

CODEN: LUTFD2/(TFRT-5229)/1-053/(1979)

MODELLERING OCH SIMULERING AV
MATARVATTENFÖRVÄRMNINGSSYSTEM

GÖRAN SVENSSON
MAGNUS AHS

INSTITUTIONEN FÖR REGLERTEKNIK
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
1979

TILLHÖR REFERENSBIBLIOTEKET
UTLANAS EJ

Dokumentutgivare
Lund Institute of Technology
Dept. of Automatic Control

Dokumentnamn
report LUTFD2/(TFRT-5229)/1-053/(1979)

Utgivningsdatum
Nov 1979

Dokumentbeteckning
Ärendebeteckning

Forfattare
Göran Svensson
Magnus Åhs

Dokumenttitel och undertitel

Modellering och Simulering av
Matarvattenförvärmningssystem
(Modelling and Simulation of Feedwater
preheating system.)

Referat (sammandrag)

Models of the feedwater preheating system at a BWR are written in the simulation language Simnon. The intention has been to find a simple dynamic model that describes the feedwater preheating system in the nuclear power plant Barsebäck, Sweden. Two different models have been constructed, one with and one without thermodynamical states. Both models have been investigated through simulations and some conclusions were made.

Referat skrivet av

Authors

Förslag till ytterligare nyckelord

Klassifikationssystem och -klass(er)

5070

Indextermer (ange källa)

5270

Omfång

5670 53 pages

Övriga bibliografiska uppgifter

5672

Språk

5870 Swedish

Sekretessuppgifter

6070

ISSN

0014

ISBN

876

Dokumentet kan erhållas från

6270 Department of Automatic Control
Lund Institute of Technology
P O Box 752, S-220 07, Sweden

Mottagarens uppgifter

5274

Pris

6670

EXAMENSARBETE REGLERTEKNIK LTH

NOVEMBER 1979

MODELLERING OCH SIMULERING AV MATARVATTENFÖRVÄRMNINGSSYSTEM

GÖRAN SVENSSON

MAGNUS ÅHS

HANDLEDARE

STEN BERGMAN SYDKRAFT AB

BJÖRN WITTENMARK REGLERTEKNIK LTH

REGISTER.

I. Problemformulering.....	1
II. Presentation av systemet.....	3
III.1 Modellutveckling.....	5
III.2 Komponentbeskrivning.....	6
III.2.1 Rörledningar.....	6
III.2.2 Ventil.....	7
III.2.3 Värmeväxlare och avspänningskärl.....	12
III.2.4 Dränagekylare.....	14
IV. Använda modeller.....	15
IV.1 Kall modell.....	16
IV.2 Kall modell med dynamik i långa rör.....	23
IV.3 Varm modell.....	25
V. Simuleringar.....	36
VI. Sammanfattning.....	49
VII. Referenser.....	50

I. PROBLEMFÖRMULERING.

Matarvattenförvärmarna i reaktor-anläggningar av BWR-typ (Oskarshamn 2, Barsebäck 1 och 2 m.fl.) är i regel konstruerade som kaskadkopplade 'enkla' förvärmarenheter. En sådan enhet kan grovt betraktas som en värmeväxlare med ånga, en med vatten, ett avspänningskärl och en regulator. Vid vissa tillfällen uppträder störningar i dessa system. Dessa störningar kan ibland få stora ekonomiska konsekvenser. De störningar som man observerat innebär huvudsakligen att stora nivåpendlingar förekommer i avspänningskärlen. Störningarna fortplantas i de kaskadkopplade förvärmarstegen och hela systemet kommer ofta in i en begränsad gränscykelvängning. Detta beror troligen på de olinjäriteter som uppkommer på grund av hysteres i ventilservon, att nöddräneringsventiler öppnar resp. stänger m.m. Pendlingsfenomenen har i allmänhet uppkommit vid effektändringar men även vid normal drift har störningar observerats. Det senare fallet tror man beror på att de elektropneumatiska ventilerna får en ändrad dynamik under driften. Friktion, packboxläckage m.m. tillsammans med den 'vekhet', som pneumatiska system ibland har, ger systemet en ändrad dynamik så att självsvängningar kan uppstå. Detta har ofta inneburit att man fått trimma om regulatorerna för att få en stabil reglering.

För att komma tillrätta med systemfunktionen, stabilisera nivåregleringen och t.ex. tillåta viss förändrad dynamik hos ventilservon har detta examensarbete initierats av SYDKRAFT AB. Målsättningen har varit att sätta upp modeller av förvärmarnivåregleringen som kan användas för vidare studier.

Dessa studier avser att bla. undersökning av ny reglerdesign där processkopplingar, förstärkningsvariationer m.m. inkluderas i reglersystemet. Inom ramen för detta examensarbete har det varit önskvärt att försöka modellbeskriva både totaldynamiken vid lastreduktion och inverkan av ventilservons egenskaper.

Modellerna har baserats på fysikaliska beskrivningar för att ge en ökad förståelse av de fenomen som gör sig gällande. Som underlag för modellarbetet har huvudsakligen processschemata, installations- och konstruktionsritningar använts. Ventilservots dynamik måste dock betraktas som mycket osäker och om olinjäriteterna är rätt modellerade är svårt att avgöra, eftersom mycket få praktiskt verifierade resultat finns. Kompletterande mätningar planeras och dessa kan eventuellt ligga till grund för en senare bedömning av de här framtagna modellerna.

II. PRESENTATION AV SYSTEMET

Det undersökta matarvattenförvärmningsystemet visas i en principbild i fig 1.

Ånga genereras i reaktorn, denna ånga avger sin energi under expansionen i turbinerna. Den gemensamma turbinaxeln driver i sin tur en elgenerator. Avloppsången från turbinerna går vidare till kondensorn, där ångan fås att kondensera genom värmeväxling med havsvatten. Kondensatet pumpas sedan med matarvattenpumparna in i reaktorn igen.

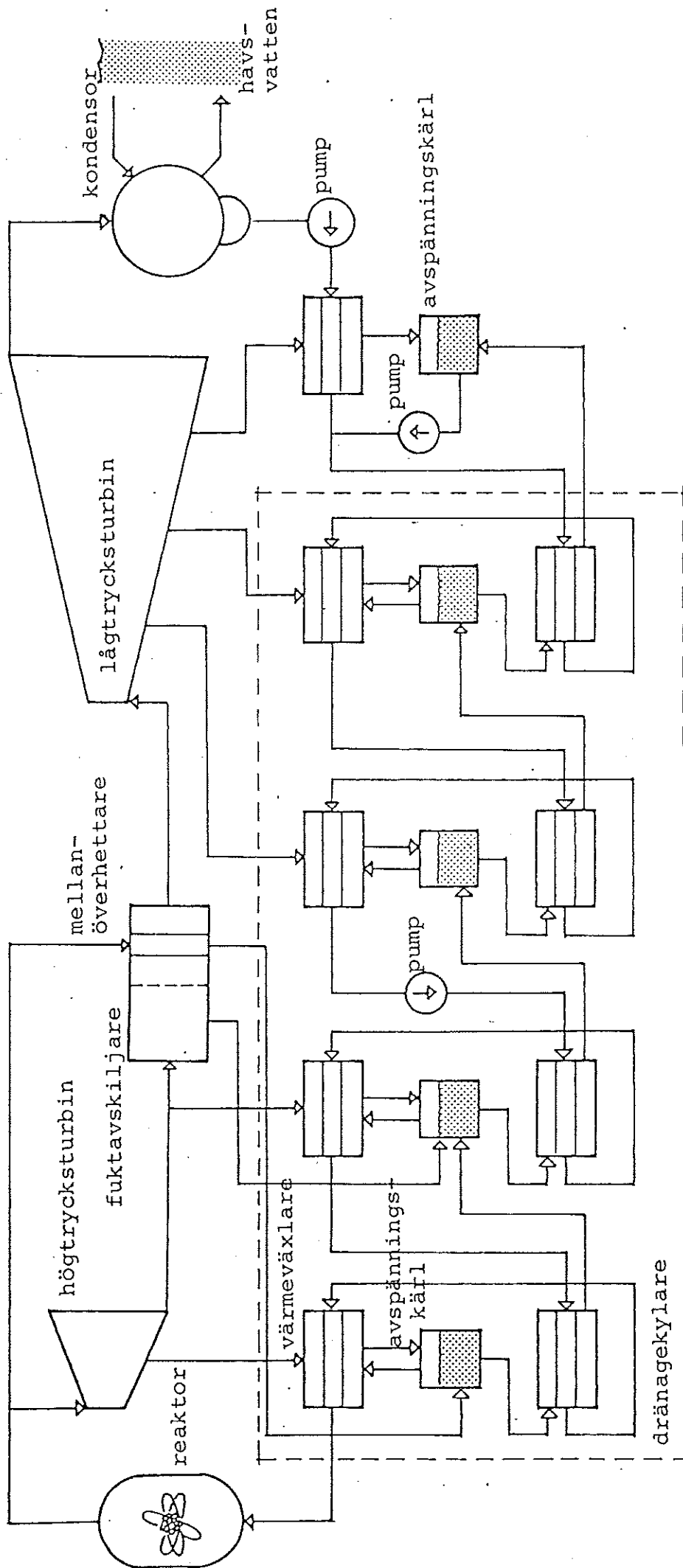
För att öka den termiska verkningsgraden användes en mellanöverhettare, denna värmer avloppsånga från högtrycksturbinen med färskånga. Ytterligare förbättrad verkningsgrad fås genom att förvärma matarvattnet innan det går in i reaktorn. Energi till värmeväxlarna som värmer matarvattnet fås från avtappningsånga från turbinerna och från hett kondensat från mellanöverhettaren och fuktavskiljaren. Fuktavskiljaren ligger mellan högtrycksturbinen och mellanöverhettaren och separerar ut fukt från ångan innan den går in i mellanöverhettaren.

Vid granskning av systemet ses att det kan uppdelas i fyra delsystem. De inbördes lika delsystemen kommer då att innehålla följande komponenter:

Värmeväxlare ånga-matarvatten
 Avspänningskärl
 Dränagekylare
 Reglerventil
 Rörledningar

Ett sådant delsystem visas i fig 2 .

På avspänningskärlet finns även ett nöddränage som kopplas in vid för hög nivå. Detta och liknande nöd och reservsystem finns ej med på bilderna, dessa system kommer ej heller att behandlas i detta arbete.



Principbild av ångsystemet

fig 1

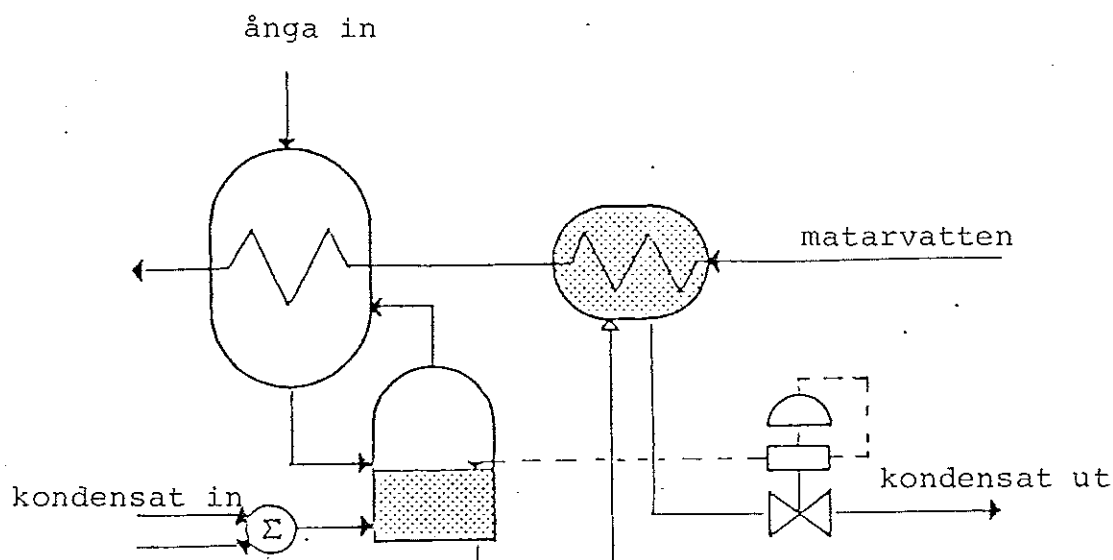


fig 2

Ett delsystem

III.1 MODELLUTVECKLING

Grundkomponenterna i varje delsystem var:

1. Rörledning
2. Reglerventil
3. Värmeväxlare
4. Avspänningskärl
5. Dränagekylare

Mellan delsystem 2 och 3 ligger matarvattenpumparna, som pumpar matarvattnet in till reaktorn. Dessa pumpar antas ej inverka på systemets dynamik, varför dessa ej kommer att finnas med i modellen.

Allmänt har en del antagande blivit gjorda för att förenkla beskrivningen av systemet. De allmänna antagandena är:

- (i) Vattnet antages vara inkompressibelt.
- (ii) Transporter av vatten och ånga i rörledningar sker utan energiförluster.
- (iii) Potentiell energi p.g.a. gravitationen kan försummas.
- (iv) Transportfördröjningar i ledningar är försumbara.

III.2 KOMPONENTBESKRIVNING

III.2.1 RÖRLEDNINGAR

Om en strömning är förlustfri, inkompressibel, reversibel och stationär ger Bernoullis ekvation för statiska trycket

$$P_{stat} = P_0 + \rho gh - \frac{\rho v^2}{2}$$

ρ =densitet

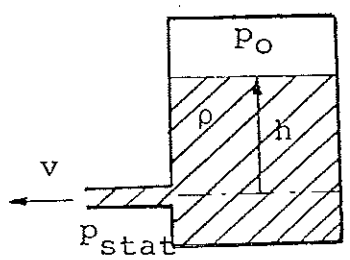
P_{stat} =statiskt tryck

P_0 =se bild

h =vätskepelarens höjd

g =tyngdaccelerationen

v =strömningshastighet

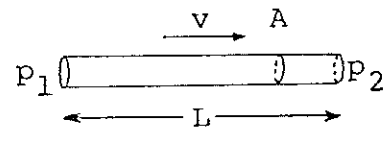


Försummas gravitationstermen enligt antagandena så erhålles

$$P_{stat} = P_0 - \frac{\rho v^2}{2}$$

Samband mellan tryckskillnad och massflöde för en rörledning enligt figuren ger vid stationär strömning

$$P_1 - P_2 = \Delta p = \frac{\rho v^2}{2}$$



Vid avvikelse från stationaritet införes

$$\Delta p_a = \Delta p - \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\Delta p_a = \frac{m}{A} \frac{dv}{dt}$$

$$Av\rho = \frac{dm}{dt} = \dot{m}$$

$$m = \rho AL$$

Δp =tryckskillnad

Δp_a =accelererande tryck

K =flödeskonstant

A =rörarea

L =rörlängd

Dessa samband ger

$$\frac{L}{A} \frac{d\dot{m}}{dt} = \Delta p - \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2}$$

inför $K^2 = 2\rho A^2$

Slutligen

$$\frac{L}{A} \frac{d\dot{m}}{dt} = \Delta p - \frac{\dot{m}^2}{K}$$

III.2.2 VENTIL

Massflöde

Om ventil och rör kopplas ihop till en enhet kan formeln för massflöde genom en ledning modifieras till

$$\frac{L}{A} \frac{d\dot{m}}{dt} = \Delta p - \dot{m}^2 \left(\frac{1}{K_r^2} + \frac{1}{(C_{1v})^2} \right)$$

K_r är flödeskoefficienten för röret och termen C_{1v} är flödeskoefficienten för ventilen.

