



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



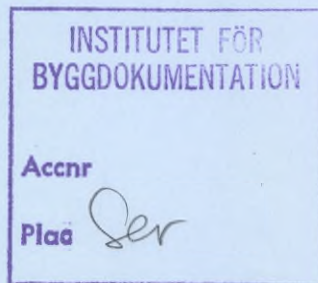
**Rapport**

**R108:1987**

**Reglerstrategins inverkan  
på värmepumpsdrift  
i bivalenta system**

**Dynamisk simulering av olika  
reglerstrategier**

**Gunnar Sönsteröd**



**Byggforskningsrådet**

R108:1987

REGLERSTRATEGINS INVERKAN PÅ  
VÄRMEPUMPSDRIFT I BIVALENTA SYSTEM

Dynamisk simulering av olika reglerstrategier

Gunnar Sönsteröd

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841001-6  
från Statens råd för byggnadsforskning till Statens  
Provvningsanstalt, Borås.

## REFERAT

Huvuduppgiften i detta arbete har varit att med dynamisk simulering studera hur olika reglerstrategier påverkar värmepumpsdrift vid samverkan med oljepanna i bivalent drift. Datorberäkningarna har utförts på fyra systemlösningar med tre vanliga reglerstrategier. Dessa är 1) flytande kondenserings-temperatur, 2) konstant kondenserings-temperatur, 3) växlande kondenserings-temperatur.

Resultat sammanställs i tabeller och diagram. I tabellerna jämförs storheter för effektivitet (värmefaktor, systemfaktor och relativ gångtid), komfort (rumsluft- och tappvarmvattentemperatur) och beständighet (antal kompressorstarter, oljepannestarter, ventilöppningar). Diagrammen illustrerar t ex tidsförlopp för temperatur och flöden i radiatorsystem, värmepump och oljepanna.

Värmepumpsfaktorn är väntat hög för sytem med reglerstrategi 1 och 3, där värmepumpen drivs med låg kondenserings-temperatur och lägst för sytem 2 där värmepumpen drivs med hög kondenserings-temperatur. Systemfaktorn visar sig vara ungefär lika för alla systemen och beror på att större mängd spetsvärme måste tillföras sytem 1 och 3 för att producera tappvarmvatten. Värmepumpens tillgänglighet är högst för system 2 där stopp/-start styrs av returtermostat med stor hysteres mot en arbetsvolym (dubbelmantlad varmvattenberedare). Reglering av uppvärmningsenergin sker med två blandningsventiler i sekvens genom framledning-, rums- och utomhus-temperatur.

Fördelarna hos system 2 är följande. 1) Systemdelarna samverkar lugnt och värmepumpen har lång drifttid med få start/stoppförlopp. 2) Returtemperaturen till oljepannan är hög. Den kan drivas på hög drifttemperatur utan nackdel för värmepumpsdriften. 3) Värmepumpen klarar största delen av tappvarmvattenbehovet. Rumstemperaturförloppet är jämnt. 4) Systemet är överskådligt och enkelt.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R108:1987

ISBN 91-540-4816-8  
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm  
Svenskt Tryck Stockholm 1987

## INNEHÅLL

	<u>sid</u>
1	SAMMANFATTNING.....3
2	TECKENFÖRKLARINGAR OCH DEFINITIONER.....4-5
3	BAKGRUND.....6
4	DYNAMISK SIMULERING.....7
4.1	Problem i samband med dynamisk simulering.....7
5	FÖRUTSÄTTNINGAR FÖR DYNAMISKA SIMULERINGAR.....8
5.1	Huskropp.....8
5.2	Störstorheter.....8-9
5.3	Radiatorsystem.....9
5.4	Tre vanliga reglerstrategier.....9-10
5.4.1	Flytande kondenseringstemperatur.....10
5.4.2	Konstant kondenseringstemperatur.....11-12
5.4.3	Växlande kondenseringstemperatur.....12-13
6	RESULTAT FRÅN DYNAMISKA SIMULERINGAR.....14-15
6.1	Tabeller.....16
6.2	Diagram.....17-21
 <u>Bilagor</u>	
Bilaga 1	TECKENFÖRKLARINGAR TILL BILAGA 2.....22-24
Bilaga 2	BESKRIVNING AV KOMPONENTMODELLER.....25
2.1	Byggnad - HUS.....25-27
2.2	Radiatorsystem - RAD.....27-28
2.3	Dubbelmantlad varmvattenberedare - VVB.....29-30
2.4	Värmepump - VP.....31-32
2.5	Oljepanna - OP.....33
2.6	Blandningsventil - RV.....34
2.7	Reglercentral - RC.....35-36
2.8	Väderdata - VDR.....37
Bilaga 3	RELATIONSPROGRAM.....38
Bilaga 4	LITTERATURFÖRTECKNING.....39



