

CODEN: LUTFD2/(TFRT-5365)/1-59/(1987)

En studie av reglersystemet för tyristorventilens kylsystem

Håkan Persson

Institutionen för Reglerteknik
Lunds Tekniska Högskola
Maj 1987

TILLHÖR REFERENSBIBLIOTEKET
UTLÅNAS EJ

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> Maj 1987	
		<i>Document Number</i> CODEN: LUTFD2/(TFRT-5365)/1-59/(1987)	
<i>Author(s)</i> Håkan Persson		<i>Supervisor</i> Rolf Johansson and Magnus Lalander	
		<i>Sponsoring organisation</i>	
<i>Title and subtitle</i> En studie av reglersystemet för thyristorventilens kylsystem. (A study of the cooling control system for thyristor valves.)			
<i>Abstract</i> <p>In this master thesis a simulation program for the cooling system of a twelve-pulse group in a HVDC-plant has been developed.</p> <p>A model for the primary (fine water) circuit already existed. To this model for the secondary (raw water) circuit and its control system has been added. Only dry cooling has been considered.</p> <p>The model has been implemented in FORTRAN and some simulations have been done. It is of interest to investigate and compare two different control systems with respect to stability and performance.</p> <p>The present type of control system involves on/off control by means of fans and shunt valve flow control. The alternative type of control system omits the shunt valve. Instead it is possible to change the speed of the raw water flow in the secondary circuit, between full and half flow.</p>			
<i>Key words</i> Control design, servo systems, resonant modes, active damping, nonlinear systems, describing function, limit cycles, robotics.			
<i>Classification system and/or index terms (if any)</i>			
<i>Supplementary bibliographical information</i>			
<i>ISSN and key title</i>			<i>ISBN</i>
<i>Language</i> Swedish	<i>Number of pages</i> 59	<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, Telex: 33248 lubbis lund.

Förord

Detta examensarbete har till största delen utförts på NLTB — en avdelning inom HVDC i Ludvika som bl.a. designar kylsystemet för tyristorventilen.

Uppgiften bestod i att ta fram en modell för tyristorventilens sekundära kylsystem med avseende på torr kylning. Modellen användes sedan för att göra en del simuleringar där man undersökte den reglertekniska stabiliteten i det nuvarande reglersystemet med fläkt- och shuntreglering och ett alternativt reglersystem med enbart fläktstyrning.

Arbetet har utförts av teknolog Håkan Persson i anknytning till institutionen för reglerteknik vid Lunds tekniska högskola.

Magnus Lalander på ASEA har varit huvudansvarig handledare och univ. lektor Rolf Johansson vid institutionen för reglerteknik på LTH har varit skolans handledare.

Innehåll

Nomenklatur	4
1. Inledning	6
1.1 Bakgrund	6
1.2 Uppgift	6
1.3 Avsikt	6
2. HVDC-system	7
2.1 Inledning	7
2.2 Kraftöverföring	7
2.3 Thyristorventilen	8
2.4 Kylsystemet	10
Finvattenkretsen	10
Råvattenkretsen	10
3. Termisk modell	12
3.1 Inledning	12
3.2 Diskretisering	12
Nodpunkter	12
Stegning i tiden	12
3.3 Temperaturberäkning	13
3.4 Beräkning av värmegenomgångskoefficienten	14
4. Approximationer	17
4.1 Vattenflödet	17
Flödesdelning	17
Flödesändring	17
4.2 Värmeutbyte	17
4.3 Beräkning av luftens och råvattnets medelflöden och medelhastigheter	17
Råvattnet	17
Luften	18
Självdrag	18
4.4 Turbulent och laminärt flöde	18
5. Delmodeller	20
5.1 Värmeväxlare	20
5.2 Shuntventil	21
5.3 Kylare	21
Beräkning av temperaturer in till kylarna	22
Densitets- och värmekapacitetsberäkning för råvattnet och luften	23
Beräkning av temperaturer ut från kylarna	23
Beräkning av temperatur in till värmeväxlaren	23
5.4 Reglering	24
Befintlig reglering	24
Shuntreglering	24

Fläktreglering	24
Alternativ reglering	25
5.5 Förenklad finvattenkrets	26
5.6 Temperaturgivare	26
5.7 Modellens giltighet	27
6. Utförande och resultat	28
6.1 Inledning	28
6.2 Typ av simuleringsfall som studerats	28
6.3 Projekt — Highgate	28
Resultat från simuleringarna	29
Fall 1	29
Fall 2	29
Fall 3	29
Fall 4	29
6.4 Projekt — Konti-Skan	30
Resultat från simuleringarna	30
Fall 1	30
Fall 2	30
Fall 3	30
Fall 4	30
6.5 Slutsatser	31
Rekommendationer	31
7. Programdokumentation	32
7.1 Inledning	32
7.2 Anmärkningar	32
tempm-matriserna	32
Faktor π	33
Variabler	33
7.3 Tillståndsmatriser	33
Matriser i finvattendelen - FWM	33
tempm1	33
tempm2	33
tempm3	33
Matriser i finvattendelen - FW	33
TempFW	33
Matriser i råvattendelen	33
CoolerMatrix	33
FlowMatrix	33
TempRW	33
TempTrans	34
WtrVeloc	34
8. Bilagor	35
8.1 Värmeväxlarberäkningar	35
8.2 Plottar från simuleringen	38
9. Referenslista	58

Nomenklatur

A = area	m^2
b = tjocklek	m
c_p = värmekapacitivet	$J(\text{kgK})^{-1}$
d = karakteristisk dimension, diameter	m
k = värmegenomgångskoefficient	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
L = karakteristisk längd	m
\dot{m} = massflöde	kg s^{-1}
N = antal kylare	–
Nu = nusselttal	–
P = effekt, kyleffekt	W
Pr = prandtltal	–
\dot{Q} = överförd effekt	W
q = volymflöde	m^3s^{-1}
\bar{q} = medelflöde	m^3s^{-1}
q_r = flödet genom reaktordelen	m^3s^{-1}
Re = reynoldstal	–
T = termodynamisk temperatur	$^\circ\text{K}$
\bar{T} = medeltemperatur	$^\circ\text{C}$
T_k = kristalltemperatur	$^\circ\text{C}$
T_{ref} = referenstemperatur	$^\circ\text{C}$
t = kontinuerlig tid	s
t_d = diskret tidsenhet	s
t_n = diskret tid	s
V = volym	m^3
V_r = volym i reaktordelen	m^3
v = flödeshastighet	ms^{-1}
\dot{W} = värmekapacitetsflöde	WK^{-1}
y = dimensionslös variabel	–
z = tid i diskreta tidsenheter	$[t_d]$
α = värmeöverföringskoefficient	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
β = dimensionslös variabel	–
Δ = temperaturdifferens	$^\circ\text{C}$
Δt = tidsdifferens	s
ϑ = temperaturskillnad	$^\circ\text{C}$
$\bar{\vartheta}$ = logaritmisk medeltemperaturdifferens	$^\circ\text{C}$
δ = shuntläge	$[0 \dots 1]$
η = temperaturverkningsgrad	–
θ = temperaturskillnad	$^\circ\text{C}$

λ = värmeledningstal	$W(mK)^{-1}$
μ = dynamisk viskositet	$kg(ms)^{-1}$
ν = kinematisk viskositet	m^2s^{-1}
ρ = densitet	kgm^{-3}

Nedanstående bokstäver används i förekommande fall som index till en del av ovanstående variabler.

- l: luft
- fv: finvatten(kretsen)
- rv: råvatten(kretsen)
- v: vatten
- 1: inflöde, varmt medium
- 2: utflöde, kallt medium

1. Inledning

1.1 Bakgrund

Tyristorventilen utgör en central komponent i en HVDC-anläggning — High Voltage Direct Current. Kylsystemet i en sådan anläggning är av grundläggande betydelse för tyristorventilens effektkapacitet.

I ett tidigare examensarbete har man tagit fram en termisk modell av tyristorventilens kylsystem vilken har implementerats i form av ett simuleringsprogram. Den termiska modellen utgörs av ett antal seriekopplade termiska enheter.

I programmet saknades emellertid en realistisk modell av sekundärkretsens karakteristik. Det fanns ingen modell för kylarna och rörsystemet. En modell för reglersystemet — fläktreglering och shuntventil — saknades också.

I detta examensarbete har man behandlat s.k. torr kylning i sekundärkretsen. (Med torr kylning menar man att kylvattnet cirkulerar i en sluten krets, d.v.s. vattnet kommer inte i direkt kontakt med den omgivande luften.)

När det gäller våt kylning visar det sig att man genom ASHRAE, *American Society for Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers* kan införskaffa ett simuleringsprogram för denna typ av kylning.

1.2 Uppgift

Uppgiften har bestått i att bygga ut modellen enligt ovan till att omfatta även den sekundära kretsen. Med denna utbyggda simuleringsmodell har sedan två typer av reglersystem studerats.

Dagens reglering m.h.a. shuntventil och fläktstyrning har undersökts och en alternativ reglermekanism med enbart styrda på- och avslag av fläktar i kylarna har studerats ur stabilitetssynpunkt.

1.3 Avsikt

Avsikten med studien har varit att klargöra de reglertekniska effekterna av en övergång från dagens reglermekanism med kombinerad shuntventil och fläktstyrning till reglering med enbart styrning av antalet inkopplade fläktar.

2. HVDC-system

2.1 Inledning

HVDC — som står för High Voltage Direct Current — är en division inom ASEA TRANSMISSION som konstruerar, projekterar och bygger anläggningar för kraftöverföring medelst högspänd likström.

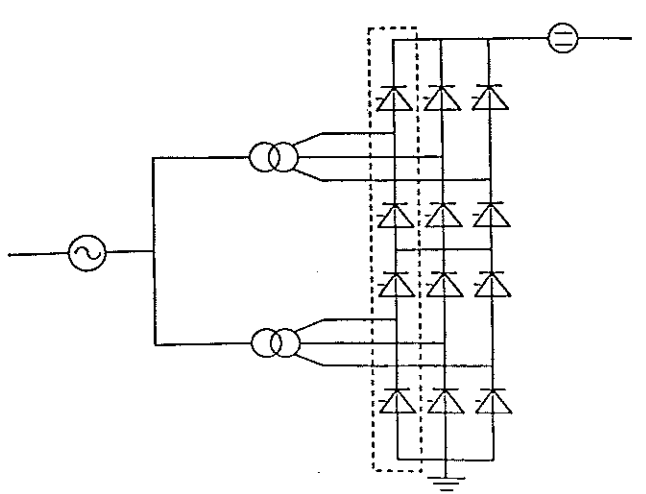
Hjärtat i en sådan anläggning är en s.k. tolvpulsgrupp i vilken konvertering från växelström till likström eller vice versa sker (fig. 2.1). De tyristorventiler som ingår i denna tolvpulsgrupp och i vilka själva konverteringen sker, utvecklar under drift en viss förlusteffekt som leder till en temperaturhöjning i tyristorerna.

Som tidigare antytts är det av yttersta vikt för ventilernas effektkapacitet att denna temperaturhöjning inte blir för stor. Man har därför infört ett kylsystem för reglering av temperaturerna i tyristorventilerna.

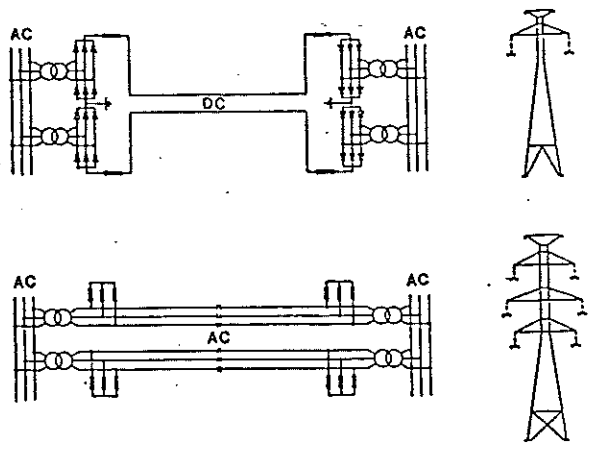
2.2 Kraftöverföring

Fördelen med likströmsöverföring framför konventionell växelströmsöverföring är bl.a. att överföringsförlusterna blir mindre. För likströmsöverföring erhåller man enbart rena motståndsförluster medan man för växelströmsöverföring även har kapacitiva och induktiva förluster. Dessutom har man i vissa anläggningar använt bara en enda ledning eller kabel — jord eller vatten fungerar som återledare — jämfört med de tre ledningar som hade behövts i en motsvarande växelströmsöverföring (fig. 2.2). Speciellt vid kabelöverföring erhåller man mycket stora förluster med växelströmsteknik.

Den stora anläggningskostnaden för en HVDC-anläggning gör dock att det blir lönsamt med HVDC-överföring i st.f. konventionell HVAC-teknik —



Figur 2.1 Tolvpulsgrupp.



Figur 2.2 HVDC- och HVAC-överföring.

High Voltage Alternating Current — först när överföringsavståndet är längre än 600–700 km.

Det är framförallt i följande tre fall som man använder sig av HVDC-teknik framför konventionell HVAC-teknik.

- Långdistansöverföringar. Avstånd längre än 600–700 km.
- Kabelöverföringar. T. ex. vid överföring av elkraft från fastlandet till en ö eller över sund mellan två länder.
- Kortkopplingar, d.v.s då man kopplar ihop två asynkrona nät eller nät med olika frekvens.

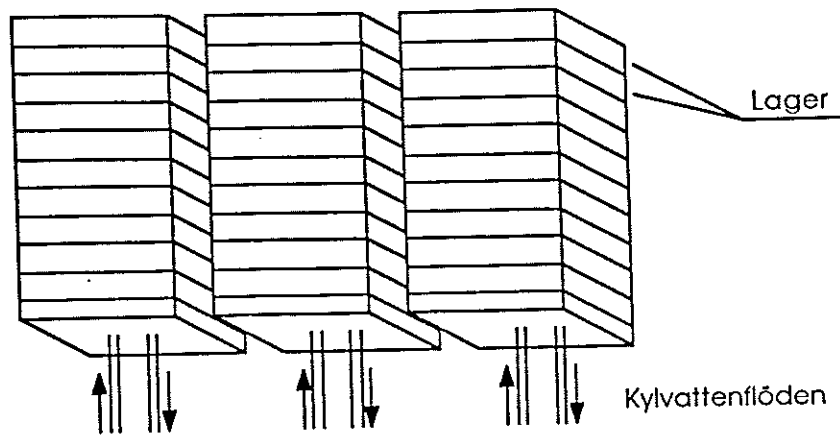
Den teknik man idag arbetar med är den s.k. tyristorventil-tekniken vilken introducerades för första gången 1969. Den ersatte då den äldre jonventil-tekniken.

2.3 Tyristorventilen

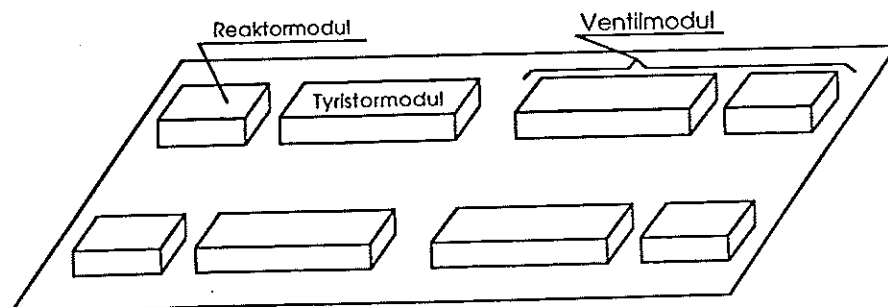
En tolvpulsgrupp är uppbyggd av tolv enkelventiler vilka är uppdelade på tre kvadrupelventiler eller ventilstaplar som de också kallas. Det är dessa tre ventilstaplar man ser i en HVDC-anläggnings ventilhall (fig. 2.3).

Enkelventilerna är i sin tur uppbyggda av ett antal lager där varje lager vanligtvis innehåller tre eller fyra s.k. ventilmoduler (fig. 2.4).

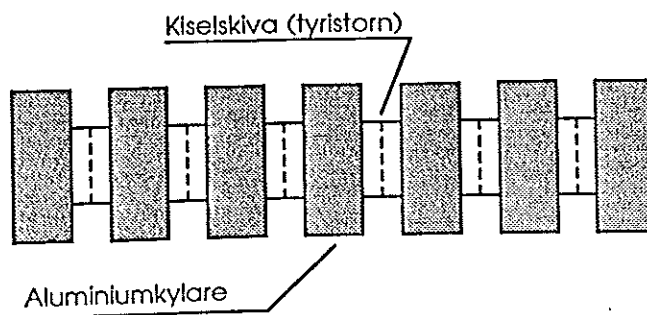
Ventilmodulen är uppdelad i två enheter; en reaktormodul och en tyristormodul i vilken strömkonverteringen sker. En tyristormodul är helt enkelt ett antal seriekopplade kiselplattor — tyristorer — mellan vilka det sitter aluminiumblock (fig. 2.5). Aluminiumblocken fungerar som kylare och man har i dessa borrar hål i vilka kylvattnet cirkulerar. I reaktormodulen undertrycks de strömspikar som erhålles vid tändning och släckning av tyristorerna och man erhåller även i denna en viss effektutveckling. Dock inte tillnärmelsevis så stor som i tyristormodulen.



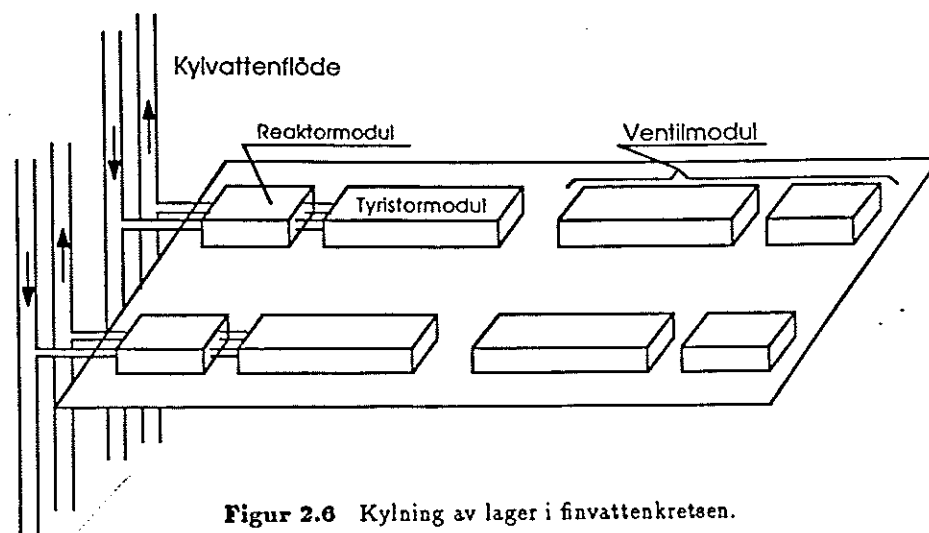
Figur 2.3 Ventilstaplar i en ventilhall.



Figur 2.4 Lager innehållande fyra stycken ventilmoduler.



Figur 2.5 Tyrstormodul.



Figur 2.6 Kylning av lager i finvattenkretsen.

2.4 Kylsystemet

Kylsystemet är uppdelat i två delsystem; en primärkrets — i fortsättningen kallad finvattenkrets eller *Fine Water Circuit* — och en sekundärkrets — i fortsättningen kallad råvattenkrets eller *Raw Water Circuit*.

Med kylsystemet vill man reglera temperaturen i tyristorventilerna så att denna inte överstiger den kritiska temperaturen vid vilken tyristorernas kapacitet avtar.

Istället för att kontinuerligt ha maximal kylning, har man infört ett regler-system som strävar efter att hålla finvattnets medeltemperatur \bar{T}_{fv} konstant. Detta oberoende av yttre störningar som t.ex. variationer i utetemperatur och förlusteffekt.

Genom att ha detta regler-system undviker man stora temperaturvariationer i kretsen vilket kan vara påfrestande för en del i kretsen ingående material. Samtidigt kan man spara in på hjälpkraft — pumpar och fläktar bl.a. — genom att inte kyla i onödan.

Slutligen erbjuds också en viss möjlighet att kontrollera temperaturen i ventilhallen. Temperaturen i ventilhallen ligger vid normal drift någonstans mellan in- och utgående temperatur på kylvattnet till ventilstaplarna. Bli­vir ventilhallstemperaturen för hög kan luftfuktigheten bli så stor att risk för överslag föreligger p.g.a. kondens på kylvattenrören.

Finvattenkretsen

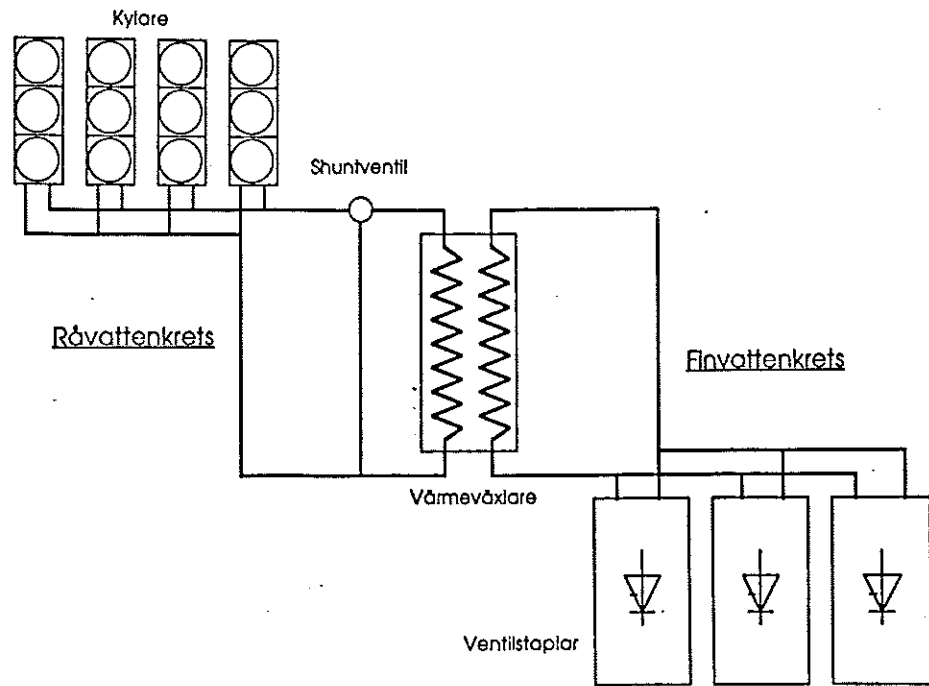
Finvattnet tar hand om överskottsvärmet från tyristorerna. Via värmeväxlaren överförs sedan värmet till råvattenkretsen.

Man behandlar finvattnet kontinuerligt genom att låta en del av flödet passera genom en processdel.

Finvattnet fördelas i ventilstaplarna på ett sådant sätt att varje par av tyristor- och reaktormodul kyls i serie medan ventilmodulerna i varje lager kyls parallellt (fig. 2.6). På så sätt kyler samma finvatten bara en ventilmodul innan det återvänder till värmeväxlaren.

Råvattenkretsen

Råvattenkretsen är precis som finvattenkretsen ett slutet system, d.v.s. vattnet cirkulerar i en sluten krets, där värmet överförs från värmeväxlaren till uteluften via ett antal luftkylda vätskekylare (fig. 2.7). I modellen är det alltså



Figur 2.7 Principskiss över kylsystemet.

denna typ av kylning — torr kylning — som införts. Någon modell för våt kylning finns ej i simuleringsprogrammet.

För att eliminera risken att vattnet i kretsen ska frysa blandar man glykol i vattnet. Eftersom glykol har sämre värmeledningsförmåga än vatten, är råvattenflödet större än motsvarande finvattenflöde.

I den nuvarande råvattenkretsen sitter en shuntventil som reglerar flödet genom kylarna. På så sätt ges en möjlighet att kontinuerligt variera kyleffekten i kretsen och reglersystemet kan korrigera små temperaturskillnader.

3. Termisk modell

3.1 Inledning

Det har i ett tidigare examensarbete tagits fram en modell för finvattenkretsens kylsystem. Modellen för råvattenkretsen bygger på samma grundidéer som för finvattenkretsen. Dessa kommer att presenteras här nedan. För ytterligare information om finvattenkretsen hänvisas till ref. [1].

P.g.a. systemets komplexitet (de många parallellkopplade ventilmodulerna och i dessa ingående effektutvecklande tyristorer) och de långa löptider som är förknippade med systemet har det inte gått att tillämpa en regelrätt regler-teoretisk analys.

Det stora antalet nodpunkter har gjort det svårt att lösa ekvationerna matematiskt. Dock har man för modellbygget hämtat inspiration från diskret reglerteori genom att införa en diskretisering i tid och rum.

3.2 Diskretisering

Modellen för råvattenkretsen är uppbyggd på precis samma sätt som finvattenkretsen, nämligen en diskretisering i tid och rum.

Genom att med modellen efterlikna den fysikaliska verkligheten så långt som möjligt kan man genom simulering studera kylsystemets uppförande i olika situationer. Grundidéerna för modellen är följande:

- Nodpunkter i rummet.
- Tidsstegning.
- Termiska delmodeller för alla i systemet ingående delar.

