

ISSN 0280-5316
ISRN LUTFD2/TFRT--5520--SE

Modellering och design av ett HOD-reglersystem

Staffan Lundgren

Institutionen för Reglerteknik
Lunds Tekniska Högskola
November 1994

Department of Automatic Control Lund Institute of Technology P.O. Box 118 S-221 00 Lund Sweden		<i>Document name</i> MASTER THESIS	
		<i>Date of issue</i> November 1994	
		<i>Document Number</i> ISRN LUTFD2/TFRT--5520--SE	
<i>Author(s)</i> Staffan Lundgren		<i>Supervisor</i> Jörgen Malmberg, Torgny Holmström ABB	
		<i>Sponsoring organisation</i> 	
<i>Title and subtitle</i> Modellering och design av ett HOD-reglersystem. Modeling and design of a HOD control system.			
<i>Abstract</i> <p>Man has always tried to move faster and more comfortable. Manufacturer of vehicles must always work for compliance with these demands in order to continue with their activities. In order to continuously improve the results, available techniques must be used. Lately the capacity of computers has improved to a comparable lower price. This means that one can install computers in the vehicles in order to control. It also means that one can create models in the computer and make driving tests to a lower price.</p> <p>The first part of this thesis aims at producing new models of different components which are used in the equipment (HOD = Hold-off device) in order to keep the lateral displacement of a carbody at a proper level. These models will later be written as modules for use at simulations. Verification of these models will be obtained by extensive testing of the components. These calculations has also been used for determination of the placement of the hydraulic components.</p> <p>In the second part of the work a control system for HOD has been developed which solves the unlinear behaviour of the system. It's done by feedback linearization which means that the inborn properties of the system are subtracted and the desired behaviour is added. It has resulted in a very stable control which without problem can keep the lateral displacement of the carbody less than 1 mm.</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> 66	<i>Recipient's notes</i> 	
<i>Security classification</i> 			

The report may be ordered from the Department of Automatic Control or borrowed through the University Library 2, Box 1010, S-221 03 Lund, Sweden, Fax +46 46 110019, Telex: 33248 lubbis lund.

Förord

Detta examensarbetet påbörjades i juni 1994. Uppgiften var att göra en djupare studie över dämpning och styvhet på Hold-off device som skulle leda fram till modeller för användning vid simuleringar. Beräkningarna som jag gjorde blev verifierade vid provning i provrigg hos ABB research i Västerås och det visade sig att verkligheten stämde väldigt bra med teorin eller om det kanske var tvärt om. Efter en hel del härjande i reglerteknikens värld lyckades jag räkna fram en reglering som hanterar olinjäriteten i systemet och simuleringar har uppvisat mycket bra resultat.

Jag vill tacka mina handledare, Torgny Holmström på ABB traction i Helsingborg och Jörgen Malmberg på institutionen för reglerteknik vid Lunds tekniska högskola, för all den hjälp och vägledning jag fått under arbetets gång.

Slutligen vill jag tacka alla de personer som har stått ut med att höra på när jag pratat om arbetet och som tvingats korrekturläsa rapporten.

Lund 1994-10-28


Staffan Lundgren

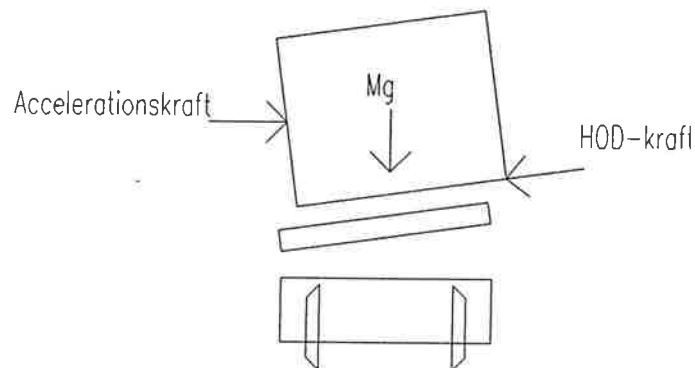
Innehåll

1 Inledning	5
2 Modellering	6
2.1 Inledning	6
2.2 Ackumulatorstyvhet i systemet.....	6
2.2.1 Allmänt om ackumulatorer.....	6
2.2.2 Härledning av ackumulatorns styvhet	7
2.2.3 Styvhetens temperaturberoende	9
2.2.3.1 Orsak till temperaturökning och dess betydelse.....	10
2.2.4 Styvhet vid två ackumulatorer med olika förladdningstryck	11
2.2.5 Styvhet med hänsyn till mottrycksidans ackumulator.....	13
2.2.6 Sammanfattning, ackumulatorer.....	15
2.3 Övrig styvhet i systemet	16
2.3.1 Komponenternas inverkan på styvheten.....	16
2.3.2 Styvhet i slangar.....	16
2.3.3 Styvhet i oljan	18
2.4 Dämpning.....	20
2.4.1 Komponenternas inverkan på dämpningen.....	20
2.4.2 Friktion i slangar och rör.....	20
2.4.3 Strypbrickor, strypventiler	22
2.4.4 Friktion i cylindrarna	24
2.4.4.1 Cylinderfriktion.....	25
2.5 Proportionalventilen	26
2.5.1 Tryckkorrigering.....	28
2.6 Accelerationssignal.....	28
2.7 Korglutning.....	29
3 Reglering	30
3.1 Inledning	30
3.2 Jämviktsekvation	30
3.3 Reglering.....	31
3.3.1 Invertering av ventilekvationen	33
4 Simulering	35
4.1 Inledning.....	35
4.2 Regleringen i simuleringen.....	35
4.3 Simuleringsresultat.....	35

5 Testförberedelser.....	38
5.1 Testtriggens utformning.....	38
5.2 Provningens genomförande.....	38
6 Testresultat.....	41
6.1 Inledning.....	41
6.2 Ackumulatorstyvhet.....	41
6.3 Hastighetsberoende friktion.....	41
6.4 Tryckberoende friktion.....	43
Variabellista.....	45
Referenser.....	47
Bilagor.....	48

1 Inledning

När ett tåg kör i kurvor verkar en accelerationskraft på vagnskorgen som vill föra denna "utåt". Högre hastigheter leder till större sidoförskjutningar och för att klara av att hålla korgen inom en given profil måste antingen korgen göras smalare eller hållas kvar i sitt sidledsläge av någon motriktad kraft. En sådan motriktad kraft kan åstadkommas genom att montera en Hold-off Device, i fortsättningen kallad HOD. En positiv bieffekt som fås då man använder en HOD är att de fjädrar som sitter monterade idag kan göras vekare och i framtiden kanske tas bort helt. Detta betyder att styvheten kan vara väldigt låg vid körning på rakspår för att sedan ökas på när så behövs, till exempel vid kurvtagning. Genom korglutningssystemet får HOD-kraften hjälp att hålla korgen på plats eftersom även tyngdkraften verkar i en återförande riktning.



Figur 1.
HOD-kraften applicerad på korgen

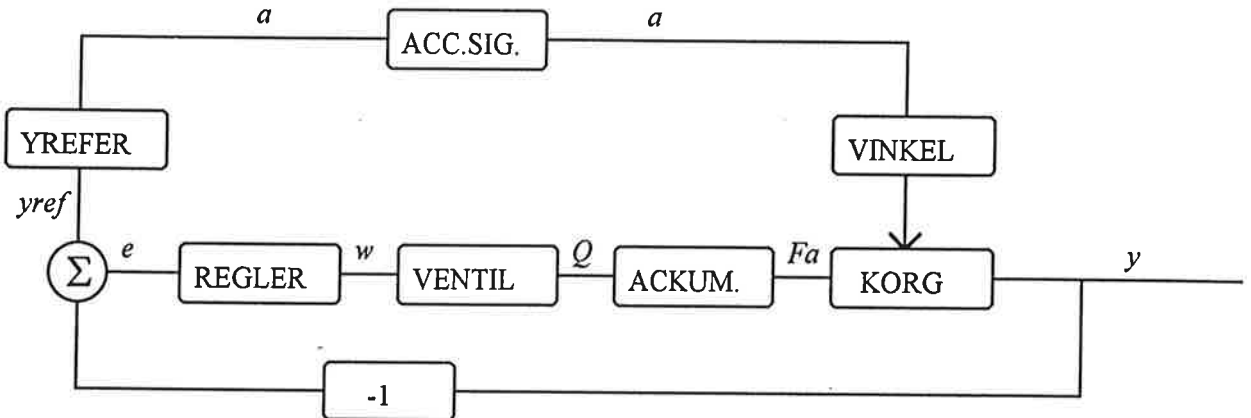
Då ett regelsystem som skall styra storleken på HOD-kraften skall designas är det till stor hjälp om man har bra modeller över de olika, i systemet, ingående komponenterna. Mitt examensarbete går ut på att ta fram modeller för den extra styvhet och dämpning som uppstår på grund av HOD av sådan typ som föreslagits i Torgny Holmströms examensarbete. Jag kommer bland annat att visa hur styvheten ändras vid serie- respektive parallellkoppling av ackumulatorer. Hur cylinderfriktionen samt olika rördimensioner påverkar dämpningen kommer också att belysas. Resultaten av beräkningarna skall leda till modeller som skall användas vid simuleringar i simuleringssystemet GENSYS. En provning i testrigg planeras och genomföres och resultaten härifrån används för att verifiera och senare korrigera de teoretiska modellerna.

Det sätt som HOD fungerar på innebär att systemet blir olinjärt bland annat på grund av att man använder gasackumulatorer som fjädrande element, samt att man får hjälp av tyngdkraften genom korglutningssystemet. För att på ett bra sätt kunna reglera ett sådant system behövs en reglering som kompenserar för olinjäriteterna. En sådan reglering ska jag ta fram genom att tillämpa återkopplingslinjärisering.

2 Modellering

2.1 Inledning

Systemet kan åskådliggöras genom blockschemat här nedan. I detta kapitlet kommer rutorna att gås igenom en efter en.



Figur 2.
Blockschema över hela systemet

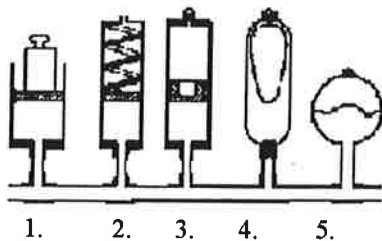
2.2 Ackumulatorstyvhet i systemet

2.2.1 Allmänt om ackumulatorer

Att använda en ackumulator som stötupptagare i stället för en konventionell fjäder bygger på principen att låta en kolv skjuta in olja i en ackumulator. I ackumulatorm finns någon form av fjädrande element som komprimeras under det att trycket stiger. En stor fördel med att använda ackumulatorer till fjädring är att man på litet utrymme kan få beteenden som är jämförbara med stora fjädrar. I HOD-systemet vill man kunna variera kraft och styvhet på korgen i sidled genom att variera oljetrycket till hydraulcylindrarna. För att inte göra systemet stumt måste en ackumulator som kan ta emot och leverera olja till systemet monteras. Genom att välja lämplig förladdning kan ackumulatorm anpassas efter olika behov. Förladdning kan jämföras med en förspänd fjäder.

De vanligaste typerna av ackumulatorer är [ref. 1]:

1. Viktbelastade
2. Fjäderbelastade
3. Kolvackumulatorer
4. Blåsackumulatorer
5. Membranackumulatorer



Figur 2.
Olika typer av ackumulatörer.

Lägsta förhållande mellan vikt och volym får man med en membranackumulator. Den är också speciellt bra på att ta upp stora tryckvariationer och lämpar sig därför utmärkt för att ingå i ett fjädrande system som HOD.

För att kunna beräkna styvheten måste man ta reda på hur ackumulatören beter sig beroende på:

- förladdningstryck
- aktuellt systemtryck
- komprimeringsgrad
- komprimeringshastighet
- temperaturändring
- komprimering-expansionsfrekvens

Gasen (ofta kvävgas) i ackumulatören som vi använder oss av kan antagas följa Boyles lag: $p \cdot V^n = konst$. Polytropkonstanten n varierar mellan 1 och 2.1 beroende på kompressionshastighet, tryck och temperatur. För mycket långsamma tryck- och volymförändringar sker fullständigt värmeutbyte mellan gasen och det omgivande skalet. Förloppet är då helt isotermiskt och $n = 1$. Vid snabbare kompressioner / expansioner, sker inget värmeutbyte med omgivningen. Förloppet är adiabatiskt och polytropkonstanten n antar värden mellan 1 och 2.1 beroende på frekvens, tryck och temperatur.

I fallet med HOD antas frekvensen ligga omkring 2 Hz (typisk frekvens vid normal körning), trycket mellan 15 och 150 bar. Detta ger polytropkonstanten $n \approx 1.75$ [ref. 2].

2.2.2 Härledning av ackumulatörens styvhet

Styvheten beräknas som kraftskillnad dividerat med läggesskillnad.

$$k = \frac{dF}{dy}$$

Kraften kan uttryckas som trycket multiplicerat med kolvarean.

$$F = p \cdot A_k$$

d.v.s.

$$k = A_k \frac{dp}{dy}$$

Boyles lag ger allmänt:

$$p_{i+1} = p_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n$$

p_0	ackumulatorns förladdningstryck
p_1	aktuellt systemtryck (vid hoppresningens början)
p_2	slutligt systemtryck (vid hoppresningen $y = p_1$ i början)
V_0	ackumulatorns ursprungsgasvolym
V_1	aktuell gasvolym i ackumulatorm (vid hoppresningens början)
V_2	slutlig gasvolym i ackumulatorm (vid hoppresningen $y = V_1$ i början)

k vid trycket p_2 :

$$k = A_k \frac{dp_2}{dy} = A_k \frac{d}{dy} \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \cdot p_1$$

V är gasvolymen i en ackumulator och om ingen annan olja pressas in i systemet varierar volymen endast på grund av att kolven rör sig och trycker in olja i ackumulatorm.

$$V_2 = V_1 - A_k \cdot y \Rightarrow$$

y = kolvens förskjutning.

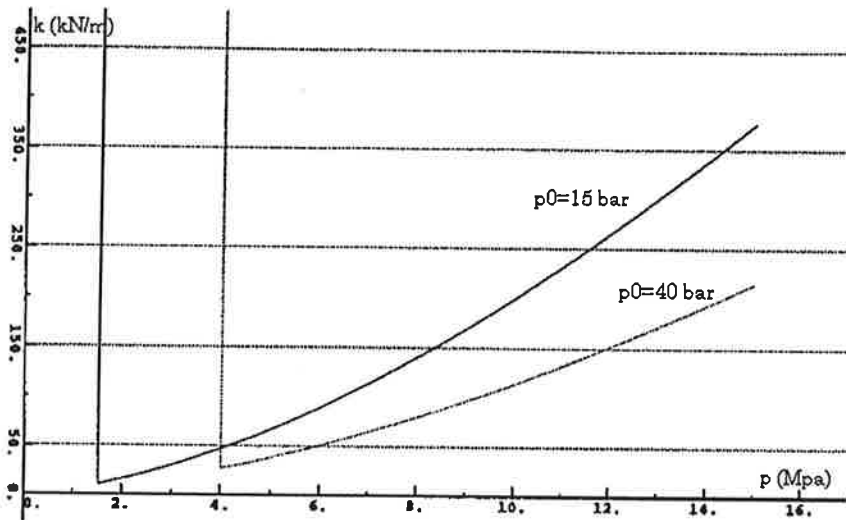
$$k = A_k p_1 \frac{d}{dy} \left(\frac{V_1}{V_1 - A_k y} \right)^n = \frac{A_k^2 p_1 V_1^n n}{(V_1 - A_k y)^{n+1}}$$

$$V_1 = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n}$$

$$\Rightarrow k = \frac{A_k^2 V_0^n p_0 n}{\left(V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n} - A_k y \right)^{n+1}}$$

- ∴ Ökat systemtryck ger högre styvhet.
 Ökat förladdningstryck ger lägre styvhet.

Följande graf visar ackumulatorstyvheten som funktion av systemtrycket p_1 vid olika förladdningstryck p_0 .



Figur 3.

Styvheten i en ackumulator med förladdningstryck p_0 på 1.5 resp. 4.0 MPa. De vertikala linjerna vid 1.5 resp. 4.0 MPa beror på att ackumulatoren inte är inkopplad och har därför oändlig styvhet eftersom ingen olja kan komma in.

2.2.3 Styvhetens temperaturberoende

Styvheten kan enligt tidigare härledning skrivas som:

$$k = \frac{A_k^2 V_0^n P_0^n}{\left(V_0 \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{1/n} - A_k y \right)^{n+1}}$$

Allmänna tillståndslagen säger:

$$pV = mRT$$

där:

m = substansmängden (antal mol).

R = Allmänna gaskonstanten (= 8.314 J/mol K).

Detta ger allmänt: $p_{i+1} = p_i \frac{T_{i+1}}{T_i}$.

Alla tryck, även förladdningstrycket, korrigeras med temperaturen.

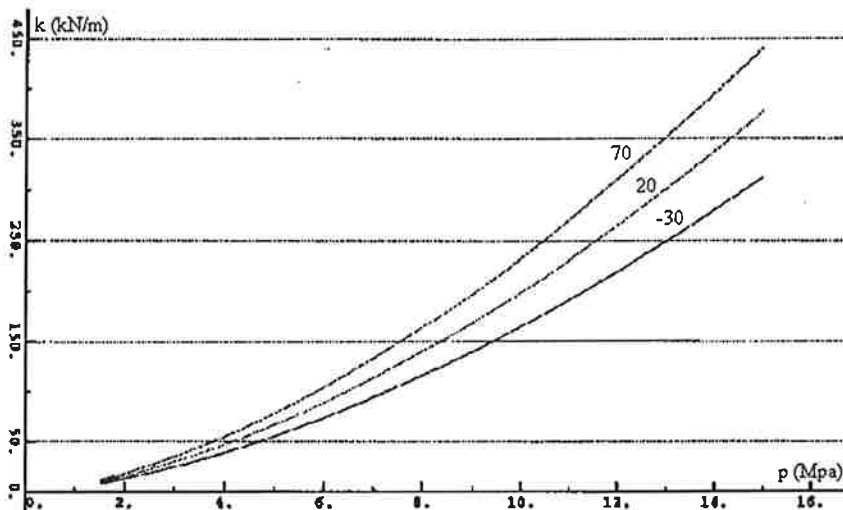
I denna beräkningen kallas den temperaturberoende styvheten för k_T .

$$\Rightarrow k_T = \frac{A_k^2 V_0^n p_0 \frac{T}{T_0} n}{\left(V_0 \left(\frac{p_0 \frac{T}{T_0}}{p_1 \frac{T}{T_0}} \right)^{1/n} - A_k y \right)^{n+1}} = \frac{A_{k2} V_0^n p_0 \frac{T}{T_0} n}{\left(V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n} - A_k y \right)^{n+1}}$$

$$\Rightarrow k_T = k \frac{T}{T_0}$$

Där T_0 = temperaturen i Kelvin vid förladdning.

∴ Styvheten är proportionell mot temperaturen



Figur 4.

Styvheten i en ackumulator med förtrycket 1.5 MPa vid -30, 20 samt 70 °C.

2.2.3.1 Orsak till temperaturökning och dess betydelse

Anledningen till temperaturökningen i gasen kan hänföras till:

- komprimering av gasen
- uppvärmning av oljan på andra sidan membranet

Komprimeringen och expansionen sker tillräckligt snabbt så att värmeutbyte med omgivningen inte hinner ske. Processen är reversibel adiabatisk och betar sig enligt:

$$pV^n = \text{konst.}$$

Genom att utnyttja allmänna tillståndslagen fås temperaturförhållandet till:

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V} \right)^{\gamma-1}$$

index 0 för startvärden

Vid 7.5 MPa tryck är gasen i ackumulator 1 hoptryckt till ca. 0.4 liter och gasen i ackumulator 2 till ca. 0.7 liter.

Detta ger för ackumulator 1 som är den ackumulatormed lägsta förladdningstryck och som komprimeras mest:

$$\frac{T}{T_0} \approx \left(\frac{1}{0.4} \right)^{1.75-1}$$

$$\Rightarrow T \approx 300^\circ\text{C}$$

Detta tas emellertid redan hänsyn till i ekvationen för ackumulatorstyvheten genom polytropkonstanten (adiabattiskt förlopp), och påverkar inte uttrycket för styvheten.