Resultat i detta projekt visar hur olika reglerstrategier påverkar driftförhållanden vid samkörning av värmepump och oljepanna i ett vattenburet uppvärmningssystem. Detta åskådliggörs med storheter för effektivitet (värmefaktor, systemfaktor och relativ gångtid), komfort (rumsluft- och tappvarmvattentemperatur) samt beständighet (antal kompressorstarter, oljepannestarter och ventilöppningar).

Systemanalys har utförts med dynamisk simulering av fyra etablerade systemlösningar, som valts från typgodkända värmepumpars monteringsinstruktioner. I system 1 (S1) arbetar värmepumpen med s.k. flytande kondenseringstemperatur, i S2 och S3 med s.k. konstant kondenseringstemperatur samt i S4 med växlande kondenseringstemperatur efter tappvarmvatten- och uppvärmningsbehov. Resultat från systemsimuleringarna jämförs i tabeller och diagram.

Värmefaktorn är lägst för S1 där värmepumpen drivs med låg kondenseringstemperatur. Systemfaktorn visar sig med givna förutsättningar vara ungefär lika vilket beror på att en större del spetsvärme måste tillsättas S1 och S4 för att producera tappvarmvatten. Värmepumpens tillgänglighet är störst för S2 och S3 där stopp/start styrs separat efter returtemperaturen från en vattenbuffert. Uppvärmningen regleras i dessa system med två blandningsventiler genom rums-, utomhus- och framledningstemperatur.

I rapporten beskrivs teoretiska modeller för väder, huskropp, radiator- och golvvärmsystem, värmepump, oljepanna, dubbelmantlad beredare, värmeväxlare, reglerventil och ställdon samt reglerfunktion.

## 2 TECKENFÖRKLARINGAR OCH DEFINITIONER

Komponentförteckning till S1-S4 figur 1 - 4.

VP	= Värmepump
F	= Förångare
OP	= Oljepanna
RAD	= Radiatorsystem
VVB	= Dubbelmantlad varmvattenberedare
AT	= Ackumulatortank
V	= Reglerventil
VAV	= Växelveil
BLV	= Blandningsventil
BV	= Backventil
RC	= Reglercentral
P	= Cirkulationspump
KV	= Kallvatten
VV	= Varmvatten
S1-S4	= System 1 till 4

Följande reglerparametrar anges i avsnitt 5.4.1 - 5.4.3:

pk	= Proportionalitetskonstant
Ts	= Samplingstid
Ti	= Integreringstid

Följande storheter redovisas i avsnitt 6.

Avgiven värme från anläggning under perioden jan dygn 1-10

Q <sub>lvp</sub>	= Avgiven kondensovärme från köldmediekrets
Q <sub>fvp</sub>	= Förlustvärme från värmepumpens kondensor
Q <sub>a</sub>	= Avgiven värme till varmvattenberedare
Q <sub>asys</sub>	= Avgiven värme från varmvattenberedare till uppvärmningssystem
Q <sub>t</sub>	= Tappvarmvattenvärme från varmvattenberedare
Q <sub>fa1</sub>	= Förlustvärme från beredare VVB
Q <sub>fa2</sub>	= Förlustvärme från ackumulatortank AT
Q <sub>top</sub>	= Tillsatsvärme totalt till uppvärmningssystem från oljepanna
Q <sub>fop</sub>	= Förlustvärme från oljepanna
Q <sub>rad</sub>	= Avgiven värme från radiatorsystem till hus
Q <sub>h</sub>	= Summa tillskotts- och förlustvärme för hus