Nodpunkter

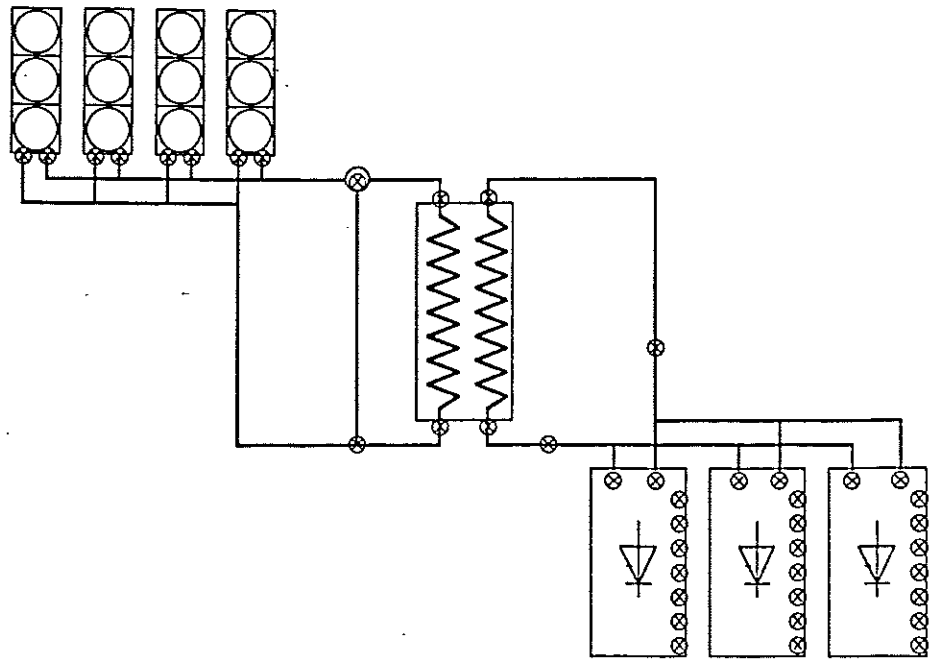
I de delar av kylsystemet där man vill veta temperaturen, har man lagt in nodpunkter (fig. 3.1). Speciellt i ventilstaplarna är nodpunktstätheten stor. Det är ju i dessa som effektutvecklingen sker och här beräknas temperaturtillskottet till vattnet för varje enskild tyristor- och reaktormodul.

Förutom temperaturer beräknas i en del nodpunkter även flöden och flödes-hastigheter.

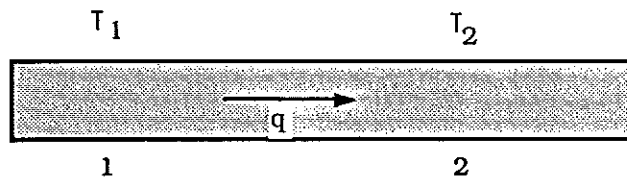
Stegning i tiden

När man inför en diskretisering i tiden gäller det att välja en lämplig steglängd. Steglängden är av avgörande betydelse för algoritmens noggrannhet och snabbhet.

För att göra felet, som införs p.g.a. den diskreta effektutvecklingen i tyristorventilerna, så litet som möjligt har steglängden — den diskreta tidsenheten t_d — valts till att motsvara den tid det tar för vattnet att flöda genom det kortaste avståndet mellan två nodpunkter där diskret effektutveckling föreligger. (Med diskret effektutveckling menas den effekt som utvecklas i en reaktor-



Figur 3.1 Nodpunkter i kylsystemet.



Figur 3.2 Temperaturberäkning.

eller tyristorymodul.) Detta minsta avstånd finns mellan de två nodpunkterna i reaktordelen. Således erhåller man

$$t_d = \frac{V_r}{q_r} \quad (3.1)$$

där V_r är volymen mellan de två nodpunkterna i reaktordelen och q_r volymflödet genom samma del. t_d brukar vanligen bli av storleksordningen 2-4 s.

3.3 Temperaturberäkning

Betrakta fig. 3.2 där flödesriktningen är från 1 till 2. Temperaturen i punkt 2, T_2 vid tiden t bestäms av den temperatur som punkt 1, T_1 hade vid tiden $(t - \Delta t)$ samt eventuell effektutveckling mellan dessa båda punkter. Δt är den tid det tar för vattnet att flöda från punkt 1 till 2.

I det fall då ingen effektutveckling föreligger (transportsträcka) får man således

$$T_2(t) = T_1(t - \Delta t) \quad \Delta t = \frac{V}{q} \quad (3.2)$$

där V är volymen mellan punkt 1 och 2 samt q står för volymflödet däremellan.

Om nu punkt 1 och 2 är två nodpunkter kan man genom ett interpolationsförfarande bestämma temperaturen i punkt 2 med utgångspunkt från tidigare temperaturer i punkt 1. Volym och flöde är kända storheter och tiden det tar för vattnet att flöda från punkt 1 till 2 uttrycks i antal diskreta tidsenheter

$$z = \frac{\Delta t}{t_d} \quad (3.3)$$

Om

$$y = \text{heltalsdelen av } z$$

$$x = \text{decimaldelen av } z$$

erhålles

$$T_2(t_n) = T_1(t_{n-y}) \cdot (1 - x) + T_1(t_{n-y-1}) \cdot x \quad (3.4)$$

I ventilstaplarna har man även en effektutveckling mellan nodpunkterna. Man måste då ta hänsyn till detta. Detta beskrivs i ref. [1].

I värmeväxlaren och i kylarna sker det en värmeöverföring som leder till temperaturändringar. Hur stora dessa blir redovisas i respektive delmodell.

3.4 Beräkning av värmegenomgångskoefficienten

När man skall beräkna hur stor mängd värme som överförs från ett medium till ett annat måste man bl.a. känna till hur stor värmegenomgångskoefficienten k för de båda medierna är. Denna anger hur stor mängd värme som överförs per areaenhet och temperaturskillnad. I allmänhet varierar k längs arean men denna variation är försumbar i denna tillämpning och har ej beaktats.

Kylartillverkare är emellertid obenägna att lämna ut värdet på koefficienten för sina kylare. Däremot lämnar de ut designdata som anger kylkapaciteten P vid givna flöden på luft och vatten samt anger vid vilka temperaturer detta gäller. Av ovan nämnda skäl måste man därför räkna ut ett värde på k .

Ur designdata kan man beräkna produkten kA enligt följande

$$kA = \ln \left(\frac{1 - \frac{P}{\dot{W}_l \theta}}{1 - \frac{P}{\dot{W}_v \theta}} \right) / \left(\frac{1}{\dot{W}_v} - \frac{1}{\dot{W}_l} \right) \quad (3.5)$$

där P är kylkapaciteten för en kylare vid givna intemperaturer och flöden och θ är temperaturskillnaden mellan ingående vatten och luft. \dot{W}_v och \dot{W}_l är värmekapacitetsflödena för vattnet respektive luften.

A är den värmeöverförande arean hos en kylare. Denna sättes lika med ett (enhetsarea).

Uttrycket för k ser ut enligt följande

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_l} \quad (3.6)$$

där α är värmeövergångskoefficienten för vatten resp. luft, λ är värmeledningstalet och b står för en karakteristisk dimension (i det här fallet tjockleken hos materialet med värmeledningstalet λ). b är litet och λ stort så den mellersta termen i högra ledet i ekv. 3.6 försummas.

α :s beroende är ej helt trivialt. Genom dimensionsanalys kan man komma fram till ett samband av typen

$$Nu = f(Re, Pr, \frac{L}{d})$$

där det för flöde genom rör (cirkulärt tvärsnitt — tunn vägg) gäller

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha d}{\lambda} & \text{nusselttal} & & d &= \text{karak. diameter} \\ Re &= \frac{vd}{\nu} & \text{reynoldstal} & & v &= \text{flödeshastighet} \\ & & & & d &= \text{rördiameter} \\ & & & & \nu &= \text{kinematisk viskositet} \\ Pr &= \frac{c_p \mu}{\lambda} & \text{prandtltal} & & c_p &= \text{värmekapacitivet} \\ & & & & \mu &= \text{dynamisk viskositet} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Vid turbulent flöde ($Re > 10000$) gäller följande empiriska samband

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left| 1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{0,7} \right| \Phi_v \quad (3.8)$$

Det visar sig emellertid att flödeshastigheten v är den enda "ingenjörsmässigt" intressanta variabeln i denna approximation. De andra variablerna har en mycket liten inverkan och tar delvis ut varandra. Således

$$\alpha \sim v^{0,8}$$

Genom att kombinera ovanstående med ekv. 3.6 erhåller man

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_v v_v^{0,8}} + \frac{1}{k_l v_l^{0,8}}$$

vilket är det samma som

$$k = \frac{k_v k_l (v_v v_l)^{0,8}}{k_v v_v^{0,8} + k_l v_l^{0,8}} \quad (3.9)$$

där k_v och k_l är två konstanter som införts. Ur designdata för två olika fall ($\Rightarrow (kA)_1$ och $(kA)_2$ och som erhålles ur ekv. (3.5)) kan man således bestämma de båda konstanterna k_v och k_l enligt

$$\begin{aligned} k_v &= \frac{\frac{C}{v_{v1}^{0,8}} - \frac{1}{v_{v2}^{0,8}}}{\frac{C}{k_1} - \frac{1}{k_2}} & C &= \left(\frac{v_{l1}}{v_{l2}} \right)^{0,8} \\ k_l &= \frac{k_1 \left(\left(\frac{v_{v1}}{v_{v2}} \right)^{0,8} - \left(\frac{v_{l1}}{v_{l2}} \right)^{0,8} \right)}{v_{l1}^{0,8} \left(\left(\frac{v_{v1}}{v_{v2}} \right)^{0,8} - \frac{k_1}{k_2} \right)} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Här motsvarar indexen fall 1 resp. 2. För k_1 och k_2 som erhållits ur de två fallen gäller följande

$$k_1 = (kA)_1$$

$$k_2 = (kA)_2$$

Då k_v och k_l beräknats kan man beräkna k (eg. kA) för godtyckliga flöden så länge dessa är turbolenta. De två olika fallen man använder för att beräkna $(kA)_1$ och $(kA)_2$ är följande:

1. Full fart på råvattnet, alla fläktar igång.
2. Full fart på råvattnet, inga fläktar igång.

Fall 1 är det designfall där använda data är de som erhålles från kylartillverkarna. För fall 2 måste man själv uppskatta hur stor kyleffekten P blir. Ett vanligt värde är ca 5 – 10% av den kyleffekt man har i fall 1. Självdraget genom kylarna är då av storleksordningen 0,1 m/s.

4. Approximationer

4.1 Vattenflödet

Flödesdelning

I modellen antas att vattenflödet fördelas lika mellan de olika kylarna. Felet som introduceras antages vara av ringa art.

Flödesändring

I verkligheten när en ändring av shuntventilens läge görs, kommer ventilen att öppna eller stänga sig under en tid som är proportionell mot en temperaturdifferens. Det innebär att man får en gradvis förändring av flödet i råvattenkretsen under någon eller några sekunder.

I modellen däremot sker förändringen instantant, d.v.s. vid en reglering av shuntläget kommer det nya läget att vara uppnått vid efterföljande loop.

Även när det gäller övergång från halvfart till helfart eller vice versa hos råvattenpumparna (flödet) sker ändringen från en loop i programmet till en annan. Detta torde stämma bra överens med verkligheten.

4.2 Värmeutbyte

Värmeutbytet mellan rör och omgivning har försumrats. Det enda värmeutbytet av betydelse antas ske i värmeväxlaren och kylarna.

För finvattenkretsen gäller att man förutom värmeutbytet i ventilstaplarna, även tagit i beräkning konvektions- och strålningsutbyte mellan luften och aluminiumkylarna, medan man liksom för råvattenkretsen har försummat värmeutbytet mellan rörsystem och omgivande luft.

4.3 Beräkning av luftens och råvattnets medelflöden och medelhastigheter

I modellen behöver man beräkna medelvärdet av luftens och råvattnets flöden och flödes hastigheter genom resp. kylare. Det tillvägagångssätt som då användes redovisas här nedan.

Råvattnet

Först beräknas det hur lång tid z det tagit för den aktuella volymen — i det här fallet volymen i en kylare — att passera genom kylaren (t.ex. $z = 4,35t_d$ — jmf. ekv. 3.3). Eftersom man i ett antal nodpunkter känner råvattnets tidigare flöden och flödes hastigheter (samt temperaturer) vid varje diskret tidsenhet t_d (lagring av gamla tillstånd) kan man beräkna den aktuella vattenvolymens medelflöde och hastighet. Då ju z oftast är decimalt går man tillbaka tiden t_i vid beräkningen av medelvärdena. För tiden t_i gäller att

$$t_{ii} = \text{INT}(z) + 1 \quad (4.1)$$

där $\text{INT}(z)$ står för heltalsvärdet av z . I programmet betecknas t_{ii} med i . Medelvärde för flödet kommer således att beräknas enligt

$$\bar{q}(t_n) = \frac{1}{t_{ii}} \sum_{i=1}^{t_{ii}} q(t_{n-i+1}) \quad (4.2)$$

Luften

Precis som för vattnet har man för luften lagrat gamla tillstånd. Tillstånden i detta fallet utgörs av hur många fläktar som varit inkopplade i resp. kylare. Dessutom vet man hur stort flöde man erhåller då en fläkt är igång samt vid självdrag (fläkten avstängd). Genom att summera flödena i resp. kylare från tiden $t_n - t_{ii}$ t.o.m. t_n kan ett medelflöde (och hastighet) beräknas för varje enskild kylare.

Självdrag. Självdraget genom kylarna antas approximativt vara konstant. Detta är inte helt sant eftersom ju självdraget beror på densitetsvariationer orsakade av temperaturskillnader mellan olika luftskikt.

Storleken på självdraget som använts i denna modell är 0,1 m/s.

4.4 Turbulent och laminärt flöde

I det fall då en shuntventil ingår i reglerkretsen kommer den ibland att stå i ett sådant läge att endast ett mindre flöde passerar genom kylarna. Flödet genom kylrören i kylarna kommer då att vara så lågt, att man i dessa erhåller ett laminärt flöde.

Ekvation (3.8) kommer då ej att gälla. Istället visar det sig att man kan lösa värmeledningsproblemet analytiskt, och man erhåller följande värde på Nusselts tal

$$Nu = 3,66 \quad (4.1)$$

Men eftersom det enligt ekv. (3.7) gäller att

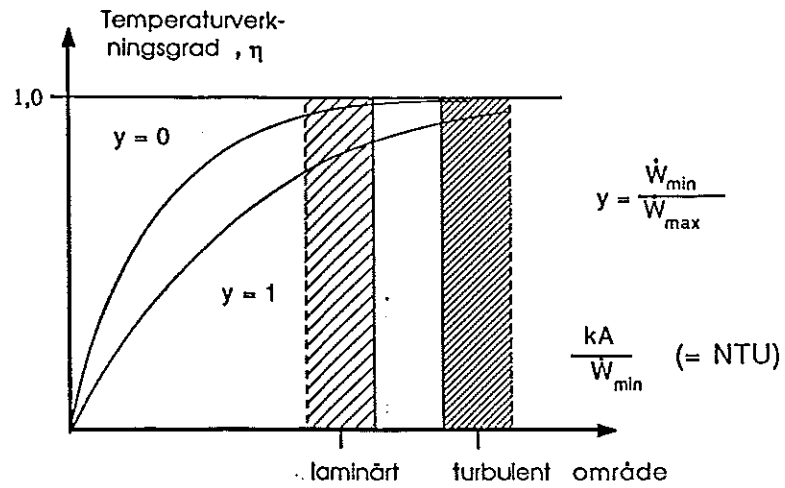
$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$$

erhålles för värmeöverföringskoefficienten α

$$\alpha = 3,66 \cdot \frac{\lambda}{d} \Rightarrow \alpha = \text{konstant}$$

om λ är konstant (d är en karakteristisk dimension). Detta leder till att värmeomgångskoefficienten k blir konstant, oberoende av flödet.

I modellen har det inte tagits hänsyn till att man ibland får laminärt flöde. Ett av skälen till detta är att temperaturverkningsgraden η för en kylare med laminärt flöde inte skiljer sig nämnvärt från en kylare med turbulent flöde



Figur 4.1 Temperaturverkningsgraden η för en värmeväxlare

(se fig. 4.1). Värdet på denna ligger något under ett för både turbulent och laminärt flöde.

En jämförelse av storleken för värmeöverföringskoefficienterna vid turbulent och laminärt flöde.

Turbulent flöde	$\alpha = 50-100$	W/m^2K
Laminärt flöde	$\alpha = 4-5$	W/m^2K

5. Delmodeller

5.1 Värmeväxlare

Värmeväxlaren som används i kylsystemet är en motströms plattvärmeväxlare. I en sådan erhålls idealt en uttemperatur på den varma sidan (finvattensidan) som är lika låg som intemperaturen på den kalla sidan (råvattensidan). I praktiken blir det dock en temperaturdifferens $\Delta\theta$ på några grader.

För en motströmsvärmeväxlare kan man ställa upp samband enligt nedan (jmf. bilaga 8.1).

Låt index 1 stå för inflöde och 2 för utflöde. Vidare låt fv stå för finvatten och rv för råvatten.

Värmekapacitetsflödena \dot{W} är kända

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p = \rho \cdot q \cdot c_p \quad (5.1)$$

Likaså är intemperaturerna, T_{fv1} och T_{rv1} , kända. θ är skillnadstemperaturen.

$$\theta = T_{fv1} - T_{rv1} \quad (5.2)$$

Genom att införa temperaturverkningsgraderna

$$\begin{aligned} \eta_{fv} &= \frac{\Delta_{fv}}{\theta} \\ \eta_{rv} &= \frac{\Delta_{rv}}{\theta} \end{aligned} \quad (5.3)$$

kan man beräkna hur stora temperaturdifferenserna blir i finvattenkretsen, Δ_{fv} resp. råvattenkretsen, Δ_{rv} . Temperaturverkningsgraderna kan nämligen också erhållas ur uttrycken

$$\begin{aligned} \eta_{fv} &= \frac{1 - e^{-\beta}}{1 - ye^{-\beta}} \\ \eta_{rv} &= y \cdot \eta_{fv} \end{aligned} \quad (5.4)$$

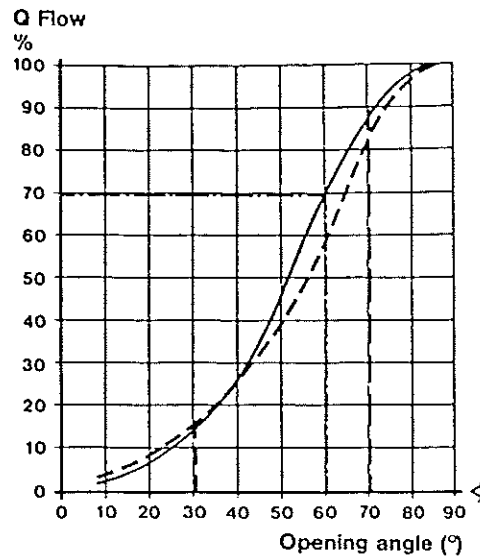
där β och y fås ur

$$\begin{aligned} \beta &= kA \left(\frac{1}{\dot{W}_{fv}} - \frac{1}{\dot{W}_{rv}} \right) \\ y &= \frac{\dot{W}_{fv}}{\dot{W}_{rv}} \end{aligned} \quad (5.5)$$

Uttemperaturerna beräknas med följande uttryck

$$T_{fv2}(t) = T_{fv1}(t - \Delta t) - \Delta_{fv} = T_{fv1}(t - \Delta t) - \eta_{fv}\theta \quad (5.6)$$

$$T_{rv2}(t) = T_{rv1}(t - \Delta t) + \Delta_{rv} = T_{rv1}(t - \Delta t) + \eta_{rv}\theta \quad (5.7)$$



Figur 5.1 Flödet som funktion av öppningsvinkeln i en shuntventil.

och den överförda effekten blir

$$P = \dot{W}_{fv} \cdot \Delta_{fv} = \dot{W}_{rv} \cdot \Delta_{rv} \quad (5.8)$$

5.2 Shuntventil

I det befintliga reglersystemet ingår det en shuntventil som reglerar flödet in till kylarna. Tanken med shuntventilen är att man vill kunna finreglera temperaturen i finvattenkretsen genom att den möjliggör små ändringar av flödet genom kylarna.

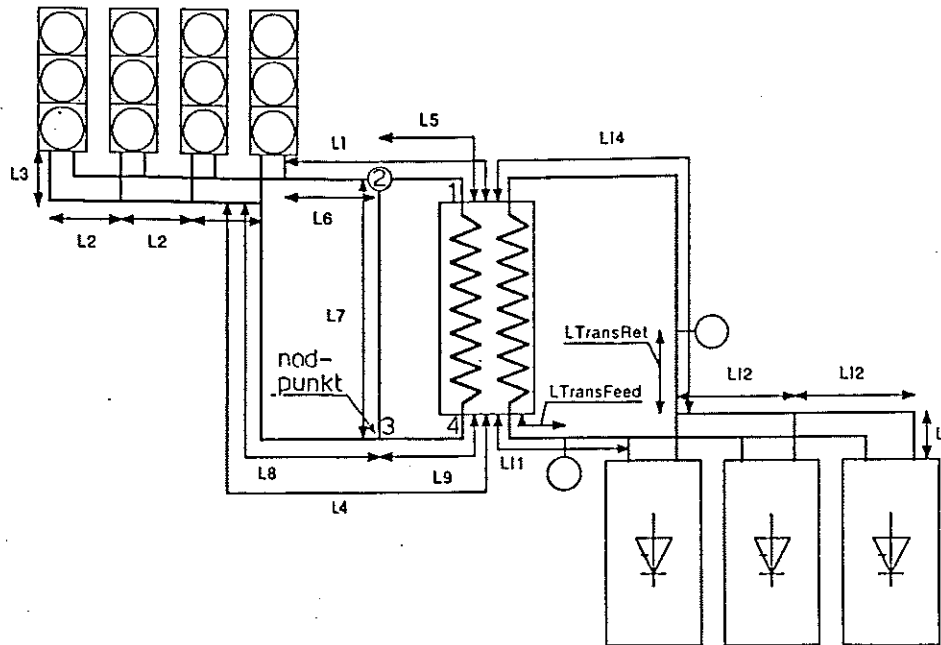
En shuntventils karakteristika framgår av figur 5.1. Den visar hur stort flödet genom en ventil blir som funktion av öppningsvinkeln. I modellen har införts ett fjärdegradspolynom, som approximerar denna typ av kurva. Vidare har det införts en begränsning så tillvida att shuntventilen endast kan inta ett läge mellan $[0,03 \dots 0,97]$ istället för normala $[0,0 \dots 1,0]$. Detta har gjorts för att begränsa antalet kolonner som krävs i tillståndsmatriserna och beräkningstiden för programmet.

5.3 Kylare

Kylarna i modellen är av typen torra luftkylda vätskekylare. Det innebär att råvattnet och luften inte kommer i kontakt med varandra till skillnad mot vad som är fallet för våt kylning.

Vattnet delas i kylaren upp i ett antal mindre rör på vilka det sitter kylflänsar. Detta för att förstora den värmeavgivande ytan och ytterligare öka luftens turbulens. Kylflänsarna bildar tillsammans ett s.k. batteripaket genom vilket luft blåses med hjälp av en eller flera fläktar.

I modellen har kylarna approximativt antagits uppföra sig som motströms värmeväxlare. Beräkningar för en sådan värmeväxlare har presenterats i delavsnitt 5.1. I detta fallet utgörs den ena fluiden av råvattnet och den andra av luft, som fungerar som kylmedium.



Figur 5.2 Rörsystemet i kylsystemet — shuntventil.

Beräkning av temperaturer in till kylarna

Betrakta figur 5.2 som gäller då man har en shuntventil i reglerkretsen. I det generella fallet har man N st kylare. För att beräkna intertemperaturen till varje kylare går man tillväga enligt resonemanget som följer.

Tiden det tar för råvattnet att flöda från värmeväxlaren fram till kylarna bestäms av uttrycken nedan. För den första kylaren får man

$$z_1 = \frac{1}{t_d} \cdot \left(\frac{V_5}{q_{rv}} + \frac{V_6}{(1-\delta)q_{rv}} + \frac{V_3}{(1-\delta)q_{rv}N} \right) \quad (5.9)$$

Här är z_1 tiden uttryckt i antal diskreta tidsenheter t_d , q_{rv} råvattenflödet, V_{index} volymen i resp. del enligt figur 5.2 och δ en faktor mellan 0 och 1 som anger i vilket läge shuntventilen står. I själva verket är faktorn δ begränsad till att ligga i intervallet 0,03 – 0,97, vilket påpekades i föregående avsnitt.

För kylare nr n ($n \geq 2$) får man till z_1 addera tiden

$$z_n = \frac{1}{t_d} \cdot \frac{V_2}{(1-\delta)q_{rv}N} \sum_{i=2}^n (N-i+1) \quad (5.10)$$

För att beräkna temperaturen i t.ex. kylare 3 beräknar man ett

$$z = z_{tot} = z_1 + z_3$$

Om T_{vvx} är temperaturen ut från värmeväxlaren på råvattensidan och T_{k_3} är temperaturen in till kylaren så får man enligt resonemanget i delavsnitt 3.3

$$T_{k_3}(t_n) = T_{vvx}(t_{n-y}) \cdot (1-x) + T_{vvx}(t_{n-y-1}) \cdot x \quad (5.11)$$

där det gäller att

$$y = \text{heltalsdelen av } z$$

$$x = \text{decimaldelen av } z$$

På motsvarande sätt beräknas temperaturen in till kylarna i det fall då man inte har någon shuntventil. Det hela blir lite enklare då man inte behöver ta hänsyn till någon faktor $(1-\delta)$ som ju shunten ger upphov till.