Uppvärmningen som kommer ifrån oljan som "jobbat sig varm" i eventuella strypningar antas vara som mest av storleksordningen $\Delta T \approx 50^\circ\text{C}$. Detta ger en variation av p , och därmed också k som är av storleksordningen:

$$\frac{343}{293} \approx 1.17 \text{ d.v.s. omkring 17\% vid ytterlighetsfallen.}$$

2.2.4 Styvhet vid två ackumulatörer med olika förladdningstryck

Då två ackumulatörer med olika förladdningstryck sitter monterade i samma system måste man ta hänsyn till att en ackumulator är överksam tills dess att systemtrycket uppnått förladdningstryckets värde. Man kan göra en jämförelse med en förspänd fjäder där förspänningskraften måste uppnås innan fjädern börjar röra sig.

När flera ackumulatörer kopplas in på samma ledning beter de sig som seriekopplade fjädrar. Om förladdningstrycket är olika måste jämförelsen göras mot seriekopplade fjädrar med olika styvhet och olika förspänningskrafter.



Figur 5.

Två ackumulatörer på samma ledning med olika förladdningstryck beter sig som två olika mycket förspända seriekopplade fjädrar.

Ekvationen för seriekopplade fjädrar är:

$$\frac{1}{k_{tot}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_i}$$

d.v.s. då trycket i systemet är mindre än förladdningstrycket i den ackumulatorn som har lägst förladdningstryck, blir styvheten från ackumulatorerna oändlig eftersom ingen olja kan tryckas in. Därav de lodräta linjerna i diagrammen över k s.f.a. p .

$$k_{tot} = \infty \quad \text{för } p < p_{01}$$

På samma sätt blir styvheten lika med styvheten i den ackumulatorn med lägst förladdningstryck då trycket ligger mellan förladdningstrycken för två ackumulatörer. Ackumulator nummer två är inte inkopplad och har därför oändlig styvhet.

$$k_{tot} = k_1 \quad \text{för } p_{01} < p < p_{02}$$

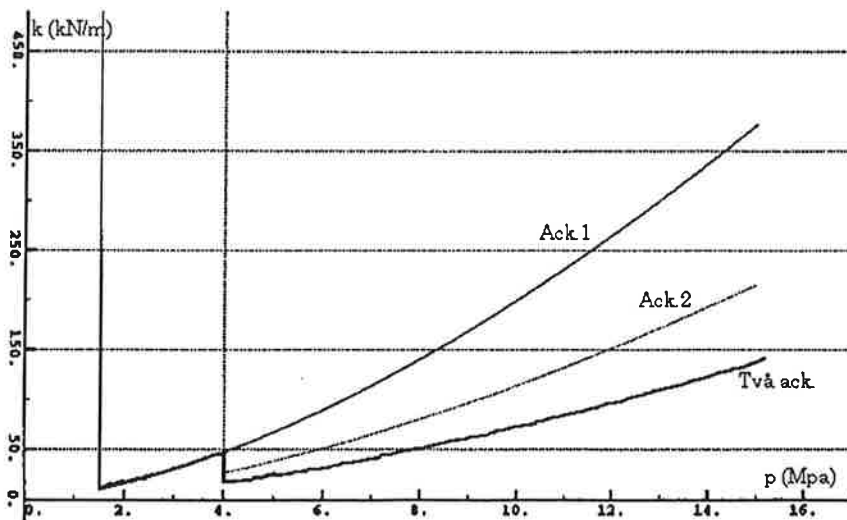
Då trycket är högre än förladdningstrycket i båda ackumulatorerna fungerar de som seriekopplade fjädrar.

$$k_{tot} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad \text{för } p > p_{02} \quad \text{jfr. parallellkopplade elektriska motstånd.}$$

p_{01} = förladdningstryck i ackumulator 1

p_{02} = förladdningstryck i ackumulator 2

Figuren visar hur styvheten varierar i ackumulator 1, ackumulator 2 samt den resulterande styvheten när två ackumulatörer är monterade på samma ledning. Ackumulator 1 och 2 har oändlig styvhet tills dess att förladdningstrycket nås. Kurvan för båda ackumulatorerna hopkopplade följer kurvan för ackumulator 1 i början och faller sedan till lägre styvhet än någon av de enskilda ackumulatorerna ensamma.



Figur 6.

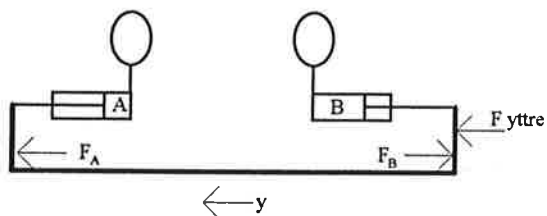
ackumulatorstyvhet för ackumulator 1, 2 samt båda ackumulatorerna tillsammans. De lodräta linjerna beror på att styvheten i respektive ackumulator är oändlig tills dess att förladdningsstrycket uppnåtts.

2.2.5 Styvhet med hänsyn till mottrycksidans ackumulator

Enligt hydraulikskemat (bilaga 1) sitter en ackumulator monterad även på mottrycksidan. Detta för att mottryckskolven skall ges möjlighet att röra sig utan att undertryck skall uppstå på mottrycksidan.

Systemets styvhet när båda kolvarna är aktiva blir: $k = k_A + k_B$

Härledning:



$$k = \frac{dF_{yttre}}{dy}$$

Den ekvivalenta kraften blir:

$$F_{yttre} = F_B - F_A$$

På samma sätt som i kapitel 2.2.2 kan detta skrivas som:

p_0	ackumulatorns förladdningstryck
p_1	aktuellt systemtryck (vid hoppresningens början)
p_2	slutligt systemtryck (vid hoppresningen $y = p_1$ i början)
V_0	ackumulatorns ursprungsgasvolym
V_1	aktuell gasvolym i ackumulatorm (vid hoppresningens början)
V_2	slutlig gasvolym i ackumulatorm (vid hoppresningen $y = V_1$ i början)

$$p_{1B} \left(\frac{V_{1B}}{V_{2B}} \right)^n A_k + p_{1A} \left(\frac{V_{1A}}{V_{2B}} \right)^n A_k$$

Om rörelsen är så som den är markerad i figuren som kommer cylinder A att få en volymökning och cylinder B att få en volymminskning vid rörelse. Detta ger:

$$V_{2A} = V_{1A} + A_k y \quad ; \quad V_{2B} = V_{1B} - A_k y$$

$$\frac{dF_{ytte}}{dy} = p_{1B} V_{1B}^n A_k \frac{d}{dy} (V_{1B} - A_k y)^{-n} - p_{1A} V_{1A}^n A_k \frac{d}{dy} (V_{1A} + A_k y)^{-n} =$$

$$= p_{1B} V_{1B}^n A_k^2 n (V_{1B} - A_k y)^{-n-1} + p_{1A} V_{1A}^n A_k^2 n (V_{1A} + A_k y)^{-n-1} =$$

Boyles lag ger:

$$V_1 = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n}$$

$$= p_{1B} V_{0B}^n \frac{p_{0B}}{p_{1B}} A_k^2 n \left(V_{0B} \left(\frac{p_{0B}}{p_{1B}} \right)^{1/n} + A_k y \right)^{-n-1} + p_{1A} V_{0A}^n \frac{p_{0A}}{p_{1A}} A_k^2 n \left(V_{0A} \left(\frac{p_{0A}}{p_{1A}} \right)^{1/n} - A_k y \right)^{-n-1} =$$

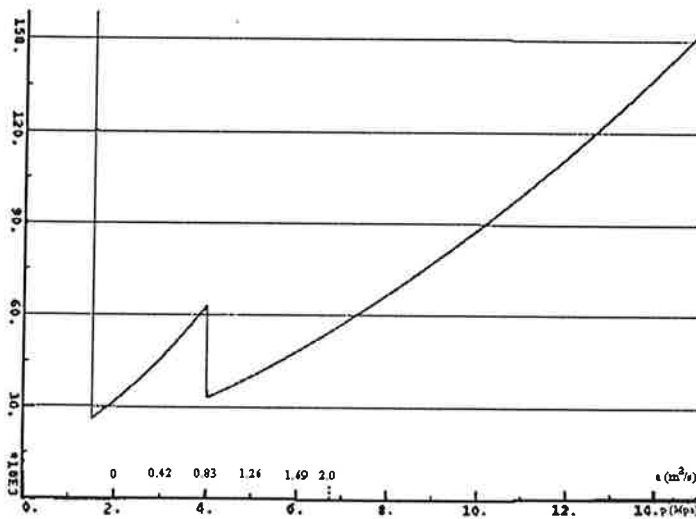
$$= \frac{V_{0B}^n p_{0B} A_k^2 n}{\left(V_{0B} \left(\frac{p_{0B}}{p_{1B}} \right)^{1/n} + A_k y \right)^{n+1}} + \frac{V_{0A}^n p_{0A} A_k^2 n}{\left(V_{0A} \left(\frac{p_{0A}}{p_{1A}} \right)^{1/n} - A_k y \right)^{n+1}} = k_A + k_B$$

$\therefore k = k_A + k_B$ d.v.s. beteende som parallellkoppling av fjädrar.

2.2.6 Sammanfattning, ackumulatorer

Hur de olika parametrarna på verkar styvheten i en ackumulator framgår av tabellen nedan.

En ökning av...	leder till att styvheten...
p_0 (förladdn.p)	minskar (se figur 3.)
p_1 (aktuellt p)	ökar (se figur 3, 4.)
V_0 (ackv.vol.)	minskar (ger minskad progressivitet hos $k(p_1)$ -kurvan)
A_{kolv} (kolvarea)	ökar (ger ökad progressivitet hos $k(p_1)$ -kurvan)
n (gaskonst.)	minskar (rätar ut $k(p_1)$ -kurvan)
y (korg-förskj.)	ökar (försumbar jämte de andra faktorerna)
T (temperatur)	ökar (linjärt med grader Kelvin se figur 4.)



Figur 7

Styvheten vid två ackumulatorer samt en ackumulator på mottrycksidan. Förladdning 1.5, 4.0, resp 1.5 MPa. Uttryckt som funktion av dels systemtrycket, dels sidoaccelerationen. Sidoaccelerationen är beräknad ur ekvationen:

$$Ma_y \sin\left(\frac{a_y}{a_m} \phi_m\right) - Mg \cos\left(\frac{a_y}{a_m} \phi_m\right) + (p_A - p_p) A_k$$

där:

- a_y = sidoaccelerationen.
- a_m = maximal sidoacceleration.
- ϕ_m = maximal korglutningsvinkel.
- p_A, p_B = tryck i aktiva resp. passiva cylindern.
- A_k = kolvens area.

Akkumulatorstyvhet vid en akkumulator.

$$k = \frac{A_k^2 V_0^n P_0^n}{\left(V_0 \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{1/n} - A_k y \right)^{n+1}} \frac{T}{T_0}$$

Inkoppling av flera akkumulatörer på samma ledning blir detsamma som att seriekoppla fjädrar d.v.s. man adderar styvheten. Inkoppling av flera akkumulatörer i skilda system blir detsamma som att parallellkoppla fjädrar d.v.s. $1/k_{tot} = \sum 1/k_i$, där k_i står för de enskilda styvheterna.

2.3 Övrig styvhet i systemet

2.3.1 Komponenternas inverkan på styvheten

De övriga komponenterna som skulle kunna tänkas påverka systemets styvhet är:

- Utvidgning av slangar och rör
- Komprimering av oljan

2.3.2 Styvhet i slangar

Som tumregel kan man säga att:

- En oljepelare fjädrar ca 130 ggr mer än en stålstav. [ref. 3].
- En gummislang med 10 mm innerdiameter och sprängtryck 350 bar förorsakar ca 15 ggr större fjädring än den inneslutna oljepelaren. [ref. 3].
- Väljer man väggjockleken hos ett rör till 1/15 ggr innerdiametern, blir väggens elasticitet praktiskt försumbar vid sidan av oljan. [ref. 3].

Den styvhet som systemet påverkas av från slangar är som nämnts ovan i storleksordningen:

$130 \cdot 15 \approx 2000$ ggr. större än en stålstav av samma dimension som den inneslutna oljepelaren.

Styvheten hos en stålstav räknas ut enligt:

$$k = \frac{EA}{l}$$

där:

E = elasticitetsmodulen.

A = stavens area.

l = stavens längd.

För en Ø10 mm slang blir styvheten:

$$k_{stål} = \frac{E_{stål} A}{l} \approx \frac{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.01^2 \cdot \pi}{4 \cdot l} \approx \frac{16.5 \cdot 10^6}{l_{stång}} \text{ N/m}$$

$$k_{slang} = \frac{16.5 \cdot 10^6}{2000 \cdot l_{slang}} = \frac{8.25 \cdot 10^3}{l_{slang}} \text{ N/m}$$

Kolven och slangens har olika tvärsnittsareor och förskjutningen av kolven blir inte lika stor som komprimeringen av oljepelaren i slangens.

$$dy_{kolv} = \frac{A_{slang}}{A_k} dy_{oljepelare}$$

Areaskillnaden gör också att kraften på kolvstången och kraften på oljepelaren får förhållandet:

$$dF_{kolv} = \frac{A_{kolv}}{A_{slang}} dF_{oljepelare}$$

Styvheten p.g.a. fjädrande oljepelare får uttrycket:

$$k = \frac{dF_{kolv}}{dy_{kolv}} \Rightarrow k = \left(\frac{A_{kolv}}{A_{slang}} \right)^2 k_{slang} = 625 \cdot k_{slang} = \frac{5.2 \cdot 10^6}{l_{slang}} \text{ N/m}$$

Ett annat sätt att beräkna slangars styvhet är att gå efter tumregeln att volymen i en slang ökar med upp till 5% under tryck. [ref. 4]

Antag att:

$$\Delta V = 5\% \cdot \text{volymen i slangens.}$$

$$\Delta V = 0.05 \frac{d^2 \pi}{4} L \quad \text{vid} \quad \Delta p = 25 \text{ MPa}$$

Detta ger för en Ø10 mm slang:

$$\Delta V = 3.93 \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta F = \Delta p \cdot A_{kolv} = 25 \cdot 10^6 \cdot 1.963 \cdot 10^{-3} \approx 49000 \text{ N}$$

$$\Delta y = \frac{\Delta V}{A_{kolv}} = \frac{3.93 \cdot 10^{-6}}{1.963 \cdot 10^{-3}} \approx 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\Rightarrow k = \frac{\Delta F}{\Delta y} = \frac{49000}{2 \cdot 10^{-3}} = \frac{24.5 \cdot 10^6}{l_{slang}} N/m$$

Uppskattning av slangstyvheten med utgång från två av varandra oberoende tumregler visar att styvheten ligger i storleksordningen $\frac{1 \cdot 10^7}{l_{slang}} N/m$.

Detta innebär att vid måttliga slanglängder och hygglig kvalitet på slang och olja, ligger slangstyvheten så högt att den kan försummas i sammanhanget.

$$k_{tot} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$$

2.3.3 Styvhet i oljan

Systemets styvhet påverkas till en viss del av kompressionen av oljan. Hur mycket detta blir beror på oljevolymin i systemet samt på oljans kompressibilitet.

Oljans volymminskning på grund av tryckökning beräknas enligt följande:

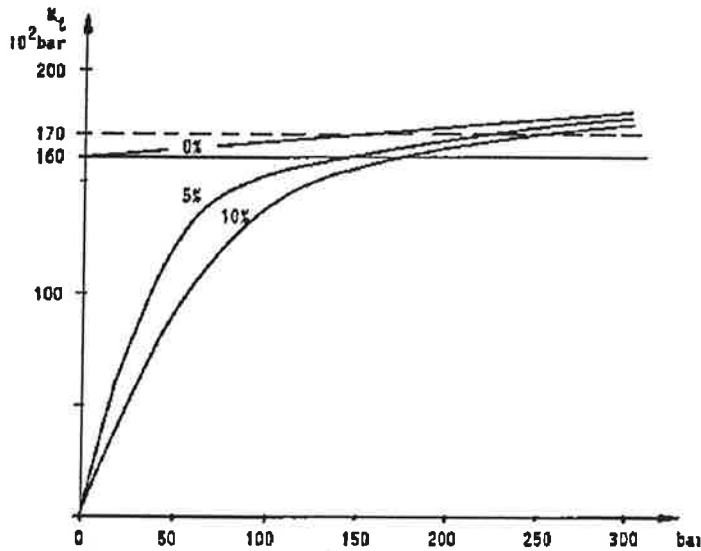
$$\text{Kompressibiliteten } \kappa = -\frac{dV/V_0}{dp} \quad \text{eller}$$

$$\text{Tryckmodulen } K_t = -\frac{dp}{dV/V_0} \quad \text{där} \quad K_t = 1/\kappa$$

$$\Rightarrow dV = -\frac{dp \cdot V_0}{K_t}$$

K_t varierar med tryck, typ av olja samt eventuell inblandning av gasbubblor. Som exempel kan nämnas att en syntetolja har en kompressibilitet på endast ca 1/10 av kompressibiliteten för en mineralolja.

I beräkningarna kommer en genomsnittlig tryckmodul på $1.5 \cdot 10^9$ att användas.



Figur 8.
Tryckmodulens (K_t) variation med systemtrycket vid olika mycket luftinblandning.

Antag att systemets oljevolym kommer ifrån:

- 10 m slang- och rörledning med diameter 10 mm.
- Oljevolym i ackumulatorerna på 1.5 liter
- Oljevolym i cylindern på $2 \cdot 10^{-3}$ (kolvarea) \cdot 0.04 (max. slaglängd) = $8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

$$k = \frac{dF}{dy} \quad F = p \cdot A_k$$

$$dy = \frac{dV}{A_k} \quad dV = \frac{dp \cdot V_{olja}}{K_t}$$

$$\Rightarrow k = A_k^2 \frac{K_t}{V_{olja}}$$

$$V_{olja} = \text{rör \& slangar} + \text{ackumulatorer} + \text{cylinder}$$

$$V_{olja} = 0.785 \cdot 10^{-3} + 1.5 \cdot 10^{-3} + 0.08 \cdot 10^{-3} = 2.37 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$k_{olja} = (2 \cdot 10^{-3})^2 \frac{1.5 \cdot 10^9}{2.37 \cdot 10^{-3}} \approx 2.5 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

Beräkningarna visar att hänsyn kompressibiliteten inte behöver tas då styvheten på grund av kompression av oljan är betydligt högre än styvheten i ackumulatorerna.

Styvheten minskar med maximalt 1.5%, vid systemtryck på 4 MPa och med maximalt 3.5% vid systemtryck på 13 MPa.

2.4 Dämpning

2.4.1 Komponenternas inverkan på dämpningen

Dämpningen i systemet kan delas in i tre delar:

- Dämpning på grund av friktion i ledningarna.
- Dämpning genom friktion i hydraulcylindrarna.
- Dämpning genom att strypa oljeflödet med ventiler.

2.4.2 Friktion i slangar och rör

Friktionen i ledningarna är beroende av ledningarnas dimension och ytfinhet, oljans viskositet, densitet och flödes hastighet samt naturligtvis ledningens längd. Dämpningen från skarpa böjar, ventiler, areaändringar, kranar m.m. brukar sammanfattas under benämningen engångsmotstånd [ref. 3].

Den friktion som uppstår i slangar och rör beräknas enligt:

$$\Delta p_f = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{u^2}{2}$$

För "tekniskt släta" rör vid laminär strömning (Reynoldstalet $Re < 2300$) gäller att:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \qquad Re = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

Insatt ger detta:

$$\Rightarrow \Delta p_f = \frac{128 l \rho \nu Q}{\pi d^4}$$

Flödet tecknas som:

$$Q = A_k \dot{y}$$

Detta resulterar i:

$$\Rightarrow \Delta p_f = \frac{128 l \rho \nu A_k \dot{y}}{\pi d^4}$$

Dämpkoefficienten p.g.a. friktion i slangar och rör blir alltså:

$$C_{dämp} = \frac{\Delta F}{\dot{y}} = \frac{\Delta p_f A_k}{\dot{y}} = \frac{128 l \rho \nu A_k^2}{\pi d^4}$$

Notera att dämpkoefficienten inte är hastighetsberoende.

För att kunna beräkna Re-talet behövs data.

Antag följande:

Oljeflödet vid normal körning:

Frekvensen 2 Hz.

Svängningsamplituden 0.01m.