Tillförd energi till anläggning

W <sub>evp</sub>	= Total drivenergi till värmepump
W <sub>olja</sub>	= Tillförd oljeenergi till oljepanna
W <sub>ttt</sub>	= Tillförd total olje- plus elenergi till tappvarmvatten
W <sub>ott</sub>	= Tillförd oljeenergi till tappvarmvatten
W <sub>ecp</sub>	= Total drivenergi för cirkulationspumpar



## Beräknade storheter

Värmepumpens värmefaktor,  $\phi_{vp}$ , är förhållandet mellan från köldmediekretsen avgiven energi till kondensorn  $Q_{lv}$  och till värmepumpen tillförd total drivenergi  $W_{vp}$ .

$$\phi_{vp} = Q_{lv}/W_{vp}$$

Systemfaktorn,  $\phi_{va}$ , är förhållandet mellan från värmeanläggningen totalt avgiven värmeenergi till värmebärare  $Q_{lvpa}$  och samtliga för processens genomförande till värmeanläggningen tillförda energier  $W_{vpa}$ .

$$\phi_{va} = Q_{lvpa}/W_{vpa}$$

Oljepannans totalverkningsgrad,  $\eta$ , är förhållandet mellan från oljepannan avgiven värmeenergi,  $Q_{top}$ , till värmebärare och tillförd oljeenergi  $W_{olja}$ .

$$\eta = Q_{top}/W_{olja}$$

## Medeltemperaturer i systemet

$t_r$  = Rumstemperatur  
 $t_{rmax}$  = Max. uppnådd rumstemperatur  
 $t_{rmin}$  = Min. uppnådd rumstemperatur  
 $s$  = Rumstemperaturens standardavvikelse från börvärde  
 $t_{fram}$  = Framledningstemperatur till radiatorsystemet  
 $t_{ret}$  = Returledningstemperatur från radiatorsystemet  
 $t_{fvp}$  = Framledningstemperatur från värmepump  
 $t_{rvp}$  = Returledningstemperatur till värmepump  
 $t_{fop}$  = Framledningstemperatur från oljepanna  
 $t_{rop}$  = Returledningstemperatur till oljepanna  
 $t_p$  = Panntemperatur  
 $t_t$  = Tappvarmvattentemperatur  
 $t_{tmax}$  = Max. tappvarmvattentemperatur  
 $t_{tmin}$  = Min. tappvarmvattentemperatur  
 $t_{ute}$  = Utomhustemperatur

## Övriga driftdata

$n_1$  = Antal värmepumpstarter  
 $t_{gmin}$  = Värmepumpens min. gåtid  
 $t_{gmax}$  = Värmepumpens max. gåtid  
 $t_{smin}$  = Värmepumpens min. ståtid  
 $t_{smax}$  = Värmepumpens max. ståtid  
 $t_{gtot}$  = Värmepumpens totala gåtid  
 $\alpha$  = Värmepumpens relativa gåtid  
 $n_2$  = Antal starter för oljebrännare  
 $n_3$  = Antal ventilväxlingar

## Definition

Systemets bivalenstemperatur är den utomhustemperatur då värmepumpen ensam klarar uppvärmningsbehovet.

I och med dagens stora utbud av billiga regulatorer och processorer finns goda möjligheter att optimera samverkan mellan olika delar i uppvärmningssystem.

Erfarenheter från besiktningar och fältmätningar utförda vid Statens provningsanstalt uppvisar en rad mindre lyckade systemlösningar för samkörning av värmepump och oljepanna. Det har också visat sig att reglerutrustning för värmepump och oljepanna ibland samverkar så dåligt att t ex värmepumpens tillgänglighet minskar.