Densitets- och värmekapacitetsberäkning för råvattnet och luften

Densitet ρ och specifik värmekapacitet c_p varierar med temperaturen. Detta har beaktats i modellen såtillvida att man kontinuerligt (för varje loop) beräknar nya värden för dessa storheter. Deras värde beräknas med utgångspunkt från ett medelvärde av aktuell och föregående intemperatur till kylaren.

Vid beräkningen utnyttjar man empiriska data som approximerats till linjära samband.

Beräkning av temperaturer ut från kylarna

Vid beräkning av uttemperatur från en kylare utnyttjar man de formler som gäller för en motströms värmeväxlare.

Det kommer emellertid att uppträda en smärre komplikation så tillvida att man inte har ett konstant flöde genom kylarna. Man får därför räkna ut ett slags medelflöde för den aktuella råvatten- och luftmängd som passerar kylarna.

Detta görs på så sätt att man först bestämmer den tid det tagit för råvattnet (med givna flöden) att passera genom en kylare. Tiden för detta uttrycks i antal diskreta tidsenheter z , t.ex. $z = 23,345t_d$.

Av detta bildar man sedan ett heltal av storleken

$$ii = \text{INT}(z) + 1 \quad (5.12)$$

som bestämmer hur många diskreta tidsperioder (kolonner i tillståndsmatriserna) bak i tiden man skall ta med vid medelvärdesberäkningen. Detta har tagits upp i delavsnitt 4.3.

Enligt exemplet ovan använder man sig av de 24 senaste värdena för beräkning av flödets och flödes hastighetens medelvärden både vad det gäller luft och vatten.

Medeltemperaturen i detta intervall $[T(t_{n-ii}) - T(t_{n-1})]$ (egentligen intervallets medianvärde) används vid beräkningen av densiteter och värmekapaciteter enligt ovan.

Beräkning av temperatur in till värmeväxlaren

Betrakta återigen figur 5.2. Vid beräkningen av temperaturen in till värmeväxlaren går man tillväga på följande sätt:

Först beräknas temperaturen i nodpunkt 3 enl. figuren. Detta görs i två steg. I första steget beräknar man temperaturen som råvattnet ut från kylarna ger upphov till

På samma sätt som ovan beräknar man först hur lång tid det tar för råvattnet att flöda från respektive kylare till nodpunkt 3. För den första kylaren är denna tid z_1

$$z_1 = \frac{1}{t_d} \cdot \left(\frac{V_3}{(1-\delta)q_{rw}N} + \frac{V_3}{(1-\delta)q_{rw}} \right) \quad (5.13)$$

och för kylare n får man lägga till tiden z_n enligt ekv. (5.10) ovan.

$$z = z_{\text{tot}} = z_1 + z_n \quad 2 \leq n \leq N \quad (5.14)$$

Med dessa tider kända beräknar man sedan de uttemperaturer som resp. kylare ger upphov till. Bidraget till den totala temperaturen från kylarna i nodpunkt 3 erhålles sedan som

$$T_{\text{kylardel}} = \frac{(1 - \delta)}{N} \sum_{i=1}^N T_{\text{kylare}_i} \quad (5.15)$$

Till detta adderas temperaturbidraget från den del som kommer från shuntventilen via rörledningen från shuntventilen till knutpunkten i nodpunkt 3 (rördel 7). Dess bidrag blir

$$T_{\text{shunt}} = \delta \cdot T_{\text{shunt}} \quad (5.16)$$

där T_{shunt} är temperaturen i nodpunkt 2 och som beräknats på vanligt sätt enligt ekv. 3.4.

Temperaturen in till värmeväxlaren (nodpunkt 4) är sedan en rättfram beräkning.

5.4 Reglering

En presentation av den befintliga regulatoren och ett förslag på en alternativ reglering kommer att ges här.

Befintlig reglering

Den aktuella reglerprincipen då denna studie gjordes, innefattar dels en reglering med hjälp av en shuntventil som reglerar råvattenflödet in till kylarna och dels en reglering av antalet inkopplade fläktar.

Nedan följer en schematisk åskådliggöring av de idéer som dessa båda reglermetoder bygger på.

Shuntreglering När det gäller shuntregleringen får man kontinuerligt — vid varje klockpuls — in signaler från temperaturgivarna i finvattenkretsen ur vilka medeltemperaturen \bar{T}_{fv} beräknas. Om denna avviker uppåt eller nedåt från ett givet referensvärde kommer shuntventilen att stängas eller öppnas under en tid, t_2 som är proportionell mot avvikelsen.

Efter en ändring av shuntventilens läge kommer reglerystemet att vänta en viss tid, t_3 innan en ny kontroll av \bar{T}_{fv} -signalen görs. Därefter kommer man återigen att testa \bar{T}_{fv} vid varje klockpuls tills en ny inställning av shuntventilen gjorts.

Fläktreglering På samma sätt som vid shuntregleringen kommer man att vid varje klockpuls ta in en signal som anger hur stor temperaturavvikelsen mellan referenstemperatur och verklig temperatur blir.

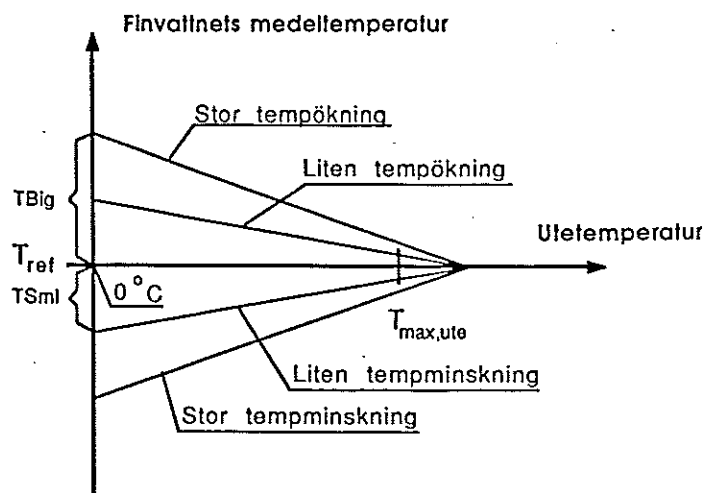
$$T_{\text{diff}} = \bar{T}_{fv} - T_{\text{ref}} \quad (5.17)$$

En fläkt startas om minst ett av följande villkor är uppfyllda.

1. Liten temperaturökning ($> 0,5^\circ\text{C}$) och shuntventilen i stängt läge.
2. Stor temperaturökning ($> 2,0^\circ\text{C}$).

När en fläkt satts igång väntar reglerystemet en viss tid t_1 innan det på nytt kan reglera fläktantalet.

Om man däremot har en stor temperaturminskning ($> 2,0^\circ\text{C}$) kommer istället en fläkt att stängas av. Detta sker också om summan av shuntläget $[0 \dots 1]$ och utetemperatur ($-40 - +60^\circ\text{C} \rightarrow [0 \dots 1]$) överstiger värdet 1. Shuntventilen kan då möta den temperaturökning som ett bortfall av en fläkt innebär.



Figur 5.3 Variabla referenstemperaturer. Referenstemperaturerna ändrar sig linjärt som funktion av utetemperatur.

Alternativ reglering

Den alternativa regleringen innebär att man slopar shuntventilen. Istället kontrollerar man temperaturen i kretsen genom att enbart starta och stänga av fläktar. Dessutom har man en parameter till att spela med, nämligen hel- och halvfart på råvattnet. Denna möjlighet är egentligen till för att spara hjälpkraft (pumpar och dyl.) men kan alltså utnyttjas vid regleringen.

Eftersom man inte har någon shuntventil som kan möta ett fläktstegs inverkan eller små temperaturförändringar har man i denna regulator referenstemperaturer som varierar med utetemperatur. Både för stor och liten temperaturökning resp. temperaturminskning. En fläkts kylkapacitet ökar ju lägre utetemperaturen är. Gränserna för temperaturändringarna ändrar sig linjärt med utetemperatur enligt figur 5.3.

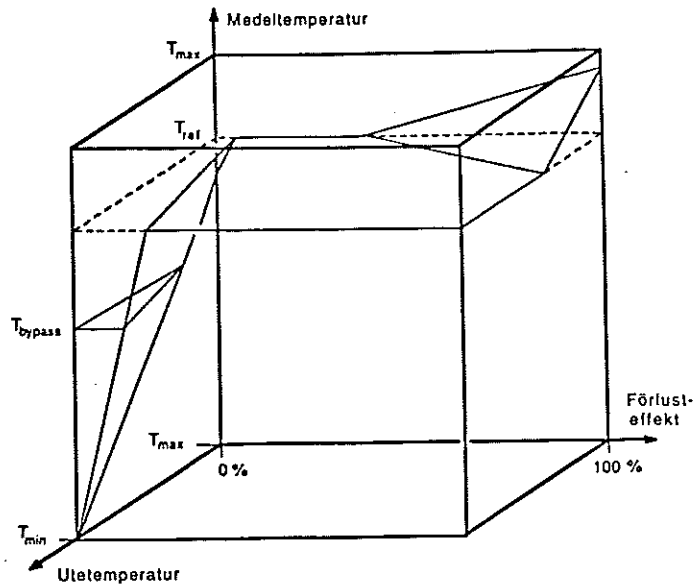
När typen av temperaturändring fastställts — 'BigTmpIcr', 'SmlTmpIcr', 'BigTmpDcr' eller 'SmlTmpDcr' (Big Temperature Increase o.s.v) — kommer lämpligt antal fläktar att kopplas in eller stängas av. Lämpligt antal fläktar för de olika fallen anges som inparametrar — 'Pm1', 'Pm2' ... 'Pm12'.

Utifrån data på förlusteffekter och kylkapaciteter vid olika betingelser, har det 3 - dimensionella diagrammet i figur 5.4 tagits fram. Det visar principiellt vad man kommer att få för medeltemperatur i kylsystemet som funktion av utetemperatur och last (förlusteffekt) i systemet.

Med den alternativa regleringen kommer man teoretiskt för de flesta fall, att hitta en stabil punkt kring referenstemperaturen T_{ref} . Man kommer naturligtvis inte att pricka T_{ref} exakt, eftersom endast diskreta nivåer kommer i fråga (antal fläktar samt hel- och halvfart på råvattenflödet). Platån kring T_{ref} kommer därför att ha en tjocklek på $\pm 2^\circ\text{C}$ kring T_{ref} .

Då utetemperaturen och lasten i systemet är stora, klarar inte kylsystemet av att hålla den önskade referenstemperaturen. Medeltemperaturen kommer dock att ligga under den designade maxtemperaturen.

På liknande sätt får man att medeltemperaturen vid låga utetemperaturer och laster, kommer att ligga under T_{ref} trots att man har alla fläktar avstängda och har halvt flöde. Då medeltemperaturen sjunker under T_{bypass} (10°C) låter man en bypassventil shunta råvattnet förbi kylarna.



Figur 5.4 Finvattnets medeltemperatur som funktion av last och utetemperatur — alternativ reglering.

5.5 Förenklad finvattenkrets

Vid simuleringar då utetemperaturen varieras och förlusteffekten är konstant används en betydligt enklare modell för finvattenkretsen. Den är i princip uppbyggd på samma sätt som den ursprungliga modellen. Den enda väsentliga skillnaden ligger i beräkningen av den temperaturhöjning som effektutvecklingen ger upphov till.

Istället för att beräkna hur stor temperaturhöjning man får på finvattnet i varje reaktor och tyristor, och som sedan adderas ihop, anger man som inparameter hur stor temperaturökning man har i de tre ventilstaplarna. Det gäller nämligen att temperaturökningen ΔT vid konstant flöde blir

$$\Delta T = \frac{P_l}{\dot{m}c_p} \quad (5.18)$$

där P_l står för förlusteffekten hos tyristorventilerna. Denna temperaturhöjning återfinnes sedan vid utgången hos resp. ventilstapel efter en viss tidsförskjutning τ som även den anges som inparameter.

5.6 Temperaturgivare

I systemet ingår två stycken temperaturgivare. Dessa sitter i finvattenkretsen efter värmeväxlaren och de tre ventilstaplarna. Med hjälp av dessa beräknas en medelvattentemperatur på finvattnet \bar{T}_{IV} som sedan i regleringen jämförs med en referenstemperatur.

Temperaturgivaren antas uppföra sig som ett första ordningens system

$$y(t) = K \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right)$$

och vid stegformig förändring, kan man för givarens visade temperatur ställa upp följande samband

$$T_{\text{givare}}(t_n) = T_{\text{givare}}(t_{n-1}) + (T_{\text{verklig}}(t_n) - T_{\text{givare}}(t_{n-1})) \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}}\right) \quad (5.19)$$

där τ är givarens tidskonstant (≈ 8 s).

5.7 Modellens giltighet

Hur bra är då denna modell av kylsystemet? När det gäller simuleringar av finvattenkretsen har det visat sig, att resultaten där stämmer mycket bra överens med de teoretiska beräkningar man gjort för en del enklare fall.

För råvattenkretsen har inga sådana beräkningar gjorts utan tanken var den att jämföra resultaten från simuleringarna med verkliga data från HVDC-stationer i drift. Det har emellertid inte gått att få fram sådana relevanta data från de projekt som studerats. För det ena naturligt nog p.g.a. att det ännu ej är färdigt.

Modellen för råvattenkretsen har granskats av expertis, som funnit att approximationen vara fullt tillräcklig för tillämpningen.

Rimligheten i resultaten har också granskats och jämförts med de resultat man får då enbart finvattenkretsen används.

6. Utförande och resultat

6.1 Inledning

Uppgiften har gått ut på att studera vad som händer med temperaturerna i kylsystemet och tyristorerna vid olika driftsfall. Man vill se om reglersystemet, både det befintliga och det alternativa, klarar av att hålla en konstant medelvattentemperatur i finvattenkretsen trots låga laster och temperaturer eller variationer i last eller utetemperatur.

Simuleringar har gjorts för två olika projekt. Det första är *Highgate* som är ett avslutat projekt och det andra är *Konti-Skan* där anläggningen ännu ej är klar.

De inparametrar som gäller för shuntregleringen är i båda fallen, med vissa undantag, de som sattes då Highgateanläggningen kördes igång. Vad gäller parametrarna för den alternativa regleringen har man ansatt en uppsättning, som är något av en gissning. Denna uppsättning är den samma för både Highgate och Konti-Skan.

I de fall då ett s.k. stationärt utgångstillstånd ej uppnåtts har inga parameterändringar gjorts utan resultatet av simuleringen har bara konstaterats. 'Intrimning' av regulatorparametrarna för simuleringsprogrammet har ej gjorts utan detta har lämnats därhän. Det får bli ett arbete i sig.

Programmet arbetar på så sätt att det utifrån indata (starttemp. m.m.) beräknar ett slags stationärt utgångstillstånd. Om detta stationära tillstånd uppnås läggs de olika last- eller temperaturvariationerna på. Detta innebär att man i inledningsskedet har temperaturer i systemet, som ej är överensstämmande med verkligheten (se bil. 8.4).

6.2 Typ av simuleringsfall som studerats

Det är följande fyra fall man har haft för avsikt att studera, både vad gäller den befintliga och alternativa regleringen.

Fall 1. Utetemp: + 35°C	Last: 10 - 100% (300-sek ramp)
Fall 2. Utetemp: - 20°C	Last: 10 - 100% (300-sek ramp)
Fall 3. Utetemp: + 15°C	Last: 100% (konstant)
Fall 4. Utetemp: - 10 - + 10°C	Last: 100% (konstant)

För fall 2 och 4 uppnås inget stationärt utgångstillstånd och således kommer varken last- eller temperaturrampen att simuleras.

6.3 Projekt — Highgate

Det första projektet som studerats är en anläggning i Kanada. Vid full drift överför den en effekt på 200 MW. I bilaga 8.3 finns indata för projektet, och simuleringsresultaten i diagramform visas i bilaga 8.4.

Referenstemperaturen, d.v.s. den medeltemperatur man försöker hålla i finvattenkretsen, är 30°C och t_d blir 3,68 s.

Det har tyvärr ej varit möjligt att jämföra resultaten från simuleringarna med verkliga data eftersom sådana inte funnits tillgängliga.

Resultat från simuleringarna

Fall 1, shunt Stationärt utgångstillstånd uppnås och temperaturen i tyristorerna (kristalltemperaturen) blir maximalt ca 81°C. Efter det att rampen upphört ökar kristalltemperaturen T_k med ca 3°C.

Fall 1, ej shunt Samma resultat som för shunt erhålles.

Fall 2, shunt Stationärt utgångstillstånd uppnås ej utan vid denna låga temperatur och last erhålls med givna indata svängningar. Amplituden för dessa är drygt 2°C och periodtiden nästan 7 min.

Shunten slår i taket (0,97) vid ett antal tillfällen. Därför erhålls en mindre brant positiv lutning jämfört med den negativa lutningen i temp.kurvorna.

Fall 2, ej shunt Ej heller i detta fall uppnås stationärt utgångstillstånd. Betraktar man kurvan ser man att den är på väg upp mot något som kan vara ett stationärt läge. Simuleringstiden är emellertid för kort för att säga något bestämt om detta.

Flödet genom råvattenkretsen är halvfart. Detta innebär att man har en viss, ej helt liten, kylning i systemet. I verkligheten, men ej i modellen, finns en bypassventil som vid låga temperaturer leder vattnet förbi kylarna. Om denna funnits i simuleringsprogrammet hade man säkerligen nått upp till referenstemperaturen snabbare.

Fall 3, shunt I detta fall uppnås stationärt utgångstillstånd. Temperaturerna tycks sedan ligga kvar på denna temperaturnivå utan att självsvängningar uppstår. Finvattnets medeltemperatur \bar{T} blir 29,9°C vilket är mycket nära T_{ref} . T_k blir drygt 63°C.

I kurvorna som visar temperaturerna syns ibland en del 'hackigheter' eller trappstegsliknande svängningar. Dessa uppstår p.g.a. en egenhet i modellen. Då shuntläget t.ex. ökar, d.v.s. mindre vatten till kylarna, kommer man att använda temperaturer som ligger något längre tillbaka i tiden än i föregående beräkning.

Fall 3, ej shunt Precis som i föregående fall uppnås ett stationärt utgångstillstånd. Temperaturerna i kylsystemet tycks sedan ligga kvar på denna nivå under resten av simuleringen. Antydningar till en något liten temperatursänkning finns dock.

\bar{T} blir knappt 28°C vilket är ett par grader lägre än referenstemperaturen. Anledningen till detta är att systemet med givna parametrar och gränser hittat ett jämviktstillstånd vid denna temperaturnivå. T_k blir då på motsvarande sätt ca två grader lägre, d.v.s. drygt 61°C, än i fallet då shuntventil användes.

Fall 4, shunt Vid en utetemperatur på -10°C och en pålagd last motsvarande maximal effekt uppnås inget stationärt utgångstillstånd med givna reglerparametrar. Detta innebär att temperaturrampen inte har simulerats.

Amplituden hos svängningarna är av storleksordningen 4°C och periodtiden ca 6 min, vilket är något längre än den tid det tar för vattnet att cirkulera ett varv i finvattenkretsen.

Fall 4, ej shunt Ej heller i detta fall uppnås något stationärt utgångstillstånd. Svängningarna i detta fall blir emellertid häftigare och amplituden blir ca tre ggr större än i föregående fall. Periodtiden blir av storleksordningen 8 – 9 min.

6.4 Projekt – Konti-Skan

Det andra projektet som studerats är en anläggning som kommer att överföra effekt mellan det svenska fastlandet och Jylland i Danmark. I själva verket rör det sig om en utbyggnad av en redan existerande förbindelse. Den reglering man här kommer att använda är shuntreglering kombinerat med fläktstyrning, precis vad som är fallet för Highgate.

Referenstemperaturen är $+35^{\circ}\text{C}$ och t_d blir 4,68 sek.

Resultat från simuleringarna

Fall 1, shunt I systemet uppnås stationärt utgångstillstånd och lastrampen läggs därefter på. Efter det att rampen nått sitt största värde ökar kristalltemperaturen med ca 4°C till drygt 73°C . Finvattnets medeltemperatur \bar{T} blir drygt 52°C

Fall 1, ej shunt Motsvarande värden som för shuntregleringen erhålles.

Fall 2, shunt Precis som i motsvarande fall i Highgateprojektet uppnås ej stationärt utgångstillstånd. Temperaturerna svänger kring jämviktsläget och amplituden på dessa är ca fyra grader. Periodtiden ligger runt 5 – 6 min.

Man observerar en något lägre amplitud just vid den tidpunkt då shunten stegar ner och fläktarna börjar kopplas in. Även här uppträder de 'rippar' som omtalades i fall 3 med shunt i Highgateprojektet. Dessa uppträder just vid de tillfällen som shunten stegar upp eller ner.

Fall 2, ej shunt Temperaturen hinner göra en sväng kring referenstemperaturen innan simuleringen avbryts p.g.a. att stationärt utgångstillstånd ej uppnås. En längre simuleringstid hade behövts för att kunna säga något om detta fall.

Fall 3, shunt Man uppnår stationärt utgångstillstånd och kristalltemperaturen blir drygt 55°C . Finvattnets medeltemperatur lägger sig helt nära referenstemperaturen på $+35^{\circ}\text{C}$.

Fall 3, ej shunt Stationärt utgångstillstånd uppnås. I slutet av simuleringen stiger temperaturerna något. En längre simuleringstid hade behövts för att se vad detta leder till. \bar{T} blir drygt 33°C , två grader under T_{ref} . Detta leder till att T_k blir ca två grader lägre än i föregående fall, d.v.s. knappt 54°C .

Fall 4, shunt Eftersom stationärt utgångstillstånd ej uppnås med givna reglerparametrar, kommer temperaturrampen ej att simuleras. Amplituden hos svängningarna blir ungefär fyra grader och periodtiden ca fem minuter.

Fall 4, ej shunt Ej heller här uppnås stationärt utgångstillstånd. Svängningarna i detta fall har större amplitud ($\approx 7^{\circ}\text{C}$) och periodtiden blir en 11 – 12 minuter.

6.5 Slutsatser

Det är svårt att dra några definitiva slutsatser från dessa simuleringar, men i de fall då stationärt utgångstillstånd uppnås tycks det alternativa reglersystemet vara lika bra som det befintliga. För att dra säkrare slutsatser krävs mer omfattande simuleringar där man varierar de olika reglerparametrarna. Detta ligger utanför ramen för detta examensarbete.

I det fall då stationärt utgångstillstånd ej uppnås kan man ej dra många slutsatser beträffande det ena reglersystemets egenskaper jämfört med det andra. Man kan endast konstatera att systemet är oscillativt med givna reglerparametrar. Det är känt att man haft vissa problem med självsvängningar vid de i programmet antagna parametervärdena vilket simuleringarna också visar.

Rekommendationer

I de fall då man ej uppnår stationärt utgångstillstånd och då shuntventil används i reglersystemet, borde en ökning av t_3 i avsnitt 5.4 (**Sampling-Timeisek** i **INDATARW.DAT**) ge ett bättre resultat.

Tag fall 2 t.ex. Här har man ett litet flöde genom kylarna och får således långa svarstider i systemet. Om man tittar på hur shunten uppför sig, ser man att den går in och ändrar sitt läge för ofta. En längre samplingstid rekommenderas i detta fall.

Vidare skulle man behöva minska lite på shuntutslaget genom att ändra **ShuntFactor** i **INDATARW.DAT**. Åtminstone vid de låga utetemperaturer som det här är fråga om. Detta har man också gjort för Highgate. Shuntfaktorn har minskats från 0,3 till 0,2. En ändring på ca 30 procent. Följden blev att regleringen förbättrades på ett påtagligt sätt.

7. Programdokumentation

7.1 Inledning

Simuleringspaketet ligger i biblioteksfilen `SIM.DIR`. I denna fil har de exekverbara programmen, fortranprogrammen samt objektprogrammen delats upp på tre olika underbibliotek. Dessa är `SIMEXE.DIR`, `SIMFOR.DIR` och `SIMOBJ.FOR`.

Simuleringsprogrammet kan i stort delas upp i tre delar. Finvattensystemen (`FWM` och `FW`) och råvattensystemet (`RW`). En av de båda finvattendelarna kombineras med råvattendelen vid en simulering. `FWM` används då man vill variera förlusteffekten i tyristorventilerna och `FW` (en förenklad variant av `FWM`) då man vill variera utetemperaturen.

Det tidigare simuleringsprogrammet, som nu alltså kompletterats, bestod enbart av finvattensystemet (`FWM`) samt en subrutin ('`ktorn`') som approximation för råvattenkretsen.

De delar av programmet, `sub01` – `sub17`, som utgör `FWM`-kretsen är i stort sett oförändrade. Alla variabler och fortrantsatser i dessa subrutiner är skrivna med små bokstäver. I de fall då ändringar införts eller tillägg gjorts har man för att markera detta använt versaler i åtminstone begynnelsebokstaven.

Den förenklade finvattenkretsen är en lite enklare variant av den ursprungliga finvattenkretsen och används för simulering då utetemperaturen varierar och förlusteffekten är konstant ('`TempVariation`' i simuleringsprogrammet).

De flesta variabler i det ursprungliga simuleringsprogrammet var 'common'-deklarerade och låg i en fil `COMMON.DAT`. Denna uppläggning har anammats och de variabler som ingår i råvattenkretsen samt i den förenklade finvattenkretsen har 'common'-deklarerats.

