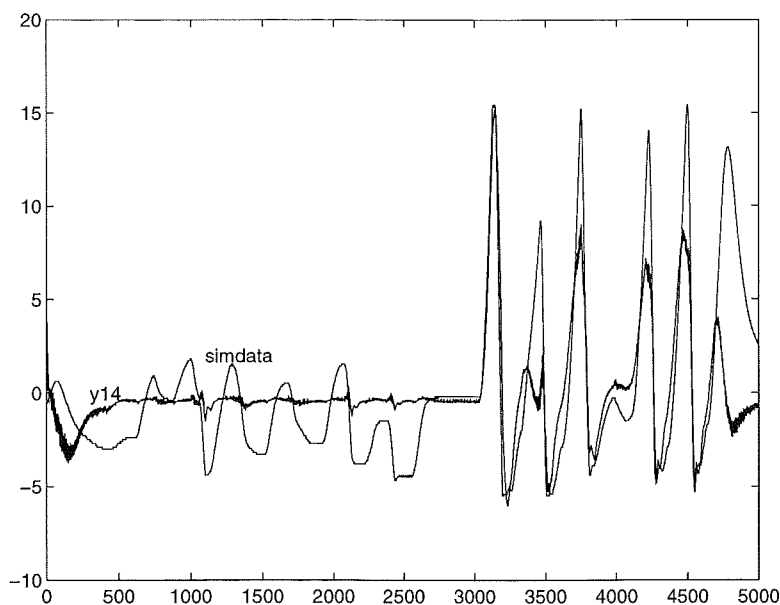
Identifieringsförsöken för de olika modellerna görs om med  $u_2$  begränsad vid 34 bar. Resultatet presenteras i tabell 4.2. Resultat där Matlab varnat för låg numerisk stabilitet under beräkningarna har ej använts. Vid likvärdiga resultat har det med lägst ordning och dödtid valts.  $\|\cdot\|_1$  av felet har överlag blivit lägre. Bäst approximeras systemet fortfarande av OE-modellen.

För att ytterligare förfinas OE-modellen och begränsningens läge görs en identifiering med denna modell för begränsningar mellan 20 och 45 bar. Begränsningen bestäms till 28 bar och  $\|\cdot\|_1$  av felet har förbättrats till 169. Genom att variera  $\tau_2$  kan resultatet förbättras lite till. För en dödtid på 2 är  $\|\cdot\|_1$  av felet 167.

För att verifiera begränsningen av styrtrycket vid 28 bar beräknas  $\|\cdot\|_1$  av det deterministiska utsignalsfelet för OE-modellen, använd på serie 14, med varierande styrtrycksbegränsning. Den lägsta  $\|\cdot\|_1$  ges även här för en begränsning av 28 bar.

I figur 4.4 redovisas utsignalen för serie 16 och den deterministiskt simulerade utsignalen ifrån OE-modellen av ordning 4, med  $\tau_1 = 1$  och  $\tau_2 = 2$ ,





Figur 4.5 Utsignalen för serie 14 och den simulerade signalen med OE-modellen.

beräknad för samma data. Residualen för insignalfelet motsvarar ej vitt brus och är svagt korrelerad med  $u_1$  men ej med  $u_2$ .

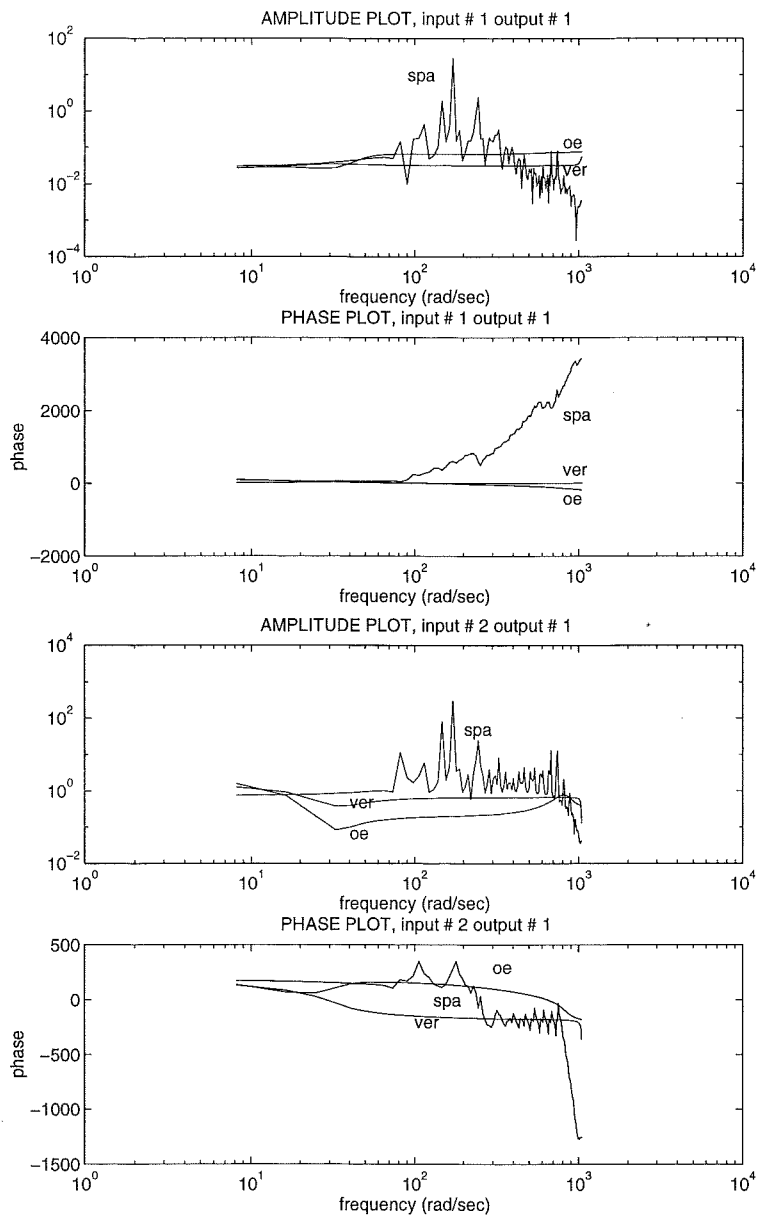
Modellen används också på serie 14. I figur 4.5 redovisas resultatet av denna simulering tillsammans med den verkliga utsignalen. Första delen mätdata i serie 14 utgörs av förändringar i systemtrycket vid ett lågt medeltryck. Här följer modellen det verkliga systemet mindre bra. När systemtrycket är högre följer utsignalen ifrån modellen den verkliga utsignalen bättre.

I ett försök att hitta en lågtrycksmodell används andra delen av serie 15. I detta område är  $u_2$  över begränsningen i hela intervallet och sätts därför till 0 vid modellskapandet. En OE-modell skapas mellan  $u_1$  och utsignalen. Den statistiska förstärkningen skiljer med en faktor 5. Dynamiskt är modellerna väldigt olika. Ingen förfinad modell skapas för låga tryck, eftersom lågt tryck medför liten effekt och vid små effektutag krävs ingen reglering.