Dessa problem kan kanske lösas genom standardisering av systemlösningar. Detta kan få exempelvis följande positiva verkan:

- 1) Kunden slipper s k vilda systemlösningar som ofta tillkommer p g a tidsbrist vid projektering.
- 2) Förutsättningar för lyckad installation inskränker sig till lättfattliga monteringsanvisningar och att installatören inte avviker från givna rekommendationer, så att verkan från tänkt reglerstrategi försvinner.
- 3) Enkla, överskådliga system utan onödiga komponenter.

Vid Statens provningsanstalt har utförts prestandaprovningar av små värmepumpar i ca tio år. Laboratoriedata används för att teoretiskt beräkna systemfaktorn för värmepumpar installerade i hus med specificerade årsvärmebehov. Dessa resultat är ofta optimistiska men ibland stämmer de överens med resultat från fältmätningar. Eventuell skillnad beror förmodligen på att förenklade beräkningsprogram använda för ett speciellt syfte inte tar hänsyn till skillnader i reglerstrategi.

Dynamisk simulering är idag ett tillgängligt hjälpmedel med vilket man kan göra jämförande systemstudier.

## 4 DYNAMISK SIMULERING

Målsättningen i detta projekt är i första hand att under exakt samma förutsättningar jämföra respektive funktion för fyra system S1 - S4, som har olika reglerstrategier.

Att lösa denna typ av uppgift med traditionell metod genom intensivmätningar på system i fält eller laboratorium är inte genomförbart med normala mätresurser. Istället undersöks att genom dynamisk simulering få ett arbetsbesparande redskap, som producerar resultat, som är direkt jämförbara med vad motsvarande resultat från t.ex. intensivmätning skulle vara. För att detta skall vara möjligt måste varje komponent i systemet ges en teoretisk beskrivning, som för en viss insignal beräknar en rimlig utsignal. Kunskap om denna rimlighet bör grunda sig på jämförande mätningar under kontrollerade förhållanden i laboratoriemiljö.

I detta arbete har modellerna i mesta möjliga mån hämtats i litteratur där användbarhet och validitet diskuteras. Tyvärr är litteraturen med detta innehåll begränsad. Det råder alltså ett klart behov av mer systematiska och direkta jämförelser mellan modellen och dess förebild utan omräkningar eller uppskattningar.

De i systemen ingående komponenterna beskrivs i bilaga 2 med ordinära differential- och differensekvationer. För att lösa dessa ekvationssystem används ett generellt beräkningsprogram, Simnon, som är ett interaktivt språk och ett hjälpmedel att simulera dynamiska system, ref.[1]. För att strukturera program som beskriver ett stort system delas detta upp i underprogram för varje komponent, som knyts samman med respektive in- och utsignal. Bilaga 3 visar hur underprogrammen för S3 är kopplade.

Dynamisk simulering är användbar vid t.ex följande systemstudier:

- Jämföra olika reglerstrategier för uppvärmningssystem.
- Jämföra verkan av tilläggsisolering med någon annan energibesparande åtgärd.
- Jämföra en värmepumps tillgänglighet i system med olika placering av vattenbuffert.

#### 4.1 Problem i samband med dynamisk simulering

I arbetet har använts en numerisk metod av Hamming, som väljer längsta möjliga steglängd med hänsyn till tillåtet integrationsfel. Detta åstadkommer relativt snabba beräkningar. Hastigheten minskar för system med både långsamma och snabba tidsförlopp. Programmets komplexibilitet ökar snabbt med ökad storlek och detaljeringsgrad på systemet. Ett stort program tar längre processtid i anspråk.

Det är således nödvändigt att förenkla problemformuleringen för att just vinna fördelarna med datorsimulering.

## 5 FÖRUTSÄTTNINGAR FÖR DYNAMISKA SIMULERINGAR

I följande avsnitt ges en uppfattning om värmekällans och värme-sänkans utseende samt de storheter, som belastar systemen vid genomförda simuleringar. Resultat är sammanställda i avsnitt 6.1. De teoretiska modellerna beskrivs detaljerat och med exempel i bilagor 2.1 - 2.8.