För ventilen är då en linjär ventilkarakteristik förutsatt, det innebär att vid stationärt tillstånd gäller för massflödet genom en ventil

$$\dot{m}_v = C_{1v} v \sqrt{\Delta p_v} \quad \Delta p_v = \text{tryckskillnad över ventil}$$

$$\dot{m}_v = \text{massflöde genom ventil}$$

$$v = \text{ventilläge (0=stängd 1=öppen)}$$

Den dynamiska ekvationen har simulerats för ledning och ventil i delsystem 2. Eftersom högtrycks och lågtrycksvärmeväxlarna ligger i var sin hall med matarvattenpumparna mellan är L här ovanligt stort. Data för simuleringen är

$$L = 30 \text{ m} \quad \Delta p = 3.75 \text{ bar}$$

$$A = 0.075 \text{ m}^2 \quad \dot{m} = 280 \text{ kg/s}$$

$$v = 0.5$$

Vid tiden $t = 0.5 \text{ s}$ ändrades v från 0.5 till 1. Kurvorna i figur 4 visar

1. Statiska samband utan tryckfall i rör.
2. Dynamik utan tryckfall i rör.
3. Dynamik med 10% tryckfall över röret då $v = 0.5$
4. Dynamik med 90% tryckfall över röret då $v = 0.5$

Slutsatsen blir att de dynamiska förloppen är så snabba, jämfört med övriga systemet, så att de statiska sambanden kan användas. Tryckfallen över rören antages vara små jämfört tryckfallen över ventilerna.

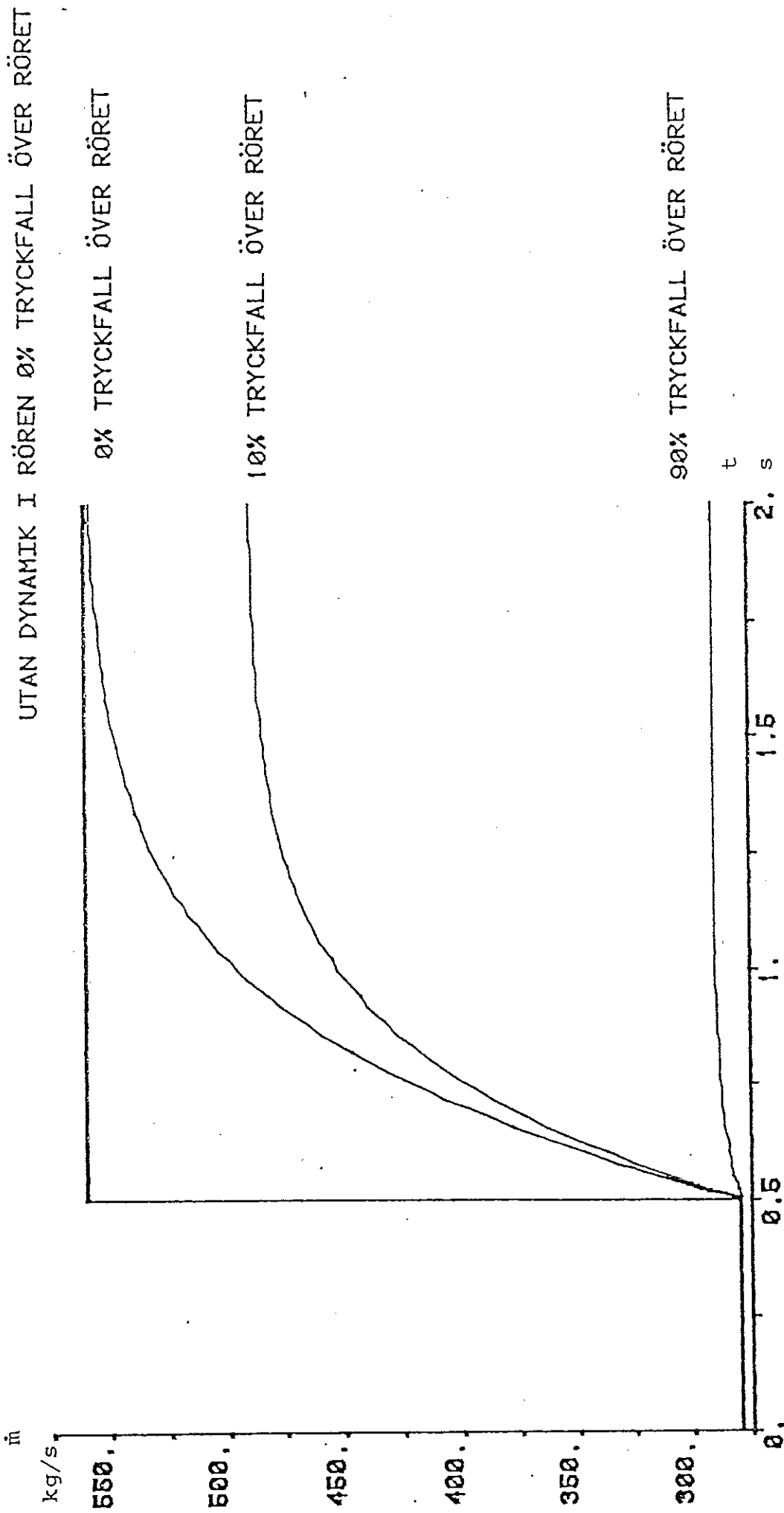
I simuleringarna kommer massflödet genom ett rör då att skrivas

$$\dot{m} = C_r \sqrt{\Delta p}$$

och massflödet genom en ventil

$$\dot{m} = C_{1v} v \sqrt{\Delta p}$$

Det dynamiska sambandet har dock använts i den kalla modellen för delsystem 2.

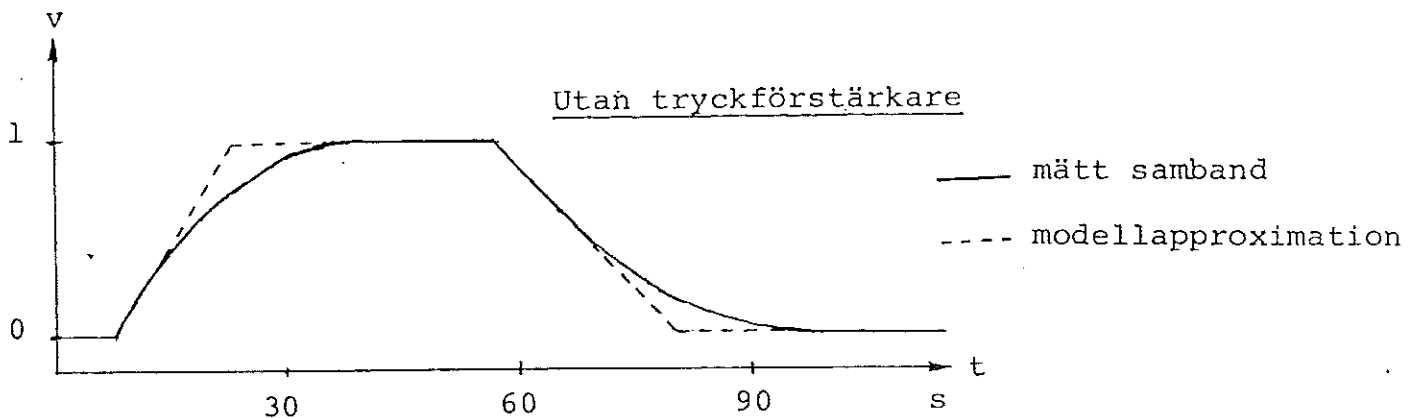


Massflödesändring vid ändring av ventilläge.
 Statiskt och dynamiska samband med olika friktionsförlust.

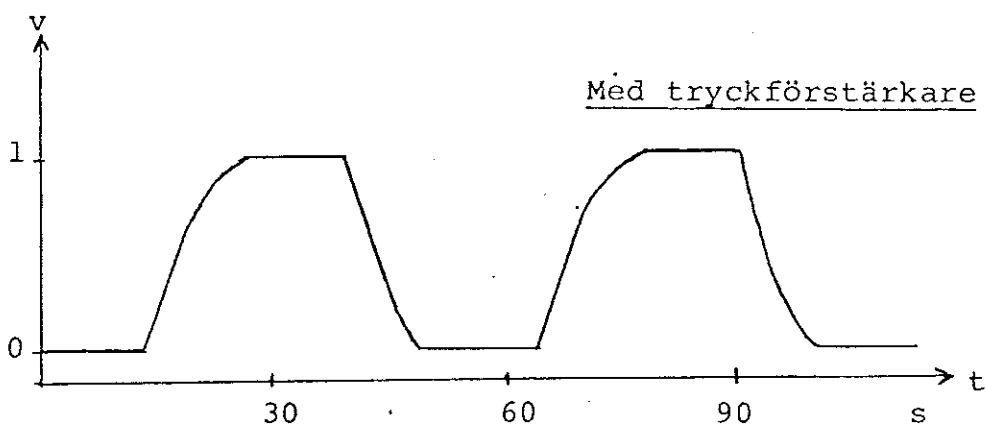
fig 4

Mätning av ventilläget

Bestämning av ventilläget, då insignalen är en fyrkantssignal, har utförts på ventiler som är ur drift. Mätningarna nedan är utförda på ventil 462 V73, motsvarar ventilen i fjärde delsystemet. Kurvan längst ner är upptagen med tryckförstärkare (booster) påkopplad på ventilen. En tryckförstärkare ökar matningstrycket till ventilen och gör den snabbare och mindre friktionskänslig.



Reglerventilerna i matarvattenförvärmningssystemet är inte utrustade med tryckförstärkare.



Den använda modellen har approximerat dessa kurvor med räta linjer. Problem med att få fram relevanta mätdata har gjort att en bättre modell ej kunnat tas fram. Avvikelserna från verkligheten är förhoppningsvis ej för stora.

Ventillägets dynamik

För det dynamiska beteendet av servoventilens läge har systemet enligt figur 5 använts.

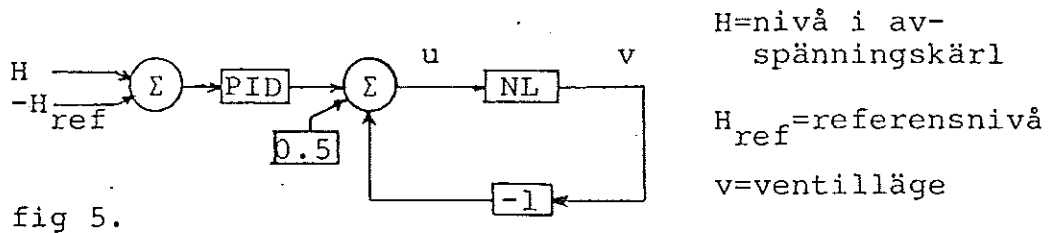


fig 5.

Vid bestämningen av NL, den olinjära länken, har följande antagande blivit gjorda om servoventilen.

- (i) v antar värden mellan 0 och 1.
Öppen ventil=1, stängd=0.
- (ii) Ventilen har en dödzon.
- (iii) Öppna och stänghastigheterna är begränsade.
- (iv) Ventilen försöker inta ny position snabbast möjligt.

Under dessa villkor kan NL realiseras som systemet i figur 6.

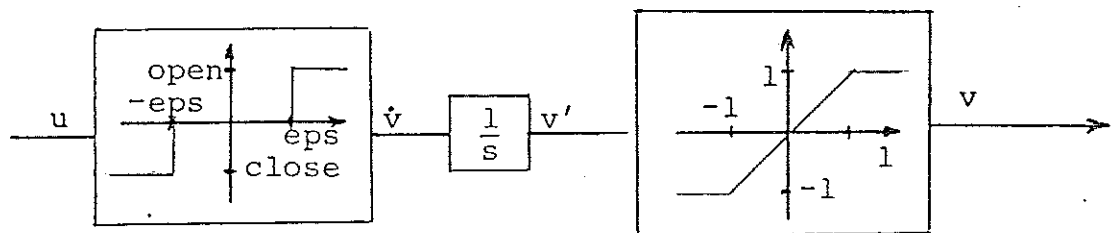


fig 6.

Vid simuleringarna har eps valts till 0.05. Detta val har skett rätt godtyckligt eftersom inga mätningar fanns som kunde bestämma eps. Värden på open och close fanns från mätningar som var utförda på avställd anläggning, typiska värden var på open och close $1/35s$.

Ventilregulator

Till ventilen är kopplad en PID-regulator enligt figur 5. Betrakta regulatorsystemet i figur 7.

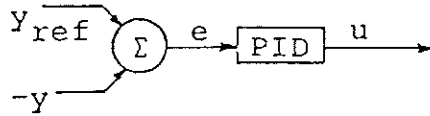


fig. 7

Den ideala regulatorn ger utsignal u enligt.

$$u = Ge + \frac{1}{T_i} \int e ds + T_d \frac{de}{dt}$$

G = proportionalförstärkning
 T_i = integrationskonstant
 T_d = derivationsförstärkning

I ett system med begränsad bandbredd är denna formel ej realiserbar. I simuleringarna har valts en regulator på formen

$$u = \left(G + \frac{1}{T_i} \frac{d}{dt} \right) (y_{ref} - y) - \frac{T_d \frac{d}{dt}}{1 + \frac{d}{G_d \frac{d}{dt}}}$$

Denna har en brytfrekvens ω_b för derivatadelen

$$\omega_b = \frac{G_d}{T_d}$$

Regulatorn kan skrivas som två första ordningens differentialekvationer

$$e = y_{ref} - y$$

$$p = Ge$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{e}{T_i}$$

$$\frac{dx}{dt} = -\frac{G_d}{T_d} (x - y)$$

$$d = -G_d (y - x)$$

$$u = p + i + d$$

Dessa samband har använts vid programmeringen i Simnon.

Värmeväxlare och avspänningskärl behandlas som en enhet enligt nedanstående figur.

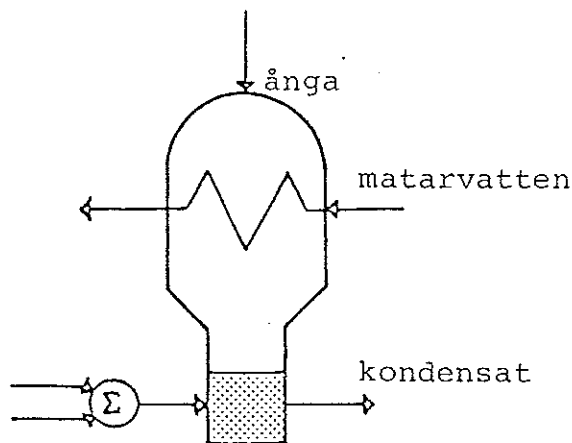


fig 8

Värmeväxlaren antages hela tiden arbeta vid mättnadstillstånd. Ingen hänsyn tages till värmelagring i värmeväxlarens metalldelar. Värmeöverföringen från ånga till matarvatten antages ske mellan ångtemperaturen (T_H) och matarvattnets utloppstemperatur (T_{FO}). Detta ger följande värmeöverföringsekvation.

$$Q = G(T_H - T_{FO})$$

Där Q är värmeströmmen till matarvattnet och G är en ur stationära fall bestämd värmeöverföringskonstant. Energibalans ekvationen för matarvattenvolymen (V_F) i värmeväxlaren kan då skrivas

$$\frac{\partial T_{FO}}{\partial t} = \frac{\dot{m}_F}{V_F \rho_F} (T_{FI} - T_{FO}) + \frac{Q}{c_{PF} V_F \rho_F}$$

Där T_{FI} är matarvattnets inloppstemperatur, ρ_F densiteten, c_{PF} värmekapacitiviteten och \dot{m}_F dess massflöde. ρ_F och c_{PF} antages konstanta i det aktuella temperaturintervallet. Matarvattnets utloppstemperatur har valts som tillstånd för att ge minimumfasegenskaper åt systemet. Flödet till värmeväxlaren består dels av ångflöde (med ångkvalitet X_E och tryck P_E) från turbinavtappning dels av kondensatflöden (\dot{m}_{CI} med entalpi h_{CI}) från varmare förvärmarssteg, mellanöverhettare eller fuktavskiljare. Kondensatflödet ut (\dot{m}_{CO}) har mättnadsentalpi (h_{H1}). Detta ger mass- och energibalans ekvationer enligt nedan.

$$\dot{m}_{CI} + \dot{m}_E - \dot{m}_{CO} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho_{H1} V_{H1} + \rho_{Hs} V_{Hs})$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CI} h_{CI} + \dot{m}_E (X_E h_{ES} + (1 - X_E) h_{E1}) - \dot{m}_{CO} h_{H1} - Q &= \\ &= \frac{\partial}{\partial t} (\rho_{H1} V_{H1} h_{H1} + \rho_{Hs} V_{Hs} h_{Hs}) \end{aligned}$$

h_{E1} och h_{ES} är inloppsångans entalpier i vätske- resp. ångfas. V_{H1} , ρ_{H1} och h_{H1} resp. V_{HS} , ρ_{HS} och h_{HS} är volymer, densiteter och entalpier hos vätske- resp. ångfasen i värmeväxlaren.