Kolvarea hos kolv med ϕ 50 mm = $1.963 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Detta ger oljeflödet: $2.5E-4 \text{ m}^3/\text{s}$

Arean hos ϕ 10 mm slang = $7.85E-5 \text{ m}^2$

$$Re = \frac{Q \cdot d}{A \cdot v}$$

Oljan som används idag har följande data:

vid innerdiameter på 10 mm

OBS! dessa två kolumner är
per meter rör

temperatur, °C	viskositet, cSt	Re-tal	Δp , kPa	dämp, Ns/m
-40	1500	20.8	1305	20500
-30	370	84.4	322	5100
-20	200	156	174	2700
0	85	367	74	1200
20	47	655	41	642
40	28	1116	24	382
65	17	1838	15	232
100	9.5	3289	8.3	129

vid innerdiameter på 12.5 mm

OBS! dessa två kolumner är
per meter rör

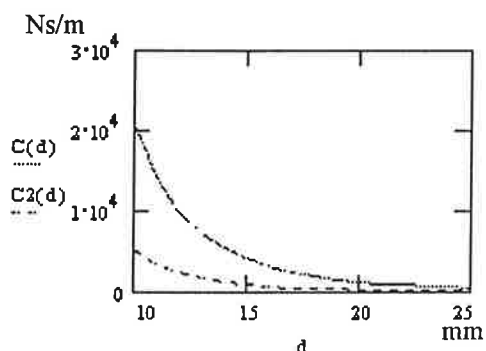
temperatur, °C	viskositet, cSt	Re-tal	Δp , kPa	dämp, Ns/m
-40	1500	16.7	534	8400
-30	370	67.6	132	2070
-20	200	125	71	1120
0	85	294	30	476
20	47	531	17	263
40	28	893	10	157
65	17	1470	6.1	95
100	9.5	2631	3.4	53

vid innerdiameter på 19 mm

OBS! dessa två kolumner är
per meter rör

temperatur, °C	viskositet, cSt	Re-tal	Δp , kPa	dämp, Ns/m
-40	1500	11.1	108	1690
-30	370	45	26	417
-20	200	83	14	225
0	85	196	6.1	96
20	47	354	3.4	53
40	28	595	2.0	31.5
65	17	980	1.2	19.2
100	9.5	1754	682	10.7

Som framgår i tabellerna och i figur 9 så sjunker dämpkoefficienten drastiskt vid ökad rördiameter samt ökar kraftigt med fallande temperatur. Om en rördiameter på 19 mm (3/4 tum) kan användas blir dämptillskottet från rören 1.7 kNs/m per meter rör vid -40 grader Celsius. Notera att detta innebär 17 kNs/m extra dämpning vid 10 m rörledning trots rördiameter på 19 mm. Notera också att värdet har sjunkit till 4 kNs/m extra dämpning vid 10 m rörledning då temperaturen stigit till -30 grader Celsius.



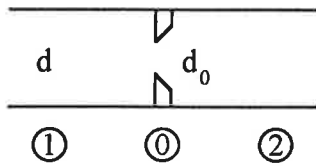
Figur 9.

Den p.g.a. rörfriktion extra dämpningens variation med rördiametern vid viskositet på 3500 cSt för C-kurvan och 370 cSt för C2-kurvan (motsvarar -40 resp. -30 C). Dämpningen är per meter rör.

2.4.3 Strypbrickor, strypventiler

Att kunna variera dämpningen är önskvärt eftersom det gör det möjligt att anpassa dämpkoefficienten till vad som behövs för att dämpa ut en viss frekvens. Variabel dämpning är möjligt att åstadkomma genom att strypa oljeflödet i ledningarna med en variabel ventil. Då strypningen har mindre area än ledningen i övrigt, ökas fluidhastigheten lokalt. Detta leder till tryckfall som i sin tur leder till en dämpande kraft. Vid låga Reynoldstal beror tryckfallet på inre skjuvkrafter beroende på fluidens viskositet. Vid höga Reynoldstal, som är det vanligaste fallet, är strömningen turbulent och tryckfallet beror framför allt på acceleration av fluidpartiklarna.

Härledning av dämpkraften på grund av strypning sker enligt följande:



Bernoullis ekvation:
$$u_2^2 - u_1^2 = \frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)$$

Kontinuitet ger:
$$Q = \frac{\pi}{4}d^2u_1 = \frac{\pi}{4}d_0^2u_2$$

Eliminera u_1 :
$$\frac{Q}{A_2} = u_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - d_0^4/d^4)}}$$

Hänsyn till friktion:
$$Q = A_0u_0 = C_d A_0 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - d_0^4/d^4)}}$$

(index 0 står för värdet vid strypningen)

- $C_d = C_d(\text{Re}, d_0^4/d^4)$ = förlustkoefficient, linjärt ökande vid laminär strömning, ≈ 0.611 vid turbulent strömning. [ref. 5, 6, 7]
- För små strypningar blir $1 - d_0^4/d^4 \approx 0$.
- Då $d_0 \ll d$, blir hastigheten igenom strypningen så hög att strömningen blir turbulent.

Δp löses ut och uttrycket skrivs om som:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2A_0^2C_d} Q^2$$

$$F = C_{damp} \dot{y} = \Delta p A_k$$

$$C_{damp} = \frac{\rho A_k^3 \dot{y}}{2A_0^2 C_d^2}$$

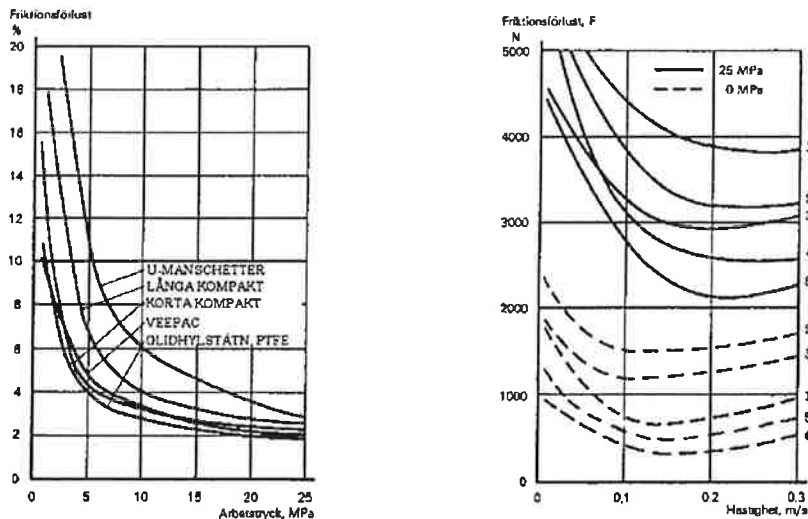
Notera att dämpkoefficienten från en teoretiskt skarpkantad strypning är hastighetsberoende men helt oberoende av viskositeten. I praktiken kommer även mycket små avrundningar av strypkan-
ten att åstadkomma viskositetsberoende och speciellt inom det laminära området är avvikelser
från teorin stor [ref. 5].

2.4.4 Friktion i cylindrarna

I hydraulcylindern finns friktionskrafter som beror dels på kolvstångstätningen men främst på
tätningen mellan kolvplattan och cylinderväggen. Storleken på friktionskraften är beroende av
cylinderdiameter, tätningsmaterial, slaghastighet, slagriktning, arbetstryck, viskositet och ytka-
raktär.

Att beräkna storleken av friktionskraften teoretiskt är mycket svårt och de få uppgifter som finns
om cylinderfriktion kommer från provningar av olika slag. De tumregler som finns är:

- Vid stora cylindrar utgör friktionsförlusterna ca 10 % av kraften. [ref. 8, 9].
- Det bildas något större friktion då kolven skall dra än då kolven skall trycka. [ref. 8, 9].
- Friktionen är markant större vid väldigt låga rörelsehastigheter p.g.a. stickslip-effekten d.v.s. den hackiga rörelsen när kolven precis lämnar det statiska stadiet och övergår till dynamiskt för att stanna upp igen. [ref. 8, 9].



Figur 10.

Tester på friktion mellan kolv och cylinder.

A: I % av den teoretiska dragkraften som funktion av systemtrycket vid 0.1 m/s och 45°C.

B: Som funktion av slaghastigheten vid 45°C för cylinder med \varnothing 100/60 mm.

Siffrorna motsvarar olika tätningmaterial.

- 1: U-Manchetter
- 2: Långa kompakt
- 3: Korta kompakt
- 4: Veepac
- 5: Glidhylstättning (PTFE / Brons)

Om man tar ett rimligt värde på dämpkraften t.ex. 1500 N och hastigheten vid en sinusrörelse av korgen med frekvensen 2 Hz d.v.s. 0.125 m/s blir dämpkoefficienten av storleksordningen

$$C_{dämp} = \frac{F}{\dot{y}} \approx \frac{1500}{0.125} = 12 \text{ kNs / m.}$$
 Detta betyder att det finns all anledning att vara vaksam på

detta och titta närmare på hur stor friktionen verkligen är i just de cylindrarna som skall användas till HOD.

2.4.4.1 Cylinderfriktion

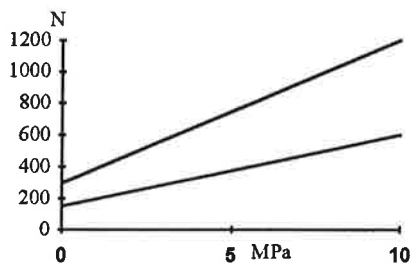
För att kunna föra in cylinderfriktionen i simuleringarna måste någon form av approximation göras. En enkel sådan är att bortse ifrån stickslip-effekten vid låga hastigheter och övrigt hastighetsberoende och anta att friktionskraften endast beror av systemtrycket.

Med utgång ifrån figur 10, samt samtal med cylinderleverantören, ställer jag upp ett approximativt uttryck vars konstanter kan ändras vid behov för att passa en specifik cylinder. Figur 12 utgår från cylindrar med kolvdiameter 100 mm och i HOD skall diametern 50 mm användas. Detta innebär att ytan där friktionen bildas blir hälften så stor och ett vilt antagande är att cyl_k och cyl_m båda blir hälften så stora.

Antagande:

$$F_{frik,cyl} = cyl_k \cdot p_l + cyl_m$$

Där $cyl_k = 90 \text{ N/MPa}$ och $cyl_m = 300 \text{ N}$ för $\varnothing 100 \text{ mm}$
och $cyl_k = 45 \text{ N/MPa}$ och $cyl_m = 150 \text{ N}$ för $\varnothing 50 \text{ mm}$.



Figur 12.

Antagen cylinderfriktion som funktion av trycket för cylinderdiameter 50 resp. 100 mm.

2.5 Proportionalventilen

När det gäller proportionalventilen så har den en karakteristik som är i det närmaste linjär från 20 till 100 % av insignalen (se figur 13). Genom att anpassa koefficienterna i en fjärdegradsekvation kan man få fram en kurva som mycket väl stämmer överens med kurvan för ventilen och som samtidigt är kontinuerlig i alla punkter. Fjärdegradspolynomet är emellertid ganska komplicerat att invertera och om ett tredjegradspolynom stämmer tillfredsställande kommer detta att användas istället. Koefficienterna för de båda fallen beräknas och jämförelse görs.

Kraven på kurvan är att värdet skall vara noll vid 20 % insignal, man vill också ha derivatan till noll i denna punkten för att underlätta för simuleringsprogrammet. Då 100 % insignal motsvarar 10V spänning blir ansatsen (w i Volt):

$$Q(w) = a + b(w-2) + c(w-2)^2 + d(w-2)^3 + e(w-2)^4$$

$$\frac{dQ}{dw} = b + 2c(w-2) + 3d(w-2)^2 + 4e(w-2)^3$$

Den första ekvationen ger att $a = 0$ för att värdet skall vara noll vid 20 % insignal. Den andra ekvationen ger att $b = 0$ för att derivatan skall vara noll vid 20 % insignal.

Ett antal värdepar hämtas från den givna grafen över ventilens beteende:

(w-2) insig. i V.	Q lit/min.
0	0
2	14.7
4	34.7
6	53.3
8	70.0

Dessa värden används sedan i beräkningarna där $(w-2)^i$, för $i=2, 3, 4$, sätts in i en matris kallad A . Motsvarande värde på Q sätts in i en kolumn kallad Q . Koefficienterna c, d, e sätts in i en kolumn kallad θ . Ekvationssystemet kan nu skrivas som:

($A \theta = Q$) där:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 2^2 & 2^3 & 2^4 \\ 4^2 & 4^3 & 4^4 \\ 6^2 & 6^3 & 6^4 \\ 8^2 & 8^3 & 8^4 \end{bmatrix} \quad Q = \begin{bmatrix} 0 \\ 14.7 \\ 34.7 \\ 53.3 \\ 70 \end{bmatrix} \quad \theta = \begin{bmatrix} c \\ d \\ e \end{bmatrix}$$

För att lösa ut θ multipliceras med transponatet till A . $A^T A$ inverteras och man får

$$\theta = (A^T A)^{-1} A^T Q$$

utskrivet:

$$\begin{bmatrix} c \\ d \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4.891 \\ -0.8576 \\ 0.04789 \end{bmatrix}$$

Samma beräkningssätt används för att ta fram koefficienterna vid anpassning av ett tredjegrads-polynom. kolumnen med termerna upphöjt till 4 tas bort och koefficienten e sätts till noll. Då blir resultatet:

$$\begin{bmatrix} c \\ d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3.034 \\ -0.2445 \end{bmatrix}$$

Ventilens ekvation kan skrivas:

I båda fallen:

$$Q = 0$$

för $w < 2$ V

För fjärdegradspolynom:

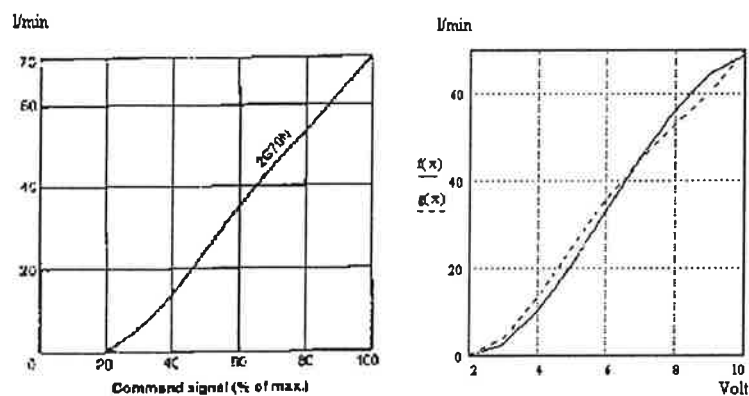
$$Q = 4.891 \cdot (w - 2)^2 - 0.8576 \cdot (w - 2)^3 + 0.04789 \cdot (w - 2)^4 \quad \text{lit/min.}$$

för $2 \text{ V} < w < 10 \text{ V}$

För tredjegradspolynom:

$$Q = 3.034 \cdot (w - 2)^2 - 0.2445 \cdot (w - 2)^3 \quad \text{lit/min.}$$

för $2 \text{ V} < w < 10 \text{ V}$



figur 11

Vänstra bilden: Tillverkarens uppgift om ventilens beteende.

Högra bilden: Anpassade tredjegradskurvas (heldragen linje) respektive fjärdegradskurvas (streckad linje) utseende.

Eftersom tredjegrads ekvationen stämmer relativt väl kommer den att användas i fortsättningen.

3 Reglering

3.1 Inledning

I detta kapitlet ställs överföringsfunktionen för hela systemet från accelerationssignal till lateral förskjutning upp. Modellerna för de olika bitarna sätts sedan in och den totala jämviktsekvationen erhålls på differentialform. En reglering baserad på återkopplingslinjärisering tas slutligen fram och dess funktion och känslighet för störningar kontrolleras genom simuleringar.

3.2 Jämviktsekvation

För att erhålla en jämn reglering måste man ta reda på förhållandet mellan ventilöppningen och tryckuppbyggnadshastigheten.

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dp} \frac{dp}{dt} = \frac{dV}{dp} \dot{p}_1$$

Boyles lag:

$$p_1 V_1^n = p_0 V_0^n \quad V_1 = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n}$$

Oljevolymen i ackumulatorm beräknas som maximal gasvolym - aktuell gasvolym.

$$V_{ackolja} = V_0 - V_1 = V_0 - V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n}$$

$$\frac{dV_{ackolja}}{dt} = \frac{V_0 p_0^{1/n}}{n} p_1^{-1-1/n} \dot{p}_1 = Q$$

$$\Rightarrow \dot{p}_1 = \frac{n}{V_0 p_0^{1/n}} p_1^{1+1/n} Q$$

Jämviktsekvationen för hela systemet:

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + ky = Ma \cos \phi - Mg \sin \phi - p_1 A_k \quad (1)$$

ϕ = korglutningsvinkel.

derivering ger:

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + ky = M\dot{a} \cos \phi - Ma\dot{\phi} \sin \phi - Mg\dot{\phi} \cos \phi - \dot{p}_1 A_k$$

känt sedan tidigare:

$$\dot{p}_1 = \frac{n}{V_0 p_0^{1/n}} p_1^{1+1/n} Q_v$$

insättning ger:

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + ky = M\dot{a} \cos \phi - Ma\dot{\phi} \sin \phi - Mg\dot{\phi} \cos \phi - \frac{n}{V_0 p_0^{1/n}} p_1^{1+1/n} Q_v A_k$$

$$(1) \Rightarrow p_1 = \frac{1}{A_k} (Ma \cos \phi - Mg \sin \phi - M\ddot{y} - C\dot{y} - ky)$$

$$Q_v = Q(w) \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta P_{nom}}} \quad \text{för modellering av } Q(w) \text{ se kap. 2.5}$$

$$\Delta p_v = p_{pump} - p_1 \quad \text{vid påfyllning}$$

$$\Delta p_v = p_1 - p_{atm} \quad \text{vid avtappning}$$

$$\phi = f(a) \quad \text{om } \phi = \frac{a}{a_m} \phi_m \text{ så blir } \dot{\phi} = \frac{\dot{a}}{a_m} \phi_m$$

$$f(korg) = Ma \cos \phi - Mg \sin \phi$$

$$\dot{f}(korg) = M\dot{a} \cos \phi - Ma\dot{\phi} \sin \phi - Mg\dot{\phi} \cos \phi$$

Hela ekvationen blir nu:

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + ky = \dot{f}(korg) - \frac{n}{V_0 p_0^{1/n}} Q(w) \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta P_{nom}}} A_k p_1^{1+1/n}$$

3.3 Reglering

Regleringen sker genom återkopplingslinjärisering. Tillstånden väljs som:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{matrix} = y \\ = \dot{y} = \dot{x}_1 \\ = \ddot{y} = \dot{x}_2 \end{matrix}$$

$$\dot{x}_3 = \ddot{y} = \frac{1}{M} \left(\dot{f}(korg) - \frac{n}{V_0 p_0^{1/n}} Q(w) A_k \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{nom}}} p_1^{1+1/n} - Cx_3 - kx_2 \right)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \\ H(x) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ g(x) \end{bmatrix} Q(w)$$

där

$$H(x) = \frac{\dot{f}(korg) - Cx_3 - kx_2}{M}$$

och

$$g(x) = \frac{-n}{MV_0 p_0^{1/n}} A_k \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{nom}}} p_1^{1+1/n}$$

Genom att välja styrsignalen till:

$$Q(w) = \frac{1}{g(x)} \left(-H(x) - \beta x_1 - \gamma x_2 - \delta x_3 + \varepsilon y_{ref} \right)$$

kompenseras systemets inbyggda egenskaper bort och det önskvärda beteendet läggs till genom parametrarna β , γ , δ och ε .

Uttrycket kan nu skrivas

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \\ -\beta x_1 - \gamma x_2 - \delta x_3 + \varepsilon y_{ref} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\beta & -\gamma & -\delta \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \varepsilon \end{bmatrix} y_{ref}$$

om ekvationen skrivs

$$\dot{x} = Ax + By_{ref} \quad (1)$$

$$y = Cx \quad \text{där} \quad C = [1 \ 0 \ 0] \quad (2)$$

Första ekvationen Laplacetransformeras och skrivs om som:

$$(sI - A)X = BY_{ref} \quad (1)$$

$$Y = CX \quad ; \quad X = (sI - A)^{-1} BY_{ref}$$

ekvation (1) kan nu skrivas som:

$$Y = C(sI - A)^{-1} B Y_{ref}$$

jämförelsen med

$$Y = G Y_{ref} \quad G = \text{förstärkningen}$$

ger att

$$G = C(sI - A)^{-1} B$$

$$G = [1 \ 0 \ 0] \begin{bmatrix} s & -1 & 0 \\ 0 & s & -1 \\ \beta & \gamma & s + \delta \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \varepsilon \end{bmatrix}$$

$$\Rightarrow G = \left[\frac{\varepsilon}{s^3 + \delta s^2 + \gamma s + \beta} \right]$$

Detta skall jämföras med den önskade överföringsfunktionen för det återkopplade systemet:

$$G = \frac{\alpha \omega_0^3}{(s + \alpha \omega_0)(s^2 + 2\zeta \omega_0 s + \omega_0^2)}$$

Nu fås att:

$$\beta = \alpha \omega_0^3$$

$$\gamma = (1 + 2\alpha\zeta) \omega_0^2$$

$$\delta = (2\zeta + \alpha) \omega_0$$

$$\varepsilon = \alpha \omega_0^3 = \beta$$

3.3.1 Invertering av ventilekvationen

Ur den kurvanpassade ekvationen fås vilket flöde som erhålls vid en viss insignal. För att istället kunna bestämma vilken insignal som skall ges vid ett önskat flöde måste ekvationen inverteras och uttryckas som $w = w(Q)$.