För att skilja de olika commonblocken åt ligger de i olika filer vars namn är `COMMONFWM.DAT` (Fine Water Martin — Martin efter honom som gjorde modellen för den urspr. finvattenkretsen), `COMMONFW.DAT` och `COMMONRW.DAT` (Raw Water).

Dessa filer — eller 'common'-block som det egentligen är fråga om — används endast i respektive delar av simuleringsprogrammet. Således används `COMMONRW.DAT` endast i råvattendelen o.s.v. Men det finns en del variabler som används i såväl fin- som råvattendelen. Dessa ligger då i en särskild fil, `COMMONTRF.DAT` (TRansFer).

7.2 Anmärkningar

tempm-matriserna

I programmets `FWM`-del används tre stycken temperaturmatriser, `tempm1`, `tempm2` och `tempm3`. I det ursprungliga simuleringsprogrammet deklarerades dessa som långa vektorer, vilka sedan dimensionerades om till matriser av lämplig storlek i programmet.

Detta är egentligen ett formellt fel men kan ibland fungera, vilket det tydligen gjorde i det ursprungliga simuleringsprogrammet. Det visade sig emellertid att det inte alls fungerade då den nya modellen av råvattenkretsen infördes. Därför har nu tempm-matriserna deklarerats som matriser redan från början.

Faktor π

I det ursprungliga finvattenprogrammet hade man glömt införa en faktor π vid beräkningen av ett antal volymer. Detta har nu rättats till.

Som en följd av detta fick man utöka antalet kolonner i tempm-matriserna från 10 till 20. Felet som gjorts hade en högst försumbar inverkan på simuleringsresultatet.

Variabler

Programmet innehåller en hel del variabler och namnen på en del av dessa kan diskuteras. Vid programmeringsarbetet införde jag ibland s.k 'arbetsnamn' på en del variabler och en del av dessa finns kvar i nuvarande version av programmet.

7.3 Tillståndsmatriser

Matriser i finvattendelen — FWM

En utförligare beskrivning av finvattenkretsens ingående delar finns i ref. [1]

tempm1 100 × 20-matris för upp till 100 temperaturnodpunkter i finvattenkretsen (FWM). Dessa nodpunkter finns vid in- och utlopp till ventilstaplarna, vid värmeväxlaren och temperaturgivarna samt vid utloppet från varje lager i ventilstaplarna. Temperaturerna lagras 20 tidsintervall tillbaks i tiden.

tempm2 300 × 2-matris för nodpunkterna vid inloppet till varje lager samt i de s.k. fiktiva nodpunkterna inuti ventilmodulerna.

tempm3 75 × 7-matris som lagrar värden på hjälpvariabler för beräkning av tyristortemperaturer.

Matriser i finvattendelen — FW

TempFW 10 × 20-matris i den förenklade finvattenkretsen. Motsvarar *tempm1* i FWM-kretsen.

Matriser i råvattendelen

CoolerMatrix 10 × 600-matris som lagrar data om hur många fläktar i en kylare som varit igång under de senaste 600 tidsintervallen. Värden för upp till 10 kylare kan lagras.

FlowMatrix 4 × 600-matris vilken lagrar upp till 4 olika flöden i råvattenkretsen. Flödena det gäller är det totala råvattenflödet, flödet in till kylarna och flödet i shuntförgreningen. (Hade räckt med att lagra shuntläget.)

TempRW 30 × 600-matris som innehåller temperaturen i upp till 30 nodpunkter i råvattenkretsen upp till 600 tidsintervall bak i tiden. Nodpunkterna finns bl.a vid in- och utlopp till kylare och värmeväxlaren.

TempTrans 1×2-matris som lagrar temperaturen från givarna i finvattenkretsen.

WtrVeloc Vektor med 600 element som lagrar vattnets flödes hastighet genom kylarna. (Onödigt. Det hade precis som ovan räckt med en vektor som lagrat shuntläget och 1/1- och 1/2-fart.)

8. Bilagor

8.1 Värmeväxlarberäkningar

Eftersom modellerna för såväl värmeväxlaren som de luftkylda vätskekylarna bygger på principen för en motströms värmeväxlare följer här en kort härledning av de ekvationer som används i dessa delmodeller.

Värmetransporten från ett varmt medium (index 1) till ett kallt (index 2) kan oavsett utformningen av värmeväxlaren skrivas som

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \bar{\vartheta} \quad (8.1)$$

där

k = värmegenomgångstalet (k-värdet)

A = värmeöverförande ytan

$\bar{\vartheta}$ = medeltemperaturdifferensen mellan medierna

Ju större k-värde desto större värmeöverföring erhålls per ytenhet. k-värdet kan skrivas som

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (8.2)$$

där

α_1 och α_2 = värmeöverföringstalen för den varma resp. kalla sidan

b = mellanväggs tjocklek

λ = mellanväggs värmeledningstal eller konduktivitet

Värmeöverföringen är i detta fallet en kombination av konvektion och värmeledning.

För att öka konvektionen ökar man flödes hastigheten (till en viss gräns) eller så försöker man öka turbulensen på annat sätt, t. ex. med kylflänsar eller dylikt.

Vid härledningen av värmeväxlarekvationerna införs beteckningen \dot{W} för värmekapacitetsflödet.

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p = \rho \cdot q \cdot c_p \quad (8.3)$$

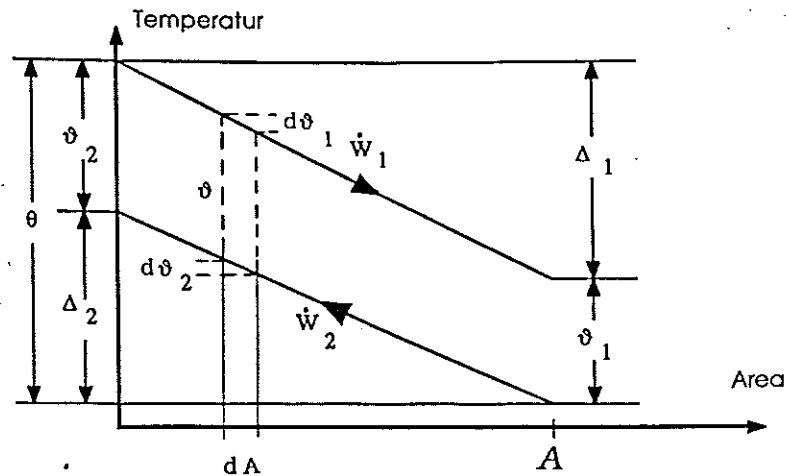
där

\dot{m} = massflödet

c_p = värmekapacitiviteten

Betrakta fig. 1 som gäller för en motströms värmeväxlare. För ett differentiellt ytelement dA erhålles

$$d\dot{Q} = -\dot{W}_1 \cdot d\vartheta_1 = -\dot{W}_2 \cdot d\vartheta_2 = k \cdot dA \cdot \vartheta \quad (8.4)$$



Figur 8.1 Motströms värmeväxlare.

För hela ytan fås analogt (jmf. 8.1)

$$\dot{Q} = \dot{W}_1 \cdot \Delta_1 = \dot{W}_2 \cdot \Delta_2 = k \cdot A \cdot \bar{\vartheta} \quad (8.5)$$

Utgå från ekv. (8.4) för att bestämma $\bar{\vartheta}$

$$d(\vartheta) = d\vartheta_1 - d\vartheta_2 = d(\vartheta_1 - \vartheta_2) = -d\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{W}_1} - \frac{1}{\dot{W}_2} \right) \quad (8.6)$$

Om k antages konstant längs hela ytan kan (8.6) integreras och ger då

$$\int_{\vartheta_2}^{\vartheta_1} \frac{d\vartheta}{\vartheta} = -k \left(\frac{1}{\dot{W}_1} - \frac{1}{\dot{W}_2} \right) \cdot \int_0^A dA \quad \Rightarrow$$

$$\ln \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} = -kA \left(\frac{1}{\dot{W}_1} - \frac{1}{\dot{W}_2} \right) \quad (8.7)$$

Ur figur 8.1 framgår att

$$\Delta_2 - \Delta_1 = (\theta - \vartheta_2) - (\theta - \vartheta_1) = \vartheta_1 - \vartheta_2 \quad (8.8)$$

En kombination av ekv. (8.8) och (8.5) ger

$$\Delta_2 - \Delta_1 = \vartheta_1 - \vartheta_2 = -\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{W}_1} - \frac{1}{\dot{W}_2} \right) = -kA\bar{\vartheta} \left(\frac{1}{\dot{W}_1} - \frac{1}{\dot{W}_2} \right) \quad (8.9)$$

Dividerar man (8.9) med (8.7) får man som resultat

$$\bar{\vartheta} = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}} \quad (8.10)$$

där $\bar{\vartheta}$ är den logaritmiska medeltemperaturdifferensen.

Genom att införa följande beteckningar

$$\begin{aligned}
\eta_1 &= \frac{\Delta_1}{\theta} \quad \text{temperaturverkningsgrad för medium 1} \\
\eta_2 &= \frac{\Delta_2}{\theta} \quad \text{temperaturverkningsgrad för medium 2} \\
\beta &= kA \left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \right) \\
y &= \frac{W_1}{W_2} = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{\eta_2}{\eta_1}
\end{aligned} \tag{8.11}$$

och kombinera med ekv. (8.7) erhålls

$$\vartheta_1 = \vartheta_2 e^{-\beta} \tag{8.12}$$

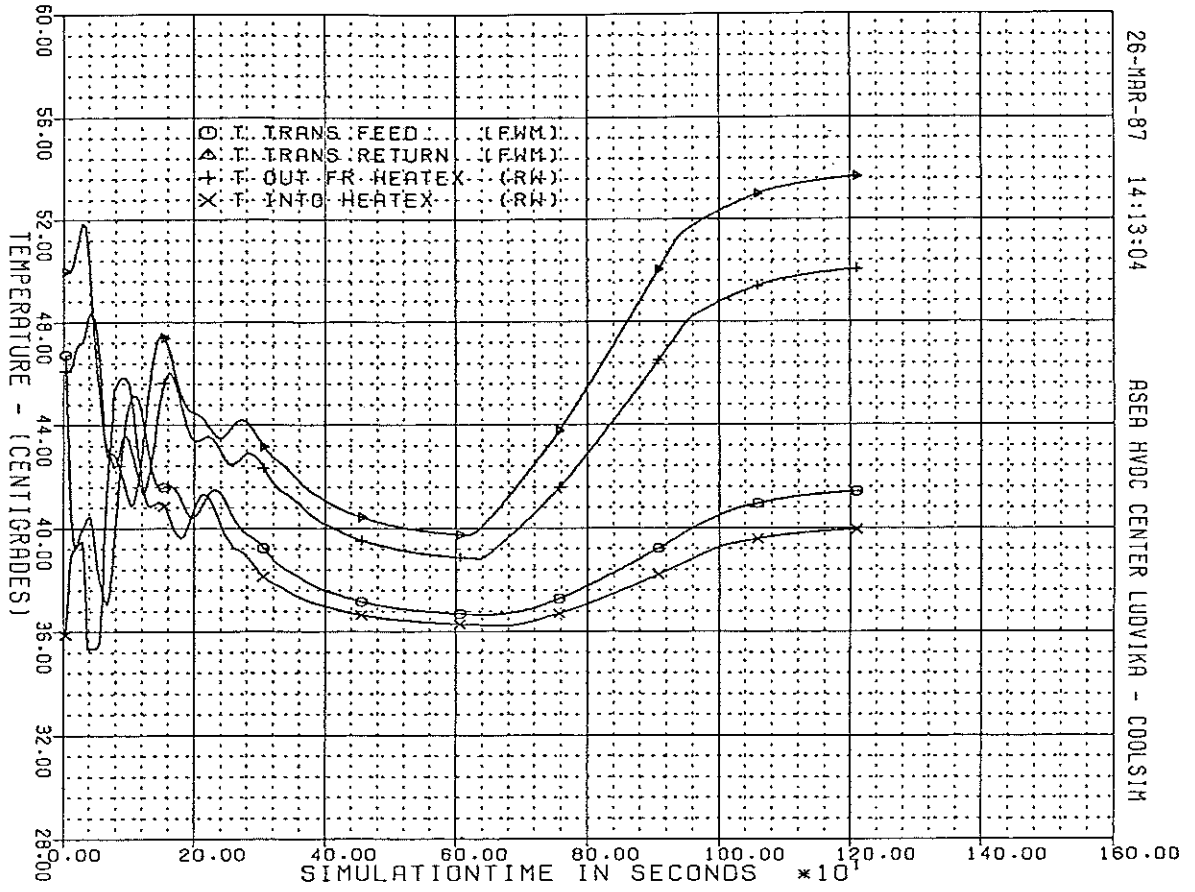
Sätter man in uttrycken nedan i ekv. (8.12)

$$\begin{aligned}
\vartheta_1 &= \theta - \Delta_1 = \theta(1 - \eta_1) \\
\vartheta_2 &= \theta - \Delta_2 = \theta(1 - \eta_2) = \theta(1 - y\eta_1)
\end{aligned}$$

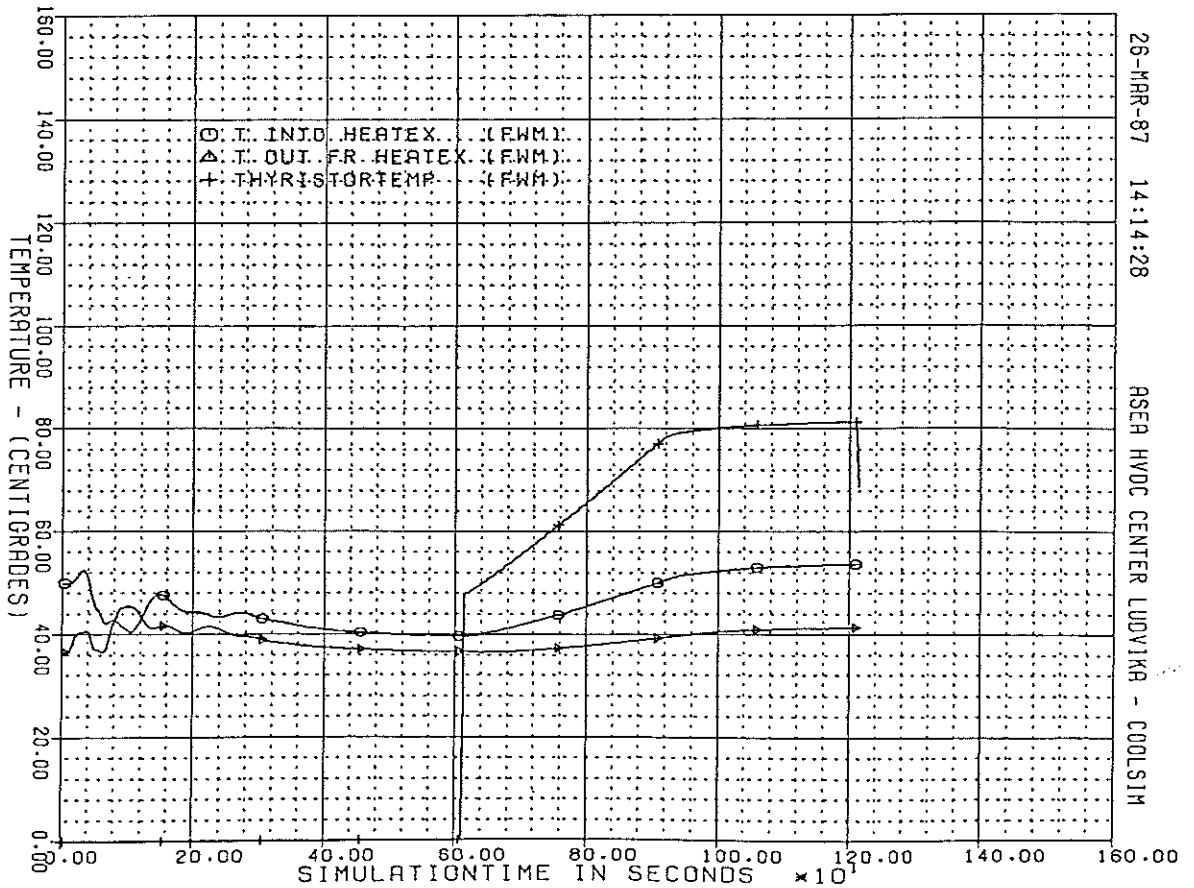
kan man lösa ut η_1 (och η_2) och erhåller

$$\begin{aligned}
\eta_1 &= \frac{1 - e^{-\beta}}{1 - ye^{-\beta}} \\
\eta_2 &= y\eta_1
\end{aligned} \tag{8.13}$$