5.1 Huskropp

Alla fyra systemen kopplas till identiska radiatorsystem i identiska hus. Uppvärmningssystemet tänks uppkopplat i förådsutrymme innanför huskroppen. Väggarna består av 75 mm spontad stående plank med 20 mm putstegel på utsida och 15 mm gipsskiva på insida. Tak och golvbjälklag isoleras med 150 mm mineralull och har 15 mm spontad plank på insida. Innerväggarna består av 20 mm gipsskivor. Huset har totalt 12 m<sup>2</sup> fönsteryta med k-värde = 2.0 W/m<sup>2</sup> °C. Husets totala k-värde är med ovanstående förutsättningar 0.72 W/m<sup>2</sup> °C.

I övrigt har huset följande dimensioner:

Bredd-längd-höjd	= 8 m - 10 m - 5 m
Total golvyta	= 160 m <sup>2</sup>
Total väggyta mot söder	= 50 m <sup>2</sup> därav 6 m <sup>2</sup> fönsteryta
Total väggyta mot norr	= 50 m <sup>2</sup>
Total väggyta mot öster	= 40 m <sup>2</sup> därav 3 m <sup>2</sup> fönsteryta
Total väggyta mot väster	= 40 m <sup>2</sup> därav 3 m <sup>2</sup> fönsteryta
Total yta innervägg	= 220 m <sup>2</sup>
Huset tänks vara beläget i Stockholmstrakten (latitud 60°).	

5.2 Störstorheter

Figurer 11 a-d visar tidsförloppen för de parametrar, som belastar de fyra simulerade systemen. För hela januari månad, som visas i sin helhet i bilaga 2.8 figur 8a-8c valdes de tio första dygnen med start 00.00 dag ett. Denna period är intressant då temperaturen varierar på ett sådant sätt att hela reglerstrategin sätts på prov. Den första tiden går både värmepump och oljepanna, därefter går endast oljepannan och till sist går endast värmepumpen varvid oljepannan sätts i vänteläge. Medeltemperaturen är under perioden dag 1 till dag 10 -3.2 °C.

Under tidsperioden värms rumsluften av solinstrålning genom fönstertyorna åt öster, söder och väster. Hela solenergitillskottet är under perioden ca 52 kWh.

Energitillskott från hushåll tillsätts i första hand med konstant effekt 500 Watt och i andra hand intermittent med effekten 500 Watt kl 6.00 under en timma och kl 18.00 under en timma. Totala energitillskottet från hushållsel är under perioden ca 130 kWh.

Tappvarmvatten förbrukas regelbundet varje dygn kl 6.00 och kl 18.00 och vid varje tillfälle ca 120 dm<sup>3</sup>. Elvärme tillsätts tappvarmvattnet för att detta ska uppnå 50 °C om oljepannan står i vänteläge och värmepumpen inte klarar behovet. Tappvarmvattnets flöde är 0.2 kg/s.

Huset har konstant friskluftventilation med massflöde 0.03 m<sup>3</sup>/s, vilket under perioden motsvarar en energiförlust på ca 201 kWh.

För enkelhets skull har inte tagits hänsyn till verkan från vind och fukt. De storheter som påverkas av vind och fukt är främst värmeövergångstal och ventilation för byggnaden men också avfrostningsförloppet för värmepumpar utrustade med behovsstyrd avfrostning påverkas.

### 5.3 Radiatorsystem

Radiatorsystemet är uppdelat på 10 st radiatorer med total yta ca 14 m<sup>2</sup> och total vattenvolym ca 100 dm<sup>3</sup>. Vid dimensionerande utomhustemperatur -20 °C fordras en framledningstemperatur på ca 54 °C för att hålla konstant rumstemperatur 20 °C. Detta ger en returtemperatur på ca 45 °C vid massflödet 0.25 kg/s.