Med utgång från tredjegradsekvationen som togs fram i kapitel 2.5 med koefficienterna a , $b = 0$ och c , $d =$ koefficienterna framför tredje- respektive fjärdegradsvariabeln fås lösningen:

$$w = \left[\frac{2-c}{3d} \cos \left[\frac{1}{3} \arccos \left[\frac{\frac{27Q}{d} - 2\frac{c^3}{d^3}}{2\sqrt{\frac{c^6}{d^6}}} \right] + \frac{240 \cdot 2\pi}{360} \right] - \frac{1}{3} \frac{c}{d} \right] + h \quad \text{ref. [10]}$$

h = den signal som tredjegrads ekvationen skall starta vid (= 2 Volt i det här fallet).

Argumenten till de trigonometriska operationerna är i radianer.

4 Simulering

4.1 Inledning

När man skall göra en simulerad körning krävs det att man beskriver hur de olika ingående komponenterna beter sig vid olika förhållanden. En del modellbeskrivningar kan bortses från och andra kan förenklas eller läggas in som de är. Ju mer information man har om de olika komponenterna desto bättre resultat erhålls. Samtidigt skall man komma ihåg att många av modellerna endast är teoretiska modeller över verkligheten som bara kan användas för att ge en vägledning.

4.2 Regleringen i simuleringen

Regleringen från kapitel 3.3 läggs in i simuleringsprogrammet och funktion och störningskänslighet kontrolleras. Styrsignalen som skickas till ventilen har nu utseendet:

$$SIGNAL = (VALVCAR)^{-1} \frac{1}{g(x)} (-H(x) - \beta x_1 - \gamma x_2 - \delta x_3 + \epsilon y_{ref})$$

där:

$$H(x) = \frac{f(korg) - Cx_3 - kx_2}{M}$$

$$g(x) = \frac{-n}{MV_0 P_0^{1/n}} A_k \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{nom}}} P_1^{1+1/n}$$

och

VALVCAR = ventilens karakteristik.

4.3 Simuleringsresultat

Simuleringarna är gjorda med utgång från att korgen släpps ut 1 mm vid en övergångskurva på 3 sekunder från 0 till 2 m/s². Ändringar görs i modellbeskrivningen medan regulatorn hela tiden är likadan för att se hur känslig regleringen är för variationer.

Resultaten från simuleringarna finns samlade i grafer i bilaga 2 och pekar över lag på att regleringen är mycket robust mot stora ändringar i systembeskrivningen. I översta diagrammet på varje bilaga är Yref ritad med punktlinje och Y ritad med heldragen linje.

Bilaga nr.	Ändring av:	Ändrat till:	Ursprungligen:
2.1	Inget	---	---
2.2	Ventil	4:e-gradskurva	Linjär
2.3	Massa	5 ton	15 ton
2.4	Massa	30 ton	15 ton
2.5	Massa	50 ton	15 ton
2.6	Dämpning	160 kNs/m	80 kNs/m
2.7	Dämpning	40 kNs/m	80 kNs/m
2.8	Dämpning	0 kNs/m	80 kNs/m
2.9	Fjäderstyvhet	330 kN/m	220 kN/m
2.10	Fjäderstyvhet	110 kN/m	220 kN/m
2.11	Fjäderstyvhet	0 kN/m	220 kN/m
2.12	Förladdningstryck	1.0 MPa	1.5 MPa
2.13	Förladdningstryck	2.0 MPa	1.5 MPa
2.14	Kolvarea	$1.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	$1.963 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
2.15	Kolvarea	$2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	$1.963 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
2.16	Tryckgivare	0.8 tryck	1.0 tryck
2.17	Tryckgivare	1.2 tryck	1.0 tryck
2.18	Vinkelgivare	1.2 vinkel	1.0 vinkel

Bilaga 2.1:

Systemet är precis så som det är modellerat i regleringen. En bra reglering förväntas och erhålls.

Bilaga 2.2:

Modelleringen av ventilen ändras från att vara linjär till att vara den fjärdegradsapproximationen som tas fram i kapitel 2.5. Ventilen öppnar mindre än vad regulatorn förväntar sig i början eftersom derivatan av fjärdegradsfunktionen är noll då signalen är noll. Trots detta blir regleringen mycket bra och variationer i ventilbeskrivningen påverkar inte särskilt starkt. Detta är ganska viktigt då det i verkligheten är svårt att på förhand veta exakt hur en ventil ska bete sig.

Bilaga 2.3

Korgmassan minskas och regleringen klarar det bra. Tryckuppbyggnaden blir inte lika stor som tidigare. Notera att skalningen av y-axel på tryckdiagrammet går till 4 MPa istället för 10 MPa som för de andra bilagorna. Det blir en något för stor motriktad kraft i början eftersom regulatorn är förberedd på en större massa.

Bilaga 2.4 och 2.5

Korgmassan ökas och en större signal och tryckuppbyggnad behövs för att hålla korgen på plats. Regleringen uppvisar inte heller här något tecken på instabilitet.

Bilaga 2.6, 2.7 och 2.8

Dämpkoefficienten ökas respektive minskas jämfört med ordinarie värde. Skillnaden från körningen med standardvärdet är en något lite mer svängig styrsignal men detta är obetydlig. Anledningen till den ringa skillnaden trots en drastisk förändring av dämpkoefficienten är att en förflyttning på 1 mm under 3 sekunder ($1/3 \text{ mm/s}$) inte leder till någon nämnvärd kraftuppbyggnad i dämparna.

Bilaga 2.9, 2.10 och 2.11

Den befintliga fjäderstyvheten ökas respektive minskas jämfört med ordinarie värde. Skillnaden är inte märkbar och detta beror på att 1 mm förskjutning ger ett krafttillskott från fjädrarna som är helt försumbar jämfört med den kraft som byggs upp i HOD-cylindrarna.

Bilaga 2.12

Ändring av förladdningstrycket påverkar inte stabiliteten. En förändring av förladdningstrycket från 1.5 till 1.0 MPa kan räknas om till en motsvarande temperatursänkning från 20 till -78°C. Det som syns tydligast i graferna är att styrsignalen är lägre. Detta beror på att det inte behövs lika mycket oljetillskott för att bygga upp trycket eftersom gasblåsan är mer hoptryckt och tryckökningen går snabbare för ett visst oljetillskott.

Bilaga 2.13

Förladdningstrycket ökas från 1.5 till 2.0 MPa vilket motsvarar en temperaturökning från 20 till 118°C. Det enda som märks är att styrsignalen blir något högre. Detta för att det går åt mer olja att fylla ackumulatorn eftersom gassidan är förhållandevis större vid ett högre tryck.

Bilaga 2.14 och 2.15

Kolvarea ändras upp resp. ned jämfört med ursprungsarean. Regleringen påverkas väldigt lite och det som syns tydligast är att trycket byggs upp olika mycket. Detta eftersom en stor kolvarea inte behöver lika högt tryck för att utöva en viss kraft och vice versa för en mindre kolvarea. Notera att y-axeln är skalad till 4 MPa i bilaga 2.15.

Bilaga 2.16

Här luras reglersystemet att tro att trycket är lägre än vad det egentligen är. Trycket som reglersystemet ser är bara 0.8 · verkligt tryck. Detta innebär att regulatorn kommer att leverera ett för högt tryck ut i systemet och korgen kommer att hållas tillbaka med en kraft som är större än vanligt. Skillnaden från den korrekta modelleringen är mycket liten men synbar, framförallt på trycksignalen som toppar upp förhållandevis högt i startskedet.

Bilaga 2.17

På samma sätt som i bilaga 2.16 luras här tryckgivaren fast denna gången till att avläsa ett för stort värde jämfört med det riktiga. Korgen kommer att hållas tillbaka med en kraft som är mindre än vanligt. Skillnaden syns tydligast på styrsignalen som har en mindre topp i starten.

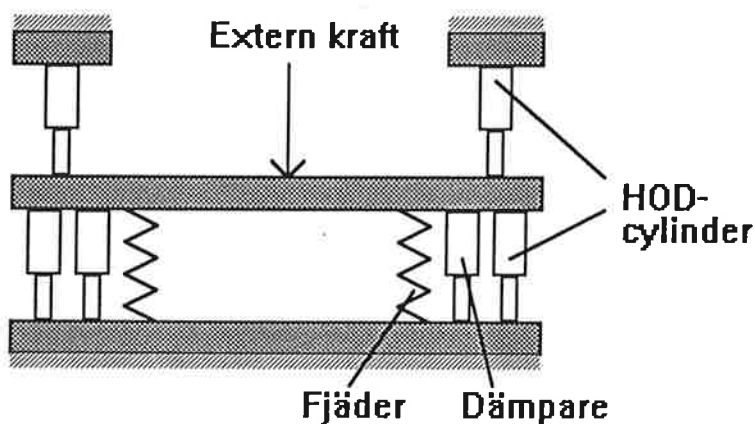
Bilaga 2.18

Här simuleras krängningen genom att ge regulatorn en 20% för stor vinkelsignal. När korgen lutar en viss vinkel tror regulatorn att vinkeln är större än vad den är och att tyngdkraften hjälper till mer än vad den gör. Detta leder till att regulatorn ger en för låg signal, d.v.s. för liten tryckuppbyggnad, som dock är fullt acceptabel.

5 Testförberedelser

5.1 Testriggens utformning

Testriggen byggs upp för att man med en yttre kraft skall kunna efterlikna de krafter som uppstår vid körning av tågfordon. Undre och övre balkarna är fast monterade relativt varandra och skall motsvara boggin. Mittbalken kan röras relativt "boggin" och motsvara korgens rörelser.



Figur 12.
testriggens utformning

5.2 Provnings genomförande

- **A** Uppmätning av fjäderkonstanten i skruvfjädrarna.

$$k = \frac{dF}{dy}$$

1. Pålastning genom styrning av kraft och uppmätning av motsvarande förskjutning.
2. Pålastning genom styrning av förskjutning och uppmätning av motsvarande kraft.
3. Samma sak fast med snabbare respektive långsammare last / lägesändring för att upptäcka eventuella dynamiska effekter.

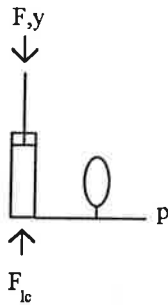
- **B** Styvhet hos ackumulatorerna.

$$\text{Styvhet } k = \frac{dF}{dy}$$

$$F = p \cdot A + F_{frik,cyl}$$

$$dF = dp \cdot A + dF_{frik,cyl}$$

Eftersom $F_{frik,cyl}$ inte är konstant är det bättre att ta fram ackumulatorstyvheten genom att hålla reda på ackumulatortryck (givare), inpytsad volym (kolvens läge) samt en uppskattning av temperaturen (givare nära ackumulatorn). Detta genomföres lämpligen enl. följande:



Ett hopprensningsslag hos cylindern ger ett oljevolymstillskott till ackumulatortorn på ca 0.15 liter/cylinder. Olika starttryck i kombination med en hopprensning ger en streckad $k(p)$ -kurva för ackumulatortorn. Kör kolven fram och tillbaka en tid vid olika konstanta frekvenser och mät enligt ovan för att upptäcka hur detta påverkar styvheten

Rörlängden skall vara så kort som möjligt för att slippa styvheten på grund av oljans komprimering och det är av stor vikt att oljan inte innehåller luft.

Förslag till starttryck: 25, 35, 50, 65, 85 MPa.

• C Dämpning på grund av friktion i cylindrarna.

I detta fallet skall ett kort rör med stor diameter användas för att undvika dämpförluster från röret.

1. Lägg på ett konstant tryck i cylindern och accelerera förskjutningen långsamt under det att $F(\dot{y})$ uppmäts och temperaturen noteras.
2. Lägg på olika konstanta \dot{y} och mät F för olika cylindertryck. Notera temperaturen.
3. Genom att mäta F via lastcell och spara undan med tillhörande värden p, y och temperatur, kan $F_{frik,cyl}$ för olika p och \dot{y} beräknas ur $F_{frik,cyl} = F_{lc} - p \cdot A$.

OBS! Detta test kan utföras samtidigt som testet med ackumulatorstyvheten.

• D Dämpningens beroende av rördiametern

Då det visar sig att Δp är proportionell mot $\frac{1}{d^4}$ är det av stort intresse att prova olika rördiametrar på ledningarna.

1. Notera $F(y, \dot{y})$ för systemet med 10 m ledning (mellan cylinder och riktningssventil) med diametern 10 mm. Gör om samma sak för 10 m ledning med diametern 20 mm. Notera temperaturen.

• E Dämpningens beroende av rörlängden

Ledningsförlusterna är linjärt proportionella mot ledningens längd.

1. För varje rördiameter noteras $F(y, \dot{y})$ dels för rörlängd 1 m dels för rörlängd 10 m. Notera temperaturen.

Provningen kan kombineras med provning D.

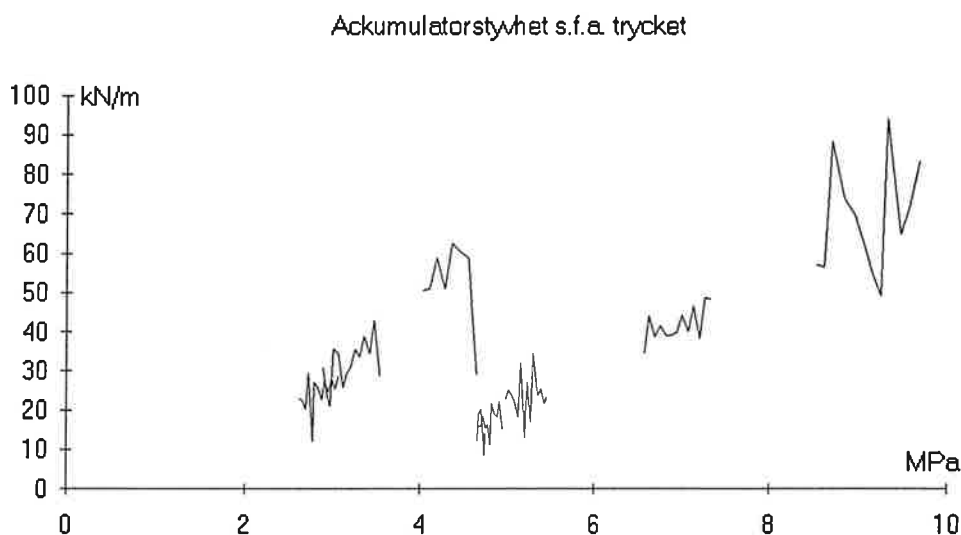
6 Testresultat

6.1 Inledning

Vid provningen har de olika punkterna i kapitel 5.2 utförts med vissa undantag. Resultaten har lästs in direkt från mätdatorn och diagrammen är uppritade från dessa direkt inlästa ofiltrerade värden. Cylindrarna har använts som enkelverkande och har kolvdiametern 50 mm som ger en kolvarea på $1.963 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

6.2 Ackumulatorstyvhet

Styvheten tecknas normalt som kraftändring dividerat med lägesändring. I det här fallet kommer styvheten att tecknas som tryckändring multiplicerat med kolvarea dividerat med lägesändring eftersom det då är lättare att koppla ihop styvheten med ett visst tryck. Resultatet blir detsamma och skall jämföras med den teoretiska beräkningen i kapitel 2.2.6. Ackumulatorerna som användes var förladdade med 4.5 MPa istället för 4.0 som i de teoretiska beräkningarna. Skillnaden blir främst att det stora språnget i styvheten kommer vid 4.5 MPa istället.

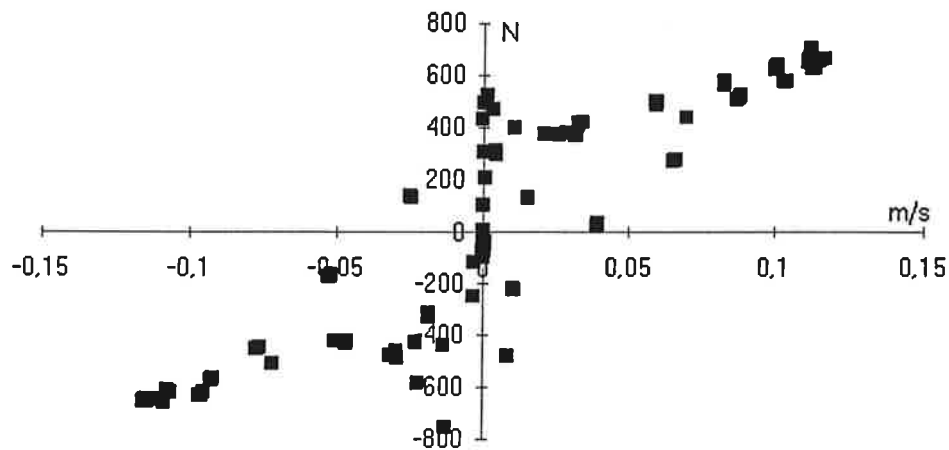


Figur 15.
Styvheten i ackumulatorerna som funktion av trycket.

6.3 Hastighetsberoende friktion

När det gäller friktion i cylindrar finns det, som tidigare nämnts, ganska lite uppgifter att tillgå. Provingen är därför värdefull framför allt för att se hur mycket extra dämpning cylindrarna bidrar med. Diagrammet visar att friktionskraften är i det närmaste proportionell mot hastigheten med undantag för låga hastigheter där stickslip-effekten kommer in.

Cylinderfriktion per boggi

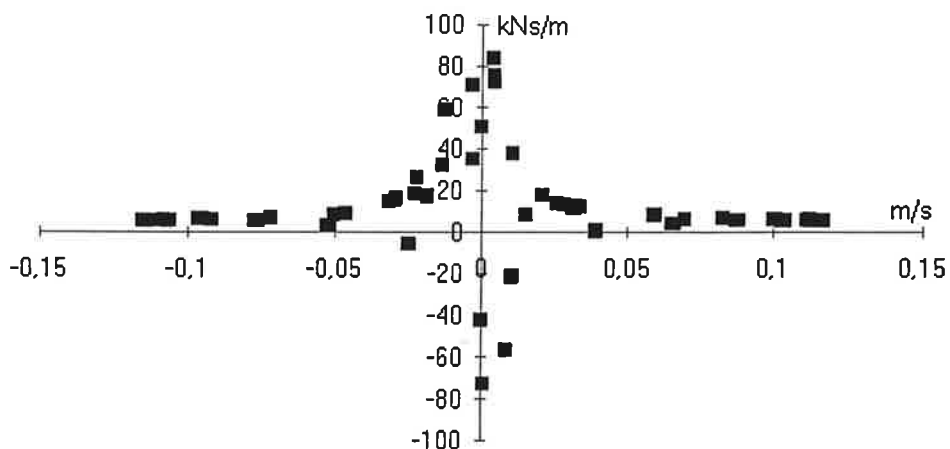


Figur 16.

Friktionsförlust i ett cylinderpar d.v.s. för en boggi. Trycket är 2.0 MPa.

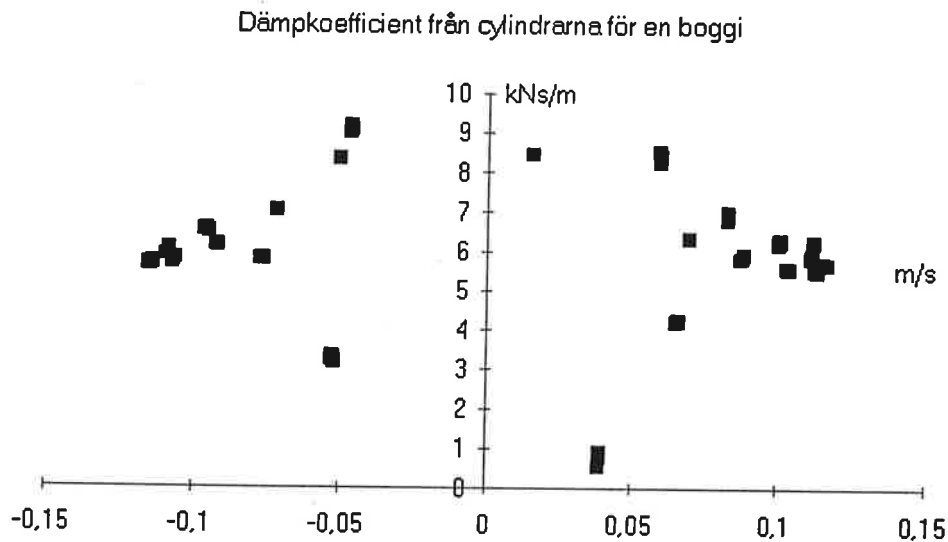
Om man dividerar friktionsförlusten med hastigheten erhålls dämpkoefficienten. Denna kommer att bli oändligt stor vid nollhastighet på grund av division med noll men man får en uppfattning om hur mycket extra dämpning som adderas till systemet om man bortser från nollhastighetsområdet. Om man ändrar skalan på y-axeln i figur 16 får man diagrammet i figur 17. Det visar sig att när cylindrarna börjar röra på sig, stabiliseras dämpkoefficienten snabbt kring 6 kNs/m.