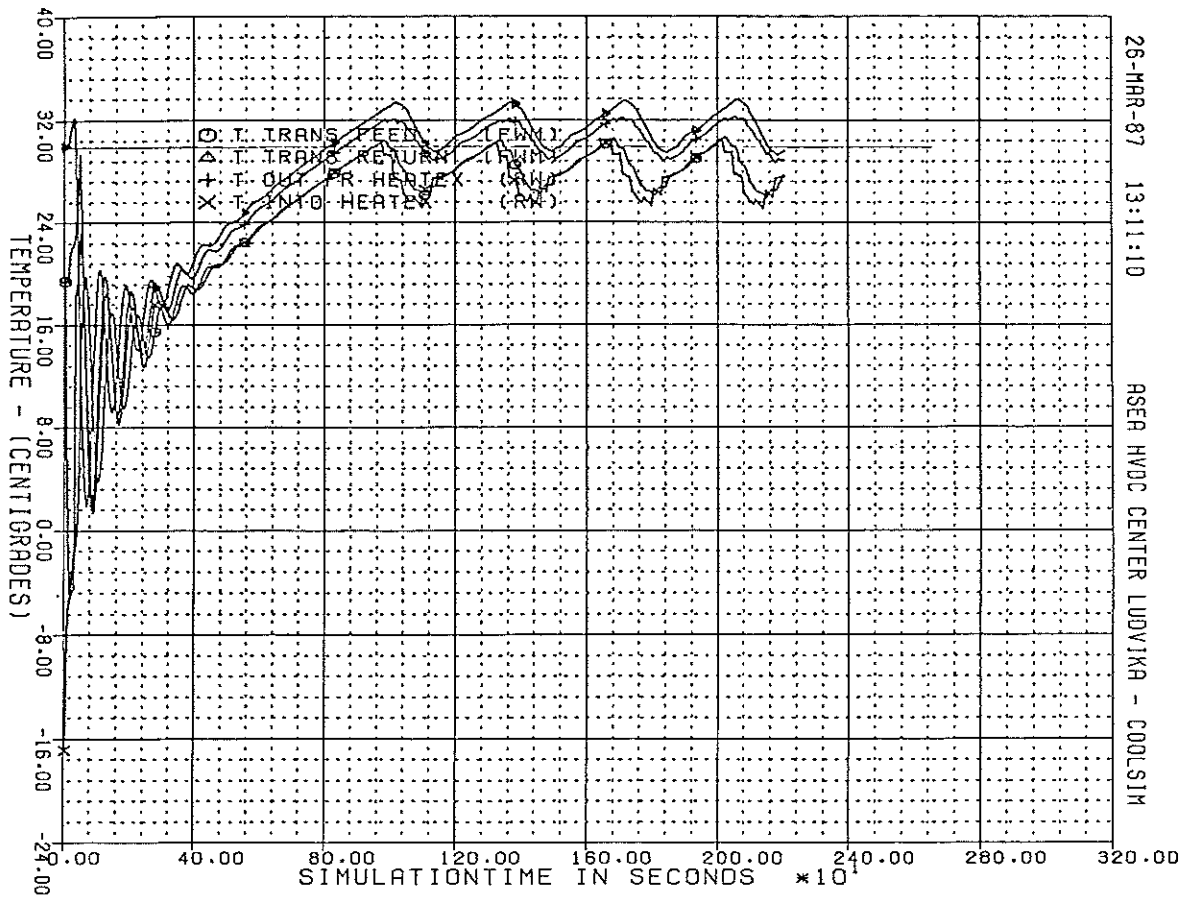
HIGHGATE
FALL 1 MED SHUNT



HIGHGATE
FALL 1 MED SHUNT



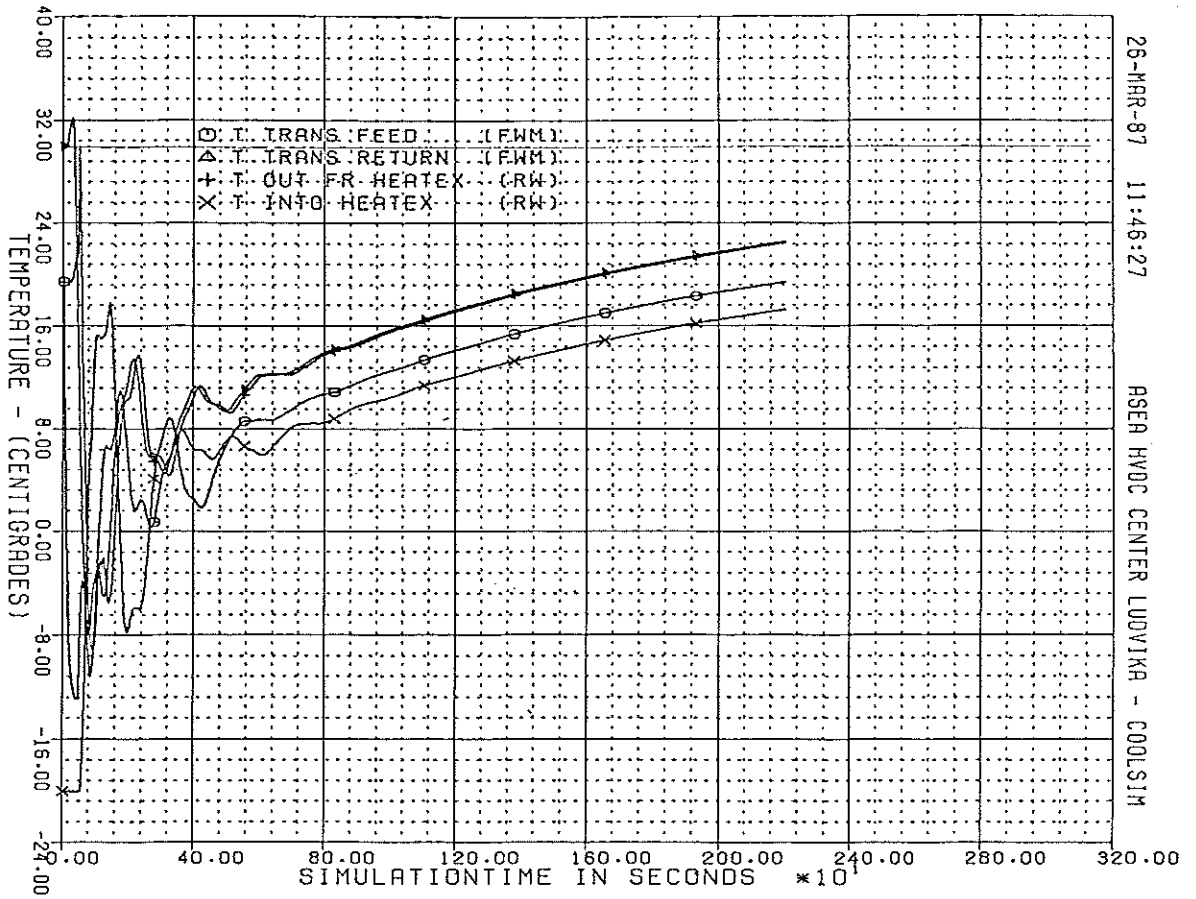
HIGHGATE
FALL 2 MED SHUNT



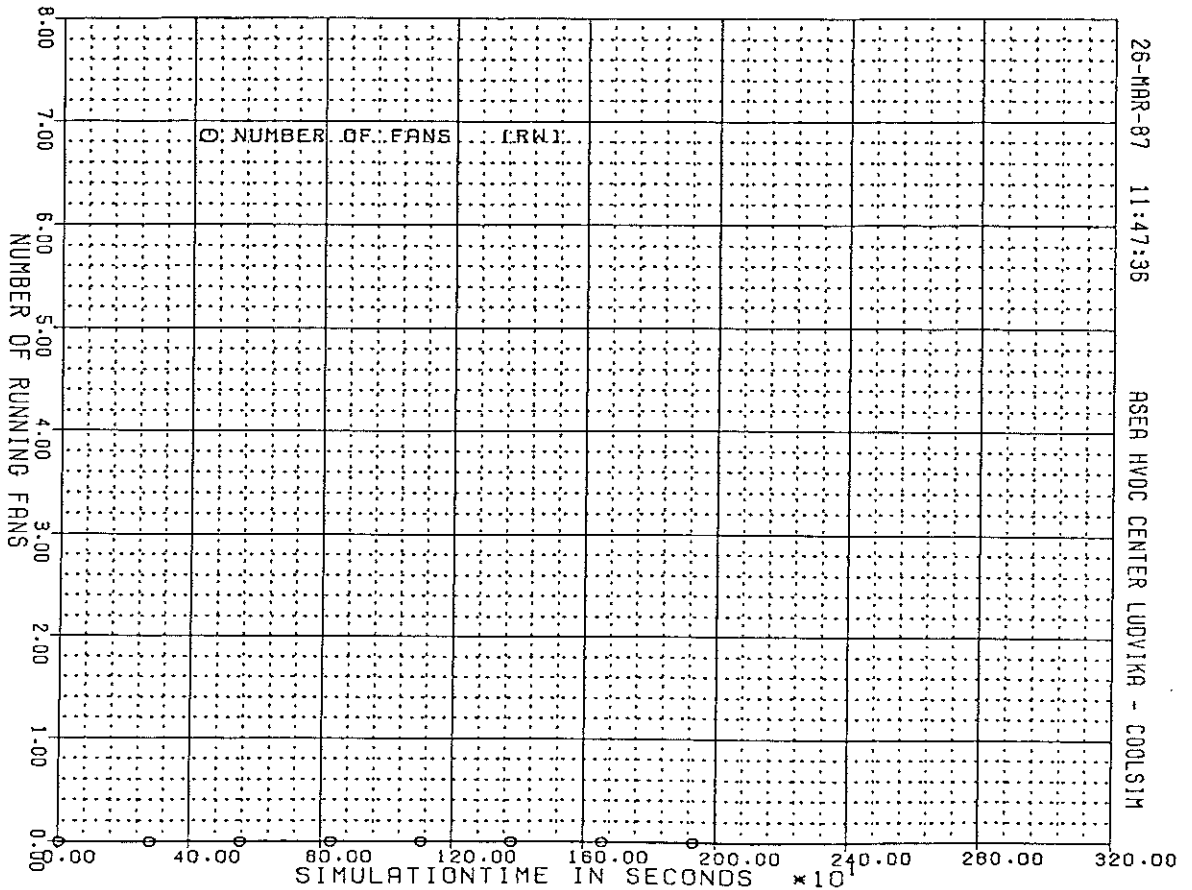
HIGHGATE
FALL 2 MED SHUNT



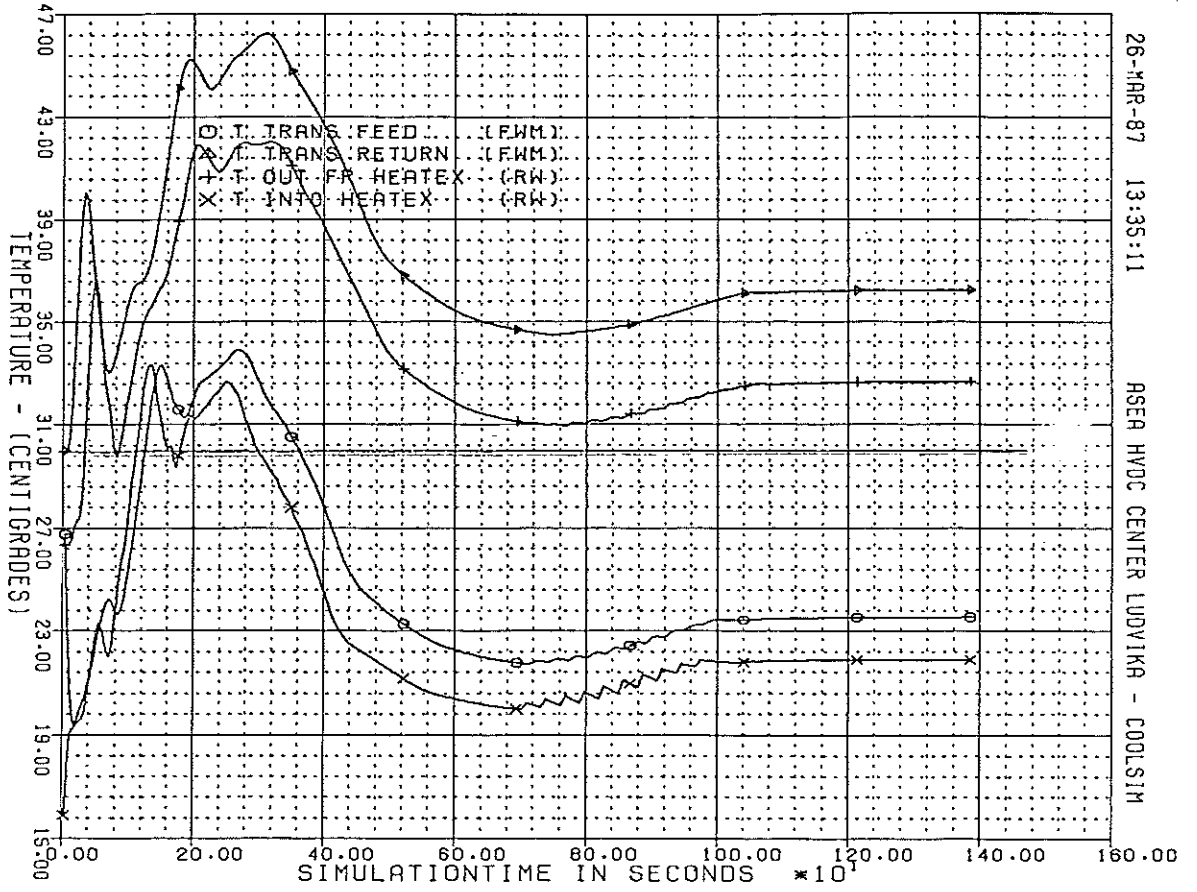
HIGHGATE
FALL 2 UTAN SHUNT



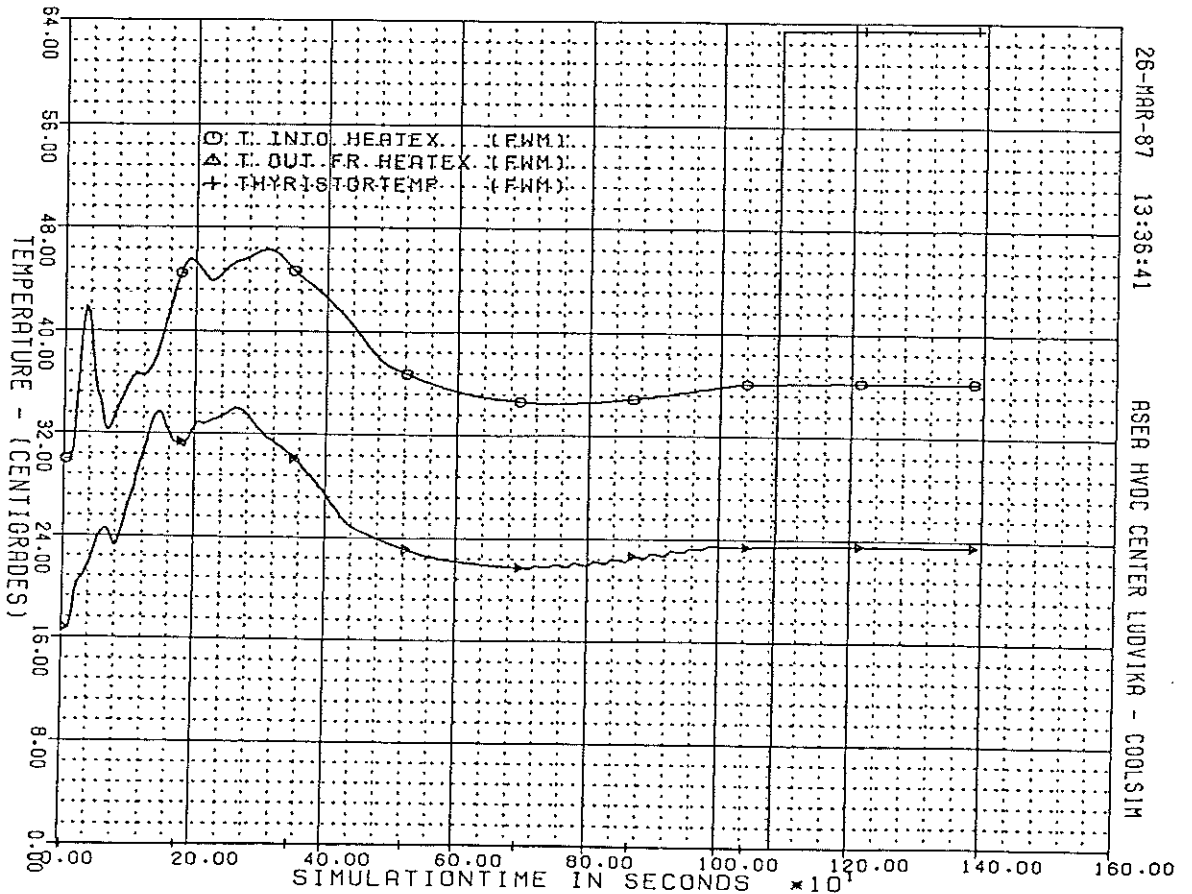
HIGHGATE
FALL 2 UTAN SHUNT



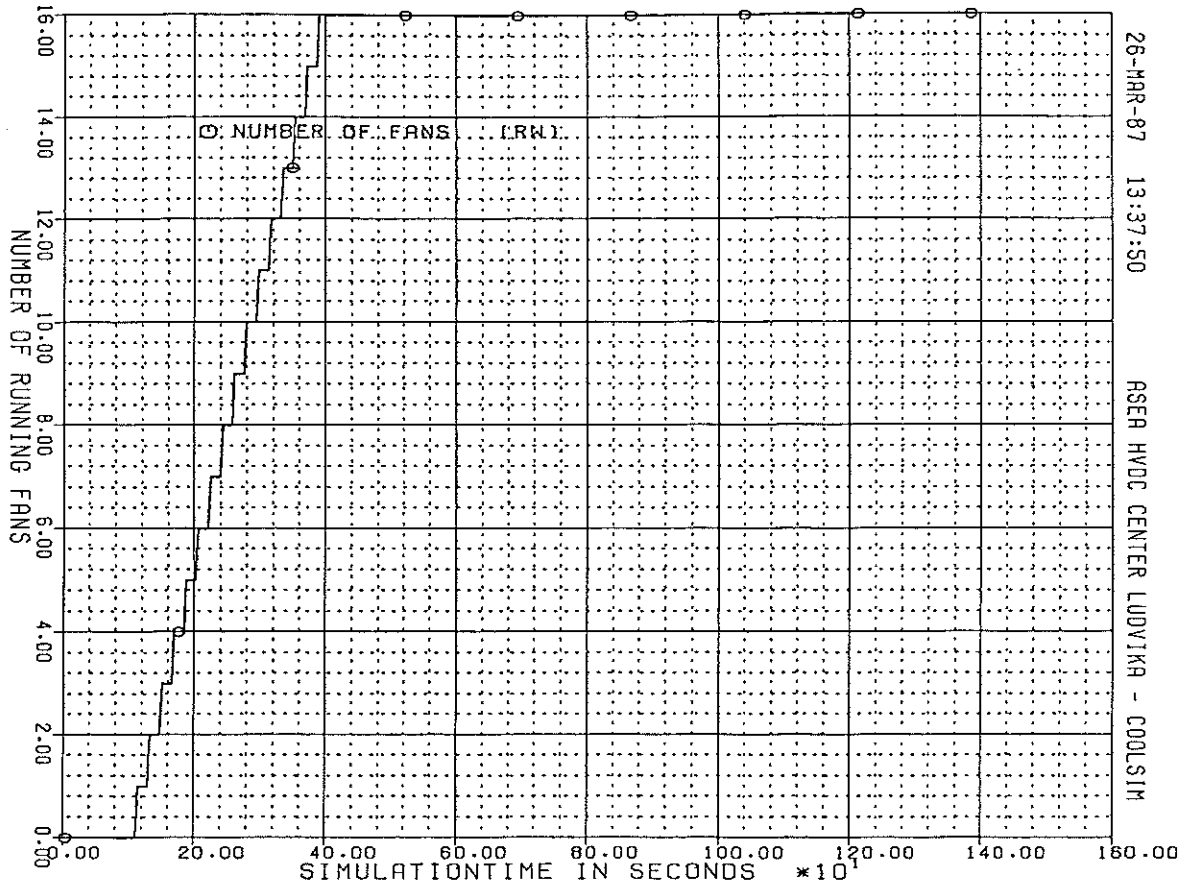
HIGHGATE
FALL 3 MED SHUNT



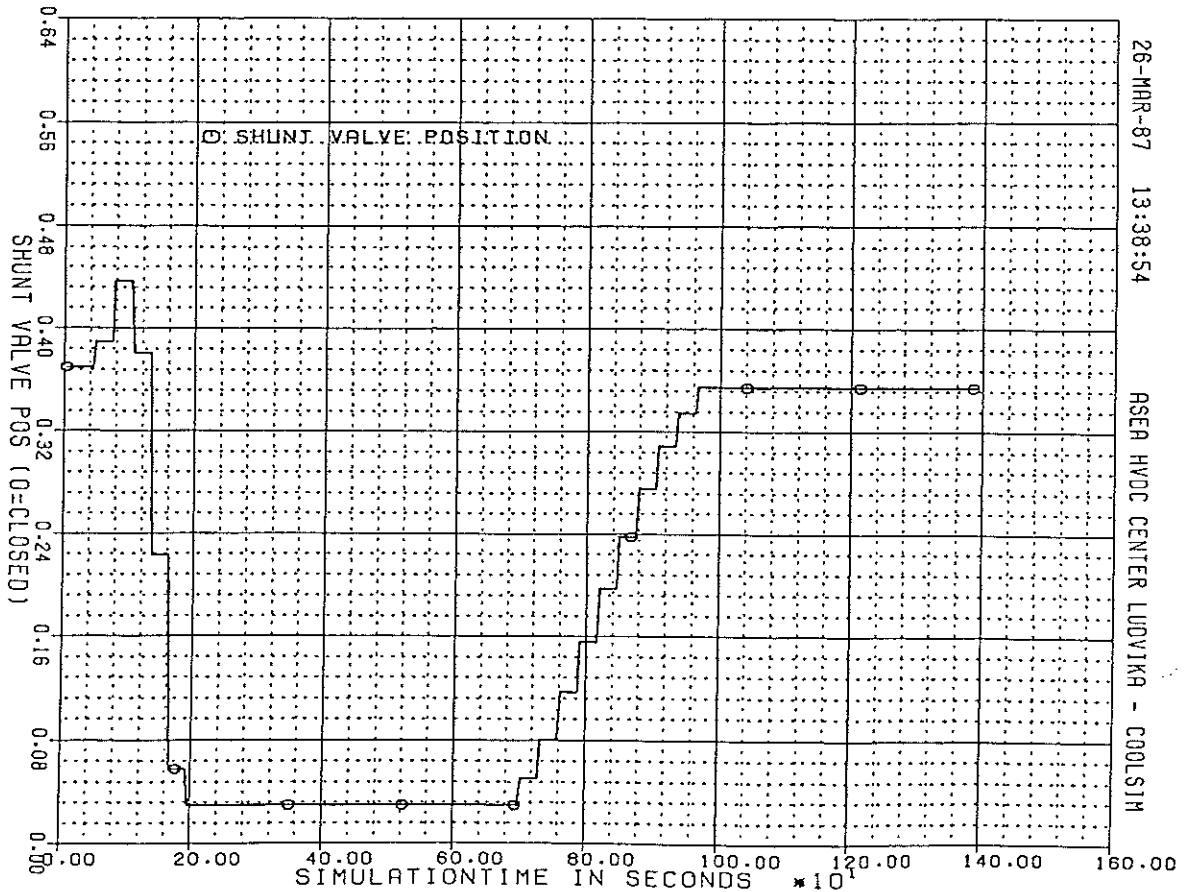
HIGHGATE
FALL 3 MED SHUNT



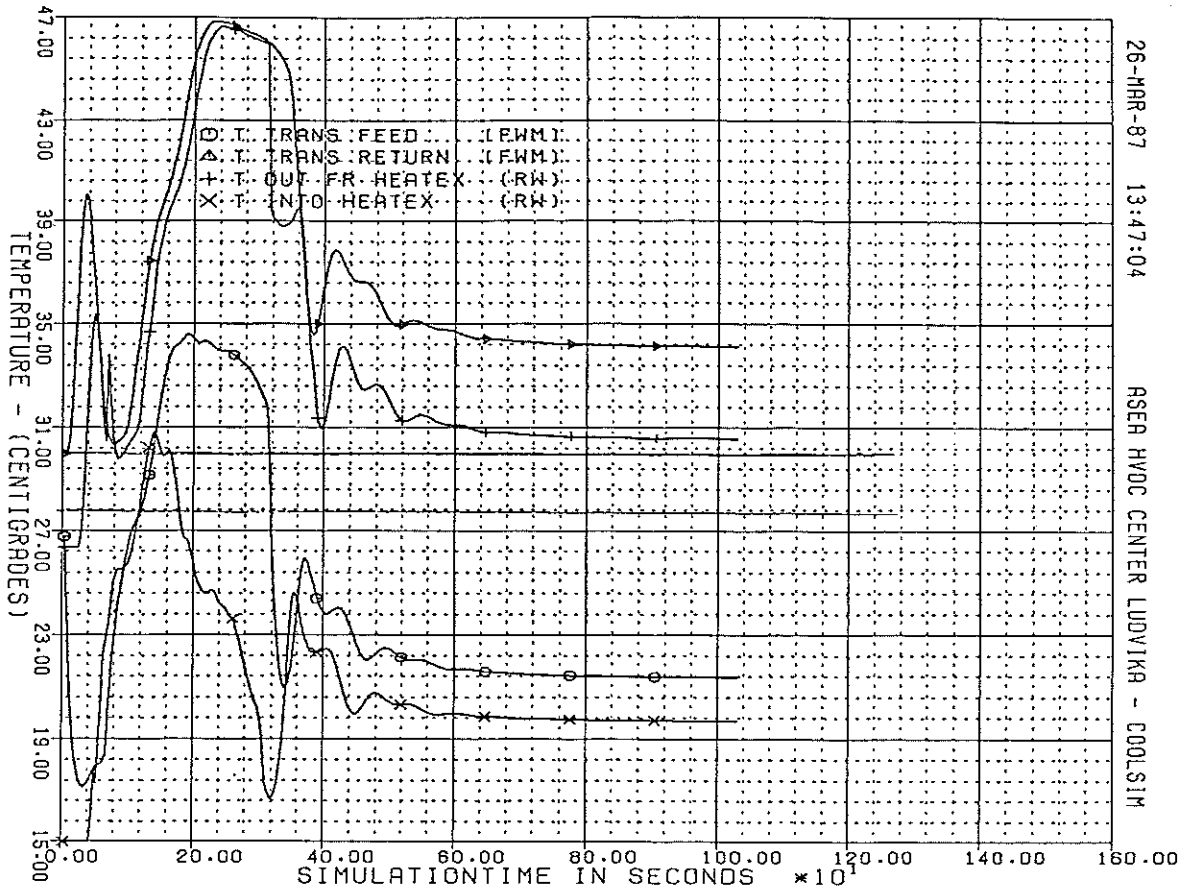
HIGHGATE
FALL 3 MED SHUNT



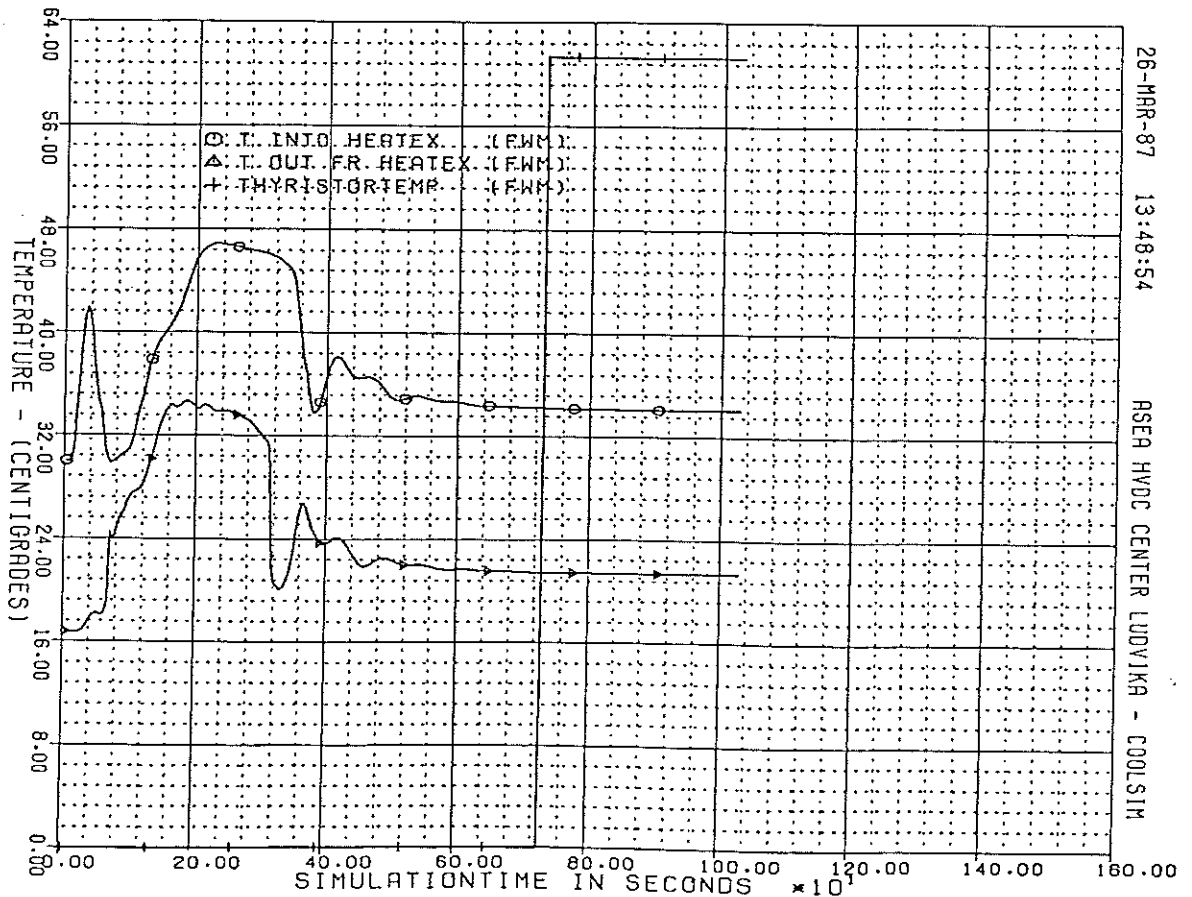
HIGHGATE
FALL 3 MED SHUNT



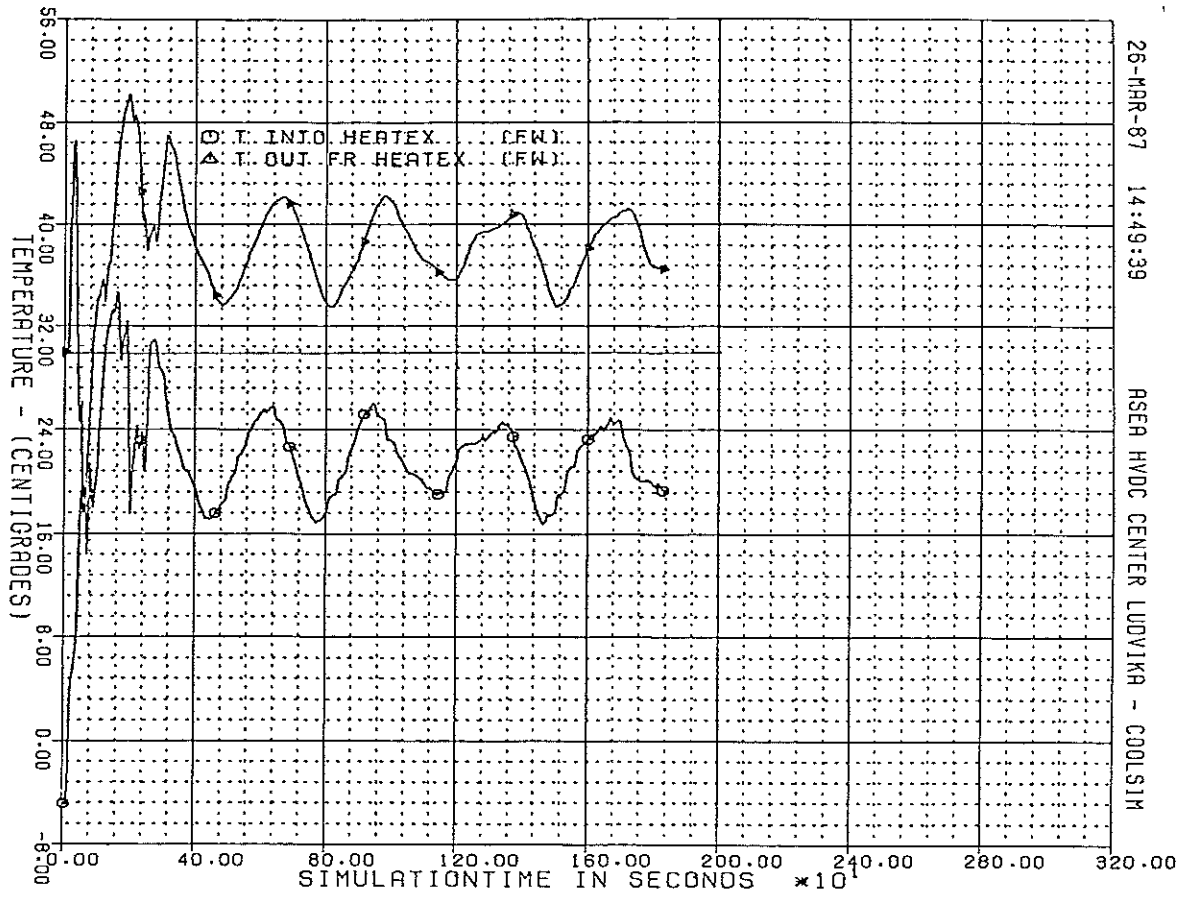
HIGHGATE
FALL 3 UTAN SHUNT



HIGHGATE
FALL 3 UTAN SHUNT



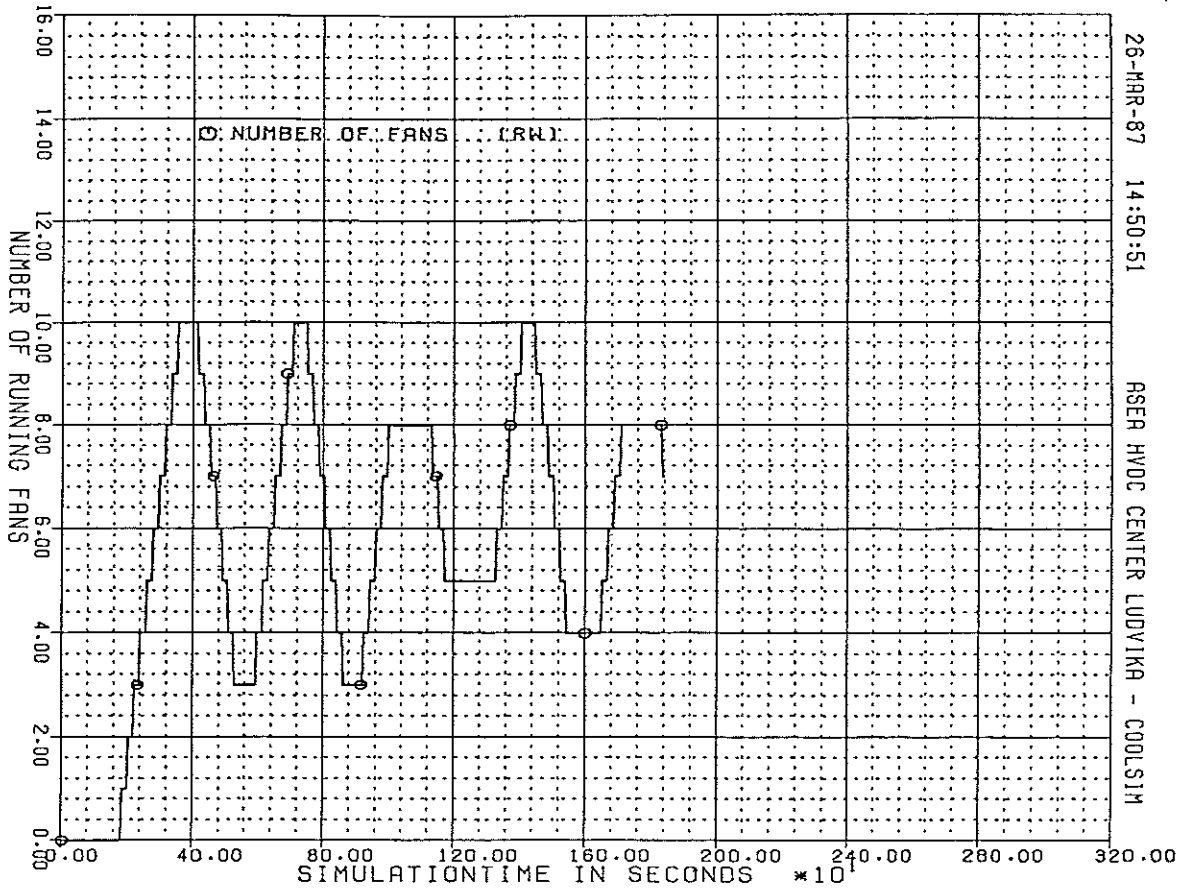
HIGHGATE
FALL 4 MED SHUNT