Med  $u_2$  begränsad vid 28 bar görs ett nytt försök med Verhaegens modell. Den deterministiska  $\| \cdot \|_1$  har med hjälp av begränsningen förbättrats till 167.

Ett Bodediagram för spektralanalys av en obegränsad mätserie 16 och Bodediagrammen för en spektralanalys, OE-modellen och Verhaegens modell visas i figur 4.6. Modellerna stämmer bra överens.

Vid ett konstant varvtal styrs flödet endast av displacementets storlek och pumpens läckage, som vi inte har någon möjlighet att mäta. Detta läckage är enligt tillverkaren ca fem procent vid max systemtryck (ca 310 bar). En modell mellan flödet och displacementet erhålls genom att den långsamma signalen ifrån flödesmätaren förskjuts och skalas. En tidsförskjutning på 66ms och skalfaktorn 5.06 ger resultatet som redovisas i figur 4.7. Vi ser att denna enkla modell förutsäger flödet med ett medelfel mindre än läckaget.

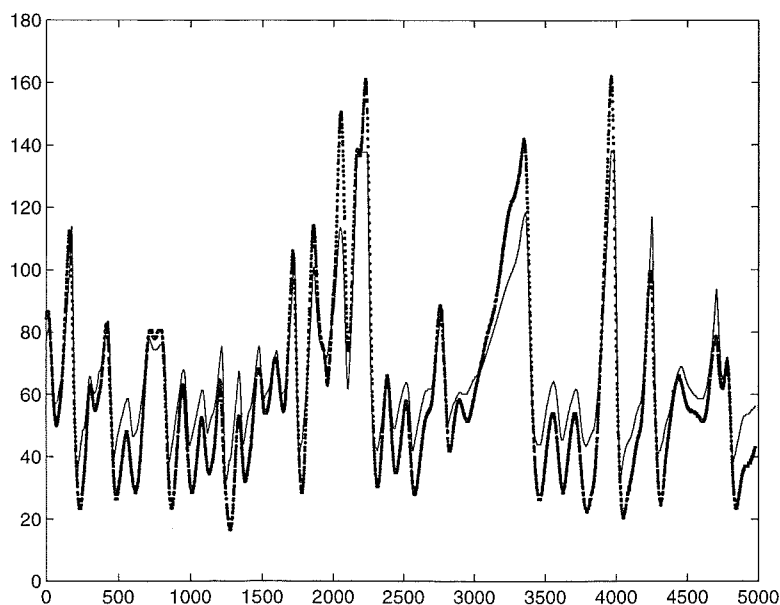


Figur 4.6 Bodediagram ifrån spektralanalys och OE-modellen.

## 4.4 Modell för hydraulpumpen

På tillståndsform väljs Verhaegens modell med:

$$A = \begin{pmatrix} 1.0003 & 0.3409 & -0.1147 & -0.2625 \\ -0.0011 & 0.9625 & -0.7743 & -0.5054 \\ -0.0001 & 0.0022 & 0.9456 & 0.3428 \\ 0.0000 & 0.0010 & -0.0569 & -0.9516 \end{pmatrix}$$



**Figur 4.7** Displacementet, skalat och förskjutet, jämförs med flödesmätarens angivelse, vid konstant varvtal. Signalen ifrån flödesmätaren är punktformig.

$$B = \begin{pmatrix} -0.0035 & 0.2023 \\ 0.0034 & 0.0271 \\ -0.0032 & -0.1113 \\ 0.0172 & 0.5878 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} 0.3148 & -0.5193 & -0.5394 & -0.1042 \end{pmatrix}$$

$$D = \begin{pmatrix} 0.0310 & -0.5887 \end{pmatrix}$$

$$K = \begin{pmatrix} 6.3805 \\ 2.2243 \\ -0.0646 \\ -0.0118 \end{pmatrix}$$

$$x_0 = \begin{pmatrix} 9.6007 \\ 1.6455 \\ 0.6619 \\ -1.6016 \end{pmatrix}$$

Initialvärdet är  $x_0$  och  $K$  är Kalmanförstärkningen.

På polynomform väljs OE-modellen med:

$$y = \frac{B_1(z^{-1})}{F_1(z^{-1})} u_1 + \frac{B_2(z^{-1})}{F_2(z^{-1})} \min(u_2, 28) + w$$

$$B(q) = \begin{pmatrix} 0.0645q^4 - 0.1903q^3 + 0.1876q^2 - 0.0618q \\ -0.3475q^3 + 0.4968q^2 + 0.0212q - 0.1754 \end{pmatrix}$$

$$F(q) = \begin{pmatrix} q^4 - 2.7601q^3 + 2.4847q^2 - 0.6641q - 0.0598 \\ q^4 - 0.8449q^3 - 0.7036q^2 + 0.0389q + 0.5131 \end{pmatrix}$$

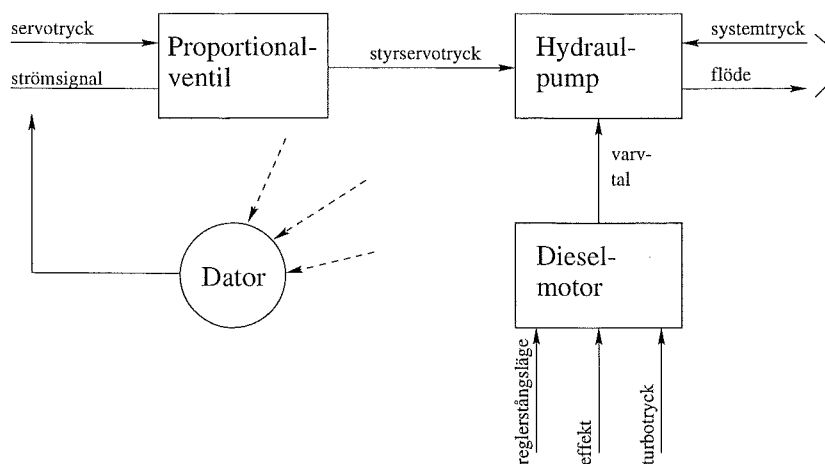
Medelvärdena för båda modellerna är  $\bar{y} = 6.5873$ ,  $\bar{u}_1 = 32.6647$  och  $\bar{u}_2 = 26.8478$ .