### 5.4 Tre vanliga reglerstrategier

I tillverkarens monteringsanvisningar förekommer ett antal principer för bivalent, parallell, alternativ drift, som bygger på vissa teser hur värmepump och oljepanna bör sammankopplas för att aggregat och komponenter skall användas optimalt m.a.p. energi, livslängd och komfort ref. [11]-[15]. Dessa är bl a:

- 1) Värmepumpens relativa gångtid bör vara så stor som möjlig för att minimera stilleståndsförlusterna. Dess antal stopp/start bör minimeras med hänsyn till kompressorns livslängd.
- 2) Bivalenstemperaturen bör ligga mellan -5 °C och 0 °C vid bivalent parallell drift för att utnyttja luft/vatten värmepumpen optimalt med tanke på pris och utnyttjandegrad ref. [8].
- 3) Värmepumpens drift begränsas för luft/vatten värmepumpar ofta vid värmebärartemperatur 55 °C och köldbärartemperatur -10 °C av skäl som hänför sig till kompressorns driftområde och livslängd.
- 4) Systemet bör vara så konstruerat att radiatorns nominella flöde upprätthålls. Minskas flödet ökar radiatorsystemets temperaturnivå för att hålla inställd rumstemperatur.
- 5) För att undvika kondensering av vatten i panna och skorsten bör oljepannan arbeta med så hög panntemperatur att rökgastemperaturen överallt i panna och skorsten överskrider rökgasens daggpunktstemperatur för vatten. Returtemperaturen till oljepannan bör vara större än 45 °C.

I de följande underavsnitten beskrivs fyra typiska systemkopplingar för luft/vatten värmepumpar avsedda att samverka med oljepanna. I simuleringarna mäts uppvärmningsbehovet direkt med rumstemperaturgivare. Blandningsventiler regleras med digitala PI-regulatorer vars ekvationer beskrivs i bilaga 2.7.

#### 5.4.1 Flytande kondenseringsstemperatur

I S1 enligt figur 1 styrs värmepumpen med rumstermostat efter rådande uppvärmningsbehov i fastigheten. Vid behov öppnar V1 och pannvattnet höjer framledningstemperaturnivån. Tappvarmvattnets temperatur i VVB följer temperaturnivån i VP och system. När OP står stilla måste tappvarmvattnet värmas med elenergi. Cirkulationen genom VP stoppas enbart då VP stoppas p g a låg utomhus-temperatur.

VP styrs med enkel rumstermostat. VP drift begränsas av returtemperatur- och utomhustermmostat. V1 regleras med PI-regulator och rumsgivare.

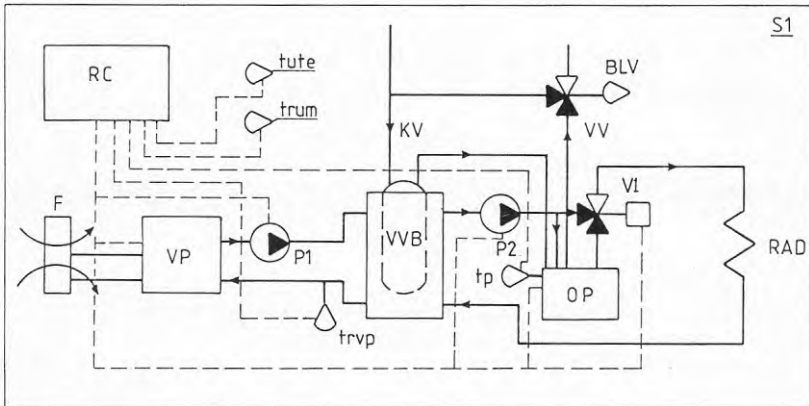
stopp/start värden VP:  $t_r = 20.5 \text{ } ^\circ\text{C}/20.0 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $t_{rvp} = 52.0 \text{ } ^\circ\text{C}/50.0 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $t_{ute} = -10.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

stopp/start värden OP:  $t_p = 70.0 \text{ } ^\circ\text{C}/62.0 \text{ } ^\circ\text{C}$  för  $t_{ute} < -1 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $t_p = 40.0 \text{ } ^\circ\text{C}/32.0 \text{ } ^\circ\text{C}$  för  $t_{ute} > -1 \text{ } ^\circ\text{C}$

börvärde PI-regulator:  $t_r = 20.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

För PI-regulatorn, som styr V1 gäller  $p_k = 0.5$ ,  $T_s = 50 \text{ s}$  och  $T_i = 1000 \text{ s}$ .