Dämpkoefficient från cylindrarna för en boggi



Figur 16.

Cylindrarnas bidrag till dämpningen vid olika hastigheter. Diagrammet visar dämpningen hos ett cylinderpar d.v.s. för en boggi vid trycket 2.0 MPa.

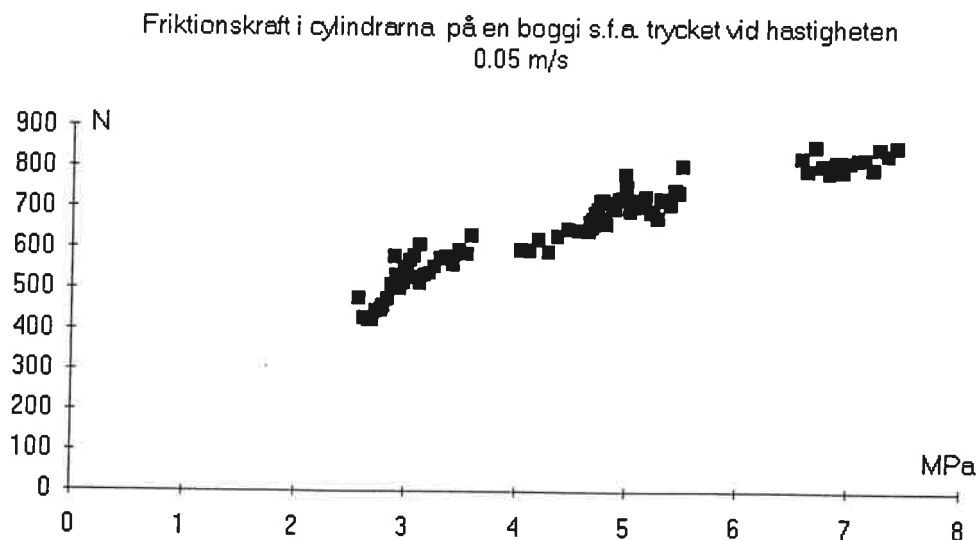


Figur 17.

Uppförstorad bild av figur 16. Dämpkoefficienten hamnar omkring 6 kNs/m.

6.4 Tryckberoende friktion

Friktionen i cylindrarna beror inte bara på hastigheten utan även på trycket. Ett högre tryck gör att tätningarna pressas hårdare mot cylinderväggen och friktionen blir större. I figur 18 visas friktionskraften i aktiva och passiva cylindern tillsammans som funktion av trycket i aktiva cylindern. Trycket i passiva cylindern är 2.0 MPa konstant hela tiden.

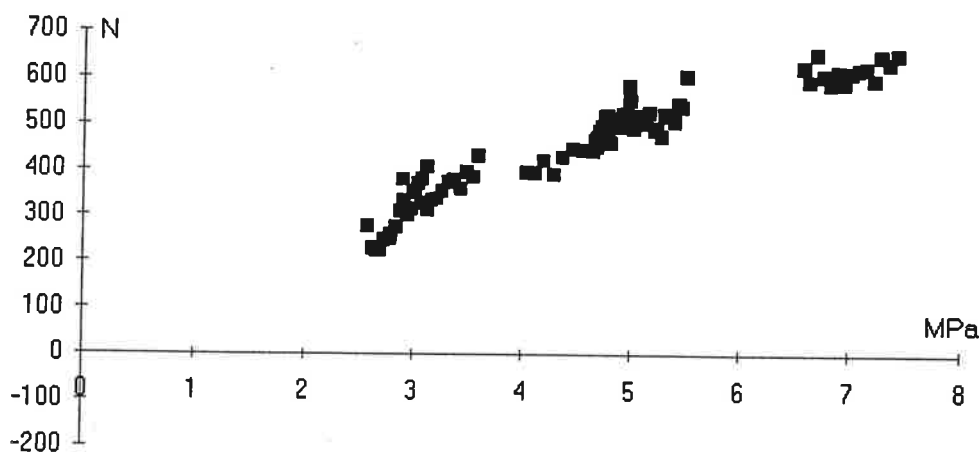


Figur 18.

Friktionskraft för ett cylinderpar d.v.s. för en boggi. Trycket varieras i den aktiva cylindern och hålls konstant i den passiva.

Om man drar ifrån den friktionskraft som kommer från passiva cylindern erhålls friktionskraften i en cylinder som funktion av trycket. Detta visas i figur 19.

Friktionskraft i en cylinder s.f.a. trycket vid hastigheten 0.05 m/s



Figur 19.
Friktionskraft i en cylinder som funktion av trycket.

Figur 18 och 19 verifierar antagandet som gjordes i kapitel 2.4.4.1 i figur 12. Detta innebär att ett rimligt sätt att beräkna dämpkoefficienten på grund av cylinderfriktion skulle vara att utgå från ett känt värde och variera det linjärt med trycket. I vårt fall skulle det bli $C_{dämp} = 1.5 \cdot p$ kNs/m (p i MPa) per cylinder. Dämpkoefficienten är ju ungefär 6 kNs/m för två cylindrar vid 2 MPa tryck.

Variabellista

ϕ	aktuell korglutning	
ϕ_m	maximal korglutning	8°
a	aktuell sidoacceleration	
a_m	maximal sidoacceleration	2m/s ²
A	matris med koefficienterna framför x-vektorn	
A_0	area hos strypning	
A_k	kolvarea	1.963E-3
B	vektor med koefficienterna framför y_{ref}	
C	vektor för att definiera förhållandet mellan y och x	
C_d	förlustkoefficient (vid turbulent strömning =)	0.67
$C_{dämp}$	dämpkoefficient	
cyl_k	cylinderfriktionkraftens ökning vid 1 MPa tryckökning	90 resp. 45
cyl_m	cylinderfriktionskraft vid 0 MPa	300 resp. 150
d_0	diameter hos strypning	
d	innerdiameter hos rör eller slang	
e	reglerfel	
$E_{stål}$	elasticitetsmodul hos stål	
F	kraft på kolven	
F_a	kraft från ackumulatortrycket	
$F_{frik,cyl}$	friktion mellan kolv och cylinder	
F_k	kraft från korglutningen	
F_{lc}	kraft uppmätt med lastcell	
G	regleringens förstärkning	
k	styvhet i systemet	
κ	oljans kompressibilitet	6.67E-10
K_t	oljans tryckmodul	1.5E9
K_l	koefficient som styr korglutningen	0 => 0.8
M	halva korgens massa (två HOD per vagn)	15000 kg
n	gasens polytropkonstant	1.75
p_0	ackumulatorns förladdningstryck	1.5 & 4.0 MPa
p_1	aktuellt systemtryck (vid hopprensningens början)	
p_2	slutligt systemtryck (vid hopprensningen $y = p_1$ i början)	
p_{atm}	atmosfärstryck	
p_{pump}	hydraulpumpens tryck	
Δp_f	tryckfall p.g.a. friktionsförlust	
Δp_{nom}	nominellt tryckfall över ventilen	0.5 MPa
Δp_v	tryckskillnad för ventilens båda sidor	
Q	oljeflöde	
$Q(w)$	oljeflöde genom ventil vid $\Delta p_v = \Delta p_{nom}$	
Q_v	oljeflöde genom ventilen	
ρ	oljans densitet	887 kg/m ³
T_0	temperatur vid förladdning	293 K
b	vektor med koefficienterna för kurvanpassningen	
w	reglersystemets utsignal	
u	oljans flödes hastighet	
U_m	maximal utspänning från givare	
ν	oljans viskositet	
V_0	ackumulatorns ursprungsvolym	1E-3 m ³

V_1	aktuell gasvolym i ackumulatorn (vid hoppresningens början)
V_2	slutlig gasvolym i ackumulatorn (vid hoppresningen $y = V_1$ i början)
V_{olja}	systemets oljevolym
y	kolvens förskjutning
y_{ref}	referensvärde för kolvens förskjutning

Referenser

- [1] Schmitt A. Lärobok i hydraulik
RSK 00 301/6.78
- [2] Hydraulikföretaget: Oiltech.
- [3] Grundläggande hydraulik och pneumatik.
Av: Hans L Johannesson. Avd. för maskinelement.
Tekniska högskolan i Luleå. 1983.
Utgivet av avd. för strömningsmaskiner LTH.
- [4] Hydraulikföretaget: Aeroquip.
- [5] Komplement till kompendium i hydraulik.
Av: Olof Olsson, Linköpings tekniska högskola.
- [6] Hydraulic control system.
Meiritt. Herbert E.
ISBN 0 471 59617 5
- [7] Fluid Mechanics.
Frank. M. White. Third edition. 1994.
- [8] Hydraulikföretaget: Vaggeryds hydraulik AB, Peter Blomqvist (muntlig ref.).
- [9] Hydraulikföretaget: Monsun Tison, Keo Lavsjö (muntlig ref.).
- [10] Mathematical handbook
Murray R. Spiegel
Mc Graw Hill Book Company 1968.

Bilagor

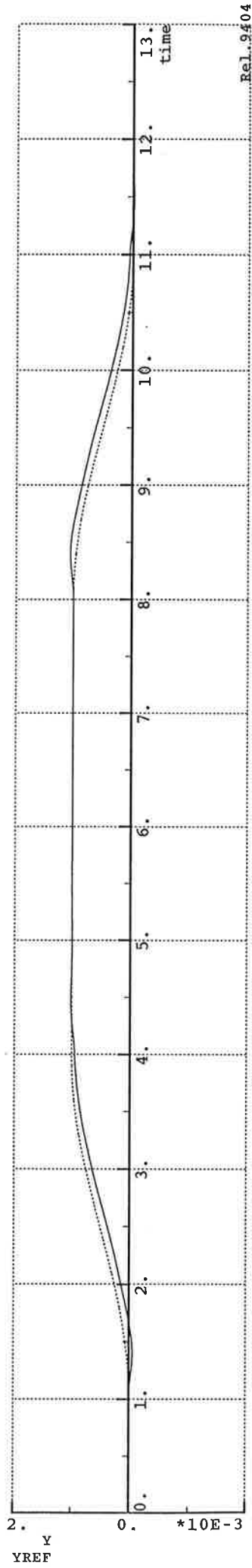
Bilaga 1 Hydraulikschema

Bilaga 2.1 - 2.17 Simuleringsresultat Beskrivning i kapitel 4.3

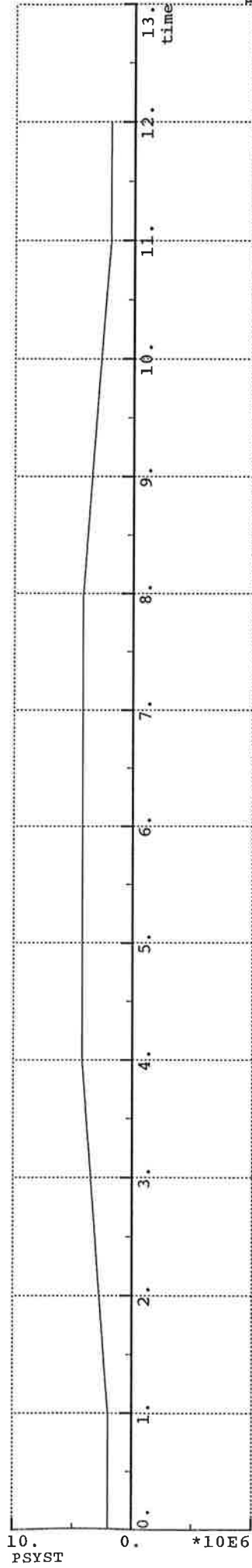
Plot_Time:12.989

Mplot rel.9404

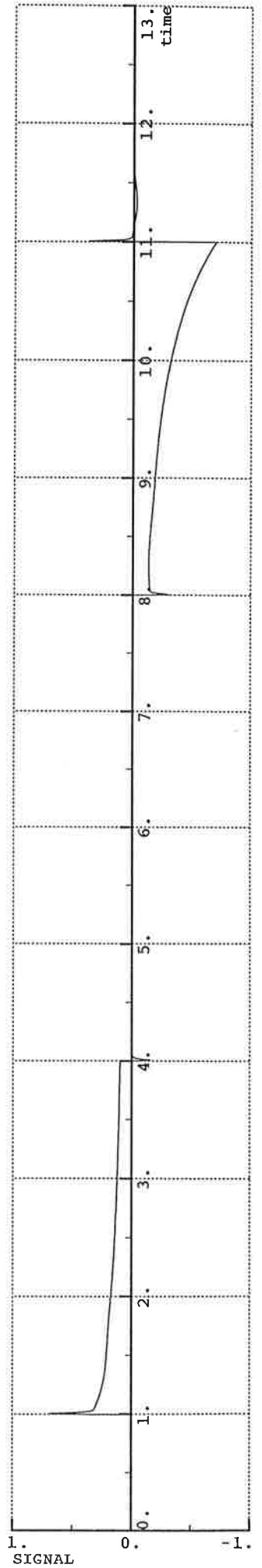
Bilaga 2.1



Rel.9404



Rel.9404

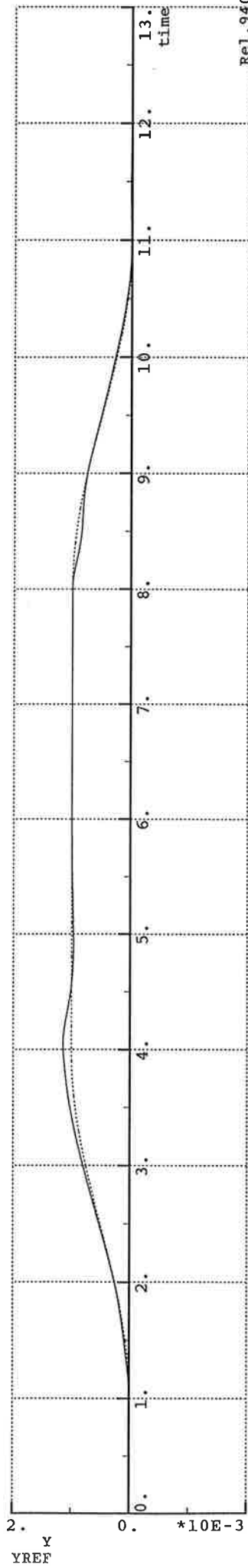


Rel.9404

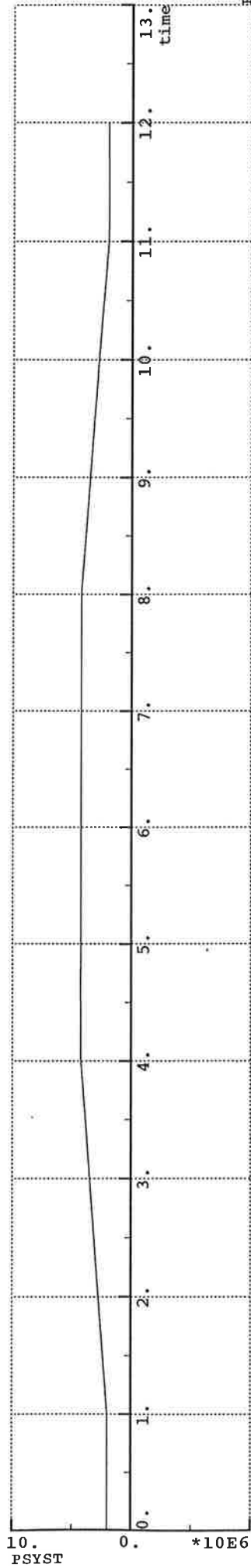
Plot_Time:13.068

Mplot rel.9404

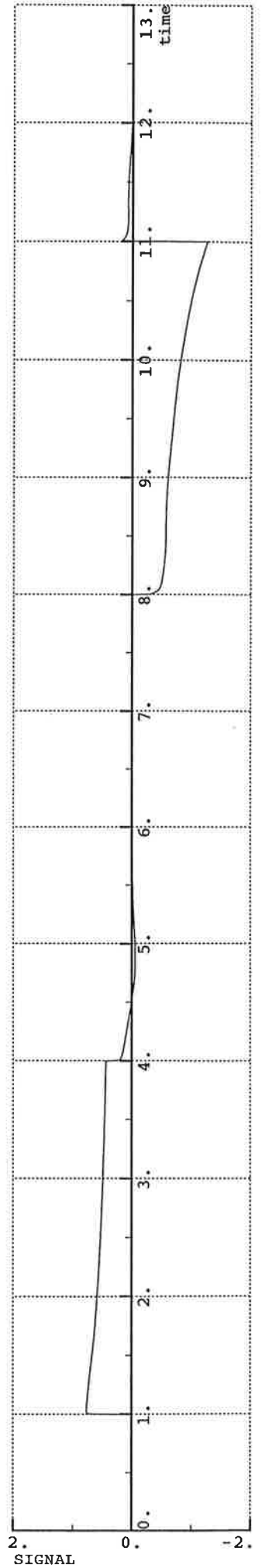
Bilaga 2.2



Rel.9404



Rel.9404

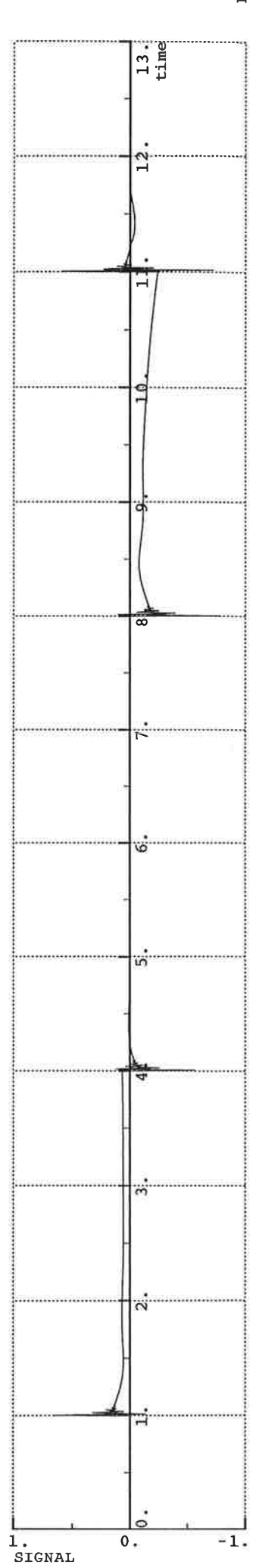
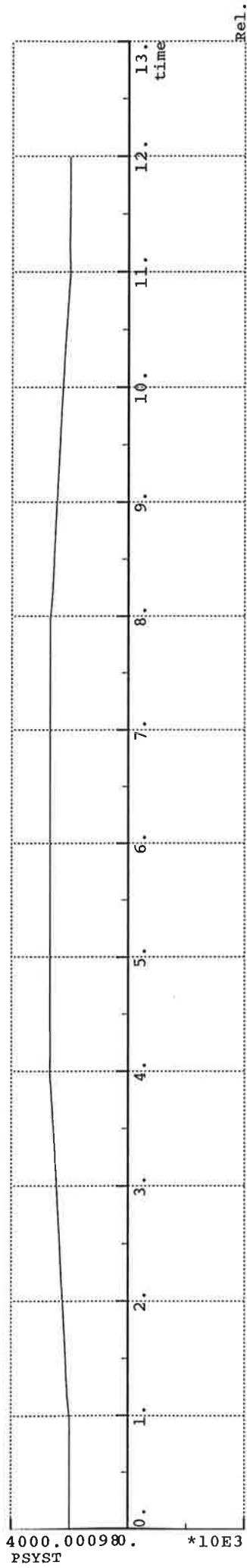
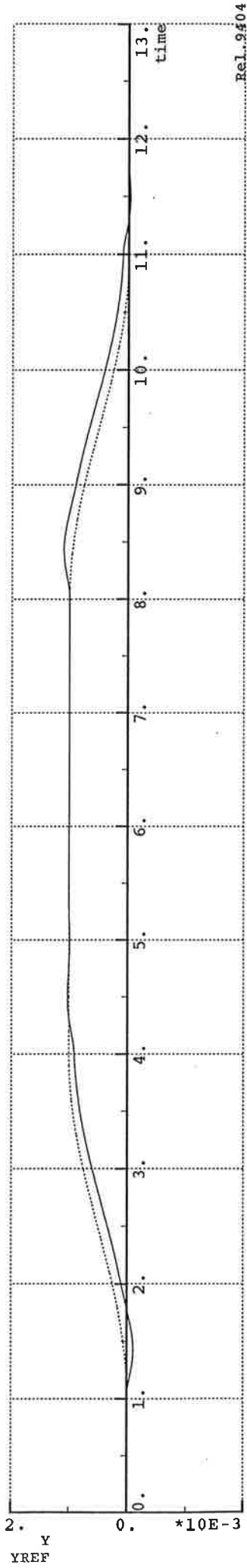