# 5. Egenskaper hos det sammansatta systemet

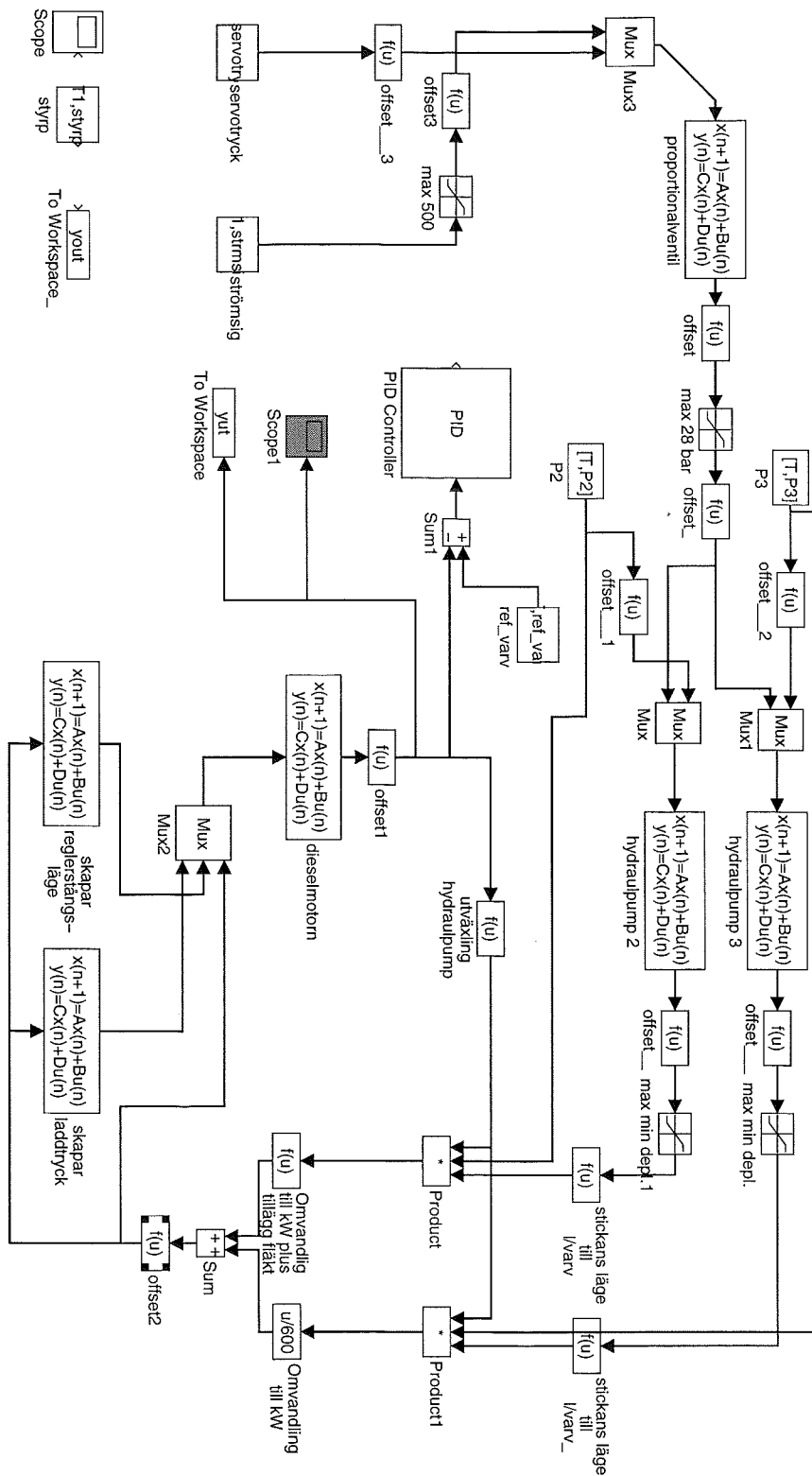
## 5.1 Det sammansatta systemet

I figur 5.1 visas ett flödesdiagram av det sammansatta systemet. Flödesdiagrammet är ett komplement och en fortsättning av figur 1.1. Vid starten av detta examensarbete mättes endast varvtalet för en reglering. Numera mäts även systemtrycket ifrån hydraulpump 1. Om ingen vridrörelse utförs används hydraulpump 1 för att skapa effekt vid grävning.

För att simulera det sammansatta systemet krävs endast att signalerna skapas och modellerna för de olika delsystemen körs. Detta görs enkelt i Matlab med hjälp av Simulink. Modellen som lagts in i Simulink presenteras i figur 5.2. En simulering med hydraulpump 1 kräver ytterligare information, eftersom den styrs på ett annorlunda sätt och endast har fyra diskreta effektnivåer. Den har också en lägre kapacitet än den hydraulpump som identifierats. Korrelation mellan insignalerna till dieselmotorn och deras samband med uteffekten ifrån hydraulpumpen gör att alla signaler inte kan skapas helt fritt. Vid en verifiering av det sammanlagda systemet finns ej mätningar av dieselmotorns laddtryck och reglerstängsläge tillgängliga, vilket också är fallet för grävmaskinens nuvarande utförande. För att med nuvarande förhållanden skapa en fungerande modell skapas modeller för att utvinna reglerstängsläge och laddtryck ur effekten.



**Figur 5.1** Flödesdiagram för systemet proportionalventil, dieselmotor och hydraulpump. Flödet beräknas ur displacementet, den verkliga utsignalen ifrån vår modell, och varvtalet.



Figur 5.2 Simulink modell för det totala systemet.

**Tabell 5.1** Jämförelse mellan Verhaegens modeller för olika ordningar.

<i>Modell</i>	<i>Identifiering</i>	<i>Simulering</i>	<i>ord. 3</i>	<i>ord. 2</i>	<i>ord. 1</i>
	serie	serie	$\ \cdot\ _1$	$\ \cdot\ _1$	$\ \cdot\ _1$
Innovationsfel	18	18	2.65	2.64	2.67
	18	17	4.10	4.08	4.11
Utsignalfel	18	18	7.35	7.61	8.0
	18	17	74.4	3300	8000

## 5.2 Inre identifiering av dieselmotorn

Först identifieras modellen mellan effekten,  $u$ , in till dieselmotorn och laddtrycket,  $y$ . Eftersom Verhaegens algoritmer fungerat överlag bäst används dessa för identifieringen. Signalernas utseende visas i figur 3.1. Serierna 17 och 18 används för identifieringen eftersom laddtrycket ej överskrider sitt maxvärde under dessa serier. Serie 20 och 21 ger att laddtryckets maxvärde är 1.38 volt. Identifieringen görs på serie 18 och serie 17-18 används för verifiering. Resultatet redovisas i tabell 5.1. Singulärvärdet ger en trolig ordning på 2, eftersom det för en högre ordning endast reduceras marginellt. Som kriterium på modellernas godhet tas  $\|\cdot\|_1$  av det deterministiska felet. Den bästa modellen är Verhaegens innovationsfelsmodell med ordning 2. I figur 5.3 visas det verkliga laddtrycket och det deterministiskt simulerade för serie 17.