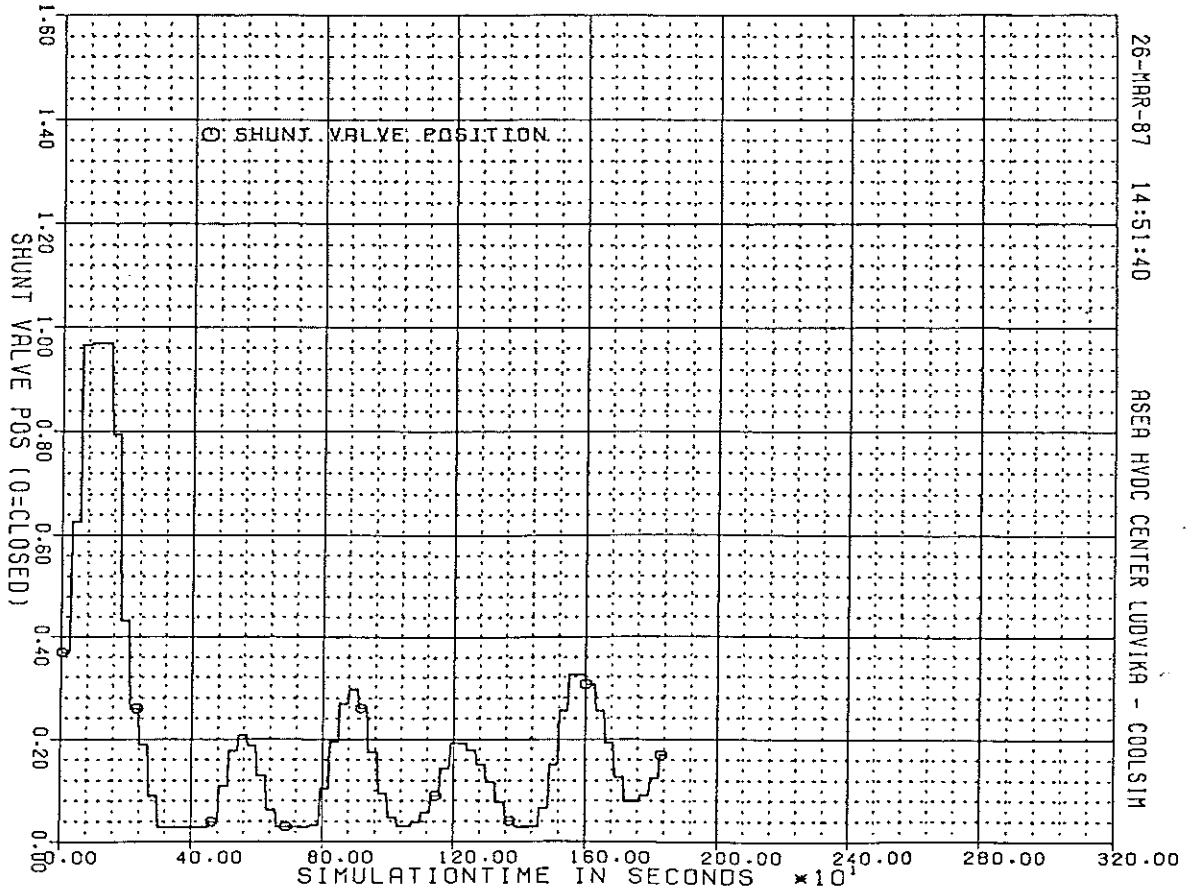
26-MAR-87 14:49:39

ASER HYDC CENTER LUDVYKA - COOLSIM

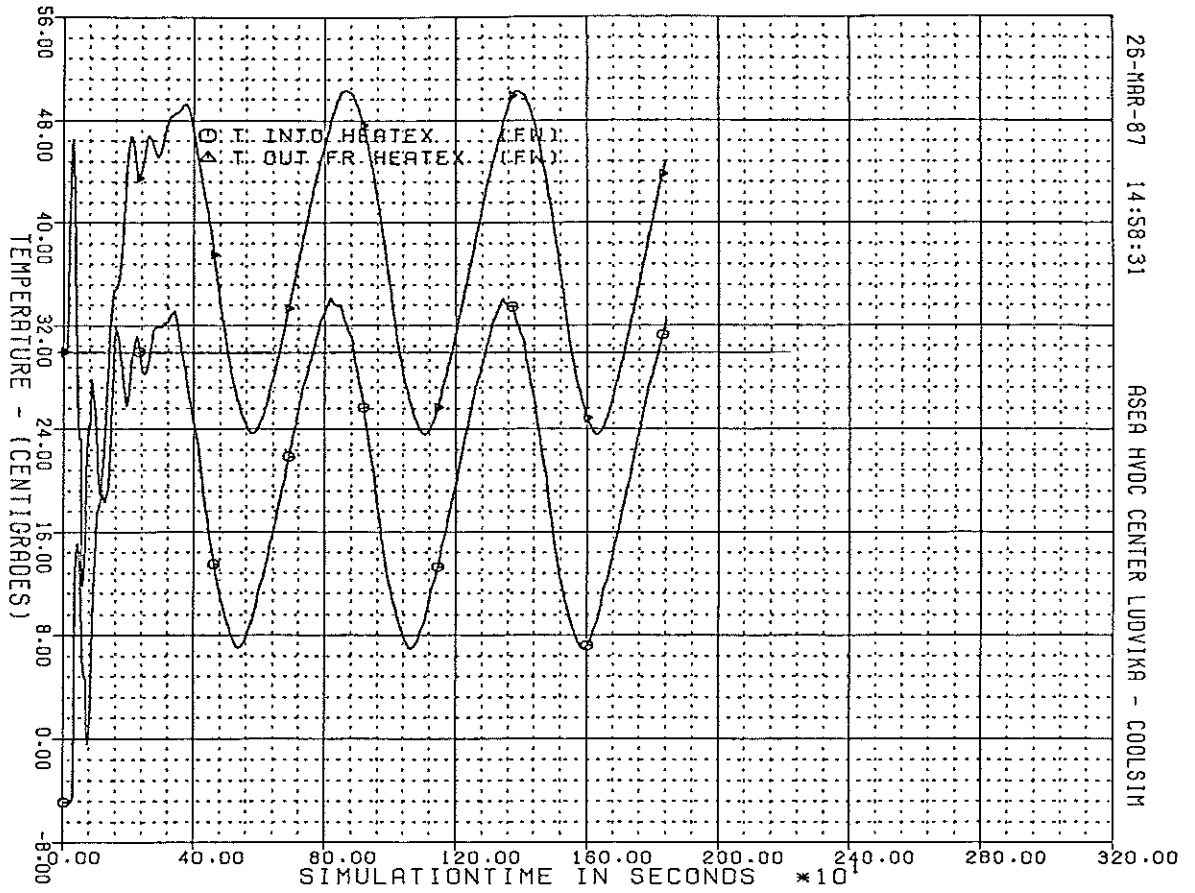
HIGHGATE
FALL 4 MED SHUNT



HIGHGATE
FALL 4 MED SHUNT



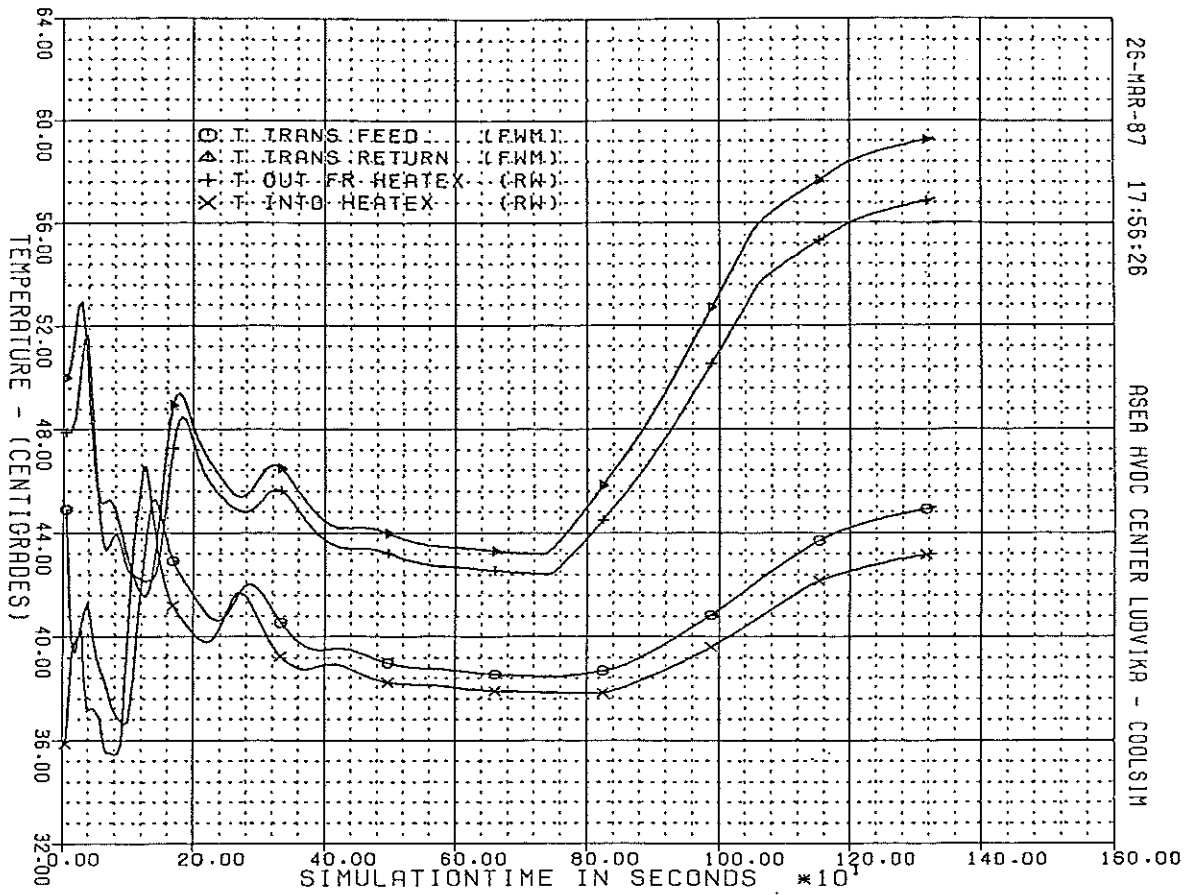
HIGHGATE
FALL 4 UTAN SHUNT



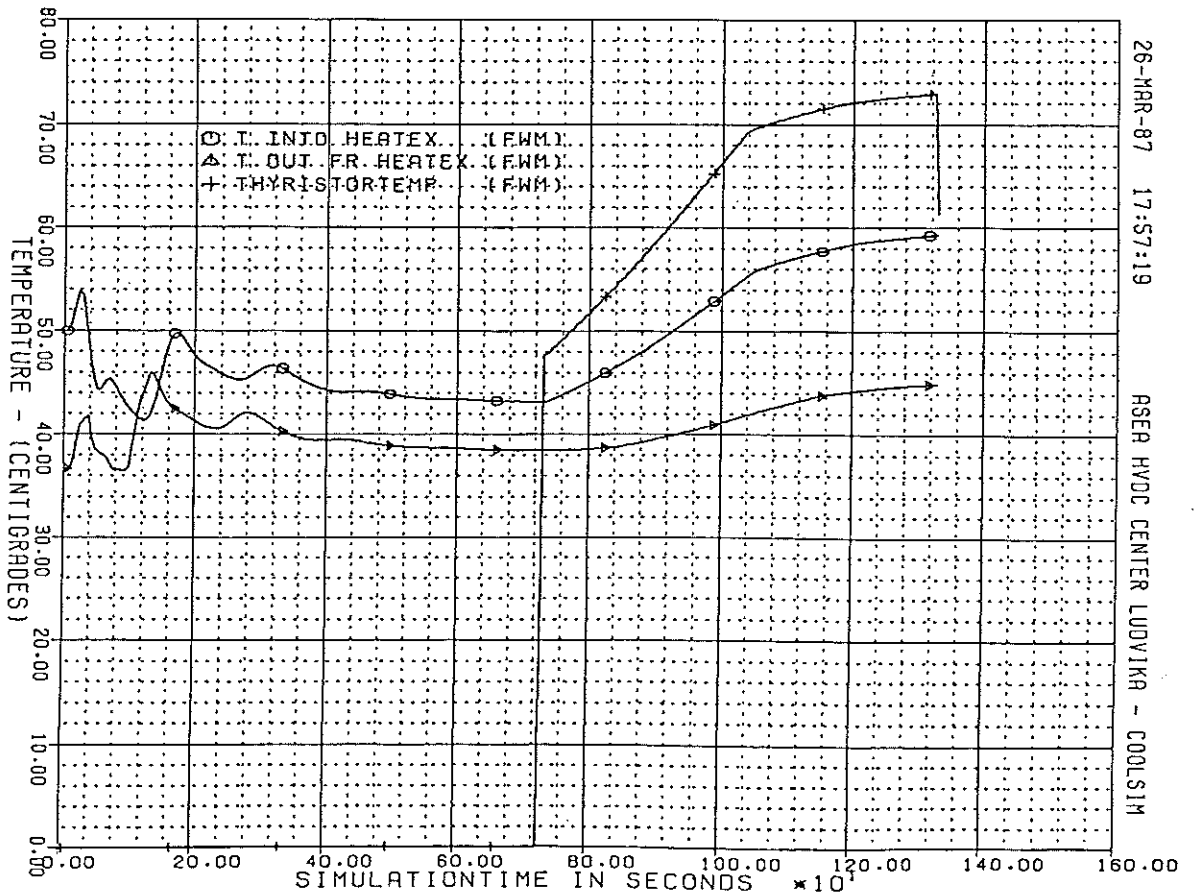
HIGHGATE
FALL 4 UTAN SHUNT



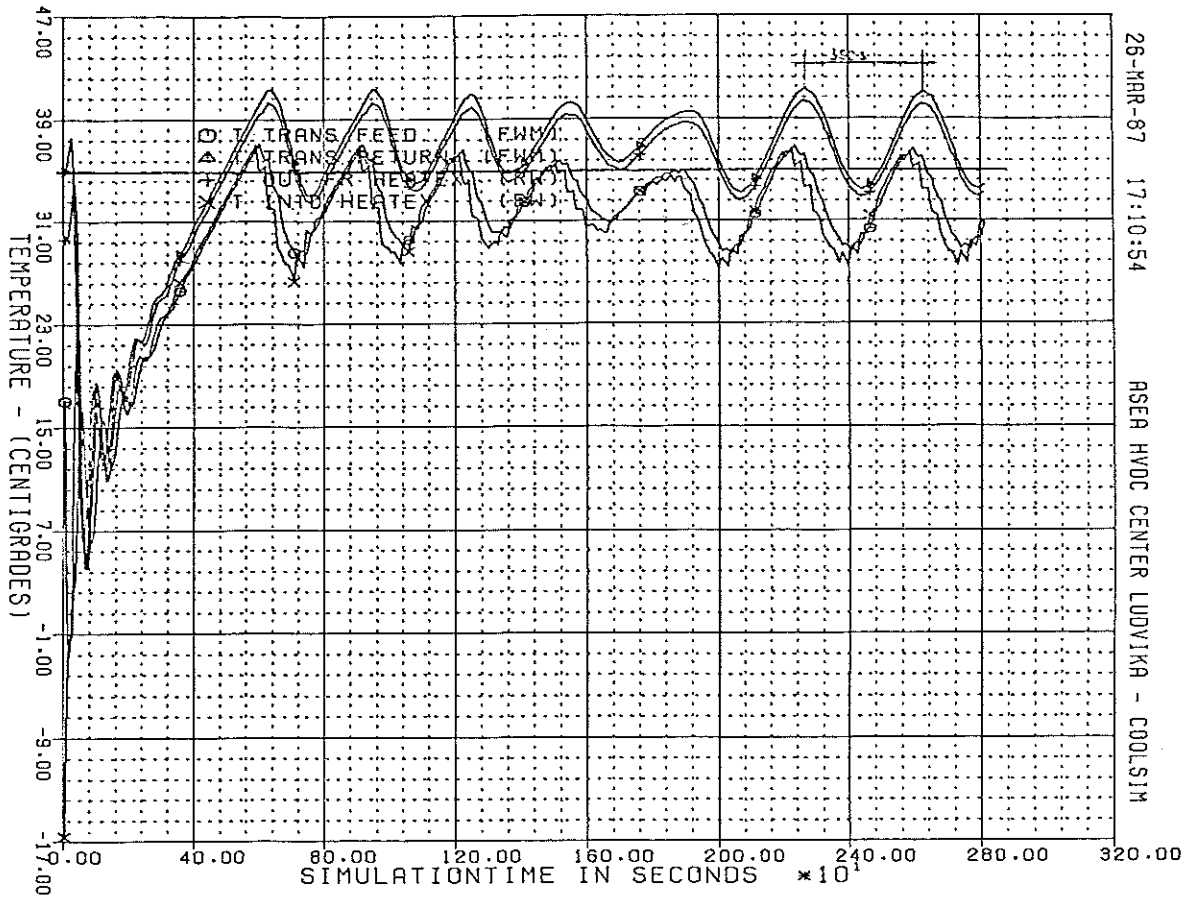
KONTISKAN
FALL 1 MED SHUNT



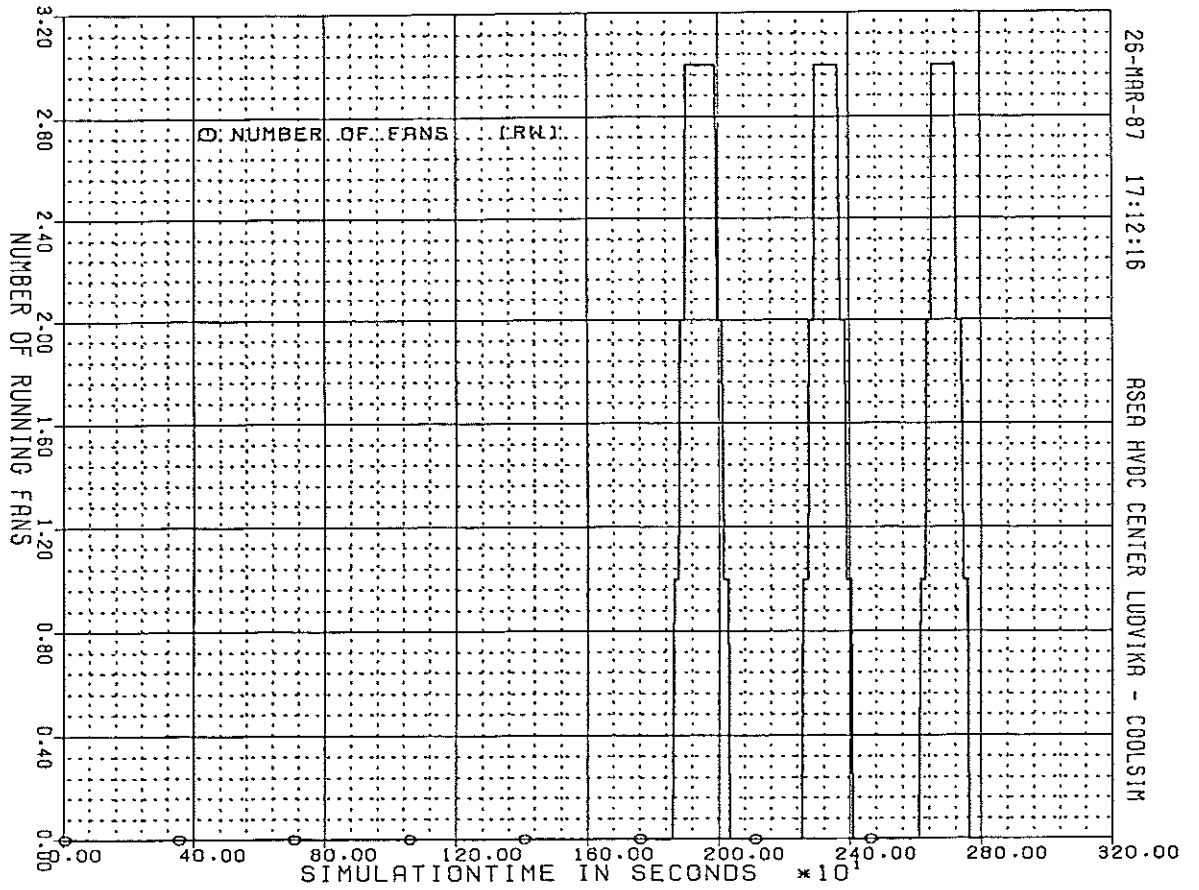
KONTISKAN
FALL 1 MED SHUNT



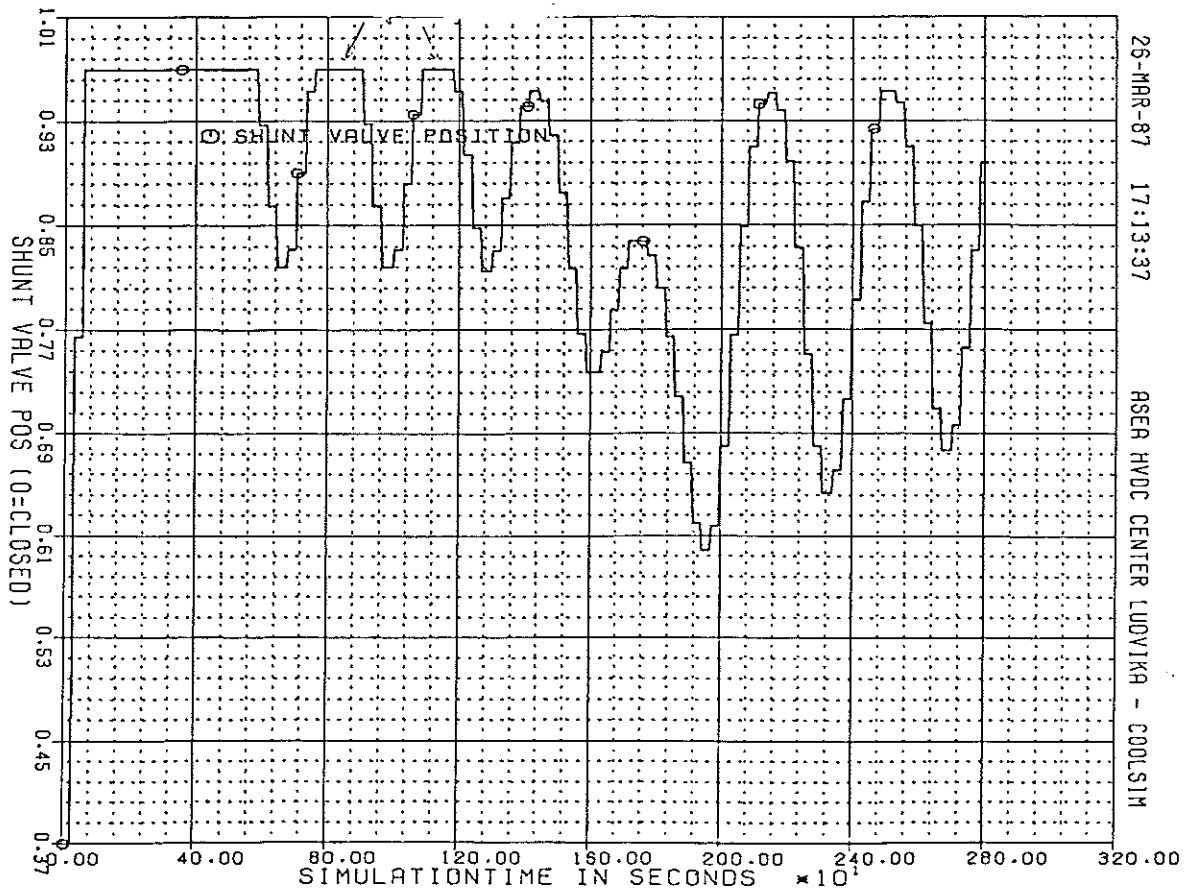
KONTISKAN
FALL 2 MED SHUNT



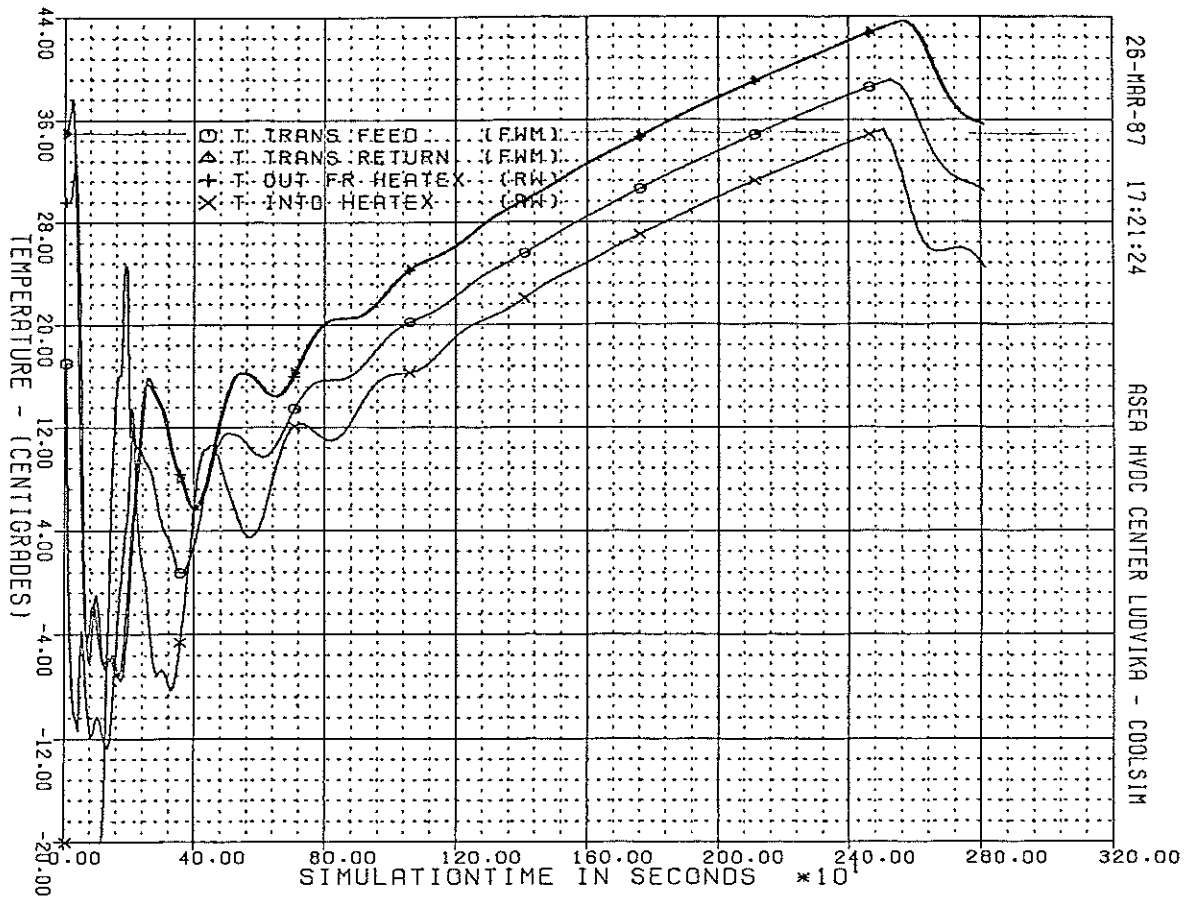
KONTISKAN
FALL 2 MED SHUNT



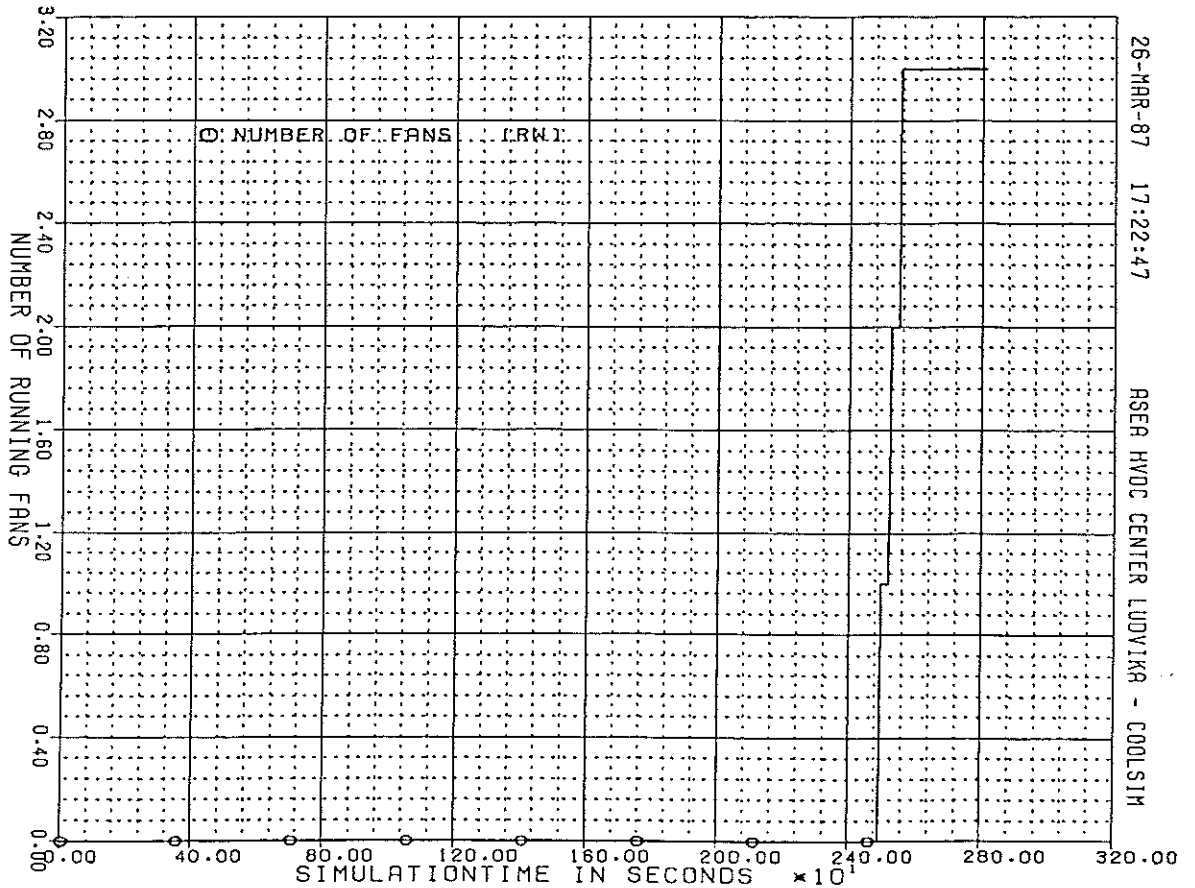
KONTISKAN
FALL 2 MED SHUNT



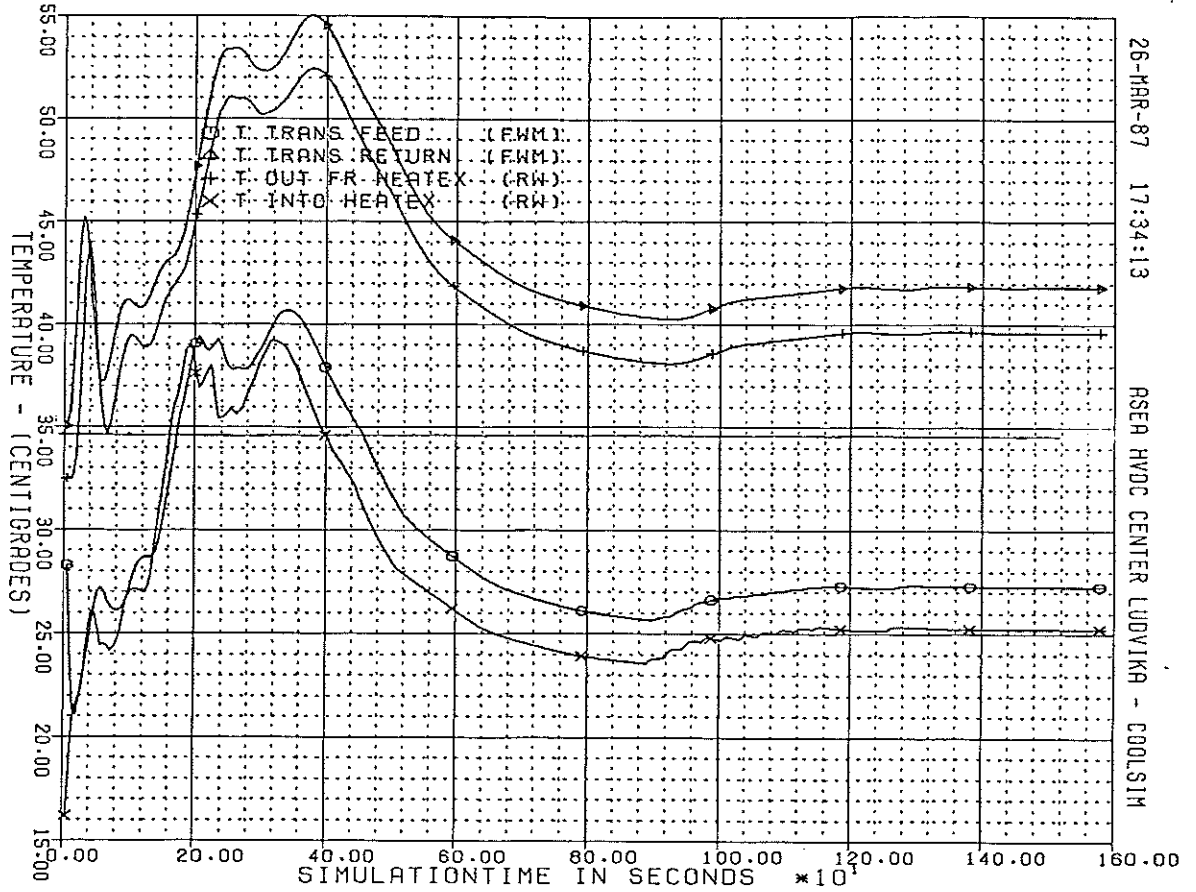
KONTISKAN
FALL 2 UTAN SHUNT



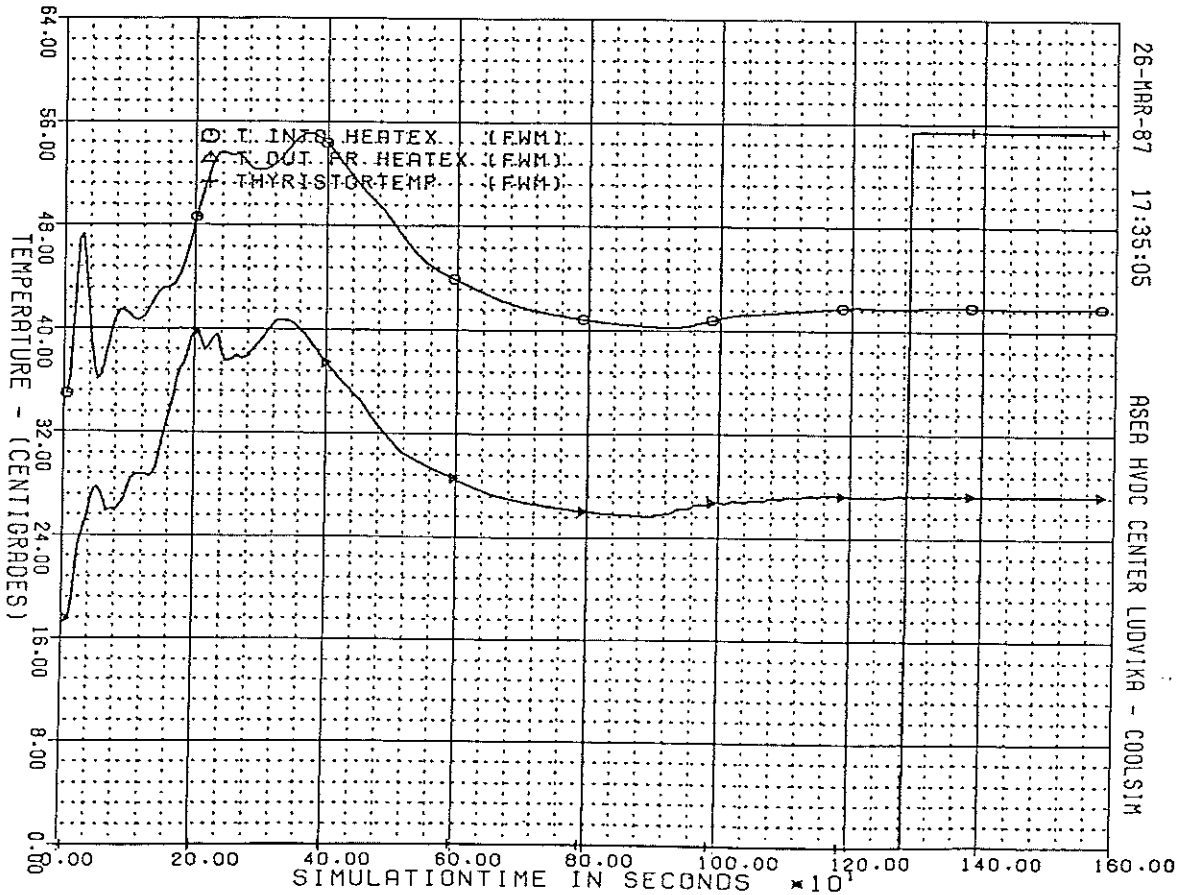
KONTISKAN
FALL 2 UTAN SHUNT



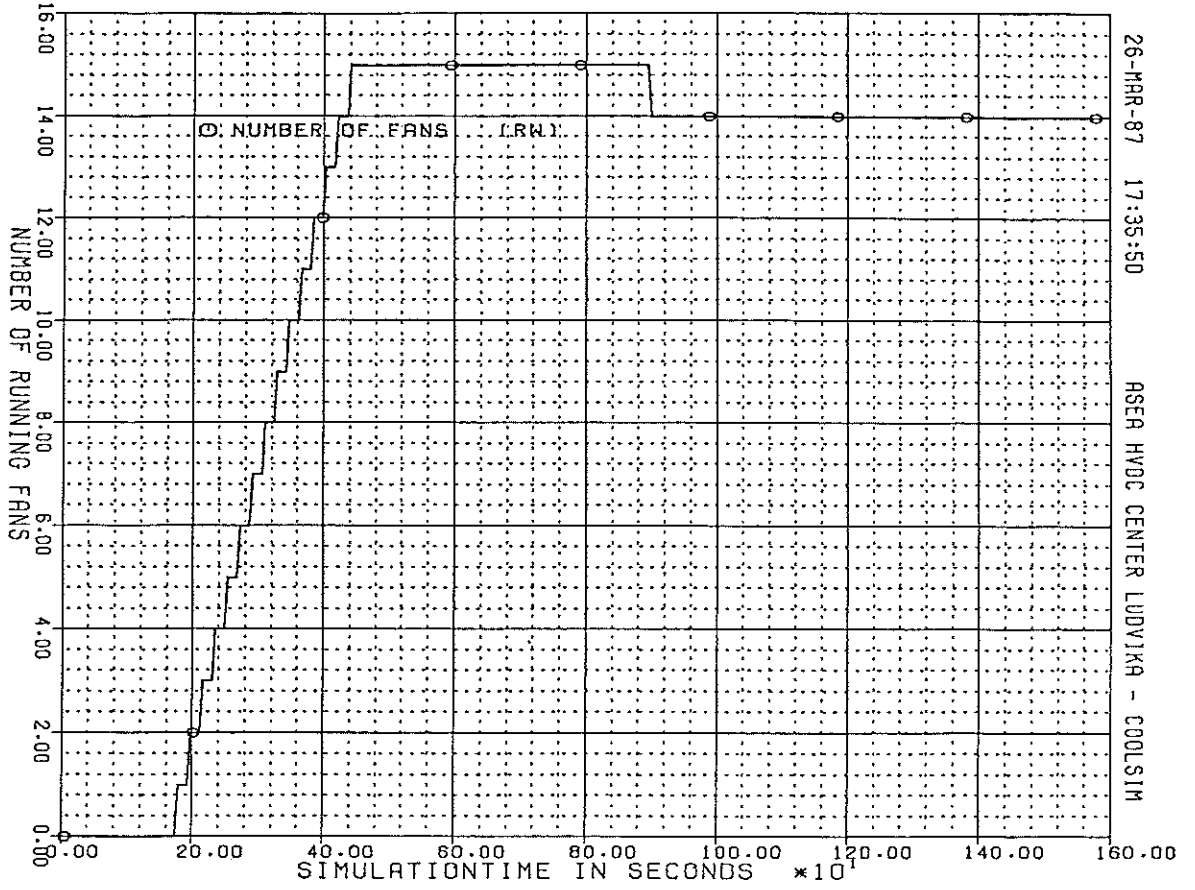