Nominella flödet genom VP-kretsen och radiatorsystemet är  $0.25 \text{ kg/s}$ .



Figur 1. Beskrivning av system S1.

## 5.4.2 Konstant kondenseringstemperatur

I S2 enligt figur 2 styrs kondenseringstemperaturen efter returtemperaturen från VVB. V2 släpper ut varmvatten efter behov till radiatorsystemet. V1 styrs i sekvens med V2 vilket innebär att den kan öppna först då V2 är helt öppen men först efter viss fördröjning.

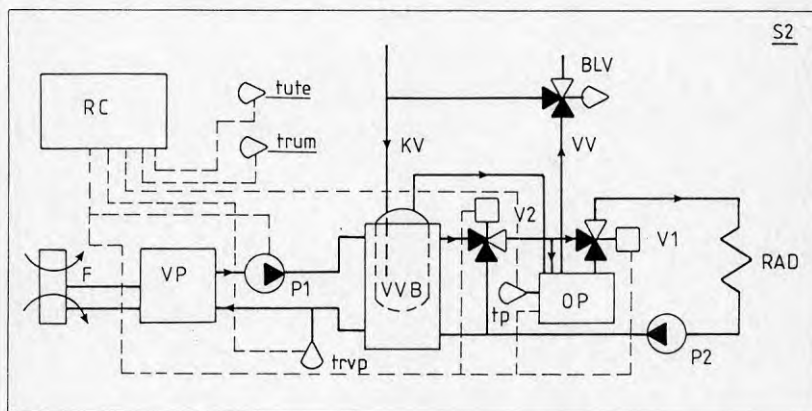
Kondenseringstemperaturen är egentligen inte konstant utan följer temperaturnivån i VVB, som är beroende av temperaturnivån i och energiuttaget till radiatorsystemet. Vintertid tillsätts energi efter behov till tappvarmvattnet från OP. Sommartid styrs temperaturnivån efter returtemperaturtermostat. Cirkulationen genom VP stoppas endast då VP stoppas på en låg utomhustemperatur. VP stoppas när varmvattenberedaren är fulladdad eller begränsas av hög returtemperatur. Blandningsventilerna V1 och V2 regleras med var sin PI-regulator genom rumtemperaturgivare.

stopp/start värden VP:  $trvp = 52.0 \text{ } ^\circ\text{C}/47.0 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $tute = -10.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

stopp/start värden OP:  $tp = 70.0 \text{ } ^\circ\text{C}/65.0 \text{ } ^\circ\text{C}$  när  $tute < -1.0 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $tp = 40.0 \text{ } ^\circ\text{C}/35.0 \text{ } ^\circ\text{C}$  när  $tute > -1.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

börvärde PI regulator:  $tr = 20.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

För de två PI-regulatorerna, som styr V1 och V2 gäller  $pk = 0.5$ ,  $T_s = 50 \text{ s}$  och  $T_i = 1000 \text{ s}$ . Nominella flödet genom VP-kretsen och radiatorsystemet är  $0.25 \text{ kg/s}$ .



Figur 2. Beskrivning av system S2.