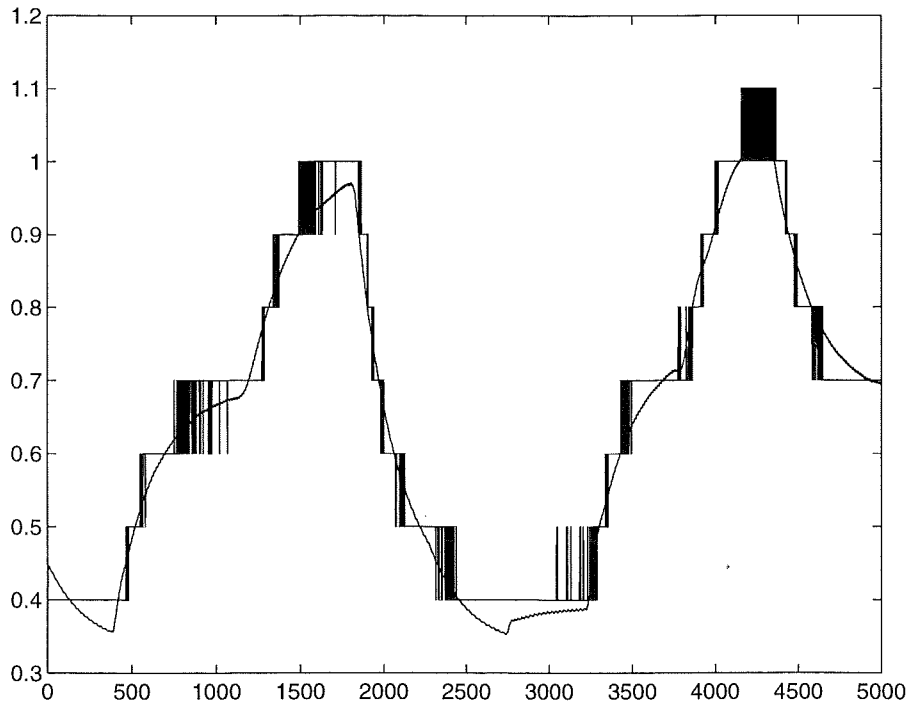
Residualen för Verhaegens innovationsfelsmodell med ordning 2 visas i figur 5.4. Felet är till viss del korrelerat med sig själv, men ingen korrelation finns mellan felet och utsignalen. Den periodicitet som finns kvar i felet kan eventuellt bero på att det verkliga laddtrycket endast antar diskreta nivåer. Eftersom modellresultatet är bra görs inga ytterligare försök att utvinna mer information ur insignalen. För att verifiera godheten hos modellresultatet beräknas den relativa andra normen enligt:

$$\frac{\|\epsilon\|_2}{\|y\|_2}$$

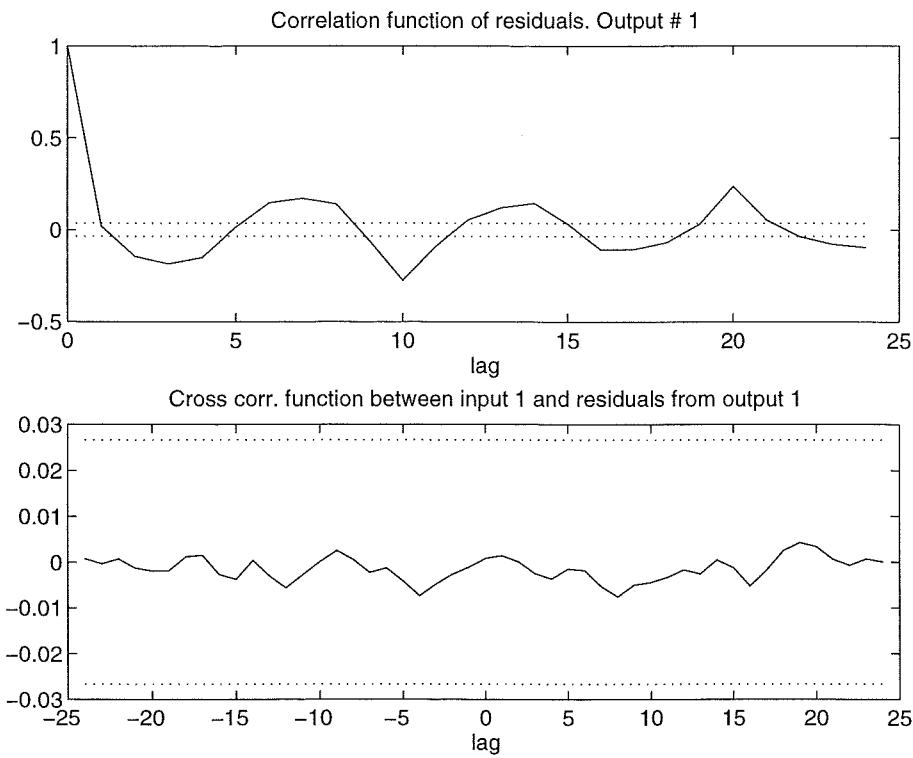
Resultatet är 8%, vilket bekräftar modellens godhet.

Även för identifiering av systemet mellan effekten,  $u$ , och reglerstängsläget,  $y$ , används Verhaegens modeller på serierna 17-18. Signalernas utseende för serie 17 ges i figur 3.1. Identifieringen görs på serie 18 och serie 17-18 används för verifiering. Resultatet redovisas i tabell 5.2. Singulärvärdet ger en trolig ordning på 2 eller 3. Som kriterium på modellernas godhet tas  $\|\cdot\|_1$  av det deterministiska felet. Den bästa modellen är Verhaegens innovationsfelsmodell med ordning 2. I figure 5.5 visas det verkliga reglerstängsläget och det deterministiskt simulerade för serie 17.

Residualen för Verhaegens innovationsfelsmodell med ordning 2 visas i figur 5.6. Felet består till största delen av vitt brus även residualen visar på en korrelation mellan en 3 sampel fördröjd insignal och felet. Denna korrelation är ett vanligt förekommande fel vid användandet av Verhaegens innovationsfelsmodell. För att verifiera godheten hos modellresultatet beräknas även den relativa andra normen (se ovan). Resultatet är 7%, vilket bekräftar modellens godhet.