Densiteter, entalpier, temperaturer och deras derivator hos inströmmande ånga och i värmeväxlaren tages som funktioner av trycket vid mättnadstillstånd. Om trycket i värmeväxlaren (P_H) och vätskevolymen (V_{H1}) väljes som tillstånd kan man, då $V_{H1} + V_{HS} = \text{konstant} = V_H$ (totalvolymen i värmeväxlare och avspänningskärl), skriva om ekvationerna för energi- och massbalans till differential- ekvationer för P_H och V_{H1} .

$$\frac{\partial P_H}{\partial t} = \frac{CD - AF}{CE - BF}$$

$$\frac{\partial V_{H1}}{\partial t} = \frac{BD - AE}{BF - CE}$$

$$A = \dot{m}_{CI} + \dot{m}_E - \dot{m}_{CO}$$

$$B = \frac{\partial \rho_{H1}}{\partial P_H} V_{H1} + \frac{\partial \rho_{HS}}{\partial P_H} (V_H - V_{H1})$$

$$C = \rho_{H1} - \rho_{HS}$$

$$D = \dot{m}_{CI} h_{CI} + \dot{m}_E (X_E h_{ES} + (1 - X_E) h_{E1}) - \dot{m}_{CO} h_{H1} - Q$$

$$E = \left(\frac{\partial \rho_{HS}}{\partial P_H} h_{HS} + \rho_{HS} \frac{\partial h_{HS}}{\partial P_H} \right) (V_H - V_{H1}) + \left(\frac{\partial \rho_{H1}}{\partial P_H} h_{H1} + \rho_{H1} \frac{\partial h_{H1}}{\partial P_H} \right) V_{H1}$$

$$F = \rho_{H1} h_{H1} - \rho_{HS} h_{HS}$$

Vätskenivån (L_H) ges sedan av $L_H = \frac{V_{H1}}{A_H}$ där A_H är expansionskärllets tvärsnittsarea.

III.2.4 DRÄNAGEKYLARE,

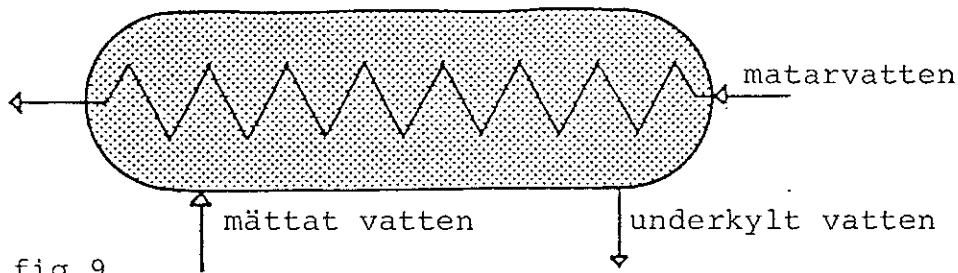


fig 9

Dränagekylaren arbetar med underkyllt vatten. För att få ett system med minimumfasegenskaper har matarvattnets utloppstemperatur (T_{FO}) och dränaget/kondensatets utloppsentalpi (h_D) valts som tillstånd. Kondensatets temperatur (T_D) tages som funktion av entalpin. T_D 's tryckberoende försummas eftersom temperaturen varierar mycket litet med trycket i det underkylda området. Under dessa förhållanden ges värmeöverföringen av följande ekvation.

$$Q = G(T_D - T_{FO})$$

Q är värmeströmmen till matarvattnet och G en ur stationära fall bestämd värmeöverföringskonstant. Energibalans ekvationen för matarvattnet blir då

$$\frac{\partial T_{FO}}{\partial t} = \frac{\dot{m}_F}{m_F} (T_{FI} - T_{FO}) + \frac{Q}{m_F c_{PF}}$$

Där är m_F massan av matarvattnet i dränagekylaren. Denna och matarvattnets värmecapacitivitet (c_{PF}) antages konstanta. Energibalans ekvationen för det underkylda kondensatet blir

$$\frac{\partial h_D}{\partial t} = \frac{\dot{m}_{CO} (h_{H1} - h_D) - Q}{m_D}$$

\dot{m}_{CO} är massflödet från värmeväxlaren/avspänningskärlet och h_{H1} dess entalpi. m_D betecknar massan kondensat i dränagekylaren. Denna antages konstant eftersom densiteten varierar mycket litet i det aktuella temperaturintervallet.

IV. ANVÄNDA MODELLER.

Modellbyggandet inleddes med att enklast möjliga modell sattes ihop. Denna kalla modell består enbart av fyra seriekopplade tankar med reglerventiler mellan. Därefter byggdes en modell av de tidigare beskrivna varma komponenterna. En jämförelse mellan dessa båda modeller gav inget belägg för att de problematiska svängningarna skulle ha sitt upphov i de värmeväxlande processerna.

Den varma modellen övergavs nu. Detta för att det inte föreföll motiverat att arbeta vidare med den eftersom den dels inte tillförde något väsentligt som inte fanns hos den kalla modellen dels var besvärlig att simulera på grund av sin storlek.

Då ingen av modellerna visat någon tendens att självsvänga modifierades den kalla på så sätt att dynamiken i den enda rörförbindelsen av större längd togs med. Nöddrängeringens inverkan är inte medtagen i någon modell. Det är dock lätt att lägga in denna i en modell förutsatt att man har uppgifter om nöddrängeringens kapacitet och regulatorns insignal-utsignal relationer. De använda modellerna är alltså följande.

1. Kall modell.
2. Kall modell med dynamik i långa rör.
3. Varm modell.

Modellerna beskrivs på följande sidor.

IV. 1. KALL MODELL.

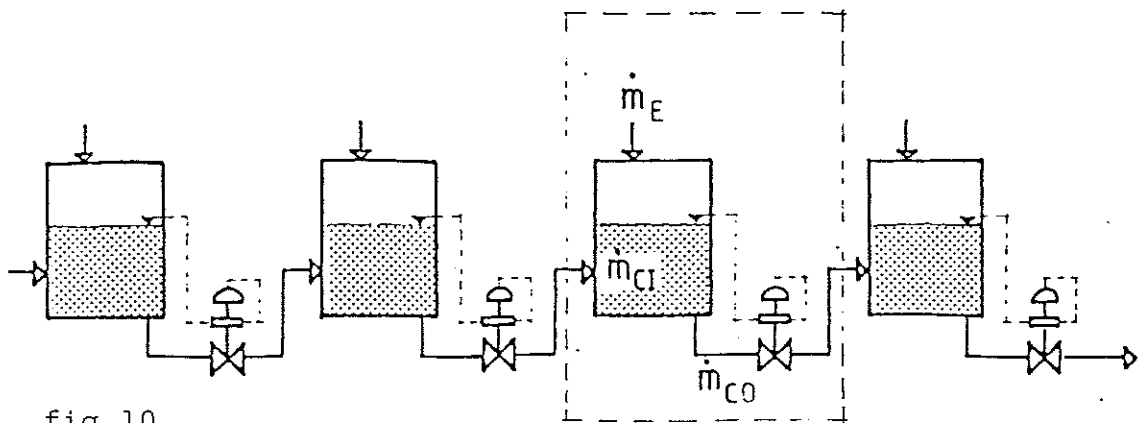


fig 10

Modellen enligt ovanstående figur tar ej hänsyn till den termiska dynamiken eller dynamiken i rörsystemet. Den är uppbyggd på följande sätt.

Vart och ett av de fyra identiska delsystemen består av en tank och en reglerventil med PID-regulator. Massflöden från turbinavtappning, tidigare tankar i förvärmkedjan och från mellanöverhettare eller fuktavskiljare utgör tillsammans med trycken i den aktuella och i nästföljande tanken insignaler till delsystemet. Flödet ut, som ges av ventilläget och skillnaden mellan ovannämnda tryck, är den enda utsignalen. Nivån i tanken har valts som tillstånd. Dessutom tillkommer ventil- och regulatorstillstånd. Detta ger följande massbalans-ekvation för delsystemet.

$$\frac{dH}{dt} = (\dot{m}_{CI} + \dot{m}_E - \dot{m}_{CO}) / A\rho$$

H vattennivån

\dot{m}_{CI} summan av massflöden från tidigare tank och mellanöverhettare/fuktavskiljare

\dot{m}_E massflöde från turbinavtappning (extraktionsånga)

\dot{m}_{CO} massflöde ut

A horisontella tvärsnittsarean i tanken

ρ vattnets densitet

Massflödet ut ges som tidigare nämnts av tryckskillnaden $P_I - P_O$ och ventilläget v enligt

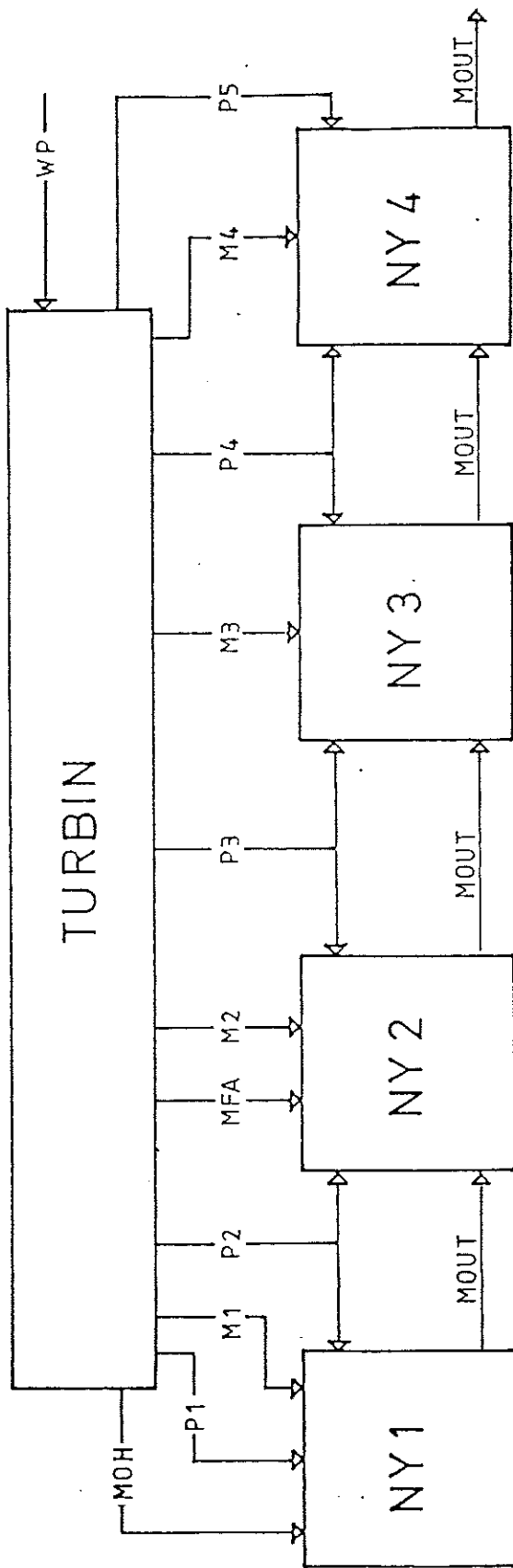
$$\dot{m}_{CO} = C v \sqrt{P_I - P_O}$$

där P_I är trycket i tanken, P_O trycket i nästa tank och C en ur stationära fall bestämd flödeskonstant. Beträffande regulator och ventilmfunktion se avsnitt om dessa.

Delsystemen länkas samman dels med varandra dels med ett system vilket ger tryck och massflöden i turbinavtappningarna samt massflöden från mellanöverhettare och fuktavskiljare. Trycken i turbinavtappningarna har ansetts väl svara mot trycken i tankarna eftersom, enligt statistiska beräkningar, utloppskondensatet från tankarna har ungefärlig mättnadsentalpi för dessa tryck. Tryck och flöden från givarsystemet TURBIN tagas som funktioner av generator-effekten i procent av full effekt (600 MW). De har erhållits genom att ur stationära fall linjärisera värdena i effektintervallet 70 till 100 %.

Totalt ger detta en systemkonfiguration enligt figur 11 på nästa sida. De olika delsystemens namn i SIMNON-programmet är markerade i blocken. Förbindningarna svarar mot CONNECTING SYSTEM BIND. De variabelnamn som är utmärkta är namnen i det system som har dem som utsignal.

SIMNON-koden för NY1, TURBIN och BIND samt parameterlistor för NY2, NY3 och NY4 finns på följande sidor. Där finns även förklaringar till de i listorna använda beteckningarna.



Hopkopplingen av de olika CONTINUOUS SYSTEM i kalla modellen.

VIKTIGA VARIBLER I KALLA MODELLEN

NY1,2,3 och 4

INPUT (insignaler)

PIN trycket i den aktuella tanken (P_I)
 PUT trycket i nästföljande tank (P_O)
 M1,M2,M3 massflöden in (\dot{m}_{CI}, \dot{m}_E)

OUTPUT (utsignaler)

MOUT massflöde ut (\dot{m}_{CO})

STATE (tillstånd)

H vätskenivå i tanken (H)
 V reglerventilens läge (v)
 I,X regulatorstillstånd (i,x)

TURBIN

INPUT

WP generatoreffekt i % av fullast.

OUTPUT

P1,P2,P3,P4,P5 trycken i turbinavtappningarna
 M1,M2,M3,M4 massflöden för extraktionsångan
 MOH massflöde från mellanöverhettaren
 MFA massflöde från fuktavskiljaren

BIND

TIME (simulerad tid i sekunder)

T

*SLASK(1).NY1

```

1 CONTINUOUS SYSTEM NY1
2 "NY BESKRIVER ETT EXPANSIONSKARL MED PID-REGULATOR
3 "PA VENTILEN TILL UTLOPPET.
4 "PIDREGULATORN GER BÖRVARDE FOR VENTILEN.
5 "*****
6 INPUT PIN PUT M1 M2 M3
7 OUTPUT MOUT
8 STATE I X V H
9 DER DI DX DV DH
10 "*****
11 INITIAL "UNDER DENNA RUBRIK SATTES STARTVARDEN FOR TILLSTANDEN
12 V=STARTV
13 H=STARTH
14 "*****
15 OUTPUT "UNDER DENNA RUBRIK BERAKNAS VARIABLER OCH DERIVATOR
16 "***** PID-REGULATORN*****
17 E=HREF-H "REGLERFELET
18 P=G*E "PROPORTIONALDELEN OBS!! REGULATORSTRUKTUREN
19 D=-GD*(H-X) "DERIVATADELEN
20 UREG=P+I+D "UTSIGNAL FRÅN REGULATOR
21 DI=E/TI "DERIVATAN AV INTEGRALDELEN
22 DX=-GD/TD*(X-H) "DERIVATAN AV REGULATORNS HJALPVARIABEL
23 "*****VENTILEN*****
24 U=STARTV-V-UREG "STYRSIGNAL TILL VENTILEN
25 UU=IF U>EPS THEN OPEN ELSE (IF U<-EPS THEN CLOSE ELSE 0)
26 " DEN OLINJARA VENTILFUNKTIONEN
27 M=KONST*V*SQRT(PIN-PUT) "FLODET UT UR TANKEN
28 DV=IF V<0 AND UU<0 THEN 0 ELSE(IF V>1 AND UU>0 THEN 0 ELSE UU)
29 " VENTILLAGESDERIVATA MED BEGRANSNING I VENTILSLAGET
30 "*****BOTTLE*****
31 MOUT=IF H>0 THEN M ELSE 0
32 " INGET UTFLODE OM TANKEN AR TOM !
33 DH=(M1+M2+M3-MOUT)/A/R "DERIVATA AV NIVAN I TANKEN
34 "*****KONSTANTER*****
35 STARTH:0.8 "STARTNIVA [m]
36 STARTV:0.5 "STARTLAGE VENTIL [0.0 - 1.0]
37 G:5 "FORSTARKNING I REGULATOR
38 TI:6 "INTEGRATIONSTID I REG. [ /s]
39 GD:0 "BRYTFREKVENNS FOR DERIVATADELEN [ /s]
40 TD:0.3 "DERIVATIONSTID I REG. [ /s]
41 HREF:0.8 "REFERENSNIVA [m]
42 EPS:0.05 "DÖDZON
43 OPEN:0.05 "OPPNÅHASTIGHET [ /s]
44 CLOSE:-0.034 "STANGHASTIGHET [ /s]
45 A:1.9 "VATTENYTANS AREA [m*m]
46 R:890 "VATTNETS DENSITET [kg/(m*m*m)]
47 KONST:97.4 "FLODESKONSTANT FOR UTLOPPET [kg/(s*SQRT(bar))
48 END