KONTISKAN
FALL 3 MED SHUNT



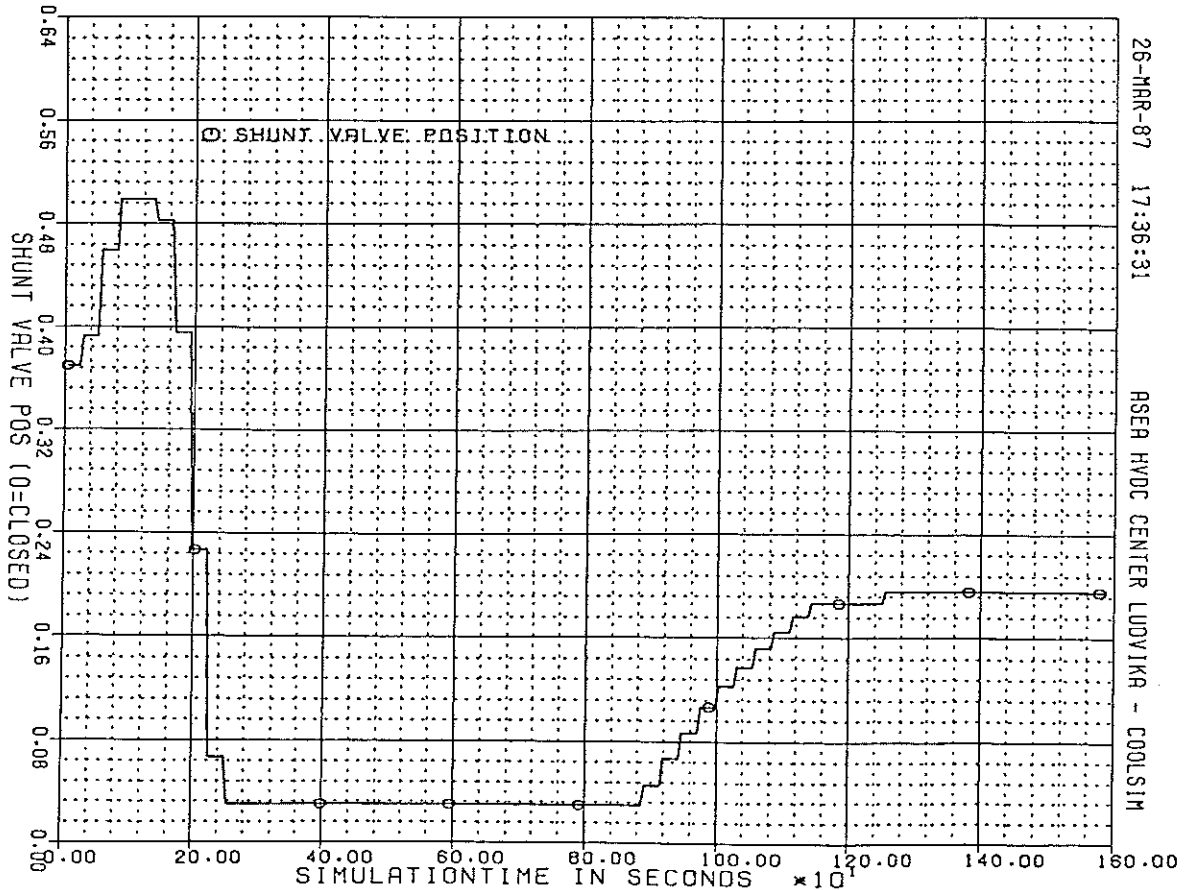
KONTISKAN
FALL 3 MED SHUNT



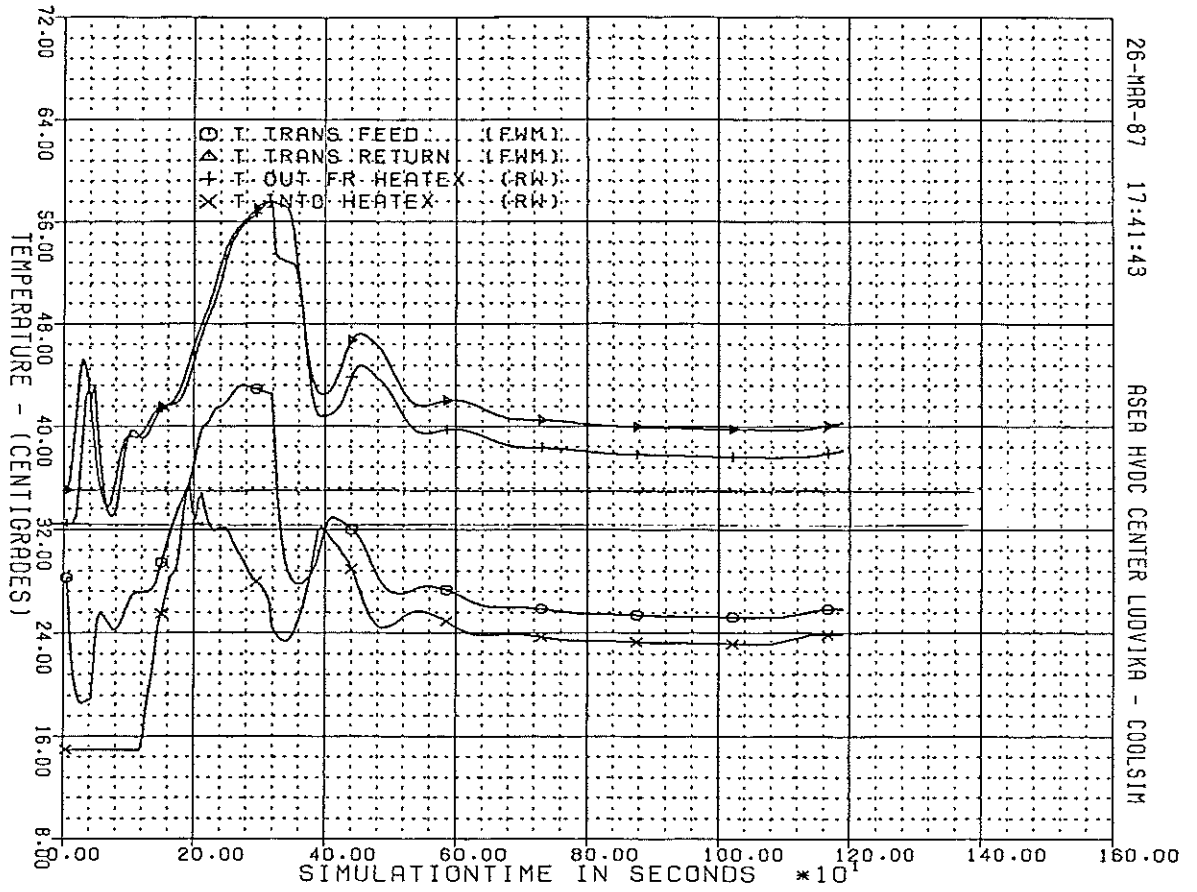
KONTISKAN
FALL 3 MED SHUNT



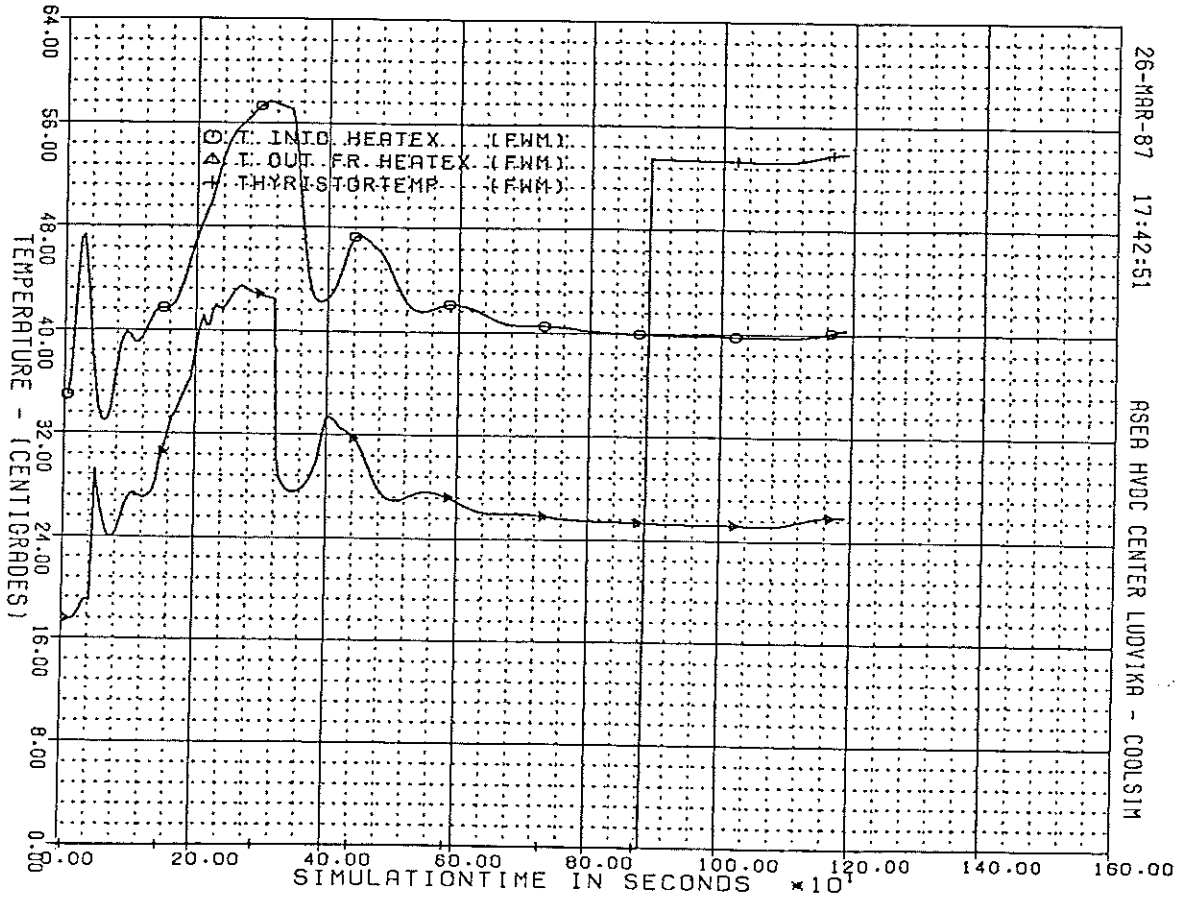
KONTISKAN
FALL 3 MED SHUNT



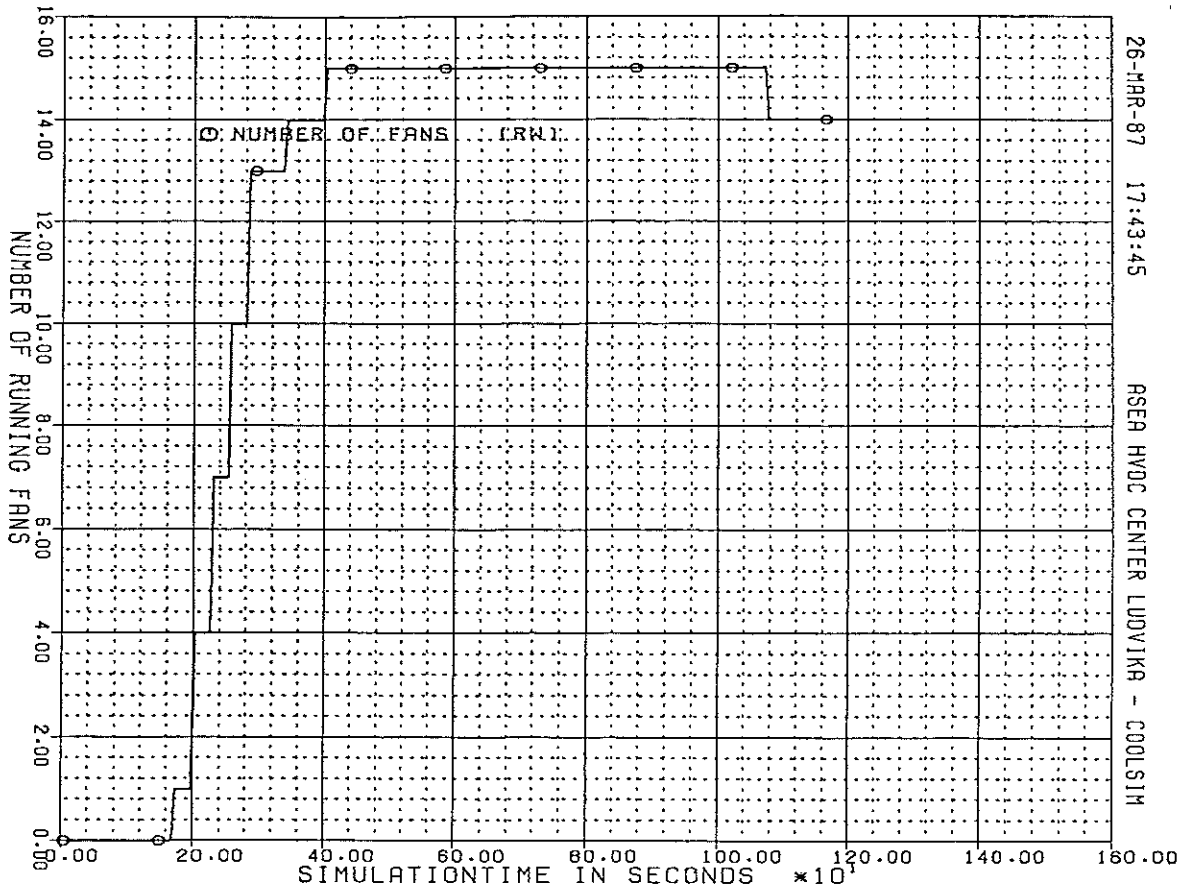
KONTISKAN
FALL 3 UTAN SHUNT



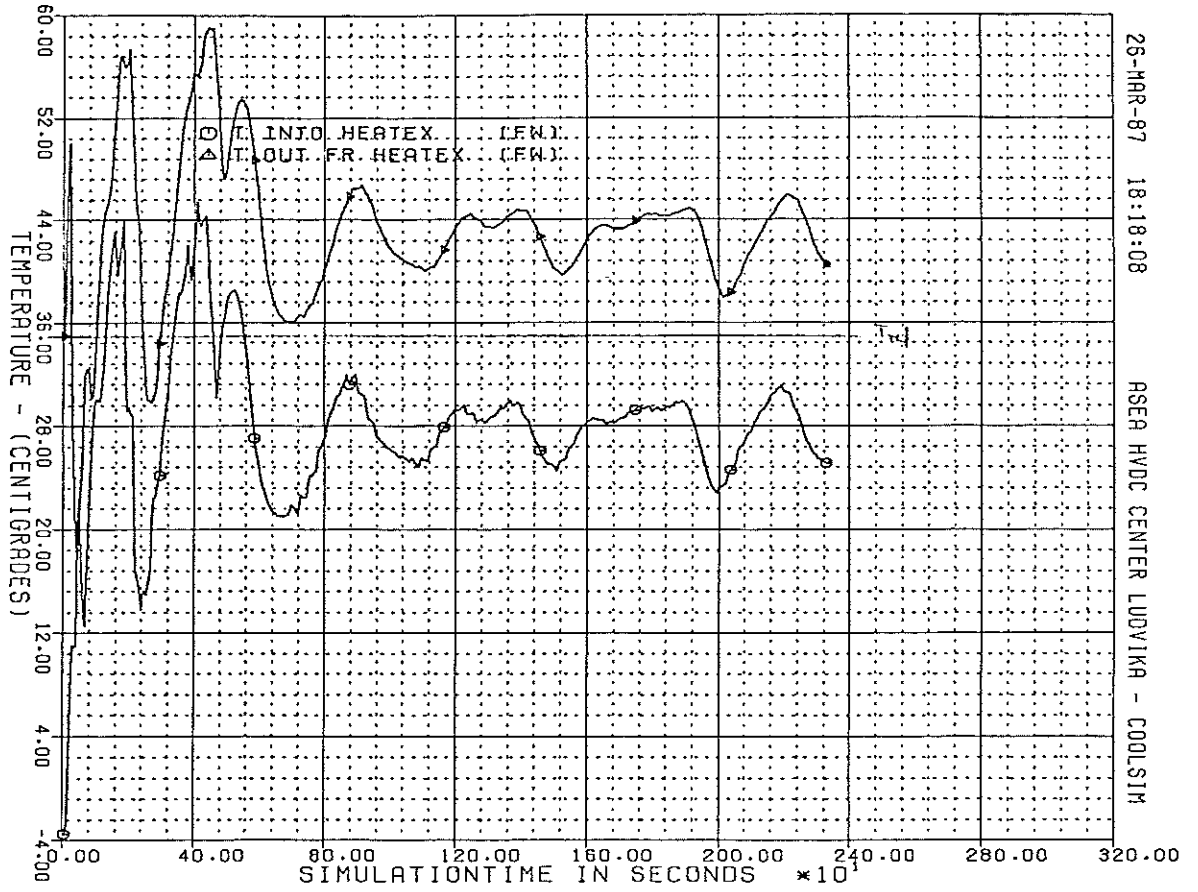
KONTISKAN
FALL 3 UTAN SHUNT



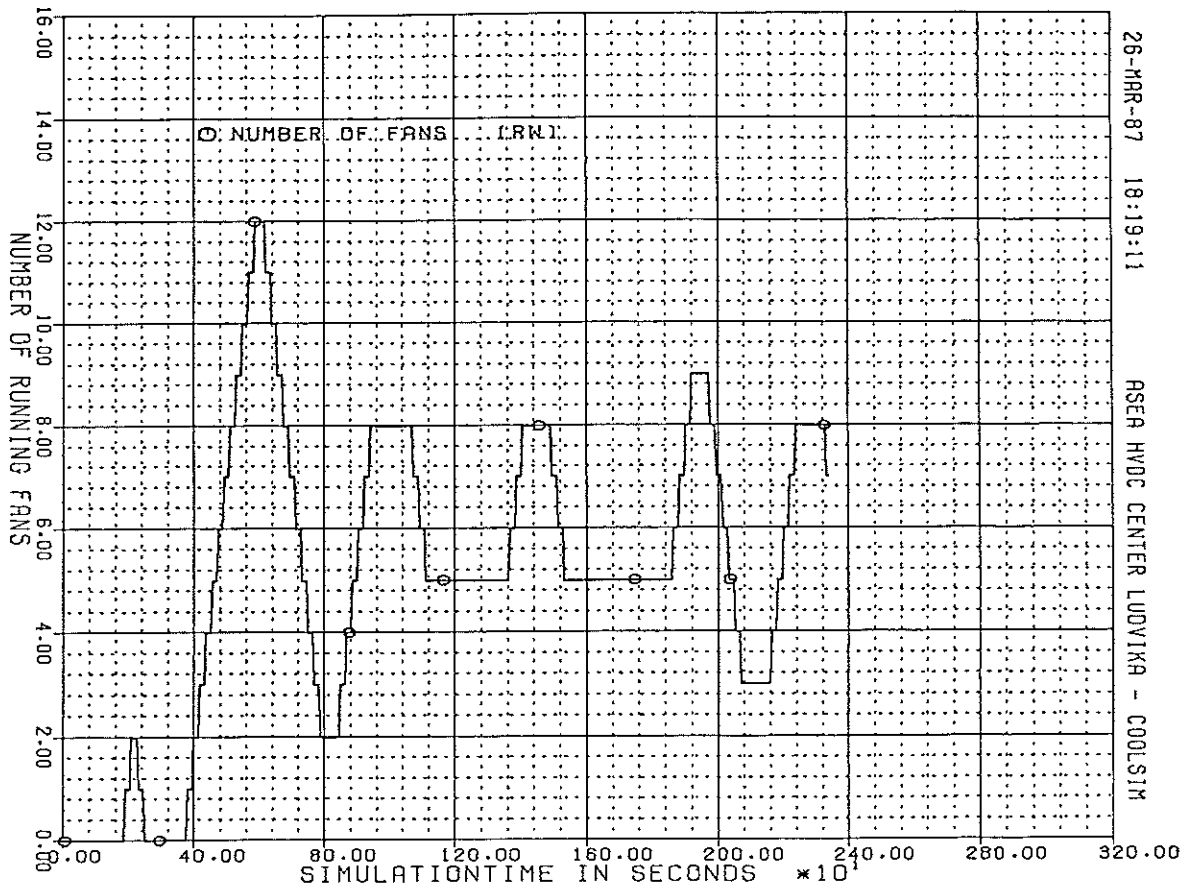
KONTISKAN
FALL 3 UTAN SHUNT



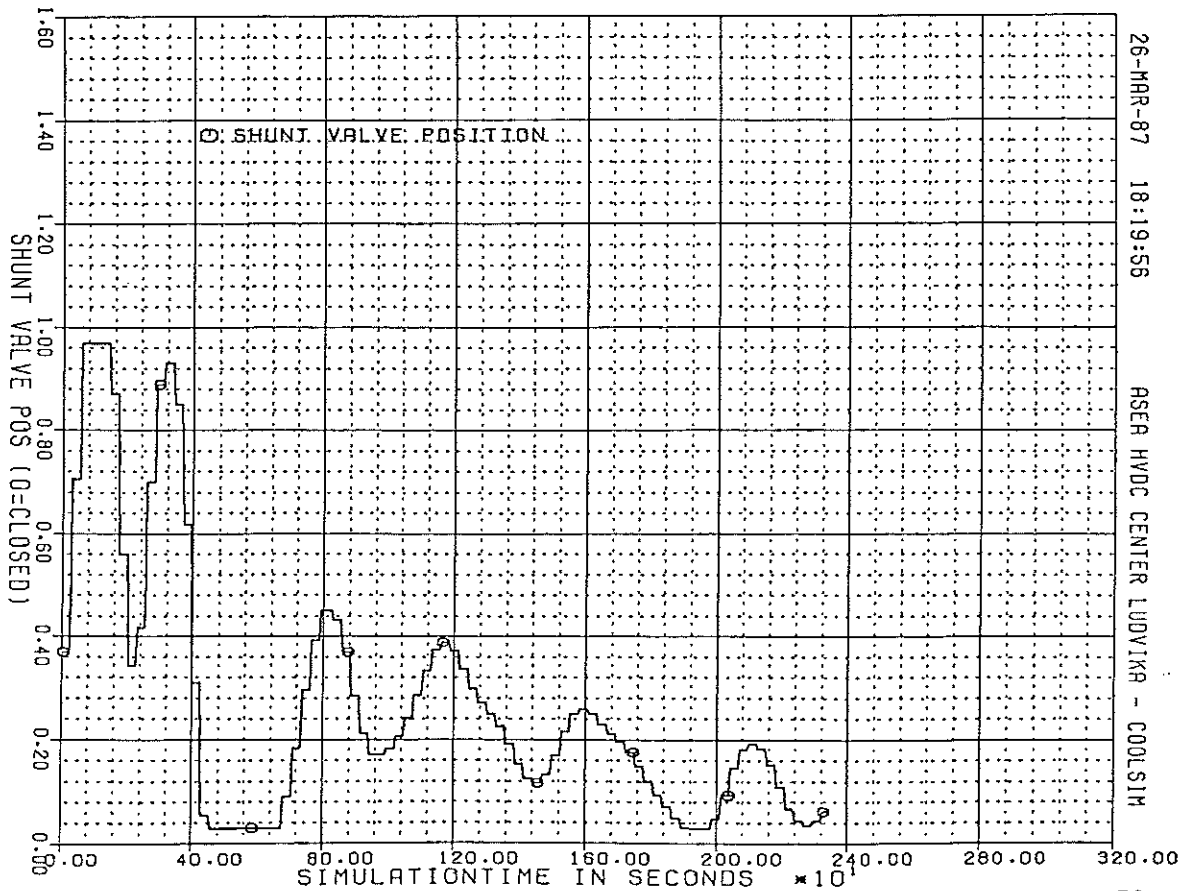
KONTISKAN
FALL 4 MED SHUNT



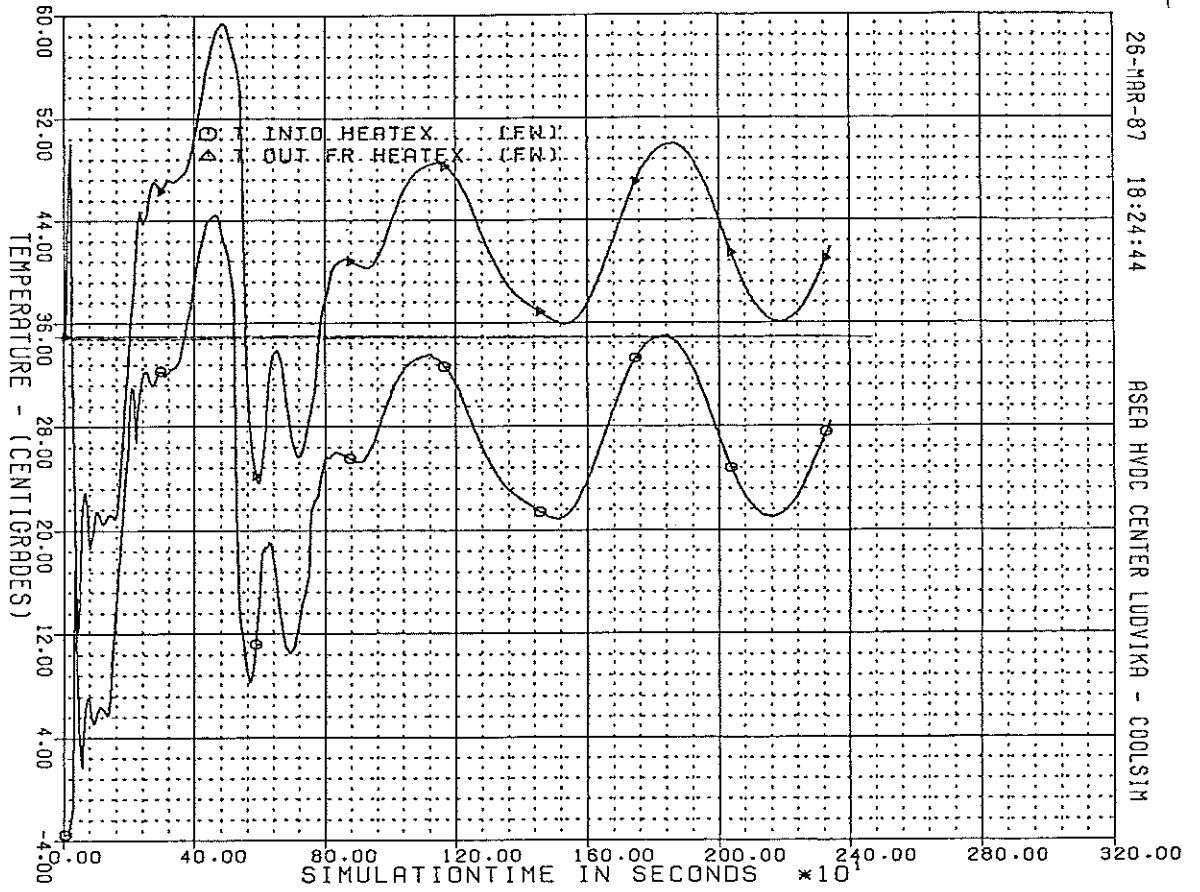
KONTISKAN
FALL 4 MED SHUNT



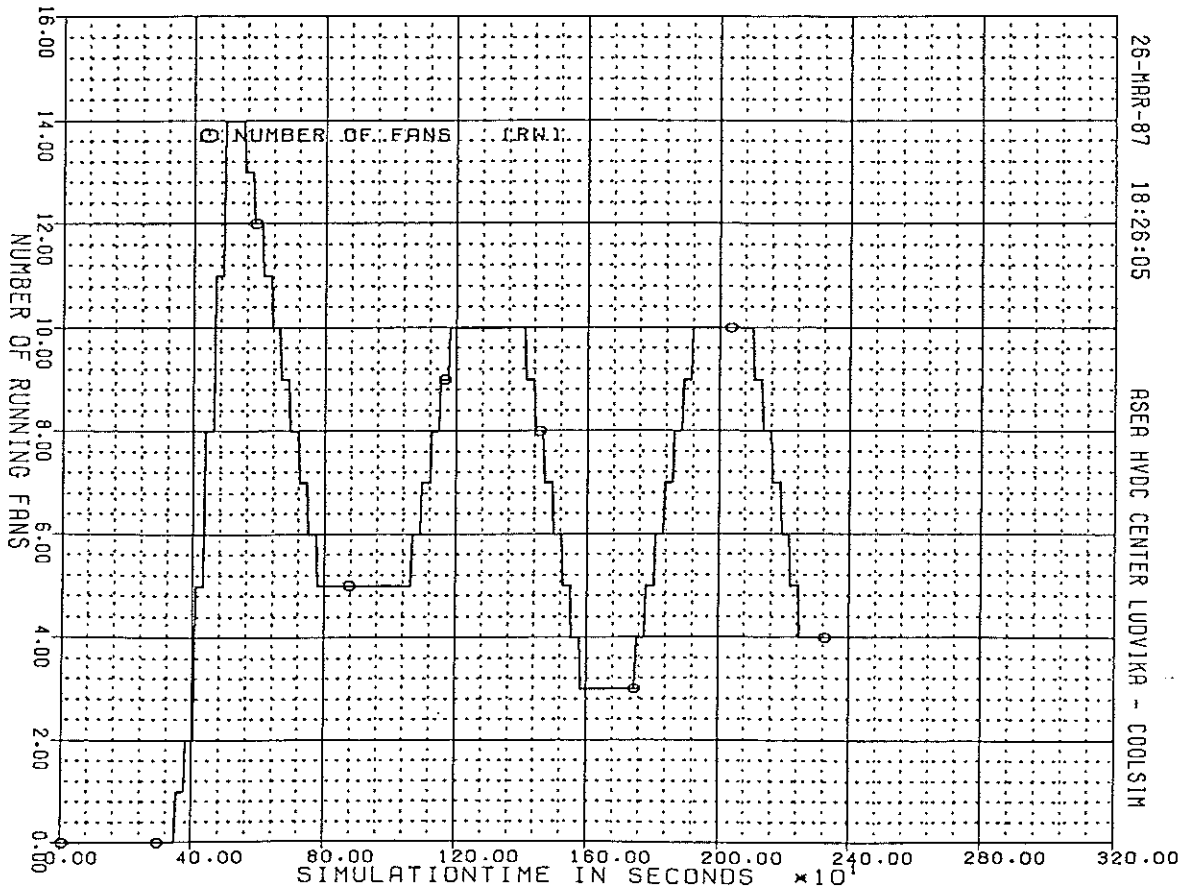
KONTISKAN
FALL 4 MED SHUNT



KONTISKAN
FALL 4 UTAN SHUNT



KONTISKAN
FALL 4 UTAN SHUNT



Referenslista

- [1] ÅKESSON, M., *Simuleringsmodell för tyristorventilens kylsystem*, examensarbete i tillämpad termodynamik och strömningslära vid Chalmers tekniska högskola, 1986.
- [2] EASTOP, T.D. & MCCONKEY, A., *Applied Thermodynamics for Engineering Technologists*, 3:d ed., LONGMAN (London & New York), 1983.
- [3] DOLBY, I., *Grunder för värmetekniska beräkningar*, Kemicentrum, Lunds universitet, (STF Ingenjörutbildning).

För våt kylning har följande material tagits fram

- [4] WEBB, R.L. & VILLACRES, A., *Cooling Tower Performance*, ASHRAE Journal, November 1984, pp. 34 - 40.
- [5] STEWART, W.E., JR. & SMITH D.R., *Cooling Tower Evaporation Rates at High Site Elevations*, Heat Transfer Engineering, vol.5, nos. 3 - 4 1984, pp. 48 - 55.
- [6] WEBB, R.L. & VILLACRES, A., *Simulation of Evaporative Heat Exchangers (Cooling Towers, Fluid Coolers and Condensers)*, Heat Transfer Engineering, vol. 6, no. 2 1985, pp. 31 - 38.