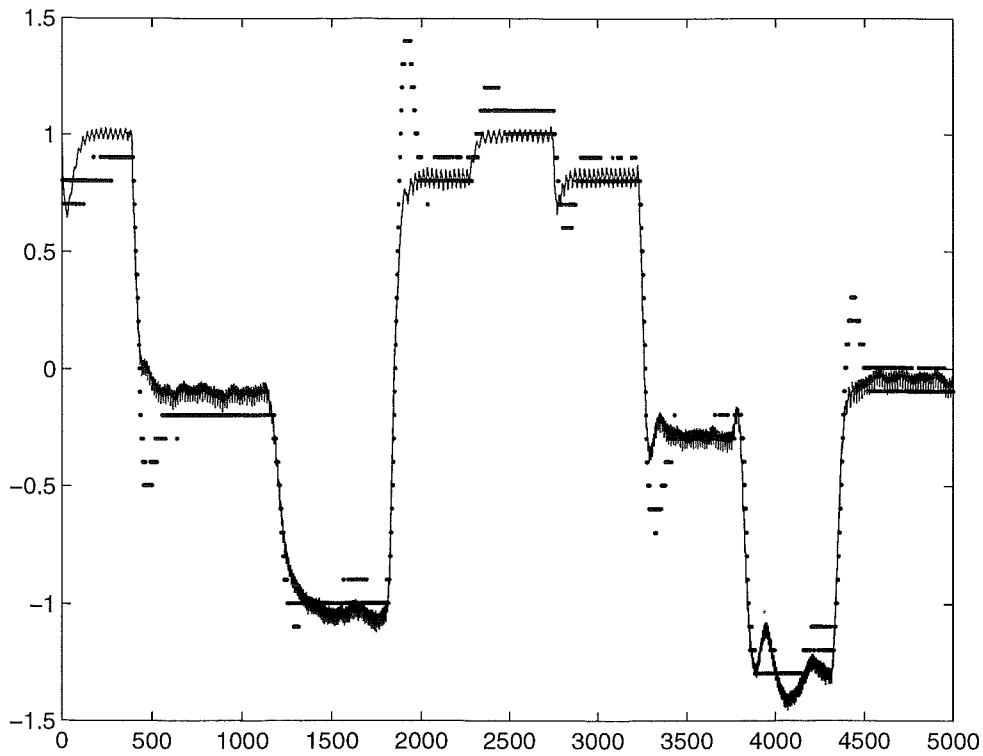


**Figur 5.3** Den deterministiskt simulerade utsignalen, med mätvärden ifrån serie 17 som insignal, simulerad med Verhaegens innovationsfelsesmodell av ordning 2, identifierad med hjälp av serie 18. Den verkliga signalen är den med de diskreta nivåerna.

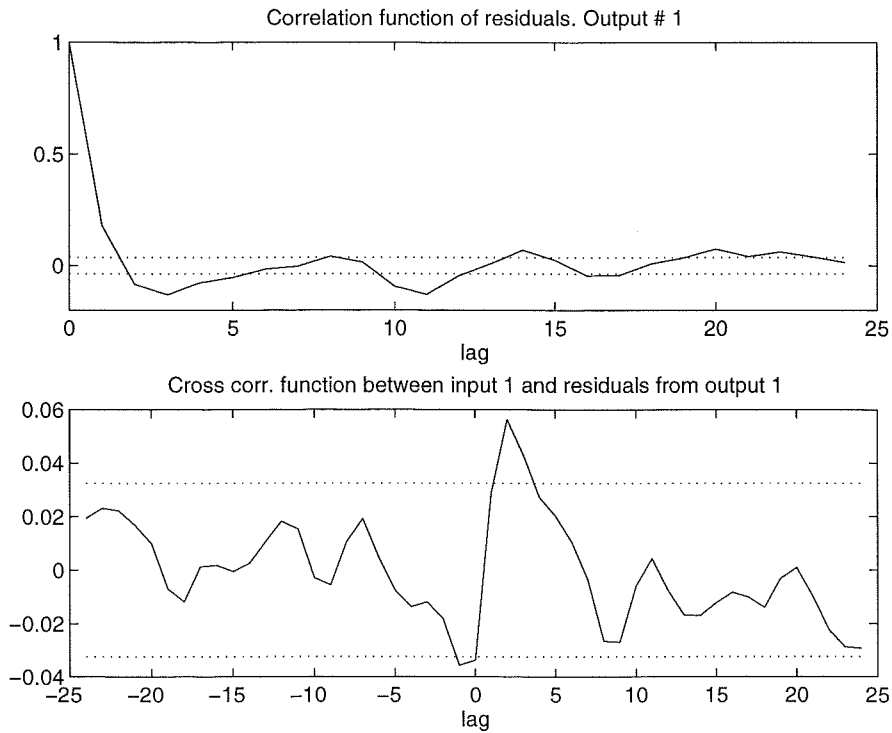


**Figur 5.4** Residualen för Verhaegens innovationsfelsesmodell med ordning 2.





**Figur 5.5** Den deterministiskt simulerade utsignalen, med mätvärden ifrån serie 17 som insignal, simulerad med Verhaegens innovationsfelsesmodell av ordning 2, identifierad med hjälp av serie 18. Den verkliga signalen är punktformig.



**Figur 5.6** Residualen för Verhaegens innovationsfelsesmodell med ordning 2.

**Tabell 5.2** Jämförelse mellan Verhaegens modeller för olika ordningar.

<i>Modell</i>	<i>Identifiering</i>	<i>Simulering</i>	<i>ord. 3</i>	<i>ord. 2</i>	<i>ord. 1</i>
	serie	serie	$\ \cdot\ _1$	$\ \cdot\ _1$	$\ \cdot\ _1$
Innovationsfel	18	18	11.39	10.03	12.75
	18	17	17.22	16.82	21.5
Utsignalfel	18	18	17.5	16.15	17.6
	18	17	25.9	24.6	25.7

Modellen mellan effekten och laddtrycket är på tillståndsform:

$$A = \begin{pmatrix} 0.9958 & -0.2208 \\ 0.0001 & 0.5152 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} -0.0080 * 10^{-3} \\ -0.2082 * 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} 0.3221 & 0.4462 \end{pmatrix}$$

$$D = \begin{pmatrix} 8.41 * 10^{-5} \end{pmatrix}$$

$$K = \begin{pmatrix} 0.6819 \\ 0.3063 \end{pmatrix}$$

$$x_0 = \begin{pmatrix} -0.7181 \\ -0.1056 \end{pmatrix}$$

Initialvärdet är  $x_0$  och  $K$  är Kalmanförstärkningen. Medelvärdena är  $\bar{y} = 0.6575$  och  $\bar{u} = 78.2812$ . Modellen mellan effekten och reglerstängsläget är på tillståndsform:

$$A = \begin{pmatrix} 0.9823 & -0.2990 \\ 0.0017 & 0.9440 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} 0.0016 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} -0.3405 & -0.4677 \end{pmatrix}$$