```

.NY2

```

"*****
STARTH:0.8
STARTV:0.5
G:5
TI:6
GD:0
TD:0.3
HREF:0.8
EPS:0.05
OPEN:.037
CLOSE:-.0200
A:1.9
R:910
KONST:287.6

```

NY3

```

"*****
STARTH:1.35
STARTV:0.5
G:5
TI:6
GD:0
TD:0.3
HREF:1.35
EPS:0.05
OPEN:0.05
CLOSE:-0.034
A:3.8
R:945
KONST:647.5

```

NY4

```

"*****
STARTH:1.4
STARTV:0.5
G:5
TI:6
GD:0
TD:0.3
HREF:1.4
EPS:0.05
OPEN:0.05
CLOSE:-0.034
A:2.1
R:975
KONST:820.4

```


Programlistning TURBIN

EX*SLASK(1).TURBIN

```

1 CONTINUOUS SYSTEM TURBIN
2 " TURBIN AR GIVARE TILL SYSTEMEN NY 1-4
3 " DIMENSION A:BAR,BB:BAR/PROCENT,C:KILOGRAM/SEKUND
4 " D:KILOGRAM/SEKUND/X,E:KILOGRAM/SEKUND,F:KILOGRAM/SEKUND/X
5 "
6 "
7 INPUT WP
8
9 OUTPUT P1 P2 P3 P4 P5 M1 M2 M3 M4 MOH MFA
10
11 OUTPUT
12 " UNDER DENNA RUBRIK BERAKNAS INIGNALER TILL NY1-4
13 " P1>P2>P3>P4>P5 [bar]
14 " M1,M2,M3,M4,MOH,MFA [kg/s]
15 P1=A1+BB1*WP
16 P2=A2+BB2*WP
17 P3=A3+BB3*WP
18 P4=A4+BB4*WP
19 P5=A5+BB5*WP
20 M1=C1+D1*WP
21 M2=C2+D2*WP
22 M3=C3+D3*WP
23 M4=C4+D4*WP
24 MOH=E1+F1*WP
25 MFA=E2+F2*WP
26
27 " PARAMETRAR FOR BERAKNING AV TRYCK OCH MASSFLODEN
28 A1:0.072
29 BB1:0.1175
30 A2:0.1668
31 BB2:0.0536
32 A3:0.107
33 BB3:0.0163
34 A4:0.0266
35 BB4:0.0085
36 A5:-0.0044
37 BB5:0.0028
38 C1:-32.2635
39 D1:0.6202
40 C2:-16.1434
41 D2:0.7533
42 C3:-0.5935
43 D3:0.1845
44 C4:1.425
45 D4:0.2227
46 E1:41.3528
47 F1:0.5145
48 E2:-19.1423
49 F2:1.2011
50 END

```

```

ASK(1),E,IND
1 CONNECTING SYSTEM BIND
2 "SAMMANBINDER NY 1-4 OCH TURBIN
3 "OBSERVERA ALLA EFFEKTER I PROCENT AV MAXIMAL EFFEKT
4 "*****
5 TIME T
6 MMOD=SIN(OMEGA*T)*WMOD
7 W1=IF VAL<0.5 THEN(IF T<TO THEN WMIN ELSE WMAX)ELSE 0
8 W2=IF(VAL>0.5 AND VAL<1.5)THEN WO+MMOD ELSE 0
9 W3=IF(VAL>1.5 AND VAL<2.5)THEN WO+ABS(MMOD*MMOD*MMOD) ELSE 0
10 FFF=TAU*(TO-T)
11 EXXP=(WMAX-WMIN)*(1-EXP(FFF))
12 W4=IF(VAL>2.5 AND VAL<3.5)THEN(IF T<TO THEN WMAX ELSE WMAX-EXXP)ELSE
13 "***** W1 GER STEG FRAN WMIN TILL WMAX VID TO
14 "***** W2 GER SINUSMODULERAD EFEKT
15 "***** W3 GER SINKUP-MODULERAD EFFEKT
16 "***** W4 GER EXPONENTIELL ANDRING FRAN WMAX TILL WMIN.
17 W=W1+W2+W3+W4
18 "*****
19 "CONNECTING*****
20 "
21 WP[TURBIN]=W
22 "
23 PIN[NY1]=P1[TURBIN]
24 PUT[NY1]=P2[TURBIN]
25 M1[NY1]=M1[TURBIN]
26 M2[NY1]=MOH[TURBIN]
27 M3[NY1]=0
28 "
29 PIN[NY2]=P2[TURBIN]
30 PUT[NY2]=P3[TURBIN]
31 M1[NY2]=M2[TURBIN]
32 M2[NY2]=MFA[TURBIN]
33 M3[NY2]=MOUT[NY1]
34 "
35 PIN[NY3]=P3[TURBIN]
36 PUT[NY3]=P4[TURBIN]
37 M1[NY3]=M3[TURBIN]
38 M2[NY3]=MOUT[NY2]
39 M3[NY3]=0
40 "
41 PIN[NY4]=P4[TURBIN]
42 PUT[NY4]=P5[TURBIN]
43 M1[NY4]=M4[TURBIN]
44 M2[NY4]=MOUT[NY3]
45 M3[NY4]=0
46 "*****
47 WUT=(W-WO)*SKALF
48 "*****
49 VAL:0 "VAL=[N] GER W[N+1]
50 TO:10 "TO TIDPUNKT VID ANDRING AV EFFEKT
51 WMIN:75 "MINEFFEKT I PROCENT
52 WMAX:85 "MAXEFFEKT I PROCENT
53 WO:85 "NOLLPUNKT VID PLOTTNING
54 OMEGA:0.1 "VINKELFREKVENNS VID MODULERING
55 WMOD:1 "MODULERINGSEFFEKT
56 SKALF:0.1 "SKALFAKTOR VID PLOTTNING AV EFFEKT
57 TAU:0.03 "TIDSKONSTANT VID EXPONENTIALFORLOPP
58 END

```

IV. 2. KALL MODELL MED DYNAMIK I LÅNGA RÖR.

Denna modell skiljer sig från föregående på så sätt att hänsyn tagits till dynamiken i de långa rör som förbinder avspänningskärlen på ömse sidor av matarvattenpumparna. Övriga rörförbindelser har ansetts vara för korta för att dynamiken i dessa skall få någon betydelse. Dessa antaganden motiveras utförligare i avsnittet om rör tidigare i framställningen. Där ges också använda ekvationer och härledningen av dessa.

Modellen fås genom att sätta in delsystemet DY2 istället för NY2 i den kalla modellen. I övrigt skiljer sig systemet från det utan dynamik i rören endast genom att variabler i BIND hörande till NY2 bytts mot motsvarande variabler i DY2. I listningen av SIMNON-koden för DY2, på följande sida, har beteckningar enligt nedan använts.

DY2

Enbart de som skiljer sig från de i NY1-4 använda.

STATE

M tillstånd för flödet genom tankens
 utloppsror.

Övriga variablers och parametrars innebörd framgår av listningen.

Programlistning DY2

```

CONTINUOUS SYSTEM DY2
"DY BESKRIVER ETT EXPANSIONSKARL MED PID-REGULATOR
"PA VENTILEN TILL UILOPPET.
"PIDREGULATORN GER BÖRVARDE FOR VENTILEN.
"*****
INPUT PIN PUT M1 M2 M3
OUTPUT MOUT
STATE I X V H M
DEP DI DX DV DH DM
"*****
INITIAL
V=STARTV
H=STARTH
M=STARTM "INITIALVARDEN FOR MASSFLODET UT
"*****
OUTPUT
"***** PID-REGULATORN*****
E=HREF-H "ÖRS!! REGULATORSTRUKTUREN
P=G*E
D=-GD*(H-X)
UREG=P+I+D
DI=E/II
DX=-GD/ID*(X-H)
"*****VENTILEN*****
U=STARTV-V-UREG
UU=IF U>EPS THEN OPEN ELSE (IF U<-EPS THEN CLOSE ELSE 0)
DM=A0/L*10E4*(PIN-PUT-M*M*(CR2+CV2*V*V)/(CR2*CV2*V*V))
" TILLSIÄNDSEKVATION FOR MASSFLODET GENOM UILOPPSKÖRET
MOUT=IF H>0 THEN M ELSE 0
DV=IF V<VMIN AND UU<0 THEN 0 ELSE (IF V>1 AND UU>0 THEN U ELSE UU)
"V ALDRIG IDENTISKT NOLL FOR ATT EJ FA DIVISION MED NOLL I DM=....
"*****BOTTLE*****
DH=(M1+M2+M3-MOUT)/A/R
"*****KONSTANTER*****
STARTH:0.8 "STARTNIVA [M]
STARTV:0.5 "STARTLAGE FOR VENTIL [0.0 - 1.0]
STARTM:280.7 "INITIALVARDE FOR MASSFLODET UT [KG/S]
G:5 "REGULATORNS FORSTÄRKNING
TI:6 "REGULATORNS INTEGRATIONSTID [S]
GD:0 "ÖRYTFREKVENNS FOR REGULATOR [1/S]
TD:0.3 "REGULATORNS DERIVATIONSTID [S]
HREF:0.8 "REFERENSNIVA [M]
EPS:0.05 "DÖDZON
OPEN:0.05 "VENTILHASTIGHET I ÖPPNARIKTNING [1/S]
CLOSE:-0.034 "VENTILHASTIGHET I STÄNGARIKTNING [1/S]
A:1.9 "ÄVSPÄNNINGSKARLETNS HORISONTELLA TVÄRSNITTSAREA [M*M]
R:910 "VÄTTNETNS DENSITET AKG/(M*M*M)
CV2:91695 "KVADRÄTEN PÄ FLODESKONSTANTEN FOR VENTIL [KG*KG/(S*S*BAR)
CR2:206315 "KVADRÄTEN PÄ FLODESKONSTANTEN FOR RÖR [KG*KG/(S*S*BAR)]
VMIN:0.01 "MINIMIVARDE FOR VENTILLAGET
L:30 "RÖRLANGD [M]
AU:0.075 "RÖRETS TVÄRSNITTSAREA [M*M]
END

```

IV.3 VARMA MODELLEN

I denna modellen användes de termodynamiska samband som tidigare tagits fram för värmeväxlare, avspänningskärll och dränagekylare. Massflöden i rör och ventiler beskrivs med de statiska sambanden. De i komponentbeskrivningen framtagna formlerna för regulatorventilen används också här.

För vatten och ånga i värmeväxlare-avspänningskärll gäller antagandet om mättningstillstånd. Eventuell stötkokning (flashing) i avspänningskärll finns ej med. Simuleringarna visade att trycket i värmeväxlarna varierade så lite att detta verkade rimligt. I varje delsystem ingick åtta tillstånd, dessa var:

1. Trycket i värmeväxlare-avspänningskärll.
2. Vattenvolymen i avspänningskärll.
3. Entalpin på kondensatet ut från dränagekylaren.
4. Integrationsdelen i regulatorn.
5. Tillståndet x i regulatorns filterdel.
6. Ventilläget.
7. Matarvattentemperaturen efter dränagekylaren.
8. Matarvattentemperaturen efter värmeväxlaren.

Försök gjordes också med att införa metalltemperaturen som tillstånd. Detta tillstånd skulle beskriva temperaturen på metallmassorna i systemet. Tillståndet var dock ej så intressant av två skäl. Dels blev temperaturskillnaden mellan vatten-ångblandningen och metalltemperaturen väldigt liten och dels så har järn bara en tiondel så stor värmecapacitivitet som vatten.

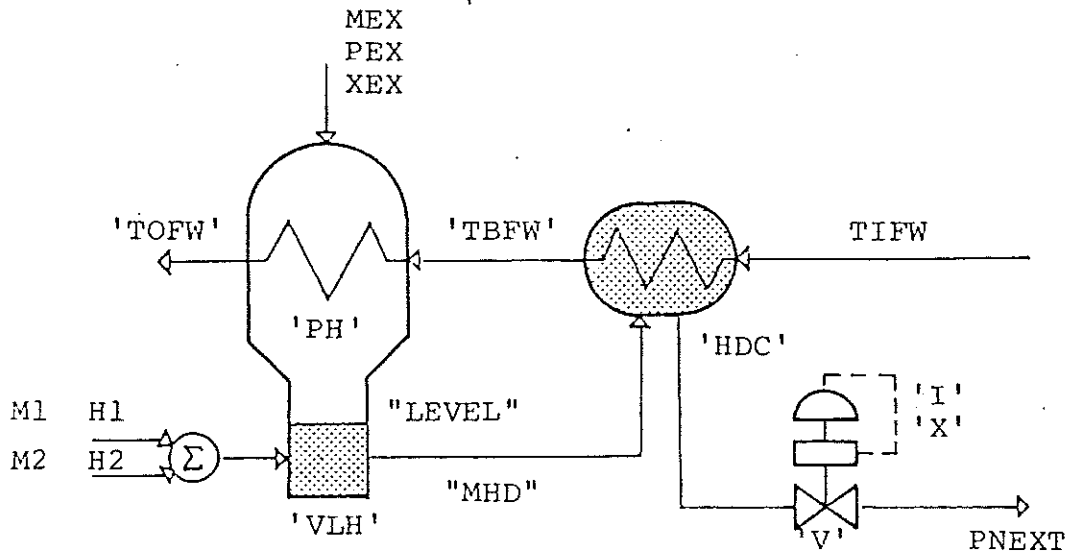
Modell med uppdelning av värmeväxlaren och avspänningskärll provades också. Beteendet var dock likadant som det som erhöles med hopslagna komponenter. Att slå ihop komponenterna sparade både på programrader och antalet tillstånd.

Massflödet till ånginloppet bestäms av tryckskillnaden mellan extraktionsången och trycket i värmeväxlaren. En ideal backventil var ej lämplig att använda då denna kom att stå och slå. In och urkopplingarna gav diskontinuiteter i beräkningarna under simuleringarna och förloppen kom att bli oroliga. Istället valdes det kontinuerliga sambandet enligt programrad 31 för att beskriva massflödet.

I Simnonprogrammen heter delsystemen EL1 till EL4, de finns listade i fig 18 till fig 24. Connecting system heter GLUE och ger av utrymmesskäl bara konstanta insignaler för 100% driftsfall (600 MW eleffekt), andra driftsfall kan fås genom att gå in och ändra i GLUE. CONNECTING SYSTEM GLUE är listat i fig 25. INPUT STATE och OUTPUT-variabler som används i varma modellen finns presenterade i fig 17.

Slutligen ska noteras att den varma modellen är så stor att den ej kan köras interaktivt på LDC, utan måste gå som batch-jobb. Därför skapades en särskild batchversion av Simnon med utökat utrymme för pseudokod och variabler.