Rel.9404

Plot_Time:13.261

Mplot rel.9404

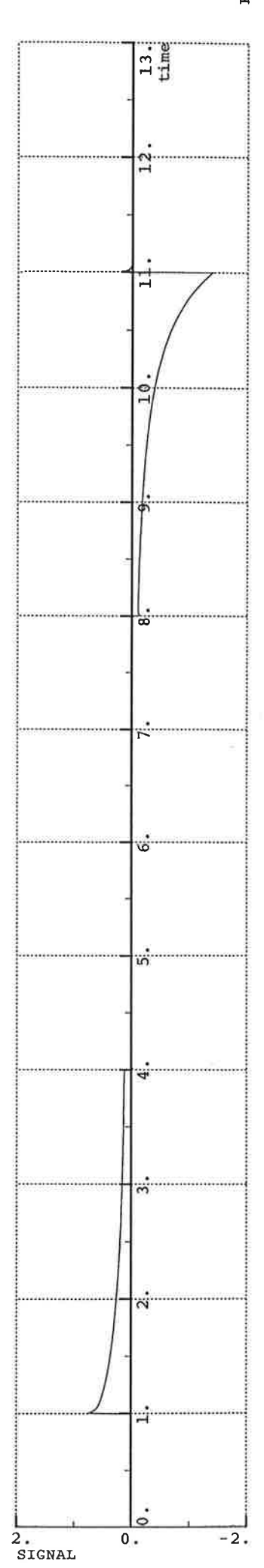
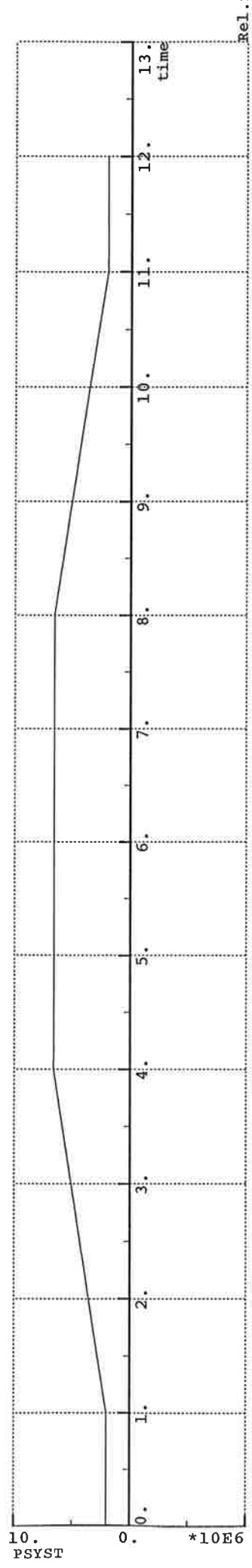
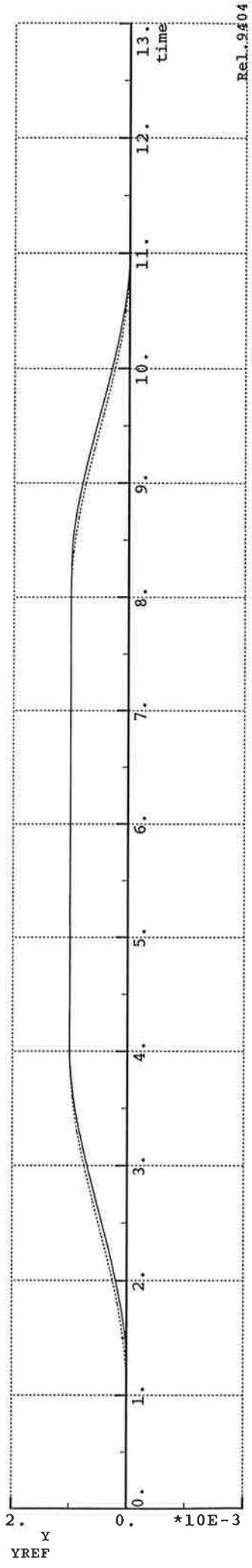
Bilaga 2.3



Plot_Time:13.324

Mplot rel.9404

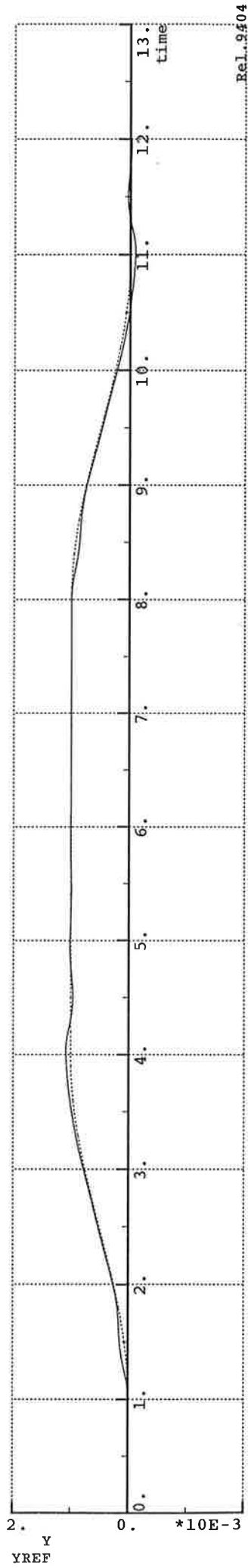
Bilaga 2.4



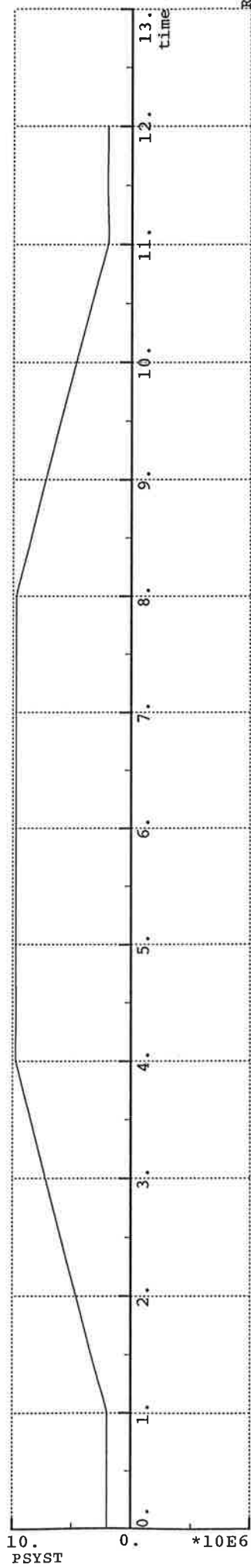
Plot_Time:13.348

Mplot rel.9404

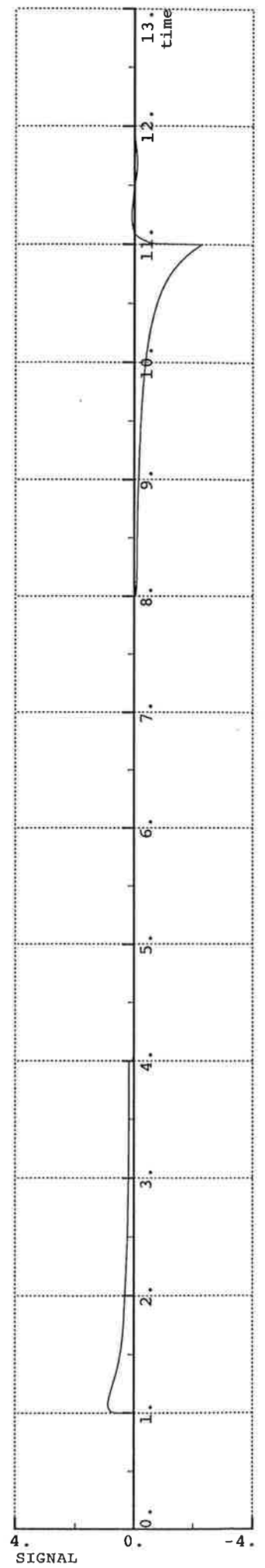
Bilaga 2.5



Rel..9404



Rel.9404

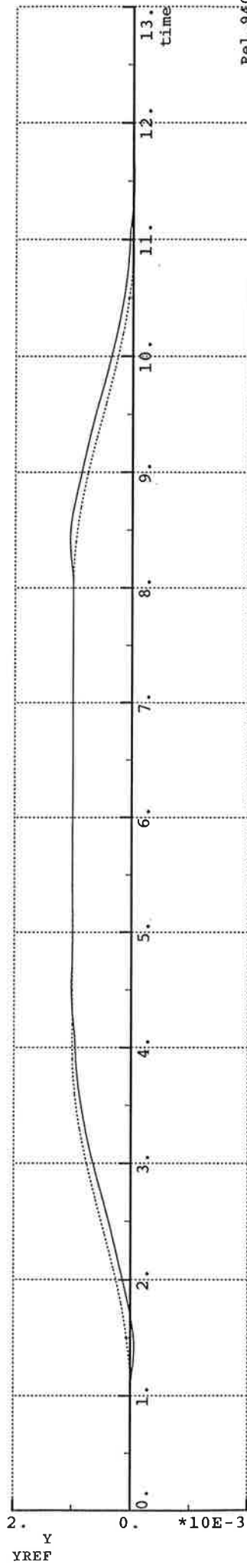


Rel.9404

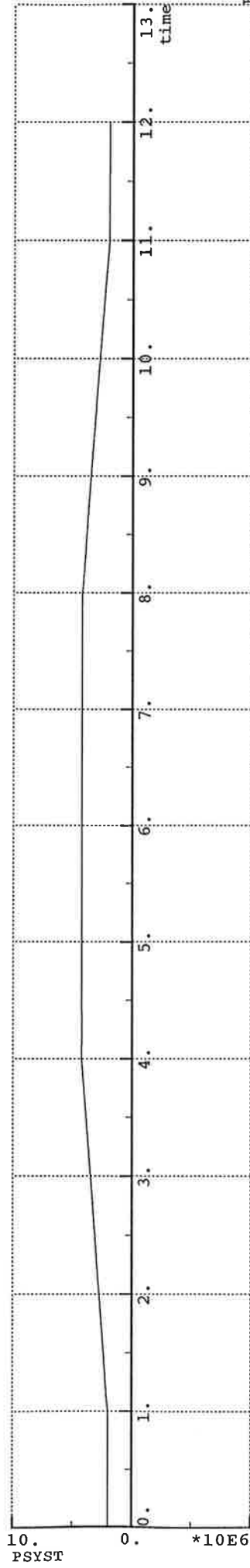
Plot_Time:13.378

Mplot rel.9404

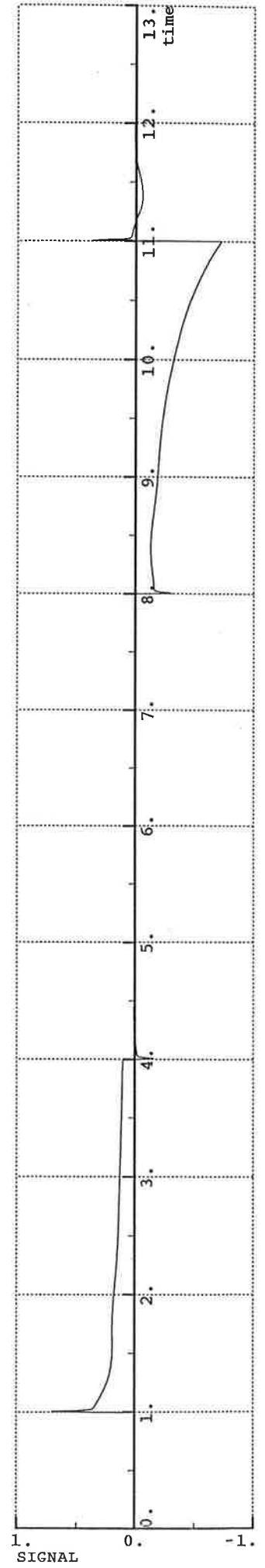
Bilaga 2.6



Rel.9404



Rel.9404

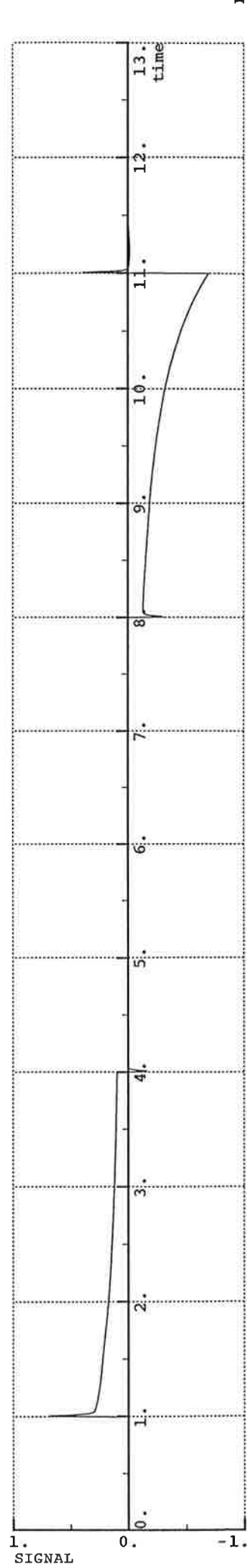
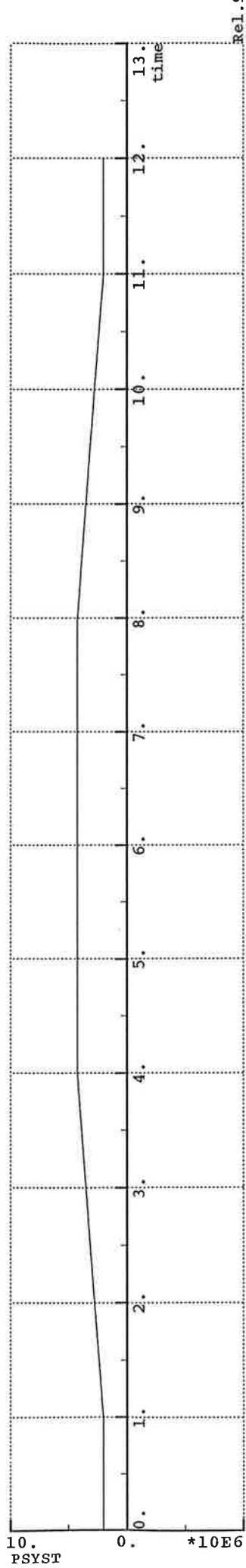
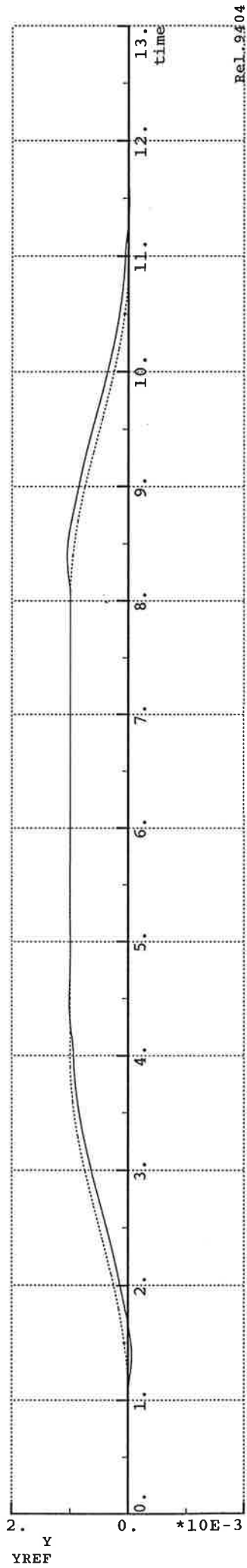