$$D = \begin{pmatrix} 0.0028 \end{pmatrix}$$

$$K = \begin{pmatrix} -1.8877 \\ 0.1713 \end{pmatrix}$$

$$x_0 = \begin{pmatrix} -2.7693 \\ -0.3467 \end{pmatrix}$$

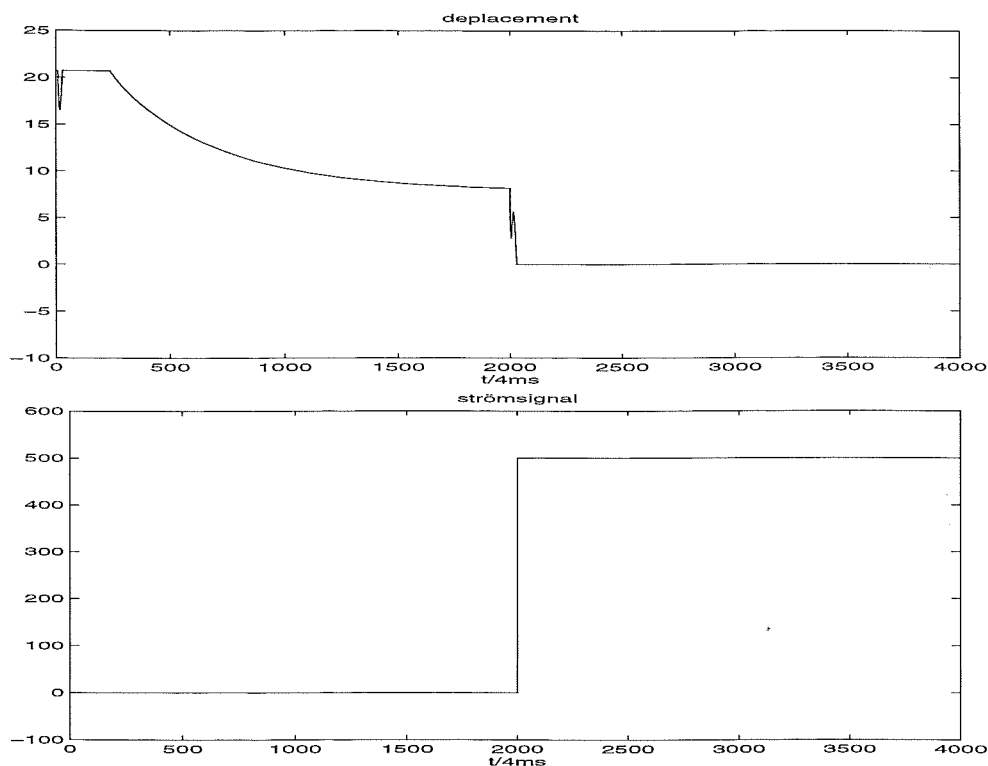
Initialvärdet är  $x_0$  och  $K$  är Kalmanförstärkningen. Medelvärdena är  $\bar{y} = 4.9967$  och  $\bar{u} = 78.2812$ .

### 5.3 Exempel på användning av systemet

En simulering görs för att bestämma tiden det tar att ”trycka” hydraulpumpen så att deplacementet går ifrån sitt maxvärde till 0. Minskningen skall ske med hjälp av ett steg i strömsignalen in till proportional ventilen. Resultatet ger den minsta tid vi behöver för att reglera ner effektuttaget vid en effektökning. Servotrycket är konstant 65 bar och systemtrycket konstant 300 bar. Under antagandet att endast hydraulpump 2 och 3 är i drift ger systemtrycket 300 bar ett maximalt effektuttag på 270 kW. Eftersom dieselmotorns kapacitet är 190 kW är en reglering nödvändig. Strömsignalen in är ett steg ifrån 0-500 mA. Resultatet av de olika signalerna visas i figur 5.7. Den simulink modell som använts är den som visas i figur 5.2 förutom bortagandet av dieselmotorns del av modellen. Det tar 0.116 s för deplacementet att minska ifrån sitt maxvärde till 0 med ovan nämnda insignaler. Denna tid kan anses vara tillräckligt snabb för en reglering om man jämför med den tid det tar för dieselmotorn att bygga upp laddtryck och reglerstängsläge. Genom att betrakta mätdata i figur 3.1 kan tiden det tar att bygga upp ett högt laddtryck ifrån ett lågt uppskattas till 1 s. Tiden det tar för motorn att arbeta med ett stort dieselström ifrån att ha arbetat med ett litet är mycket mindre, ca 0.3 s. För att motorn skall hinna ge full effekt utan att den stryps krävs därför en viss försiktighet vid regleringen av effektuttaget.

### 5.4 Verifiering av den totala modellen

Först verifieras varje del av simulinkmodellen i figur 5.2 med hjälp av de mätvärden som använts vid de olika identifieringarna. I dieselmotorns fall körs modellen med de ursprungliga systemtrycken och det fasta flödet på 0.13 l/varv som insignaler och varvtalet som utsignal. I figur 5.8 visas resultaten med,