FÖR "VARMA MODELLEN"



INPUT	MEX	Massflow EXtraction steam
	PEX	Pressure EXtraction steam
	XEX	X, steamquality of EXtraction steam
	M1	Massflow inlet 1
	H1	H,enthalpy inlet 1
	M2	Massflow inlet 2
	H2	H,enthalpy inlet 2
	MFW	Massflow FeedWater
	TIFW	Temperature In of FeedWater
	PNEXT	Pressure in Next heater
STATE	'PH'	Pressure Heater
	'VLH'	Volume of Liquid in Heater
	'TBFW'	Temperature Between of FeedWater
	'TOFW'	Temperature Out of FeedWater
	'I'	Integrational part
	'X'	X, state in regulator
	'V'	Valve position
	'HDC'	H,enthalpy from Drain-Cooler
OUTPUT	"LEVEL"	LEVEL of liquid surface
	"MHD"	Massflow from Heater to Drain-cooler

Programlistning ELL

Förklaring till variabelnamn
i steamtable:
Steamtable beskriver mättnads-
tillståndet som funktion av
trycket. Uppbyggnaden av ett
variabelnamn är
(D) A B C
D: partialderivata m.a.p. trycket
A: Temperature, H =Enthalpy, R =Dens..
B: Steam, Liquid
C: Heater, Extraction vapour,
DrainCooler

```

EX*MODIFY(1).EL1
1 CONTINUOUS SYSTEM EL1
2 "
3 INPUT PEX MEX XEX MFW TIFW M1 H1 PNEXT
4 "
5 TIME T
6 "
7 OUTPUT LEVEL MHD
8 "
9 STATE PH VLH TOFW TBFW HDC V I X
10 DER DPH DVLH DTOFW DTBFW DHDC DV DI DX
11 "
12 "***** STEAMTABLE *****"
13 "
14 TSH=A01+A11*LN(PH)
15 HSEX=(A02+A12*LN(PEX))*1000
16 HLEX=(A03+A13*LN(PEX))*1000
17 HLH=(A03+A13*LN(PH))*1000
18 DRSH=A14+2*A24*PH+3*A34*PH*PH+4*A44*PH*PH*PH
19 HSH=(A02+A12*LN(PH))*1000
20 RSH=A04+A14*PH+A24*PH*PH+A34*PH*PH*PH+A44*PH*PH*PH*PH
21 DSH=1000+A12/PH
22 RLH=A05+A15/PH
23 DHLH=1000+A13/PH
24 DRLH=-A15/PH/PH
25 "

```



```

26 ***** HEATER & EXPANSION DOTTLE *****
27 "
28 QFWH=GFWH*(TSH-TOFW) "HEAT TO FEEDWATER
29 DTOFW=MFV/MFWH*(TBFW-TOFW)+QFWH/MFWH/CPFWH "TEMP. OF FEEDW.
30 "
31 MIE=IF PH>PEX THEN 0 ELSE MEX*SQRT((PEX-PH)/0.1)
32 MTOT=M1+MIE "TOTAL MASSFLOW TO HEATER
33 HAV=(M1*H1+MIE*(XEX*HSEX+(1-XEX)*HLEX))/MTOT "AVERAGE ENTHALPY TO HEATER
34 " "MASS-FLOW FROM HEATER TO DRAINCOOLER ASSUMING
35 MHD=IF PNEXT>PH THEN 0 ELSE FLOW*FUNKV*SQRT(ABS(PH-PNEXT)) "DRAIN-COOLER IS SUBCOOLED.
36 " "ENTHALPY FROM HEATER TO DRAINCOOLER.
37 HHD=HLH "ASSUMING SATURATED STEAM AND WATER
38 " "XH IS VARIABLES TO COMPUTE THE TIME DERIVATES.
39 "
40 "
41 AH=MTOT-MHD
42 BH=DRLH*VLH+DRSH*(VOH-VLH)
43 CH=RLH-RSH
44 DH=MTOT*HAV-MHD*HHD-QFWH
45 EH=(DRSH*HSH+RSH*DHS)*(VOH-VLH)+(DRLH*HLH+RLH*DHLH)*VLH
46 FH=RLH*HLH-RSH*HSH
47 "
48 DVLH=(BH*DH-AH*EH)/(BH*FH-CH*EH) "LIQUID VOLYM
49 "
50 DPH=(CH*DH-AH*FH)/(CH*EH-BH*FH) "PRESSURE IN HEATER
51 "
52 LEVEL=VLH/AOH
53 "
54 ***** DRAINCOOLER *****
55 "
56 TDC=A06+A16*HDC/1000. "TEMPERATURE OF SUB-COOLED WATER
57 "
58 QFWD=GFWD*(TDC-TBFW) "HEAT TO FEEDWATER
59 DHDC=(MHD*(HHD-HDC)-QFWD)/MDC "ENTHALPY OUT OF D-C.
60 DTBFW=MFV/MFWD*(TIFW-TBFW)+QFWD/CPFWD/MFWD "TEMP. OF FEEDW. OUT OF D-C.
61 "
62 ***** CONTROL-VALVE *****
63 *****

```

```

64 "
65 E=LREF-LEVEL
66 P=G*E
67 D=-GD*(LEVEL-X)
68 DI=E/TI
69 DX=-GD/TD*(X-LEVEL)
70 UREG=P+I+D
71 "
72 U=0.5-V-UREG
73 "
74 UU=IF UK-EPS THEN CLOSE ELSE (IF U>EPS THEN OPEN ELSE 0)
75 "
76 DV=IF V<0 AND UU<0 THEN 0 ELSE (IF V>1 AND UU>0 THEN 0 ELSE UU)
77 FUNKV=V
78 "
"ERRORSIGNAL
"PROPORTIONAL PART
"DERIVATIONAL PART
"DERIVAT OF INTEGRAL PART
"STATE IN PID-REGULATOR
"REGULATOR OUTSIGNAL
"FEEDBACK FROM VALVE-POSITION
0.5 IS STEADY-STATE FOR VALVE

```

```

79 ***** CONSTANTS *****
80
81 GFWH:14465000.      "[J/K]      COEFFICIENT OF HEATFLOW FOR HEATER.
82 MFWH:1345.         "[KG]       WEIGHT OF FEEDW. IN HEATER
83 CPFKH:4390.       "[J/K/KG]   HEAT CAPACITIVITY
84 FLOW:97.4         "[KG/S/SORT(BAR)] FLOWCONSTANT FOR PIPE
85 VOH:26.15        "[M*M*M]    VOLUME OF HEATER & EXP.BOTTLE.
86 AOH:1.9          "[M*M]     AREA OF WATER-SURFACE
87
88 GFWD:9580000.     "[J/K]      COEFFICIENT OF HEATFLOW FOR DRAIN-COOLER.
89 MDC:14300.        "[KG]       WEIGHT OF WATER IN D-C.
90 CPFWD:4378.      "[J/K/KG]   HEAT CAPACITIVITY
91 MFWD:409.0       "[KG]       WEIGHT OF FEEDW. IN D-C.
92
93 OPEN:0.043        "[C/S]      SPEED OF OPENING
94 CLOSE:-0.056     "[C/S]      SPEED OF CLOSING
95 EPS:0.05         "[C-]      DEADZONE.
96 LREF:0.8         "[M]        REFERENCE LEVEL
97 G:1.             "[L/M]     PROPORTIONAL GAIN
98 TI:60.          "[M*S]     TIME CONSTANT,INTEGRATION
99 TD:0.3          "[S/M]     DERIVATION GAIN
100 GD:0.           "[S/M]     BREAKFREQ=GD/TD
101
102 ***** CONSTANTS FOR STEAM-TABLE *****
103
104 A01:86.07836334
105 A11:40.83572511
106 A02:2690.908996
107 A12:36.93918391
108 A03:318.610992
109 A13:193.11211
110 A04:-.0007344416
111 A14:.5956734538
112 A24:-.0126410037
113 A34:.0015070001
114 A44:-.0000451642
115 A05:839.0366234
116 A15:472.3874544
117 A06:4.183327
118 A16:-.230464
119
120 "WRITTEN 790904
121 END

```

fig 21

```

76 ***** CONSTANTS *****
77
78 GFWH:18130000.
79 MFWH:1345.
80 CPFWH:4222.
81 FLOW:287.6
82 VOH:26.15
83 AOH:1.9
84
85 GFWD:2359000.
86 MDC:5300.0
87 CPFWD:3883.
88 MFWD:499.0
89
90 OPEN:0.037
91 CLOSE:-0.020
92 EPS:0.05
93 LREF:0.8
94 G:1.
95 TI:60.
96 TD:0.3
97 GD:0.
98
99 ***** CONSTANTS FOR STEAM-TABLE *****
100
101 A01:86.07838334
102 A11:40.83572511
103 A02:2676.121675
104 A12:44.3377613
105 A03:383.46163
106 A13:159.752269
107 A04:-.0007344416
108 A14:.5956734538
109 A24:-.0186410037
110 A34:.0015070001
111 A44:-.0000451642
112 A05:883.745713
113 A15:153.79525
114 A06:2.474307
115 A16:0.2333713
116
117 "WRITTEN 790904
118 END

```

Listning av konstantdelen EL2

```

" GFWH:16910000.      COEFFICIENT OF HEATTRANSPORT IN HEATER.
  MFWH:1448.          WEIGHT OF FEEDW. IN HEATER
  CPFWH:4005.         HLAT CAPACATIVITY
  FLOW:647.5         "[K/S/SQRT( BAR)] FLOWCONSTANT FOR PIPE
  VOH:21.30         "[M**M**M] VOLYME OF HEATER & EXP. BOTTLE.
  AOH:3.8           "[M**M] AREA OF WATER-SURFACE
"
  GFWD:3471000.     COEFFICIENT OF HEATTRANSPORT IN DRAINCOOLER.
  MDC:9890.0        "[J/K] WEIGHT OF WATER IN D-C.
  CPFWD:4235.       "[KG] HEAT CAPACITIVITY
  MFWD:313.0        "[J/K/KG] HEAT CAPACITIVITY
"
  OPEN:0.029        "[S] SPEED OF OPENING
  CLOSE:-0.0125     "[S] SPEED OF CLOSING
  EPS:0.05          "[ ] DEADZONE.
  LREF:1.4          "[M] REFERENCE LEVEL
  G:1.              "[M] PROPORTIONAL GAIN
  TI:60.            "[M*S] TIME CONSTANT, INTEGRATION
  TD:0.3            "[S/M] DERIVATION GAIN
  GD:0.             "[S/M] BREAKFREQ=GD/TD
"

```

***** CONSTANTS FOR STEAM-TABLE *****

```

"
  A01:99.930279
  A11:28.589518
  A02:2675.526707
  A12:44.5602336
  A03:416.760216
  A13:125.78965
  A04:-.0007344416
  A14:.5956734538
  A24:-.0186410037
  A34:.0015070001
  A44:-.0000451642
  A05:927.931744
  A15:31.560285
  A06:0.5615334
  A16:0.2372478
"
  "WRITTEN 790904
  END

```

Listning av konstantdelen EL3

```

76 ***** CONSTANTS *****
77 "
78 GFWH:7.85E6          "[J/K]      COEFFICIENT OF HEATTRANSPORT IN HEATER.
79 MFWH:1218.          "[KG]       WEIGHT OF FEEDW. IN HEATER
80 CPFWH:3950.         "[J/K/KG]   HEAT CAPACITIVITY
81 FLOW:820.4          "[KG/S/SQRT(PAR)] FLOWCONSTANT FOR PIPE
82 VOH:21.30          "[M*M*M]    VOLYME OF HEATER & EXP.BOTTLE.
83 AOH:2.1            "[M*M]      AREA OF WATER-SURFACE
84 "
85 GFWD:4612000.       "[J/K]      COEFFICIENT OF HEATTRANSPORT IN DRAINCOOLER.
86 MDC:9890.0         "[KG]       WEIGHT OF WATER IN D-C.
87 CPFWD:4235.        "[J/K/KG]   HEAT CAPACITIVITY
88 MFWD:560.          "[KG]       WEIGHT OF FEEDW. IN D-C.
89 "
90 OPEN:0.038          "[/S]       SPEED OF OPENING
91 CLOSE:-0.019       "[/S]       SPEED OF CLOSING
92 EPS:0.05           "[ - ]      DEADZONE.
93 LREF:1.4           "[M]        REFERENCE LEVEL
94 G:1.               "[/M]       PROPORTIONAL GAIN
95 TI:60.             "[M*S]      TIME CONSTANT,INTEGRATION
96 TD:0.3            "[S/M]      DERIVATION GAIN
97 GD:0.              "[S/M]      BREAKFREQ=GD/TD
98 "
99 ***** CONSTANTS FOR STEAM-TABLE *****
100 "
101 A01:99.930279
102 A11:28.589518
103 A02:2675.33497
104 A12:42.4581125
105 A03:416.902905
106 A13:111.011422
107 A04:-.0007344416
108 A14:.5956734538
109 A24:-.0186410037
110 A34:.0015070001
111 A44:-.0000451642
112 A05:946.92905
113 A15:12.26458
114 A06:0.2461825
115 A16:0.2380948
116 "
117 "WRITTEN 790904
118 END

```

Listning av konstantdelen EL4

```

E*MODIFY(1).GLUE
 1      CONNECTING SYSTEM GLUE
 2      "
 3      TIME T
 4      "
 5      CONNECT
 6      "*****"
 7      E[RANF]=E1[NOISE1]
 8      FEW=949.85+V[RANF]
 9      "*****"
10      MEX[EL1]=29.77
11      PEX[EL1]=11.53
12      XEX[EL1]=.887
13      MFW[EL1]=FEW
14      TIFW[EL1]=TOFW[EL2]
15      M1[EL1]=92.23
16      H1[EL1]=1263.E3
17      PNEXT[EL1]=PH[EL2]
18      "*****"
19      MEX[EL2]=59.3
20      PEX[EL2]=5.551
21      XEX[EL2]=.848
22      MFW[EL2]=FEW
23      TIFW[EL2]=TOFW[EL3]
24      M1[EL2]=MHD[EL1]
25      H1[EL2]=HDC[EL1]
26      M2[EL2]=99.3
27      H2[EL2]=654.6F3
28      PNEXT[EL2]=PH[EL3]
29      "*****"
30      MEX[EL3]=17.86
31      PEX[EL3]=1.738
32      MFW[EL3]=FEW
33      TIFW[EL3]=TOFW[EL4]
34      M1[EL3]=MHD[EL2]
35      H1[EL3]=HDC[EL2]
36      PNEXT[EL3]=PH[EL4]
37      "*****"
38      MEX[EL4]=23.96
39      PEX[EL4]=0.886
40      MFW[EL4]=FEW
41      TIFW[EL4]=66.8
42      M1[EL4]=MHD[EL3]
43      H1[EL4]=HDC[EL3]
44      PNEXT[EL4]=0.272
45      "*****"
46      END

```

"V är utsignalen från ett filter, V införs för att efterlikna variationerna i matarvattenflödet."