Rel.9404

Plot_Time:13.397

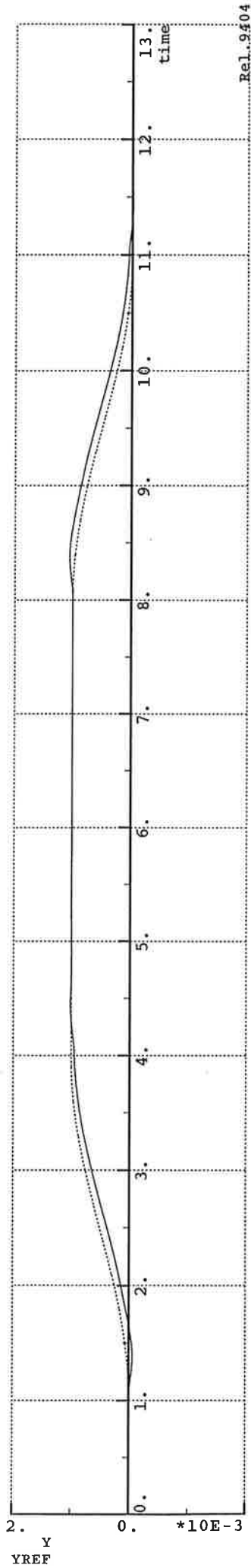
Mplot rel.9404

Bilaga 2.7

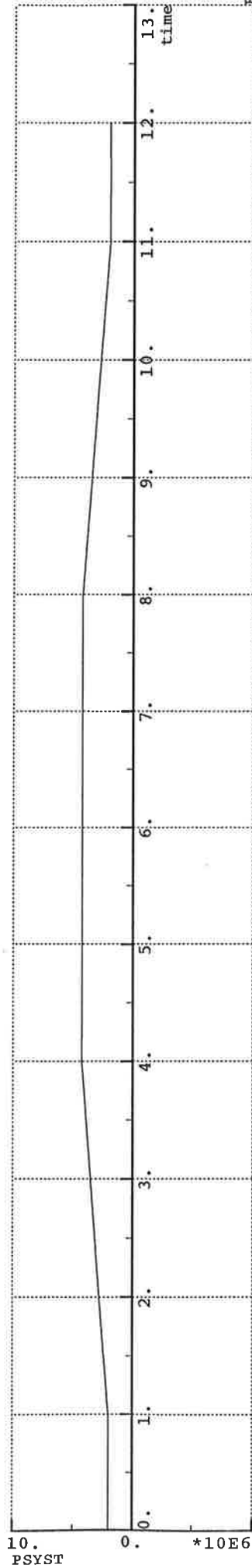


Plot_Time:13.417
Mplot rel.9404

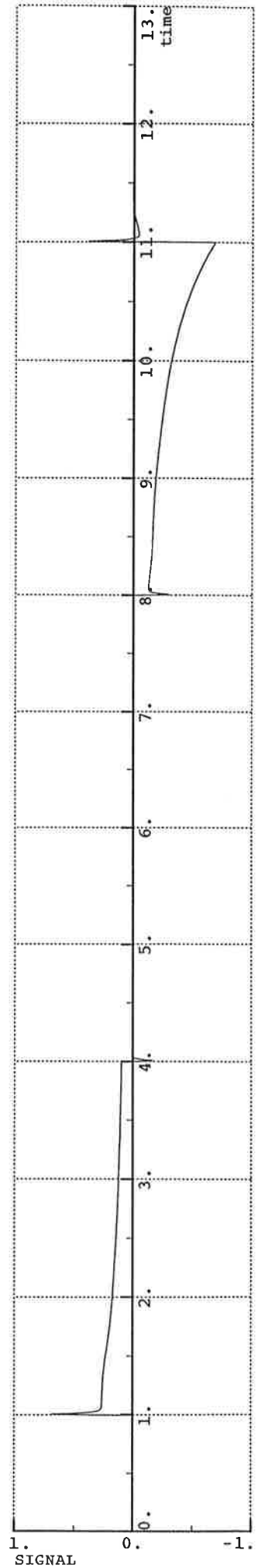
Bilaga 2.8



Rel..9404



Rel.9404

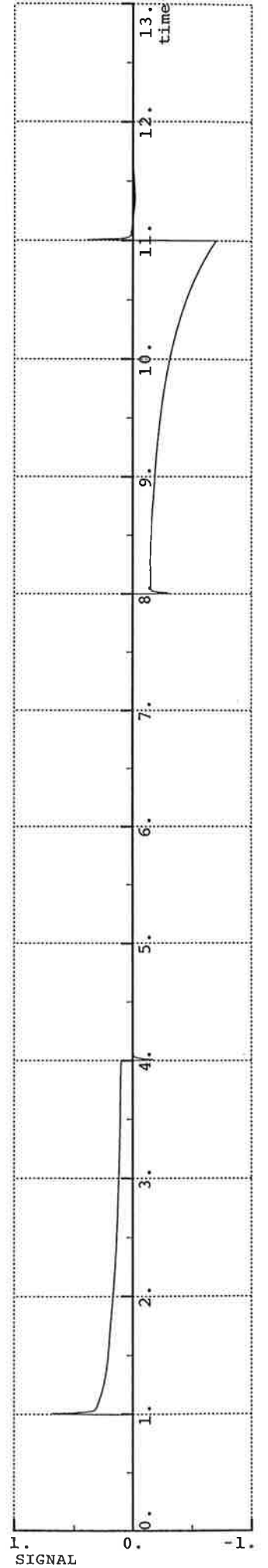
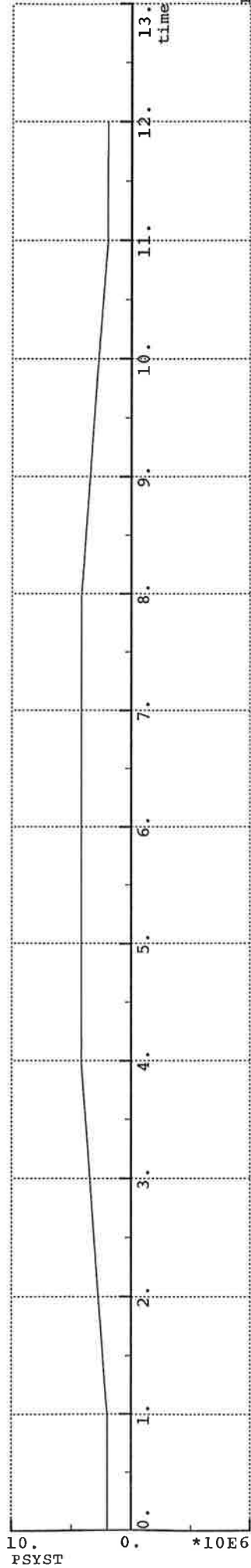
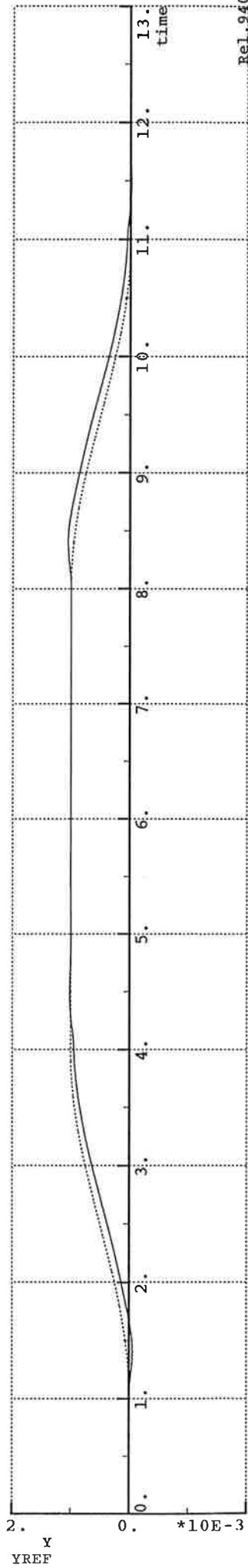


Rel.9404

Plot_Time:13.603

Mplot rel.9404

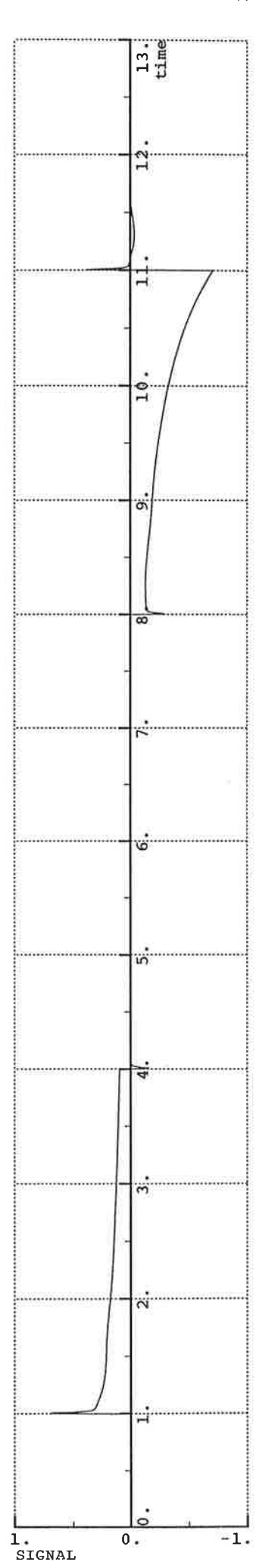
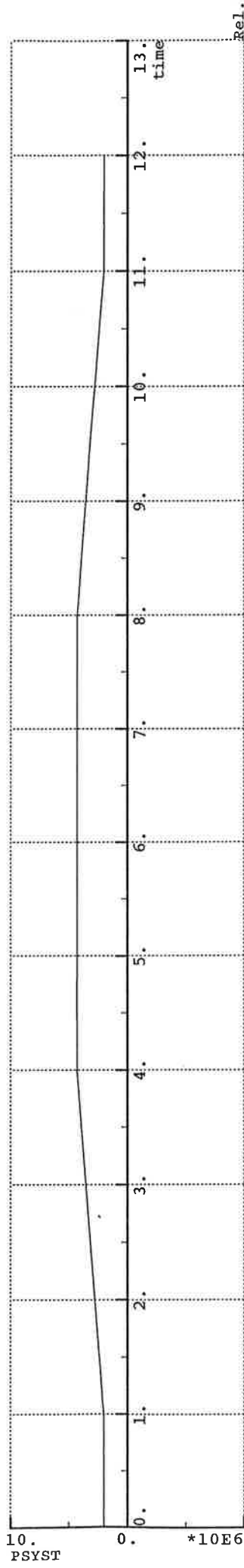
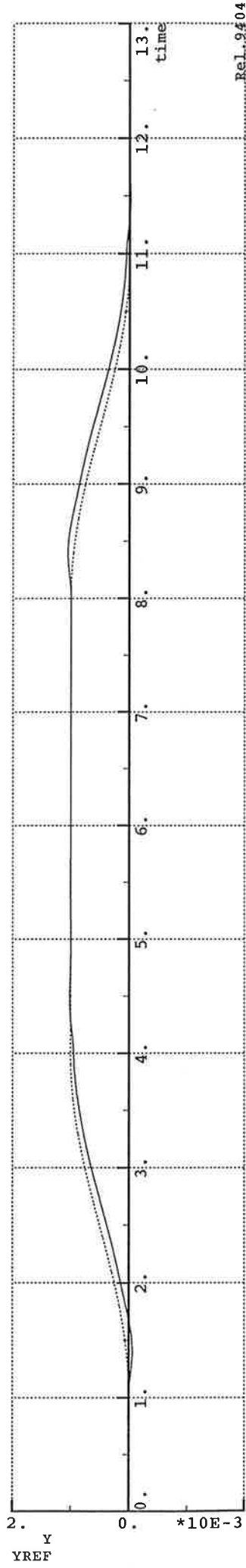
Bilaga 2.9



Plot_Time:13.621

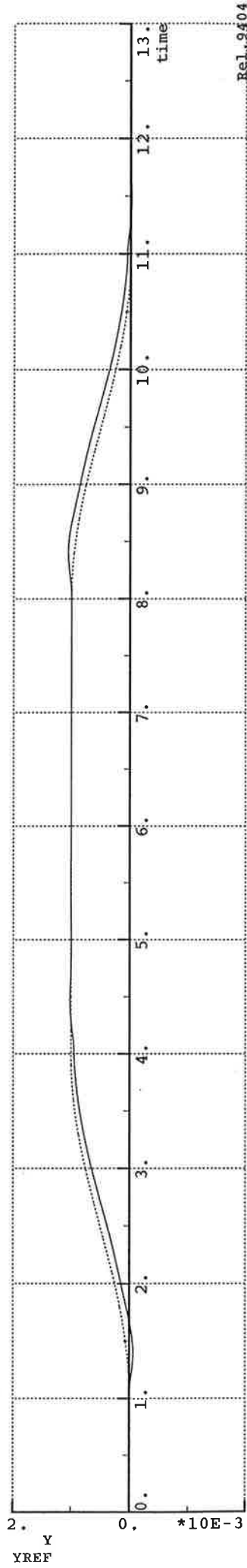
Mplot rel.9404

Bilaga 2.10

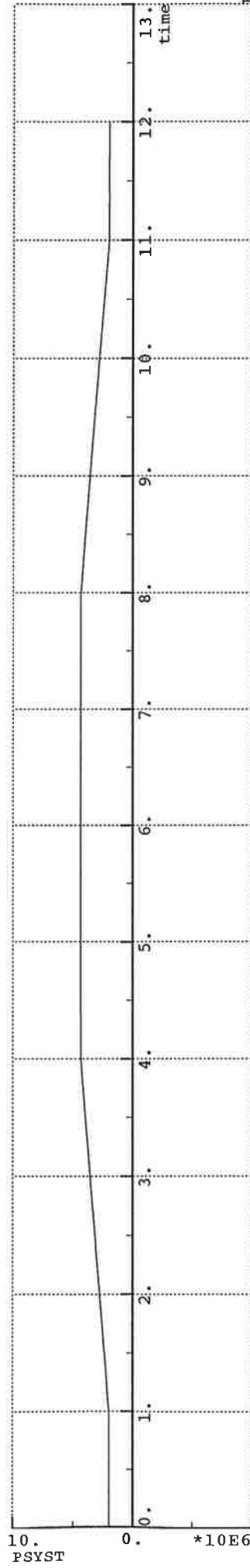


Plot_Time:13.634
Mplot rel.9404

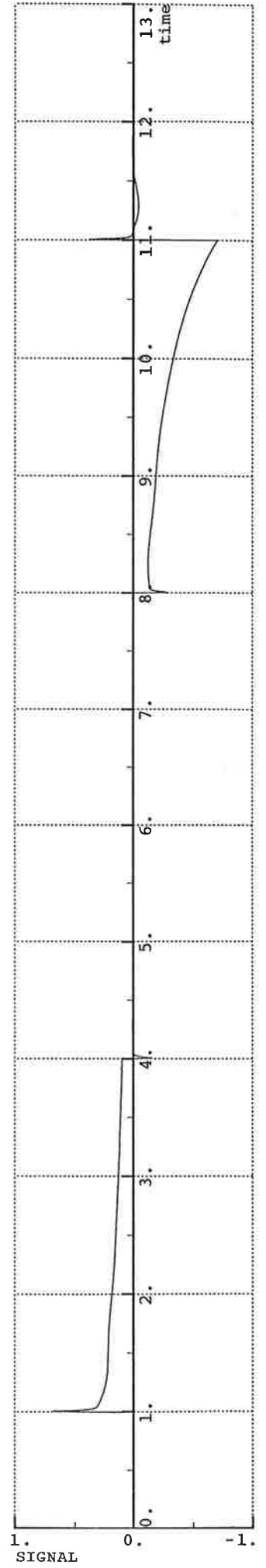
Bilaga 2.11



Rel.9404



Rel.9404

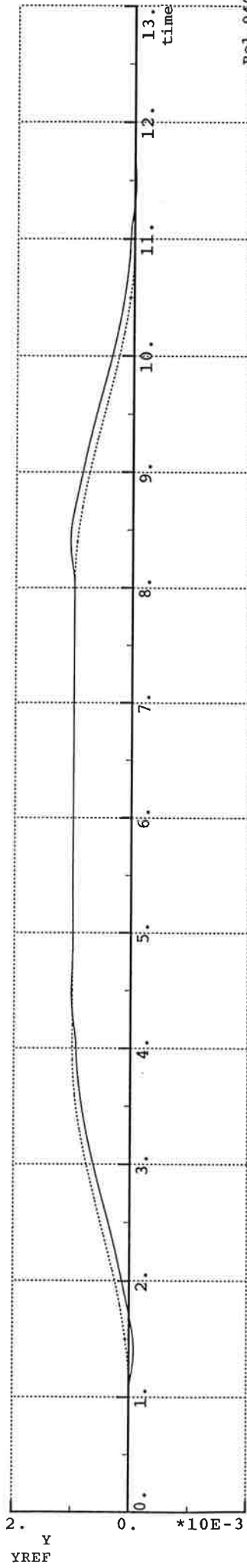


Rel.9404

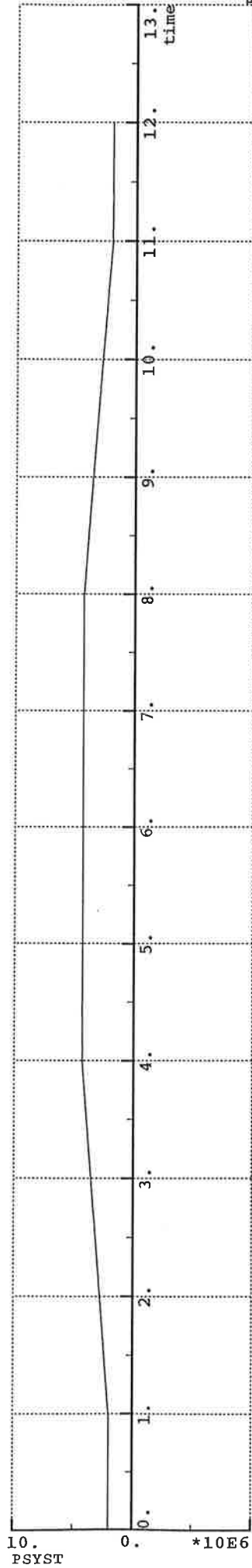
Plot_Time:13.658

Mplot rel.9404

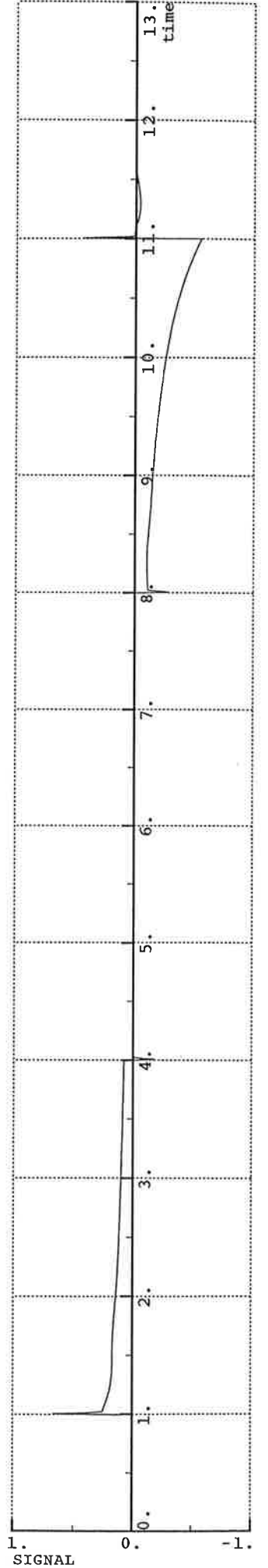
Bilaga 2.12



Rel.9404



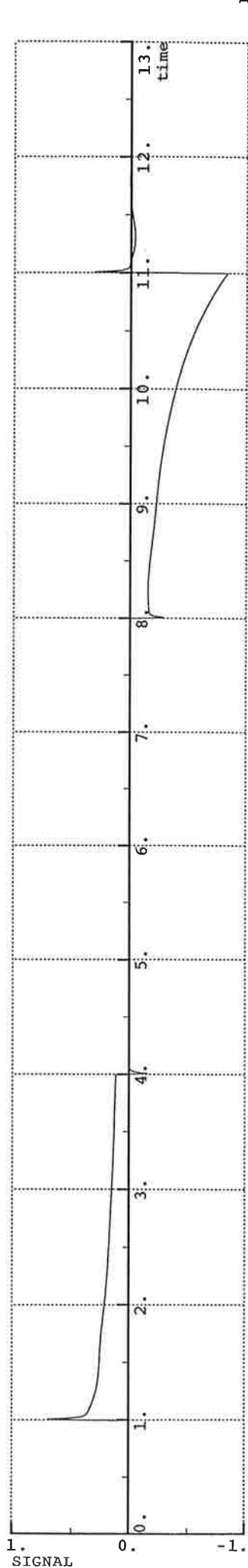
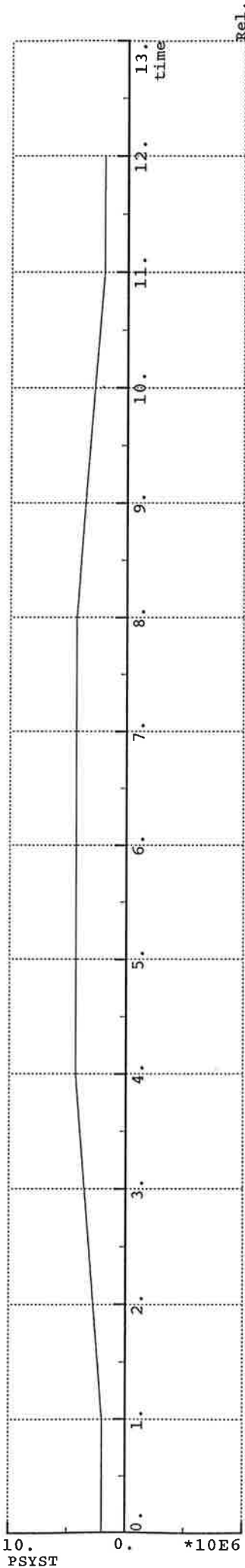
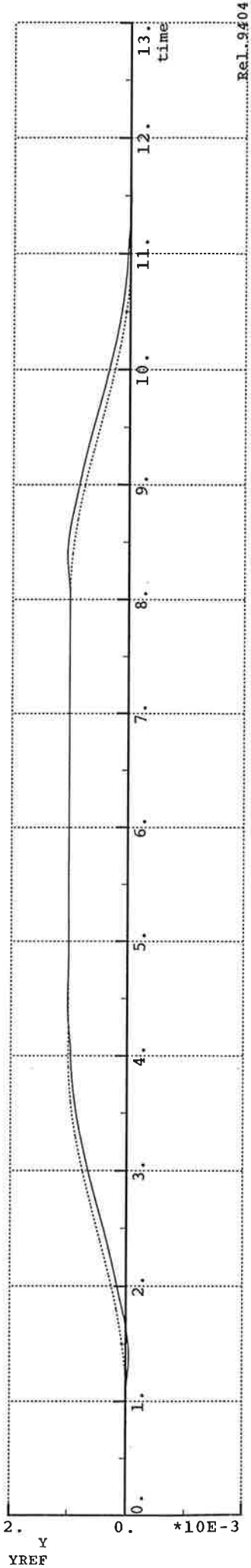
Rel.9404