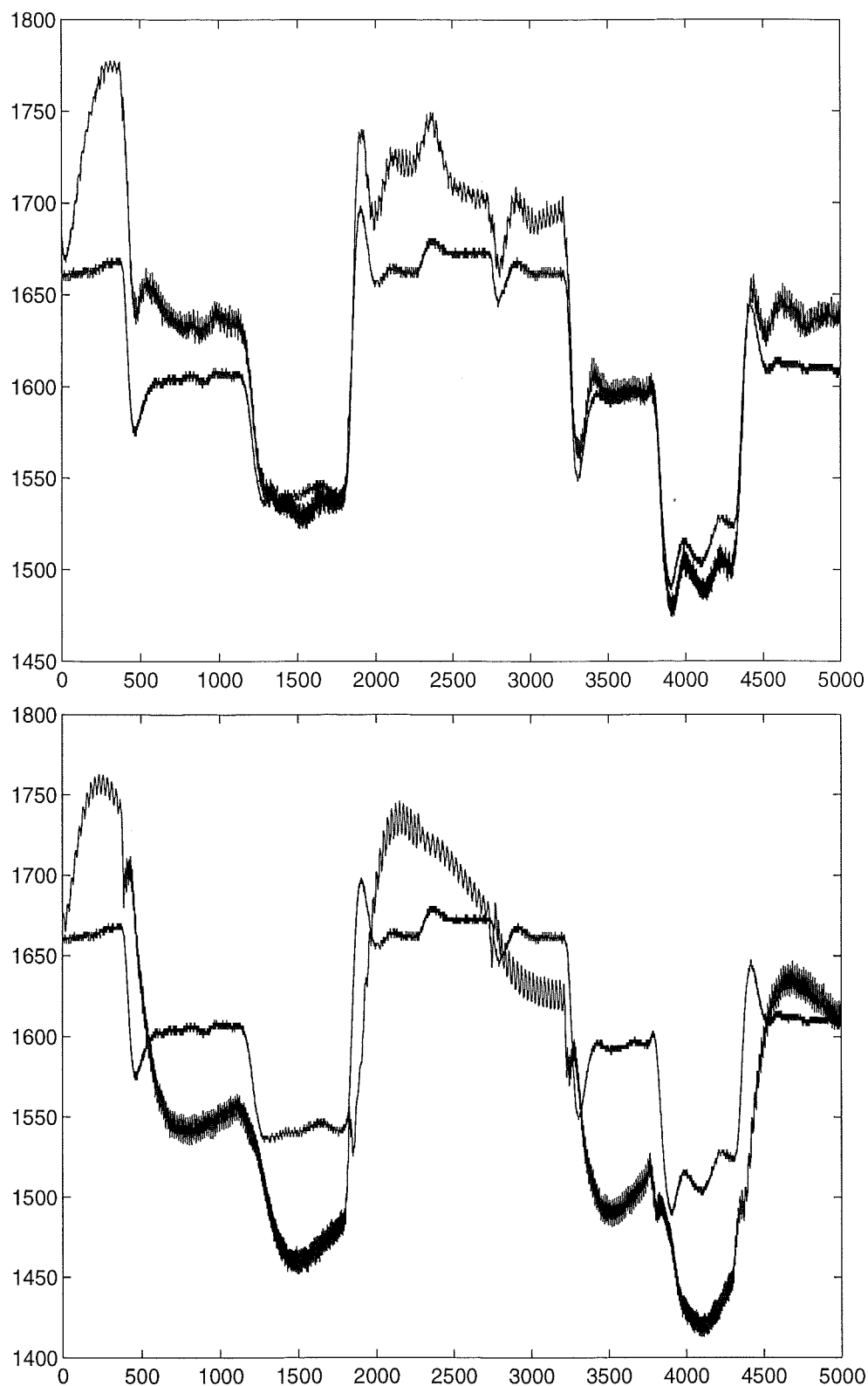


Figur 5.7 Hydraulpumpens reaktion på ett maximerat steg i strömsignalen.

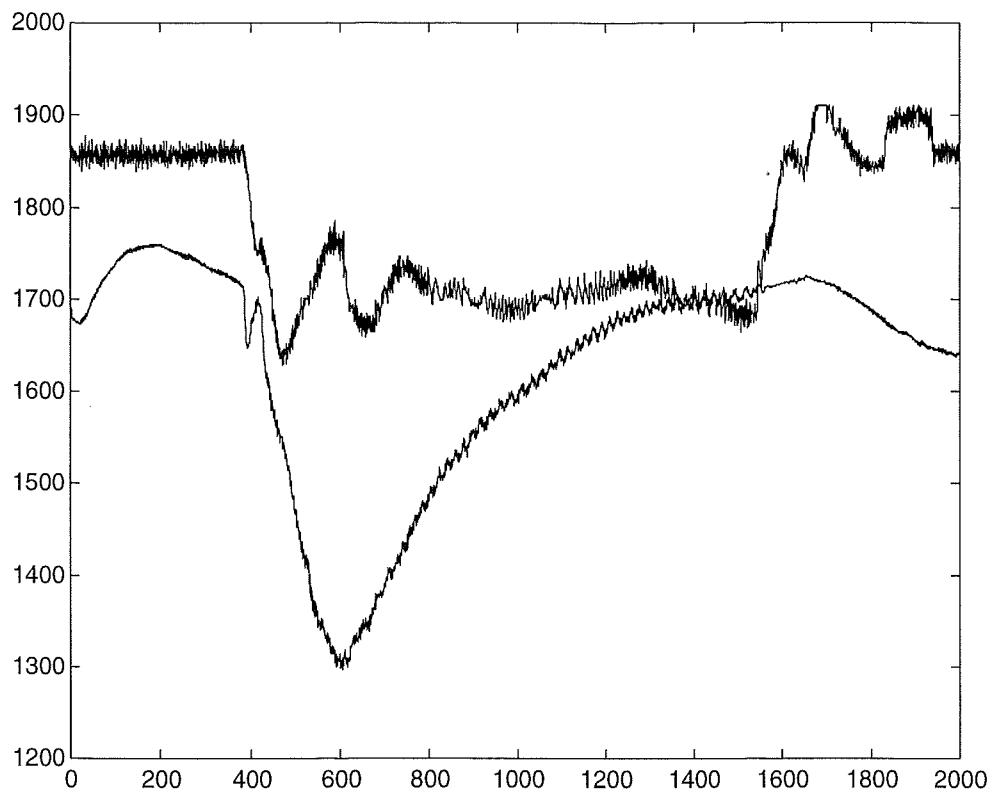
respektive utan, de uppmätta värdena för reglerstängsläget och laddtrycket. Vi ser att modellen överreagerar lite då effekten är den enda insignalen.

I mätdata för proportionalventilen är hydraulpump 1 ej använd och systemtrycken för hydraulpump 2 och 3 och dieselmotorns varvtal uppmätta. Dessa mätdata används för en identifiering av den sammanlagda modellen. Resultaten för serie 1<sup>1</sup> visas i figur 5.9 med strömsignal, servotryck och systemtrycken till hydraulpump 2 och 3 som insignaler och varvtalet som utsignal. Resultatet indikerar att det borde finnas en återkoppling som ej tagits med i den sammanlagda modellen. En genomgång av de olika signalerna ger ett troligt fel hos hydraulpumpen. De flesta mätningarna på hydraulpumpen är gjorda på snabba tryckförändringar. Vid grävning är tryckförändringarna snabba men det högre trycket varar ofta en längre tid än vad som varit fallet för de mätningar som gjorts. En identifiering av hydraulpumpen med en mätserie som har ett högre medeltryck visar att modellen förändras. Eftersom systemtrycken har ett högt medeltryck prövas modellen för det högre medeltrycken utan att det sammanlagda resultatet blir bättre. För att komma vidare krävs ytterligare information om de inre regleringarna i hydraulpumpen och nya experiment.

<sup>1</sup>se proportionalventilen kap. 2



**Figur 5.8** Modellsvar respektive systemsvar för den återkopplade modellen av dieselmotorn med eller utan reglerstängsläge och laddtryck.



**Figur 5.9** Det verkliga och det simulerade varvtalet för den sammanlagda modellen. Signalen som börjar vid 1700 varv/min är den simulerade.

# 6. Sammanfattning

## 6.1 De olika modellerna

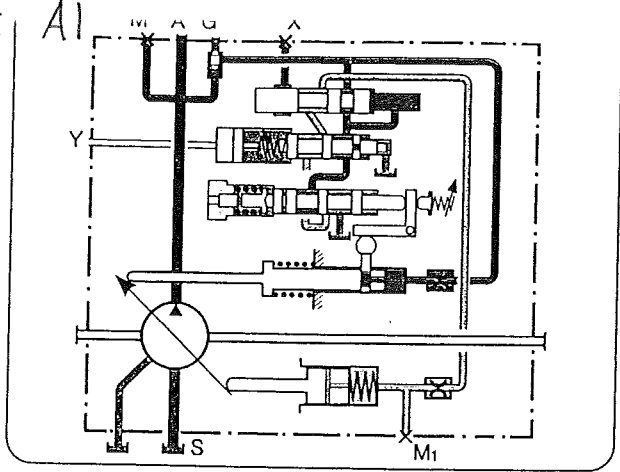
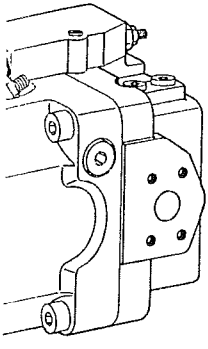
Resultaten för proportionalventilen och dieselmotorn är tillräckliga för att skapa en reglering med hjälp av modellerna eller för att simulera de respektive systemens reaktioner på olika belastningar. För att kunna skapa en reglering för hela systemet krävs mer information om hydraulpumpen. Eftersom det finns en hydraulpump som tillåter direkt styrning av displacementet borde denna användas för att skapa ett enklare och mer reglervänligt sammanlagt system. Att skapa en reglering av ett system med en inre reglerloop som eventuellt slås av och på är svårt om de inre förhållandena ej är kända.