Listning av CONTINUOUS SYSTEM RANF

```

1      CONTINUOUS SYSTEM RANF
2      INPUT E
3      STATE V W
4      DER DV DW
5      "
6      DW=-1.9*W-9.87*V+9.87*E
7      DV=W
8      END

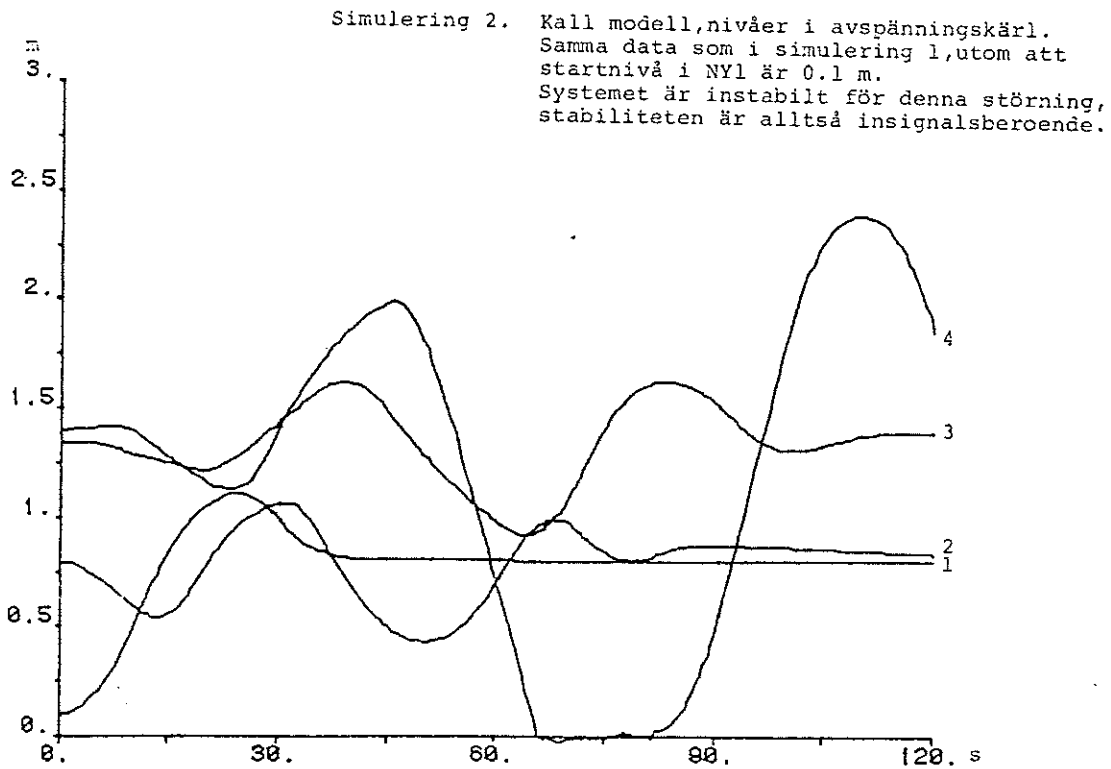
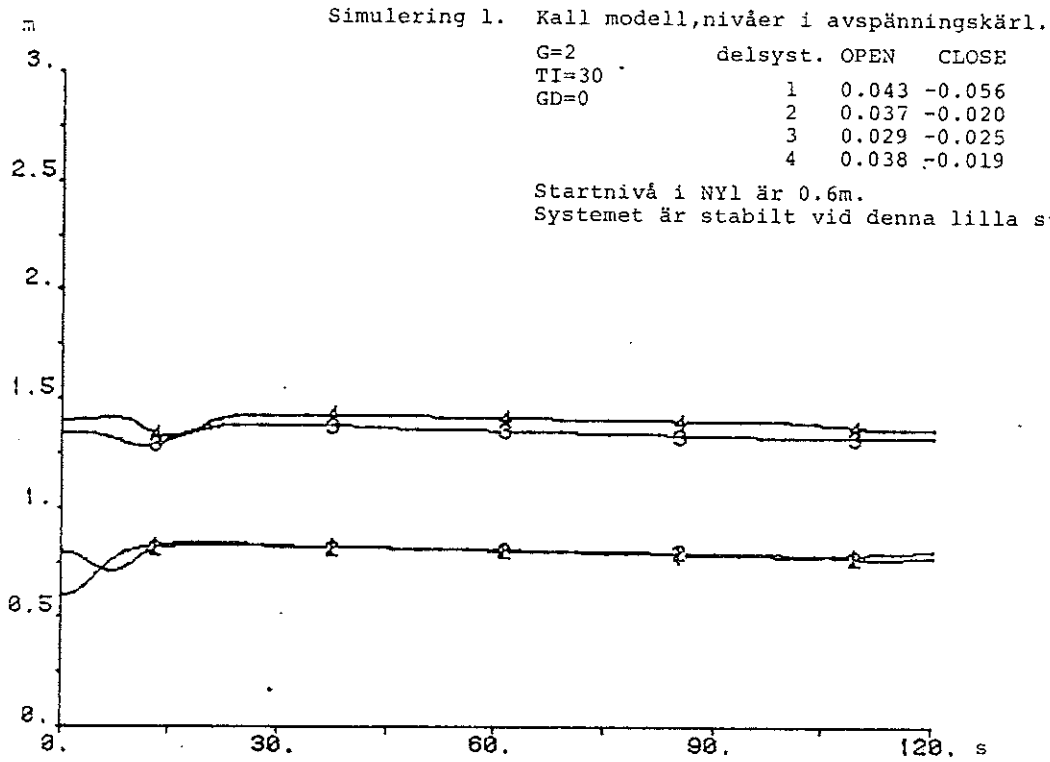
```

Ranf är ett andra ordningens filter. Med insignalen vitt brus och samplingsfrekvens 10 Hz är standardavvikelsen på V 1.54.

V. SIMULERINGAR.

De i detta kapitel presenterade simuleringarna är bara ett, förhoppningsvis representativt, urval av alla de som gjorts. De här redovisade är gjorda med kall modell med dynamik i långa rör samt med den varma modellen. Att simuleringar av den kalla modellen utan dynamik ej visas beror på att den egentligen saknar intresse eftersom den trots frånvaron av dynamik i rören ger väsentligen samma resultat som den andra kalla modellen. De icke redovisade simuleringarna har huvudsakligen använts som vägledning i modellbyggandet och för att prova enskilda delsystem. Modellerna som beskrivs i detta examensarbete är resultatet av en succesiv modellutveckling vars mål varit begripliga och lättanvända modeller. Under utvecklingsarbetet visade det sig att den varma modellen, åtminstone med de förutsättningar som antagits gälla, inte gav något intressant när det gällde nivåpendlingarna. Resultaten av simuleringarna gav snarare intrycket att de varma processerna hade en stabiliserande effekt på systemet. Detta kan ses vid en jämförelse av simulering 6 och 9. En sak visade sig dock vid simuleringarna av ett delsystem. Antagandet att dränagekylarna är helt vattenfyllda verkar vara ett krav för att det skall fungera. En tidig modell som inkluderade en ångvolym i dränagekylaren var omöjlig att använda. Ångvolymen fungerade som en mycket elastisk koppling till nästa delsystem och det dröjde upp till en minut innan ventillägesändringar slog igenom på nivån. Fortsatta simuleringar visade att trycket i värmeväxlarna var mycket stabilt så att sådana fenomen som stötkokning m.m. vilka beror på avvikelser från normalt driftstryck förefaller ointressanta. Tryckens små variationer framgår av simulering 11 - 13. Den omedelbara slutsatsen man kan dra av simuleringensresultaten torde vara att de viktigaste faktorerna är ventilens egenskaper i samspel med regulatorparametrarna. Fasplanet i simulering 8 har tagits med för att visa att delsystemen var för sig är stabila även om de svänger in sig långsamt och under stora nivåpendlingar.

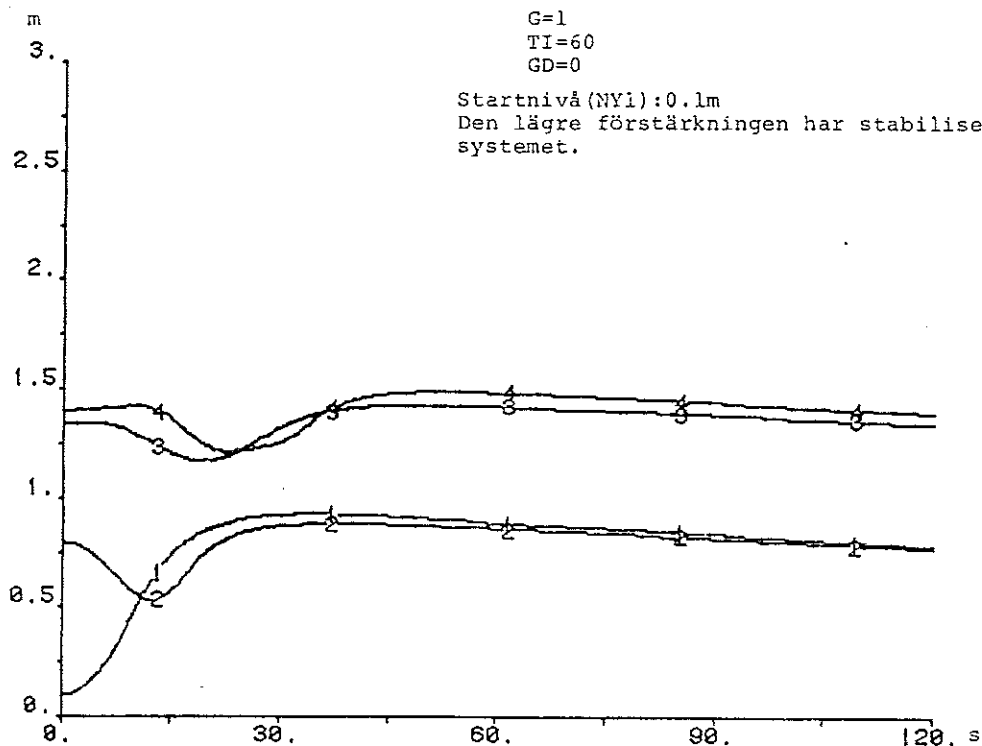
Det är t.ex. troligt att nivån i delsystem 4 simulering 2 med tiden stabiliserar sig men nivån pendlar som synes mycket. I det riktiga delsystemet hade nöddränerings-systemet gått in och påverkat förloppet. Hur det hade påverkat pendlarna är okänt. Noteras bör att initialvärdesfel dämpas ut på cirka trettio sekunder både i den kalla och i den varma modellen oberoende av felens storlek och regulatorparametrarna. Detta givetvis förutsatt att systemet stabiliserar sig överhuvudtaget. Övriga resultat av simuleringarna framgår av de kommentarer som finns vid varje.



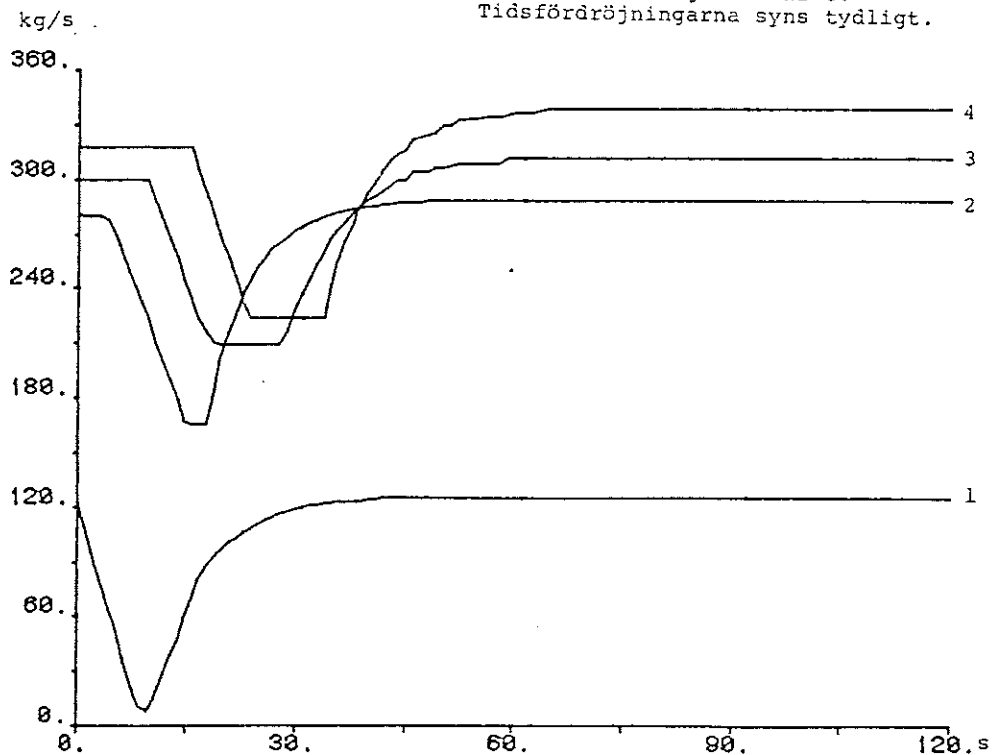
Simulering 3. Kall modell, nivåer i avspänningskärl.
 Samma ventildata som i simulering 1.
 Regulatorparametrarna ändrade till

$G=1$
 $TI=60$
 $GD=0$

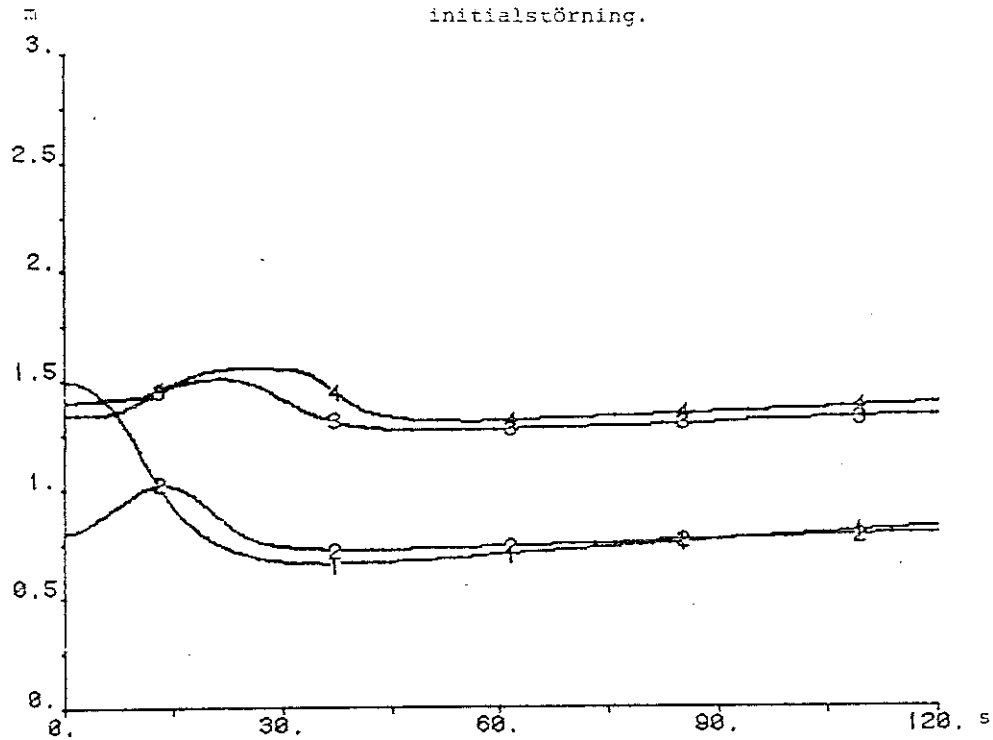
Startnivå (NY1): 0.1m
 Den lägre förstärkningen har stabiliserat
 systemet.



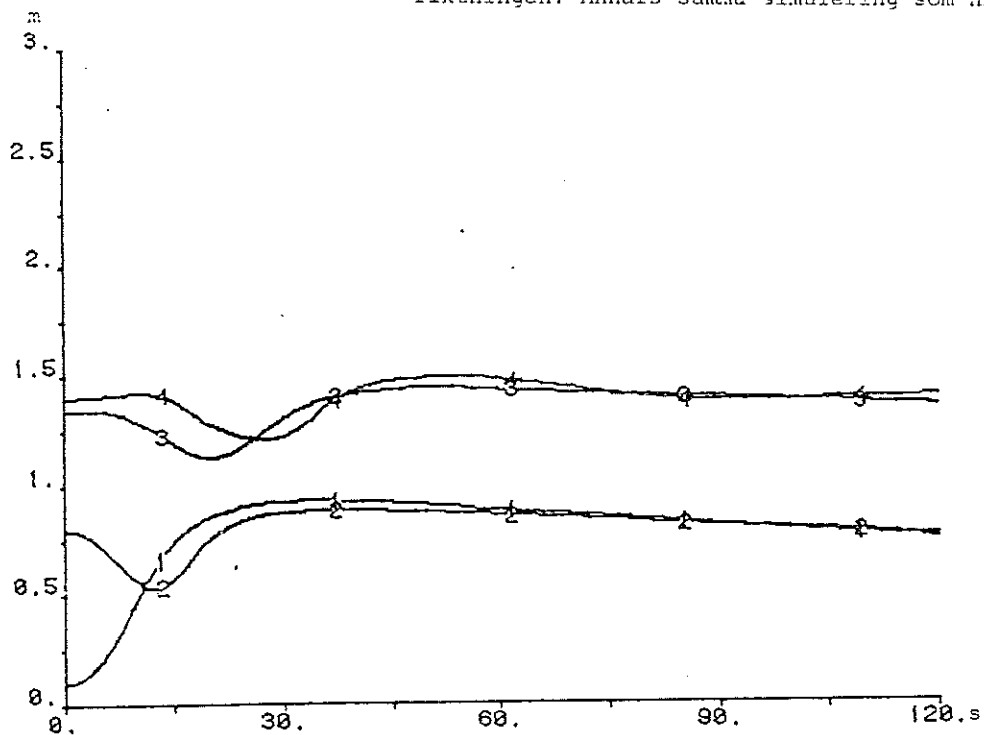
Simulering 4. Kall modell, massflöden från delsystemen.
 Samma simulering som nr 3.
 Tidsfördröjningarna syns tydligt.