Rel.9404

Bilaga 2.13

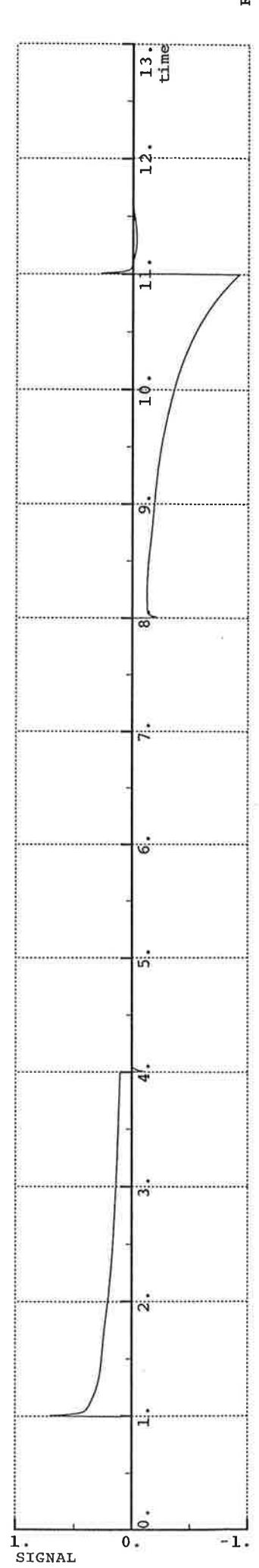
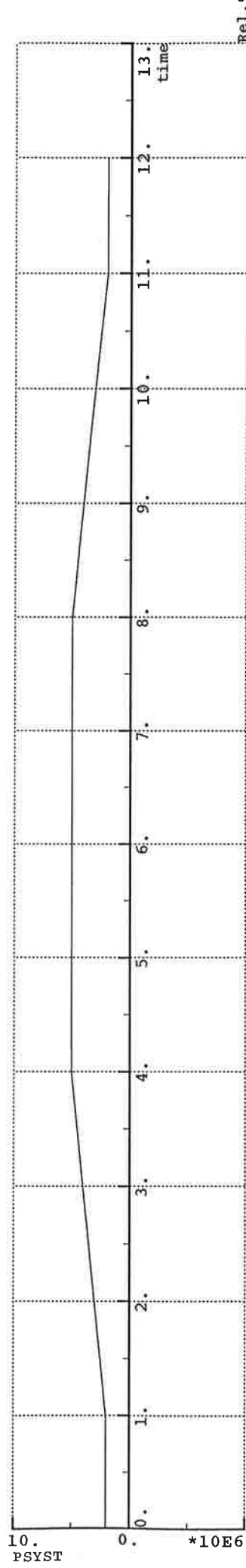
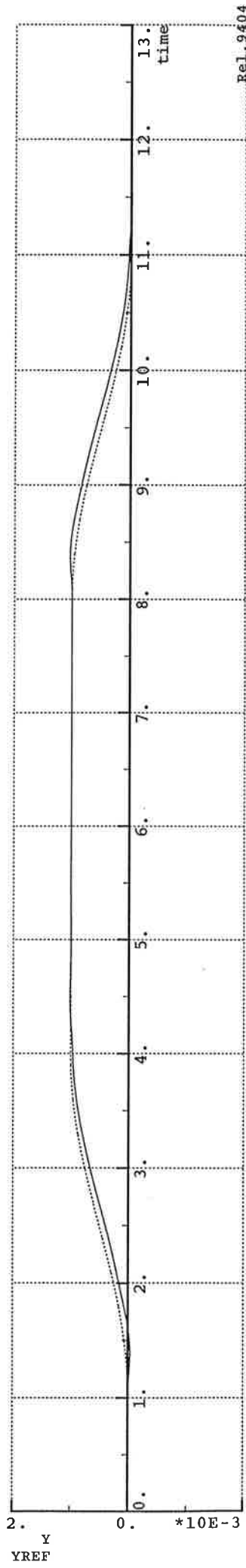
Plot_Time:13.671
Mplot rel.9404



Plot_Time:13.697

Mplot rel.9404

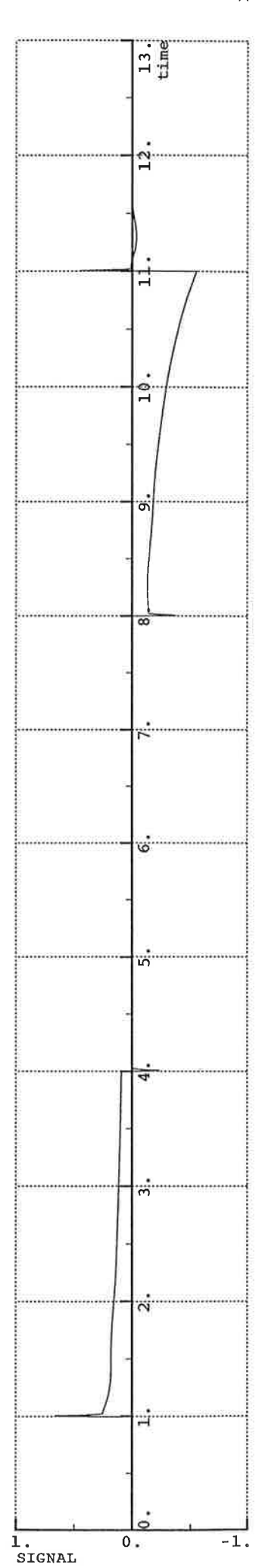
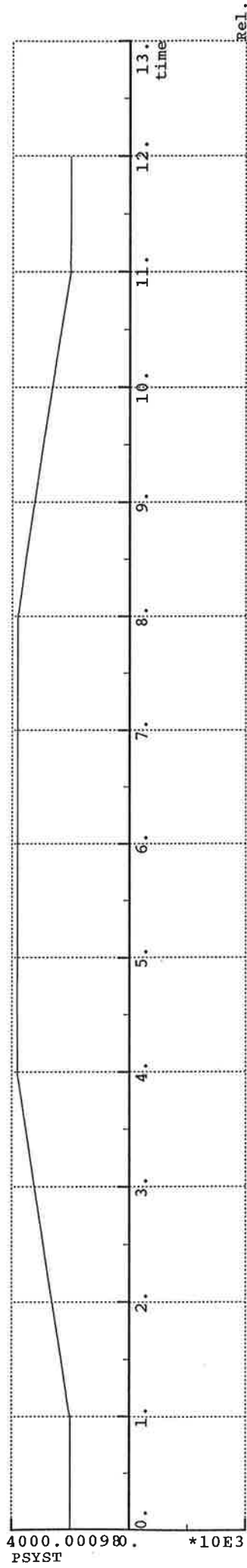
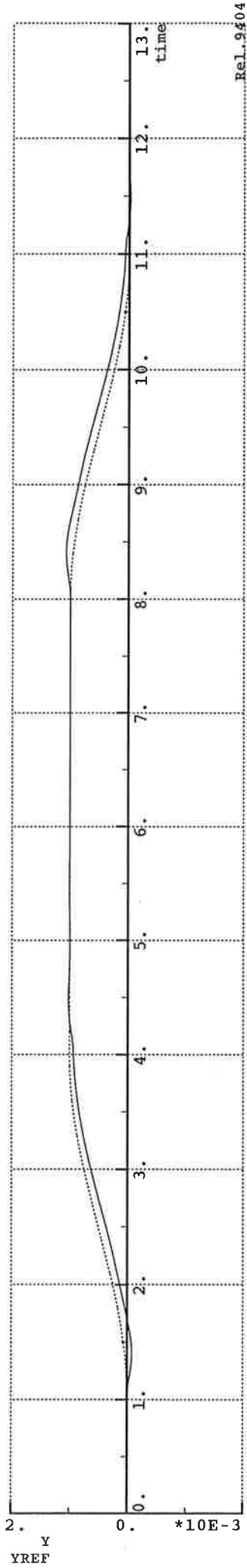
Bilaga 2.14



Plot_Time:13.759

Mplot rel.9404

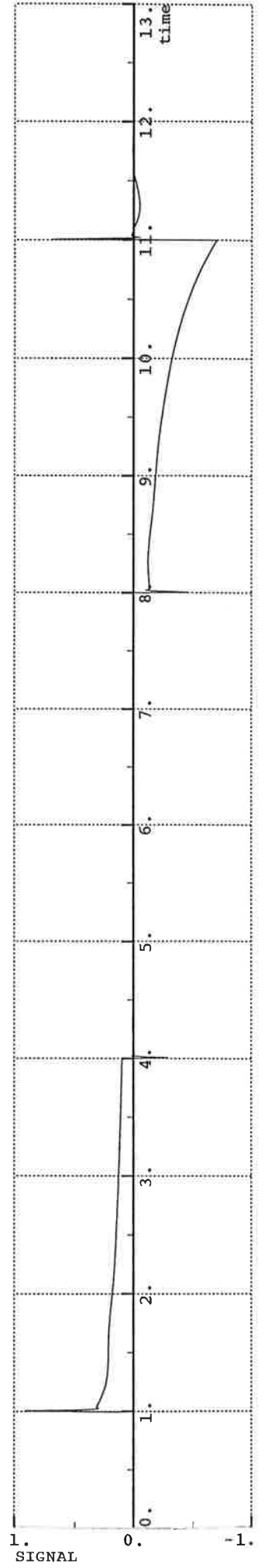
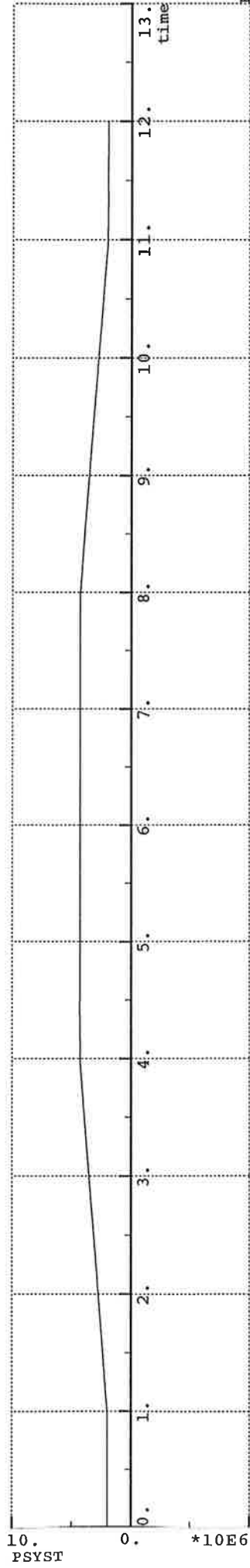
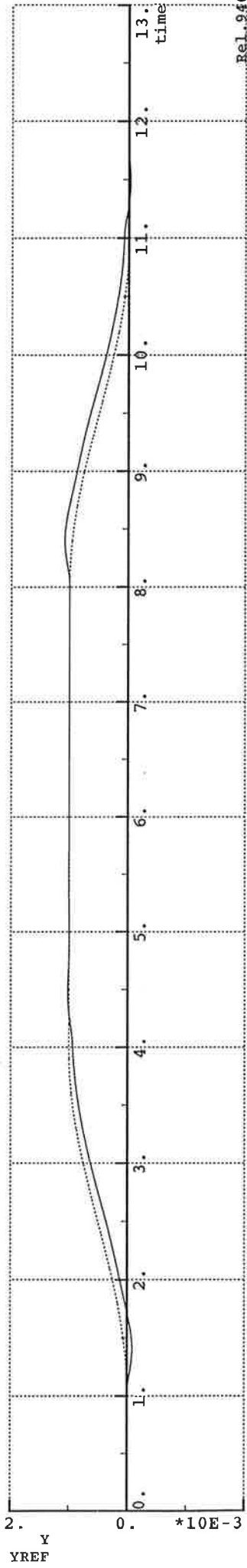
Bilaga 2.15



Plot_Time:14.184

Mplot rel.9404

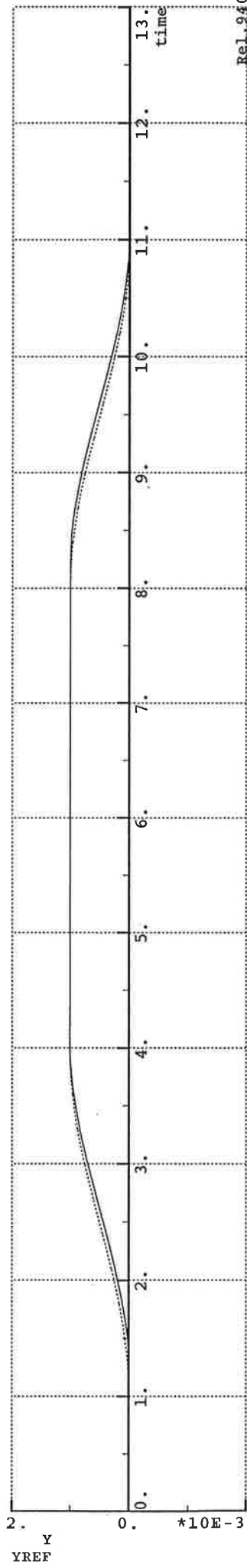
Bilaga 2.16



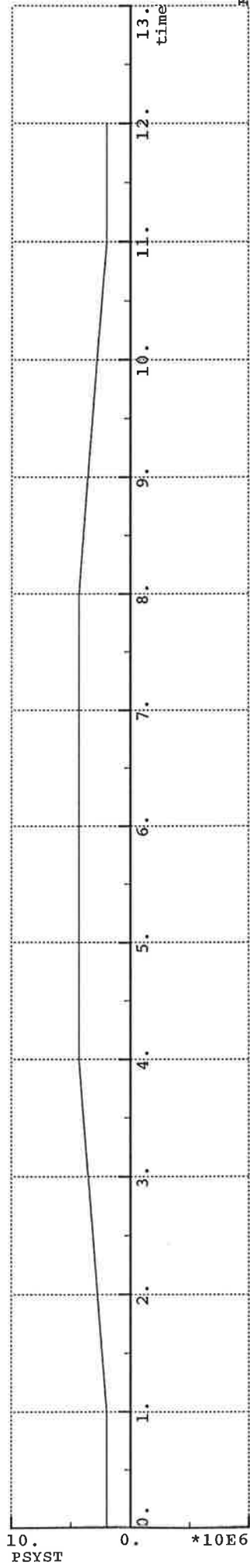
Plot_Time:14.235

Mplot rel.9404

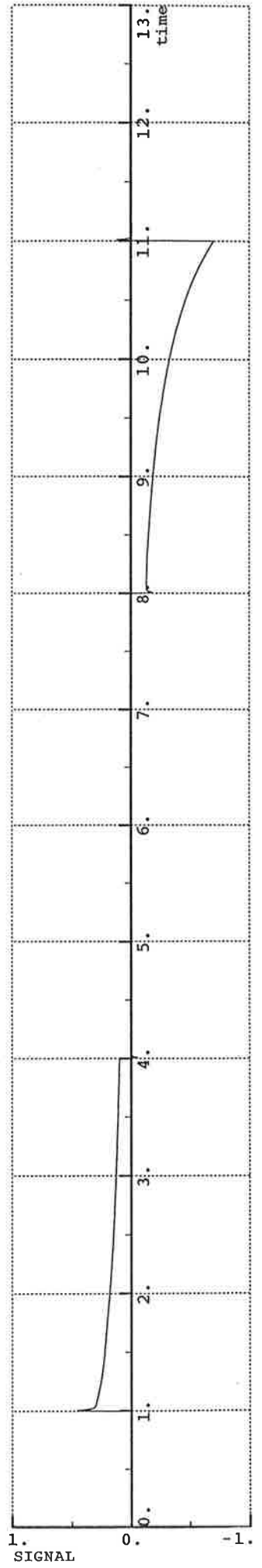
Bilaga 2.17



Rel.9404



Rel.9404

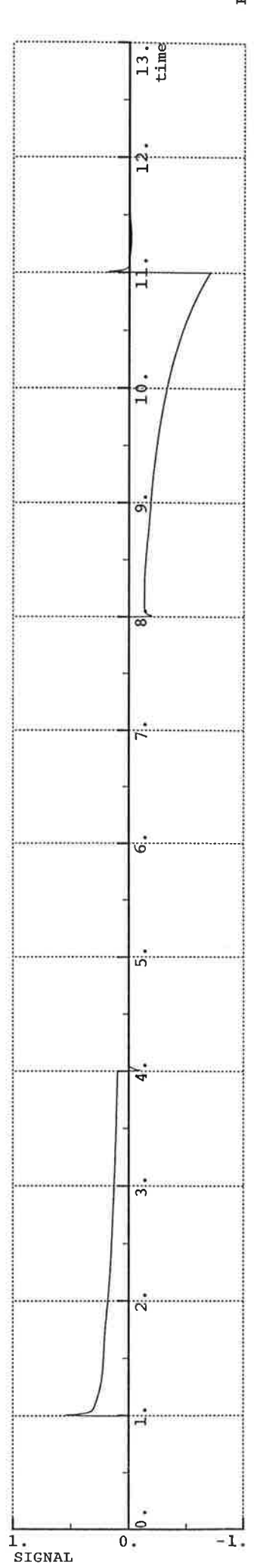
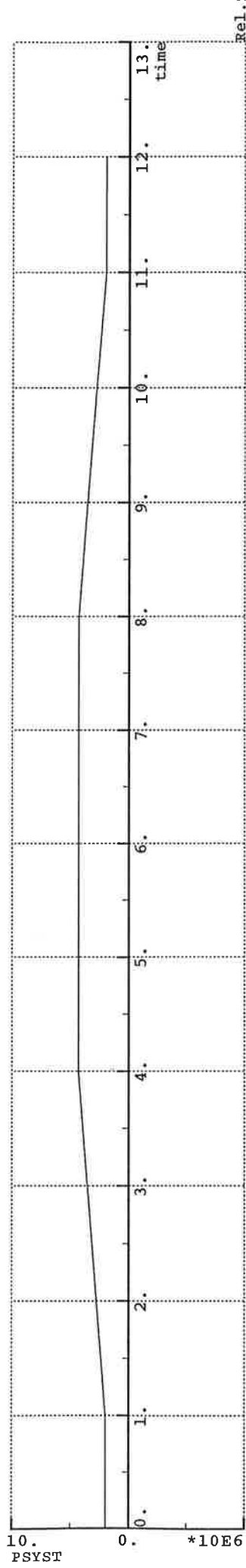
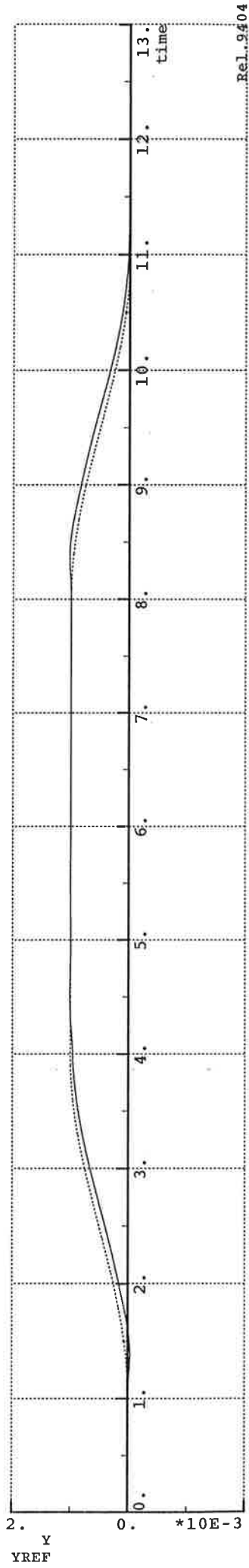


Rel.9404

Plot_Time:14.214

Mplot rel.9404

Bilaga 2.18



2.5.1 Tryckkorrigering

Flödet som är redovisat i grafen (Q_{graf}) är flödet genom ventilen vid ett nominellt tryckfall över ventilen betecknat Δp_{nom} . För att få fram det verkliga flödet (Q_v) korrigerar man enligt:

$$Q_v = Q_{graf} \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{nom}}}$$

som ger:

$$Q_v(w) = \frac{1}{60E3} (3.034 \cdot (w-2)^2 - 0.2445 \cdot (w-2)^3) \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{nom}}} \quad \text{m}^3/\text{sek}$$

Ett annat sätt är att beskriva ventilen med en linjär ekvation och korrigera i simuleringsprogrammet för dödzonen i intervallet 0- 20 % av insignalen. Flödesekvationen blir då:

$$Q_v(w) = \text{VALVCAR} \cdot w \quad \text{där VALVCAR} = 1.458 \cdot 10^{-4}$$

2.6 Accelerationssignal

Accelerationssignalgivaren är en givare som ger en utspänning som är proportionell mot den ekvivalenta lutningsvinkeln, det vill säga givaren tror att den lutas och mäter upp tyngdaccelerationens riktning. Det sätt som givaren används på tåget gör att:

$$U_{acc} = giv_k \arctan\left(\frac{a}{g}\right) \quad \text{Volt}$$

Sidoaccelerationen är av storleksordningen 2 m/s² vilket ger argument till arctan som är av storleksordningen 0.2. Arctanfunktionen kan med god approximation betraktas som linjär inom detta området och i simuleringen skriver vi:

$$U_{acc} = \frac{a}{a_m} U_m$$

2.7 Korglutning

Styrningen av korglutningen utgår från accelerationssignalen och lutar enligt:

$$\phi = U_{acc} K_l$$

där $K_l = 0$ för hastigheter < 70 km/h
 $= 0.8$ för hastigheter > 95 km/h
och linjärt växande däremellan.

I simuleringarna körs bara med hastigheter över 95 km/h och modellen för lutningen ϕ ges av:

$$\phi = \frac{a}{a_m} \phi_m \quad \text{där } \phi_m \text{ är maximal korglutning.}$$