Resultet ifrån exemplet i kap. 5 där systemet proportionalventil och hydraulpump har en reaktionstid på 0.116 s för ett maximalt steg i strömsignalen är i paritet med det förväntade resultatet på 0.2 s, men kan ifrågasättas på grund av olinjäriteterna i hydraulpumpen<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup>se figur 5.7

Appendix A1

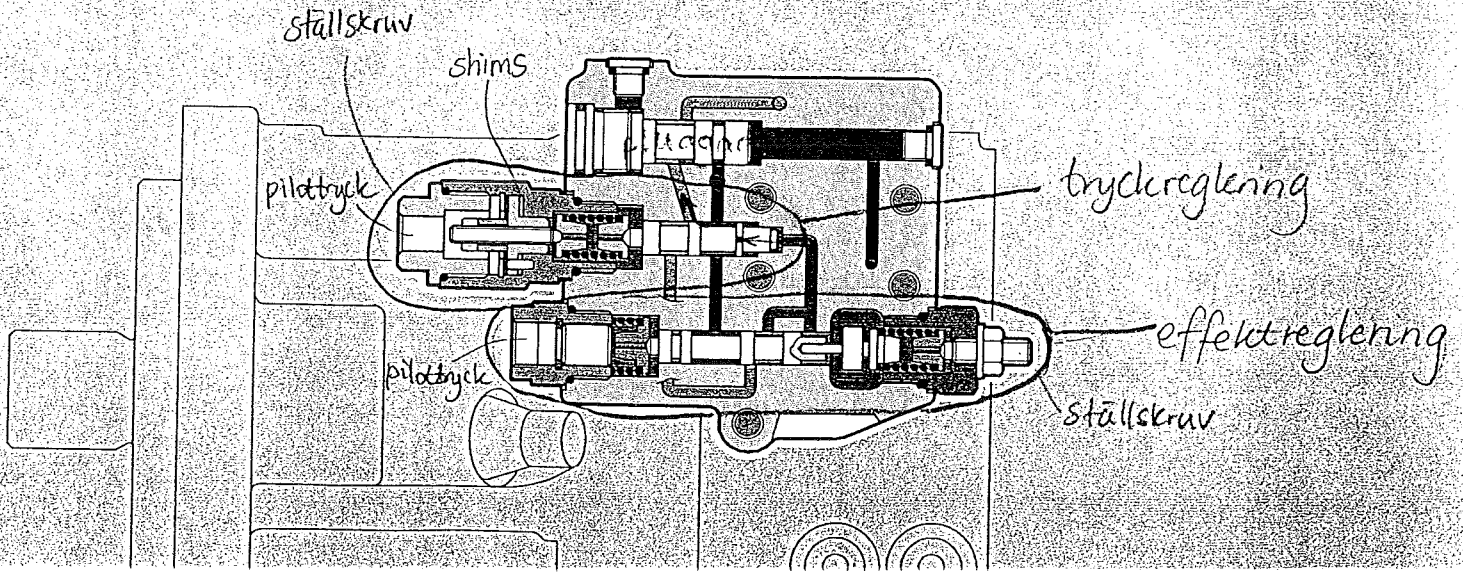
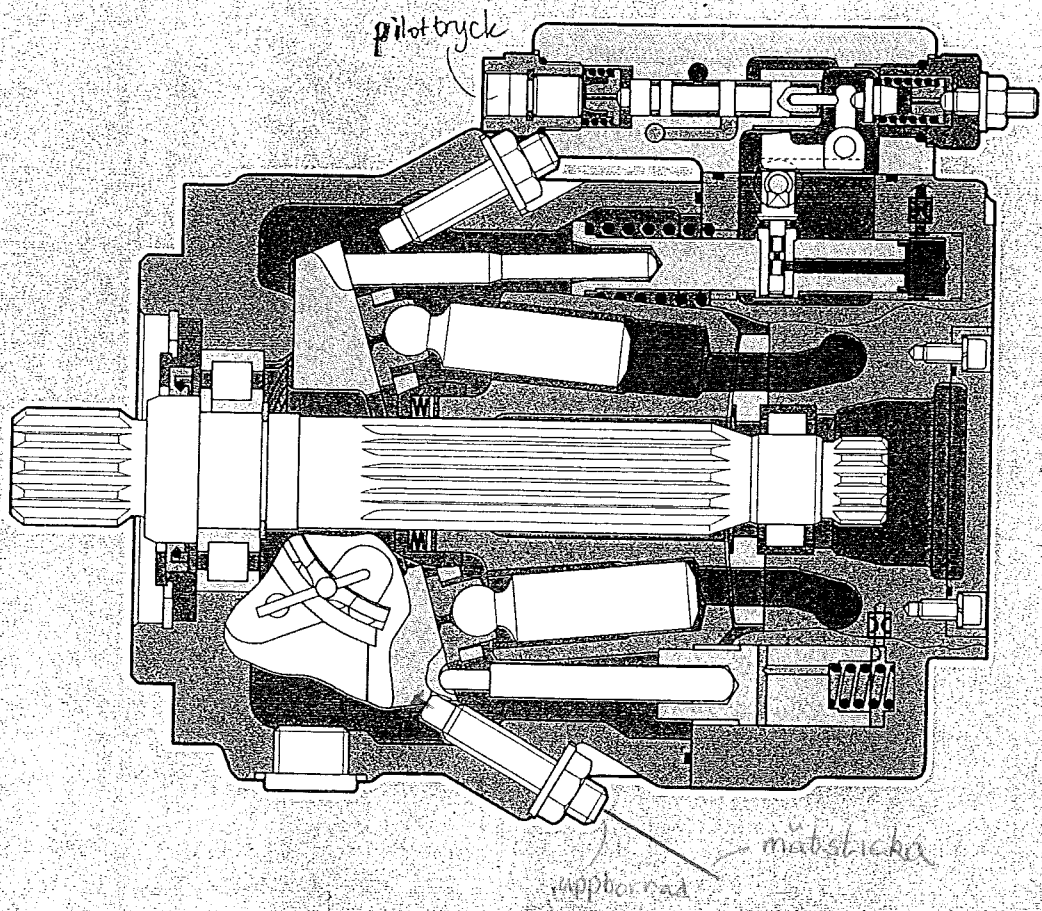


# MANNESMANN REXROTH

Brueninghaus Hydromatik

## A11VO 130 LG1

Baureihe/series 10  
Verstellpumpe  
Variable displacement pump





# 7. Litteraturförteckning

- [1] *MIMO State Space Model Identification Toolbox for Linear and Wiener Systems.*
- [2] R. JOHANSSON. *System modeling and identification.* Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1993.