Simulering 5. Kall modell, nivåer i avspänningskärl.
 Samma parametrar som i simulering 3, men
 Startnivå (NY1): 1.5 m.
 Stabiliteten är även bibehållen för denna
 initialstörning.



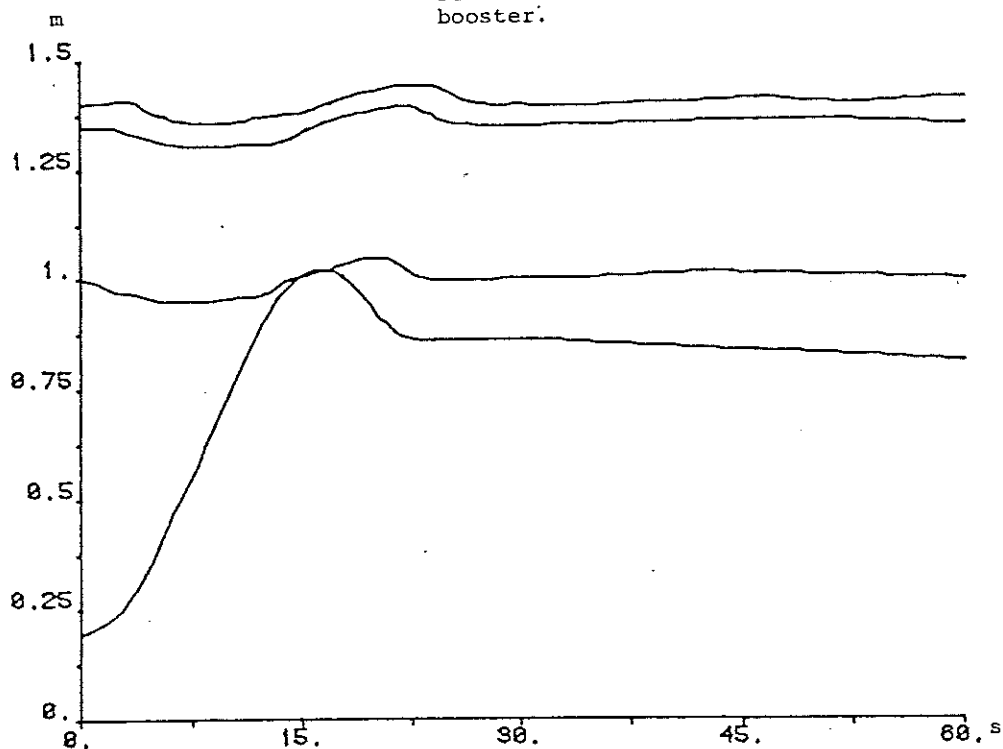
Simulering 6. Kall modell, nivåer i avspänningskärl.
 Ventilparametern CLOSE (NY3) är nu -.013,
 vilket motsvarar en kärvt ventil i stänga-
 rikningen. Annars samma simulering som nr 3.



Simulering 7. Kall modell, nivåer i avspänningskärl.
Ventilerna har snabbats upp så att
OPEN=-CLOSE=0.10. Regulatorparametrarna
kan ökas utan att stabiliteten förloras.
Här gäller

G=5
TI=6
GD=0

Dessa snabba ventiler motsvarar ventiler med
booster.



Simulering 8. Kall modell. Fasporträtt av $H(V)$ för NY2.
Parametrarna är

G=5
TI= ∞
GD=0
OPEN=0.037
CLOSE=-0.02

Omkopplingsområdets mitt är på linjen

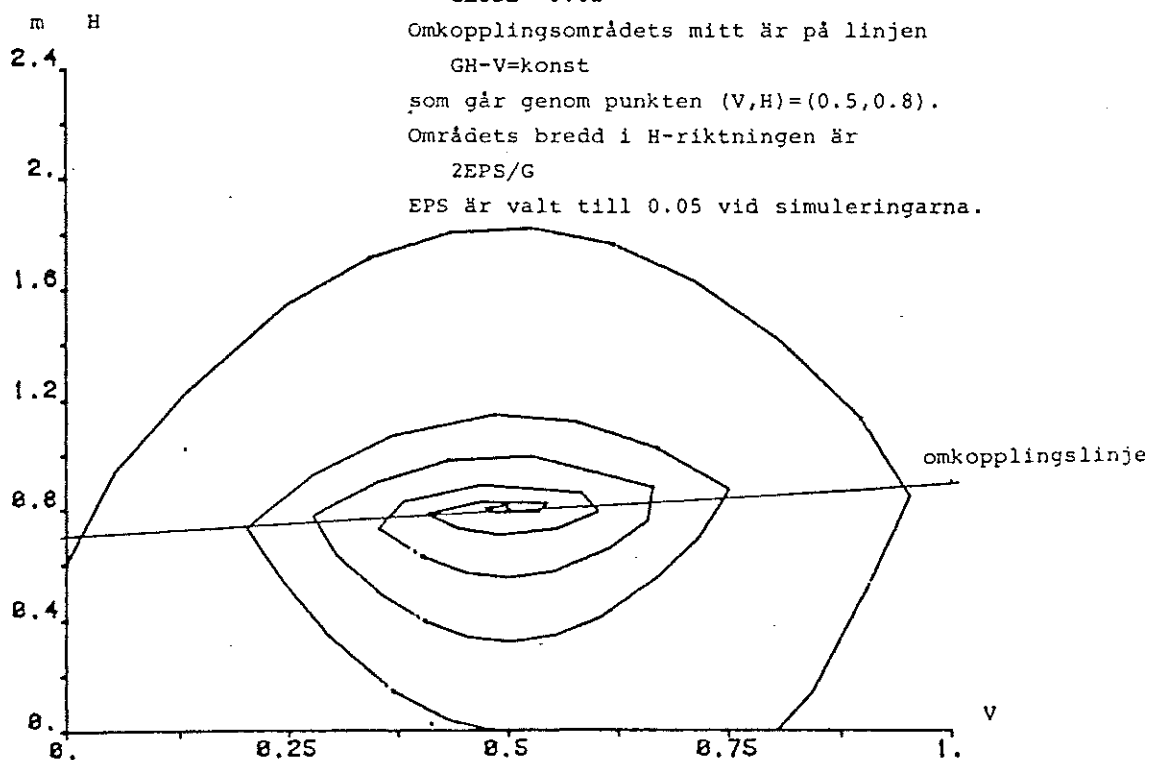
$GH-V=\text{konst}$

som går genom punkten $(V,H)=(0.5,0.8)$.

Områdets bredd i H-riktningen är

$2EPS/G$

EPS är valt till 0.05 vid simuleringarna.



Simulering av varma modellen.

Vid simuleringen av varma modellen var reglerventilernas parametrar:

delsyst.	OPEN	CLOSE	EPS
EL1	0.043	-0.056	0.05
EL2	0.037	-0.020	0.05
EL3	0.029	-0.013	0.05
EL4	0.038	-0.019	0.05

För samtliga regulatorer gällde

G=1

TI=60

GD=0

Mätningar ute på Barsebäcksverket hade visat att matarvattenflödet varierade ganska mycket. Matarvattenflödet i simuleringarna modularades därför med filtrerat vitt brus. Som filter användes ett andra ordningens system med samplingsfrekvensen 10 Hz.

Listning av programmet för filtret finns i fig 25.

En presentation av systemets variabler vid stationärt tillstånd visas i fig 26 och fig 27. En del avvikelser finns från termiska data som erhållits ur statistiska beräkningsprogram för olika lastfall. Något bättre överensstämmelse kan fås genom bättre passning av t.ex. GFWH och GFWD. Dock måste det påpekas att modellerna här ej är avsedda att ge riktiga data på matarvattenförvärmarsystemet utan är gjorda för att efterlikna dynamiken. Problemen med att få riktigt bra statistiska värden sammanhänger med de grova modellerna på värmväxlarna som använts. Ett sätt att få bättre modeller är att segmentera värmväxlarna, men detta kräver för många tillstånd.

Simuleringarna som presenteras motsvarar driftsförhållandena vid 100% last, d.v.s. 600MW effekt.

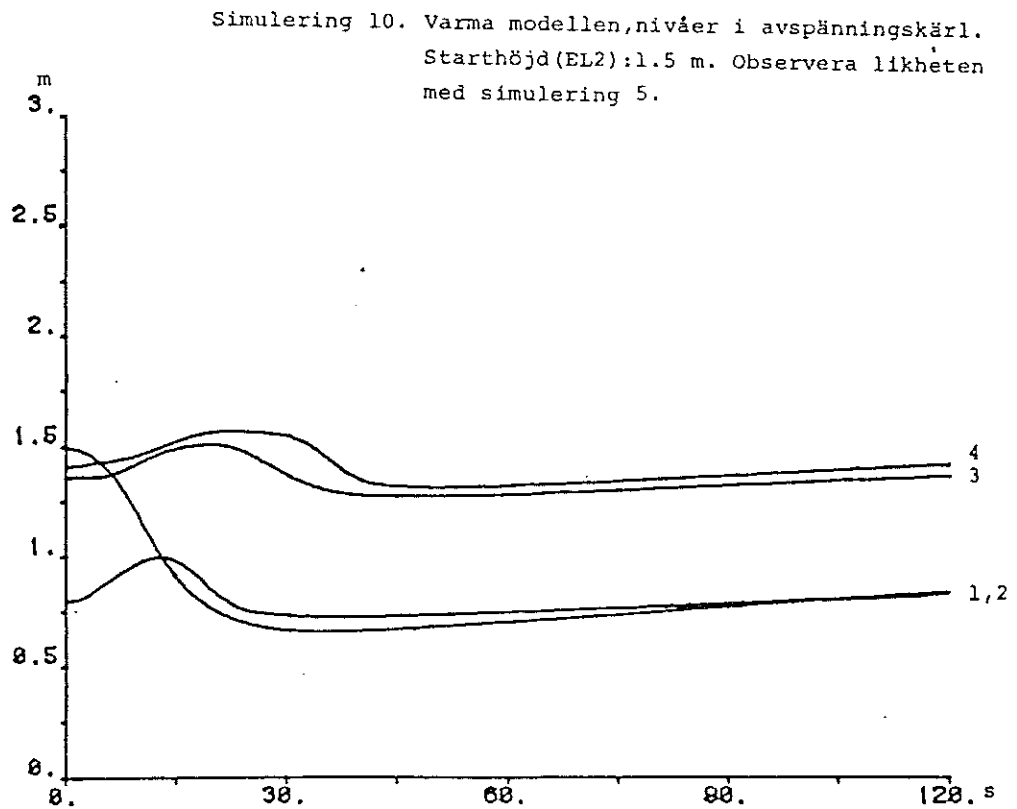
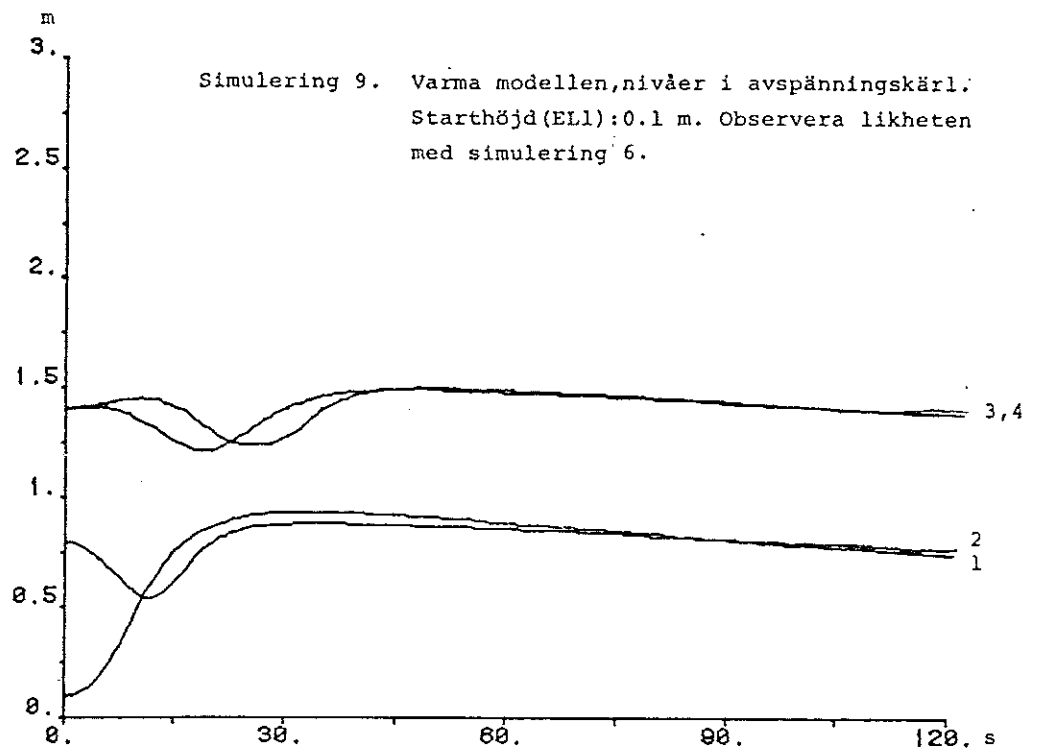
Vid simuleringarna har interpolationsalgoritmen RKFIX i Simnon använts. Detta beroende på att tillstånden ej skalats så att de är lämpade för absolutfelstesten som används i algoritmerna i HAMPC och RK.

CONTINUOUS SYSTEM EL3

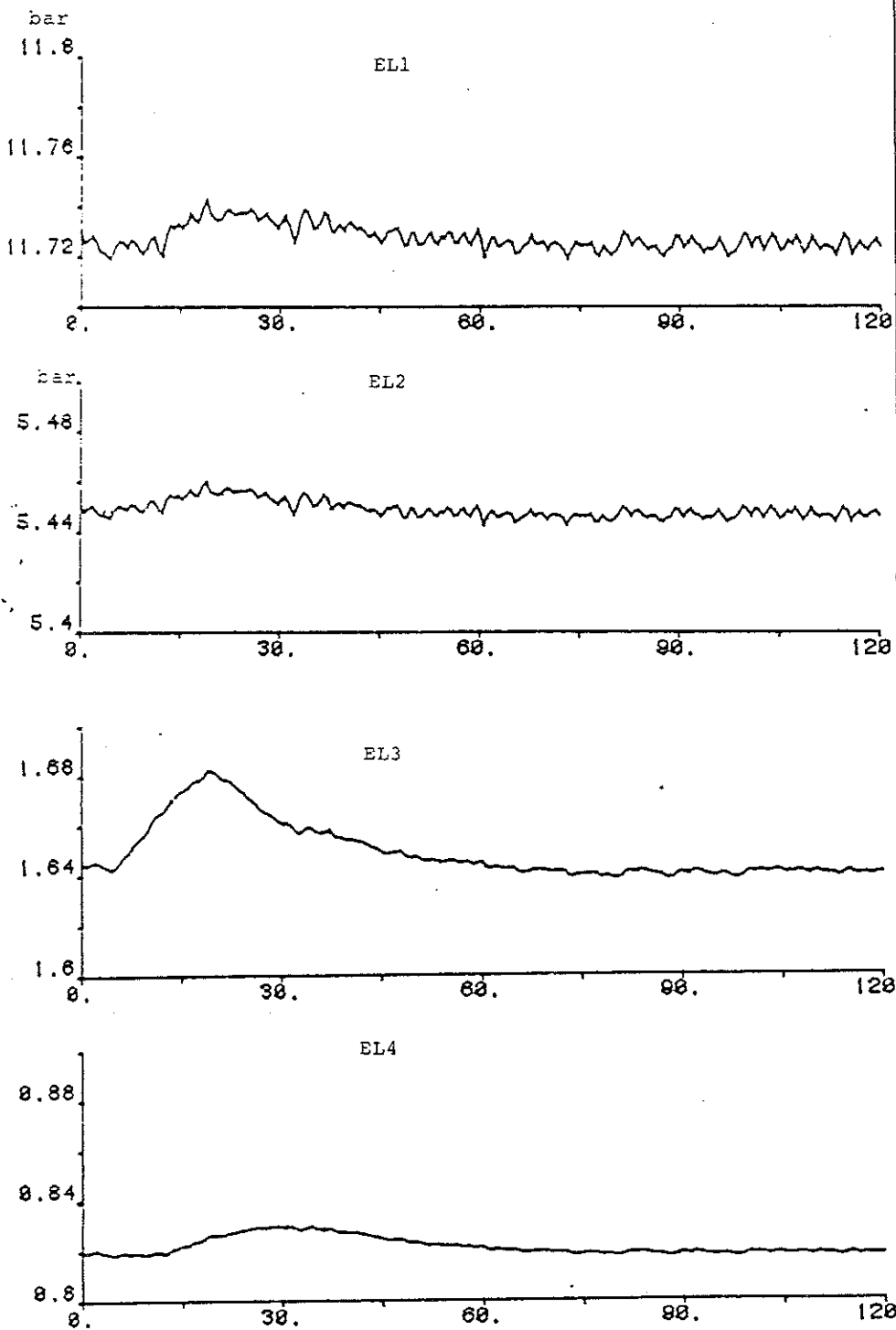
TIME :	T	300.00					
STATE :	PH	1.4446	VLH	5.3564	TOFW	117.65	
	TBFW	93.263	HDC	4.14333+005	V	.51000	
	I	-1.0495e-002	X	.00000			
INIT :	PH	1.4700	VLH	5.3500	TOFW	114.34	
	TBFW	97.010	HDC	4.30120+005	V	.50000	
	I	.00000	X	.00000			
DER :	DPH	-2.27267-004	DVLH	-1.32262-003	DTOFW	-3.75473-003	
	DTBFW	3.50237-004	DHDC	6.3070	DV	.00000	
	DI	-1.59845-003	DX	.00000			
INPUT :	PEX	1.7380	MEX	17.860	MFW	849.85	
	TIFW	87.864	M1	281.37	H1	5.53051+005	
	PNEXT	.21993					
OUTPUT:	LEVEL	1.4096	MHD	299.87			
PAR :	A01	99.930	A11	28.590	A02	2675.3	
	A12	44.560	A03	416.76	A13	125.79	
	A14	.59567	A24	-1.86410-002	A34	1.50700-003	
	A44	-4.51642-005	A04	-7.34442-004	A05	927.93	
	A15	31.560	GFWH	1.69100+007	MFWH	1448.0	
	CPFWH	4005.0	FLOW	647.50	V0H	21.300	
	A0H	3.8000	A06	.56153	A16	.23725	
	GFWD	3.47100+006	MDC	9890.0	MFXD	313.00	
	CPFWD	4235.0	LREF	1.4000	G	5.00000	
	GD	.00000	TI	5.0000	TD	.30000	
	EPS	5.00000-002	CLOSE	-1.00000-001	OPEN	.40000	
VAR :	TSH	114.15	HSEX	2.69996+006	HLH	4.79337+005	
	DRSH	.54578	HSH	2.69749+006	RSH	.93484	
	DHSH	27096.	SLH	747.12	DHLH	76439.	
	DRLH	-11.669	QFWH	5.91696+007	MIE	17.265	
	MTOT	292.63	HAV	5.77169+005	FUNKV	.51000	
	HHD	4.79237+005	AH	-1.2392	PH	-53.804	
	CH	946.19	BH	-6.84157+005	EH	3.51958+005	
	FH	4.51469+005	TDC	92.861	QFXD	1.94306+007	
	E	-9.59067-003	P	-4.79534-002	D	.00000	
	UREG	-5.84490-002	U	4.84490-002	UU	.00000	

CONTINUOUS SYSTEM EL4

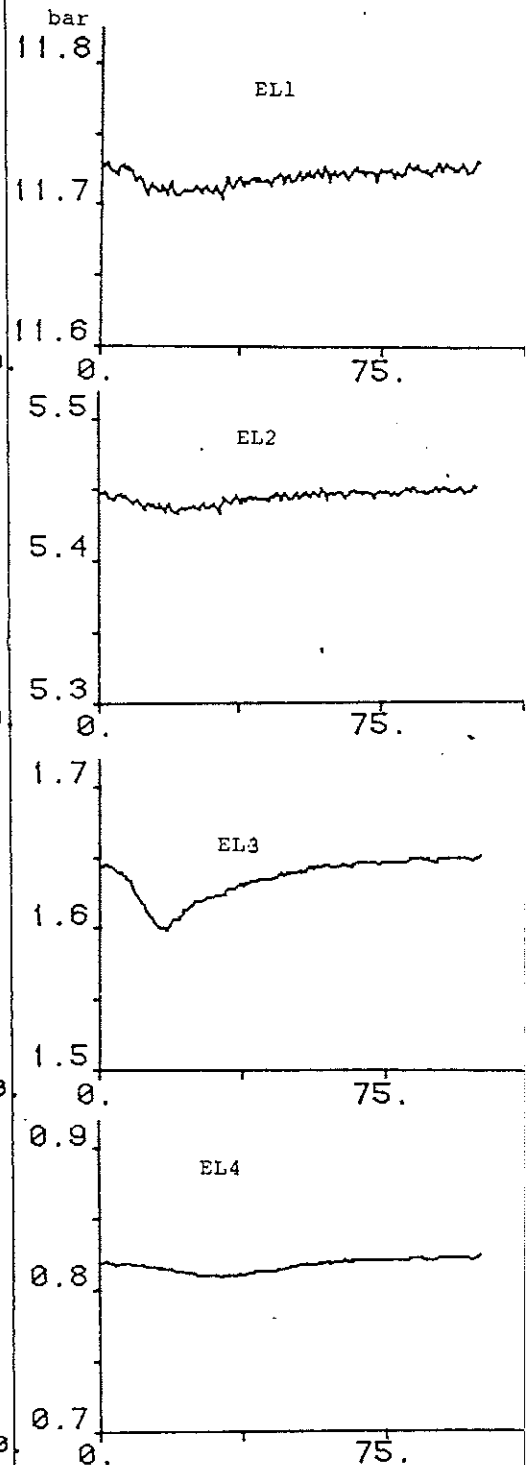
STATE :	PH	.21993	VLH	2.9524	TOFW	87.864	
	TBFW	72.921	HDC	3.25290+005	V	.51667	
	I	-1.33367-002	X	.00000			
INIT :	PH	.97200	VLH	2.9500	TOFW	91.600	
	TBFW	74.010	HDC	3.33420+005	V	.50000	
	I	.00000	X	.00000			
DER :	DPH	-6.29822-004	DVLH	5.81155-003	DTOFW	-9.17554-004	
	DTBFW	-2.67792-003	DHDC	-19.564	DV	.00000	
	DI	-9.84758-004	DX	.00000			
INPUT :	PEX	.83600	MEX	23.960	MFW	849.85	
	TIFW	66.800	M1	299.87	H1	4.14333+005	
	PNEXT	.27200					
OUTPUT:	LEVEL	1.4059	MHD	313.76			
PAR :	A01	99.930	A11	28.590	A02	2675.3	
	A12	42.452	A03	416.90	A13	111.01	
	A14	.59567	A24	-1.86410-002	A34	1.50700-003	
	A44	-4.51642-005	A04	-7.34442-004	A05	946.93	
	A15	12.265	GFWH	7.85000+006	MFWH	1218.0	
	CPFWH	3950.0	FLOW	920.40	V0H	21.300	
	A0H	2.1000	A06	.24615	A16	.23309	
	GFWD	4.61200+006	MDC	9890.0	MFXD	560.00	
	CPFWD	4235.0	LREF	1.4000	G	5.00000	
	GD	.00000	TI	5.0000	TD	.30000	
	EPS	5.00000-002	CLOSE	-1.00000-001	OPEN	.40000	
VAR :	TSH	94.254	HSEX	2.67020+006	HLH	3.94863+005	
	DRSH	.56504	HSH	2.66691+006	RSH	.47595	
	DHSH	51723.	RLH	761.89	DHLH	1.35391+005	
	DRLH	-15.243	QFWH	5.01601+007	MIE	19.475	
	MTOT	319.35	HAV	5.51905+005	FUNKV	.51667	
	HHD	3.94863+005	AH	5.5876	PH	-43.439	
	CH	961.41	BH	2.19747+006	EH	3.91475+005	
	FH	3.75545+005	TDC	77.696	QFXD	2.20230+007	
	E	-5.70955-003	P	-2.55427-002	D	.00000	
	UREG	-4.23794-002	U	2.62125-002	UU	.00000	

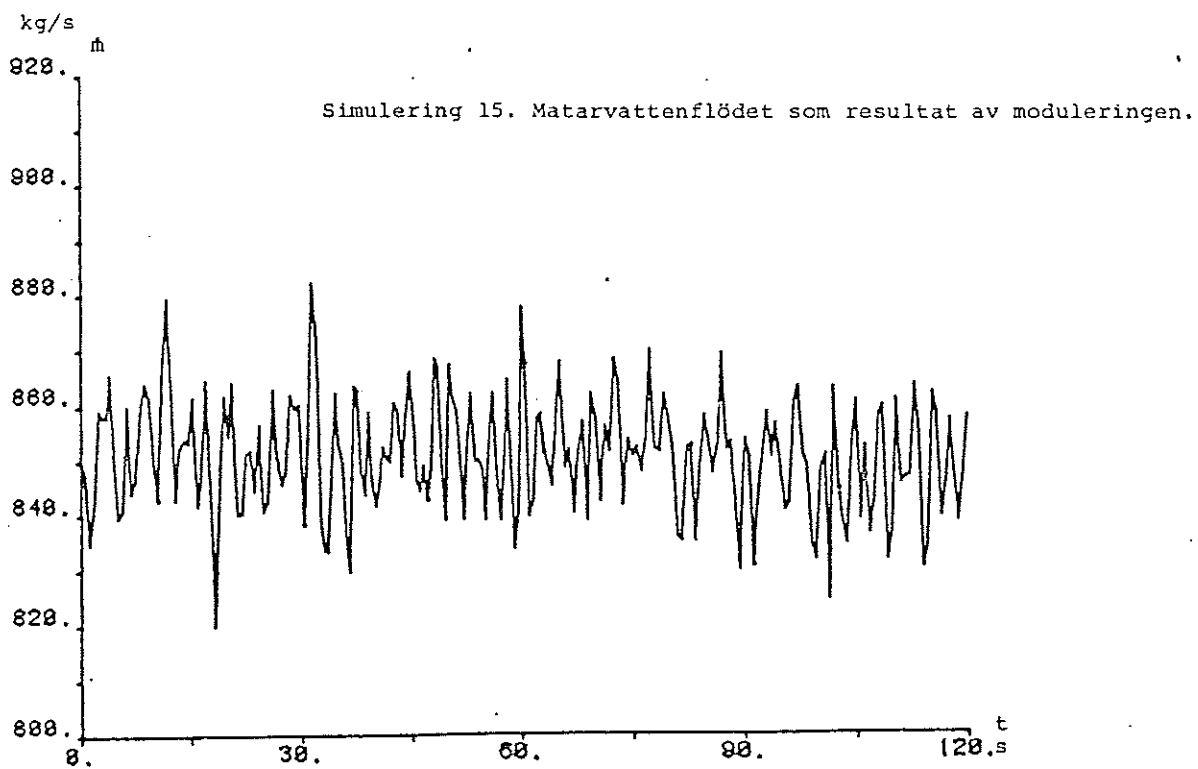
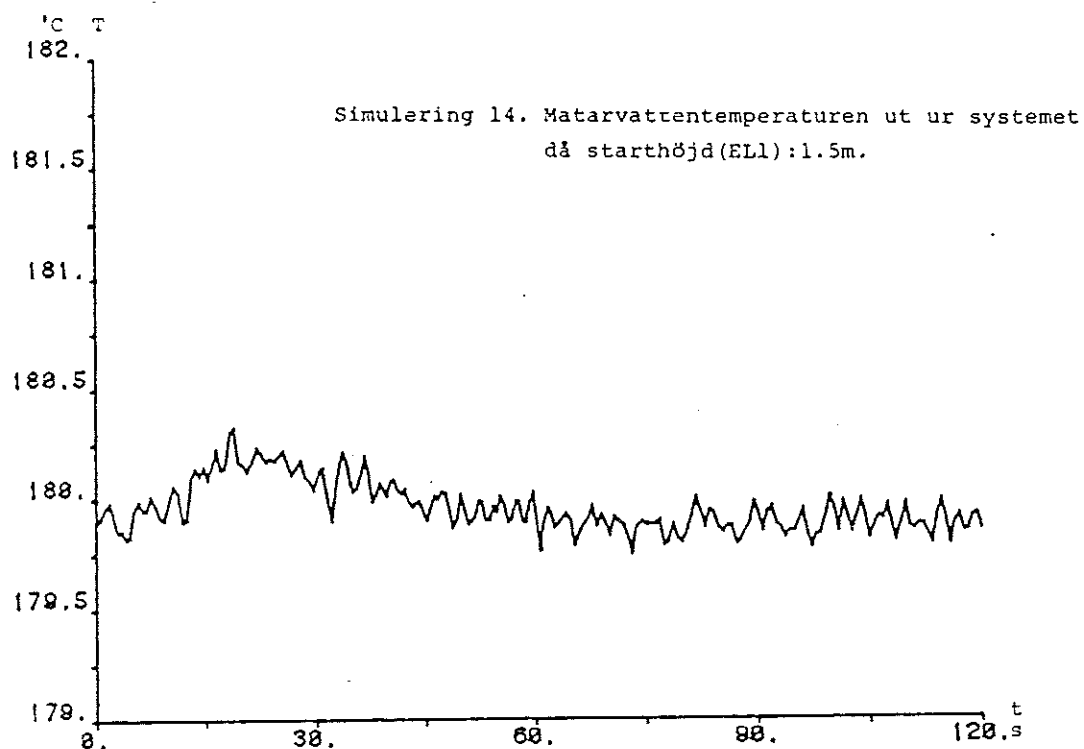


Simulering 11. Varma modellen, trycket i heater vid
starthöjd (EL1): 1.5m.



Simulering 12. Varma modellen, trycket i heater vid
starthöjd (EL1): 0.1m.





VI. SAMMANFATTNING.

Avsikten med detta examensarbete har varit att få fram modeller vilka skall kunna användas vid fortsatta studier av matarvattenförvärmningssystemet i Barsebäck I o. II. Utgående från enkla fysikaliska samband har olika modeller tagits fram. Kalla modeller som bygger på masskonservering samt en varm modell som även tar hänsyn till termodynamiska förlopp i processen, d.v.s. den bygger på mass- och energikonservering. Ingen av modellerna har med nöddränerings-system eller liknande nöd- och reservsystem.

Av arbetet med att bygga dessa modeller och av gjorda simuleringar kan man dra följande slutsatser.

1. De intressantaste faktorerna ur stabilitetssynpunkt är ventilerna och regleringen av dessa. Det finns ett samband mellan störningskänsligheten och dessa faktorer.
2. Modellen för ventilfunktionen bör, m.h.a. mätningar på de verkliga ventilerna, modifieras för att kunna ge pålitligare samband mellan de i 1 nämnda faktorerna.
3. Nöddräneringssystemet kan läggas in i lämplig modell så att man på så sätt kan få en modell som tillåter studier av systemets beteende vid stora avvikelser från de normala nivåerna i avspänningskärlen.
4. Ingenting tyder på att termodynamiken i det verkliga systemet skulle vara väsentligt för stabiliteten. Snarare tyder simuleringarna på att de varma processerna skulle ha en stabiliserande effekt.

VII. Referenser

- (1) H. Elmqvist "SIMNON - An interactive Simulation Program for Nonlinear Systems - User's Manual" Division of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Report 7502, April 1975.
- (2) R. Isermann "Theoretische Analyse der Dynamik Industrieller Prozesse" Bibliographisches Institut AG, Mannheim 1971.
- (3) S. Lindahl "A non-linear drum boiler - turbine model" Report 7620(C), March 1976, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology.
- (4) E. Nonböl "Development of a Dynamic Model of a BWR Nuclear Power Plant" Part 1 & Part 2, Risö report 335 & 336, 1975.
- (5) P. Profos "Die Regelung von Dampfanlagen" Springer-Verlag, Berlin, 1962.
- (6) E. Schmidt et al. "Properties of Water and Steam in SI-units" Springer-Verlag, 1969.
- (7) G.O. Tyllered "Thermodynamics" (in Swedish), sept 1970, Division of Thermodynamics and Fluid Flow, Lund Institute of Technology.