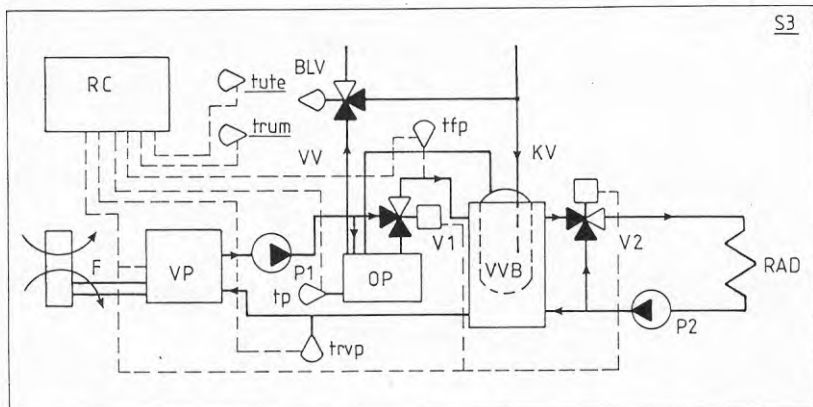
I S3 enligt figur 3 regleras V1 med PI-regulator och utomhustemperaturgivare så att framledningstemperaturen från OP till VVB är något högre än temperaturbehovet i radiatorsystemet. Detta innebär att VP vintertid upp till en utetemperatur något högre än bivalenstemperaturen har lägsta möjliga kondenserings temperatur. För högre utomhustemperaturer ställs OP i vänteläge och kan inte bidra med tappvarmvattenberedning. VP går då tills den bryter på returtemperaturen från VVB och producerar ensam all energi till uppvärmning och tappvarmvatten. V2 regleras med PI-regulator och mäter uppvärmningsbehovet direkt med rumtemperaturgivare.

stopp/start värden VP:  $trvp = 52.0 \text{ } ^\circ\text{C}/47.0 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $tute = -10.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

stopp/start värden OP:  $tp = 70.0 \text{ } ^\circ\text{C}/65.0 \text{ } ^\circ\text{C}$  när  $tute < -1.0 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $tp = 40.0 \text{ } ^\circ\text{C}/35.0 \text{ } ^\circ\text{C}$  när  $tute > -1.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

börvärde PI regulator:  $tr = 20.0 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $tfp$  regleras efter börvärdeskurva.

För PI-regulatorn till V1 gäller  $pk = 0.01$ ,  $T_s = 10 \text{ s}$ ,  $T_i = 10 \text{ s}$  och till V2 gäller  $pk = 0.5$ ,  $T_s = 10 \text{ s}$ ,  $T_i = 1000 \text{ s}$ . För börvärdeskurvan gäller  $tf_{max} = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $trb = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $td = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$  och  $n = 1.28$ . Nominella flödet genom VP-kretsen och radiatorsystemet är  $0.25 \text{ kg/s}$ .



Figur 3. Beskrivning av system S3.





Tabell a - c visar sammanställda resultat från dynamisk simulering utförd på fyra system beskrivna i avsnitt 5.4.1 - 5.4.3 och enligt övriga förutsättningar beskrivna i bilagor 2.1 - 2.8. Tabell a redovisar integrerade energiflöden och beräkningar av värmefaktor, systemfaktor och pannverkningsgrad. Tabell b visar medelvärden och ytterlighetsvärden för intressanta temperaturer. Tabell c visar övriga driftparametrar t ex antal starter och relativ gångtid. Figurer 5 - 11 illustrerar tidsförloppen för de storheter, som är intressanta och ger ytterligare information utöver tabellerna. S31 är resultat från simulering av S3 med förhöjd framledningstemperatur till VVB.

Som väntat är värmefaktorn högst för S1 där VP drivs med låg framledningstemperatur anpassad efter uppvärmningsbehovet och lägst för S2 och S3 där VP drivs med hög framledningstemperatur anpassad efter tappvarmvattenbehovet då OP är avstängd.

Systemfaktorn är i stort sett lika beroende på att motsvarande energi, som S1 vunnit genom högre kondensoreffekt och lägre driveffekt för kompressorn tillsätts med el- och oljeenergi för att bereda tappvarmvatten.

Man ser dels i figurer 5a - 5d och dels i tabell b att rumstemperaturens avvikelse från börvärdet,  $s$ , är minst för S2 och S3. I tabell a och b framgår att tappvarmvattentemperaturen från VVB har bäst kvalitet för S2, S3 och S4. Av dessa är tmin lägst för S4. Enligt S31 behöver oljepannan ingen egen beredare om framledningstemperaturen till VVB höjs något.

I S3 är returtemperaturen till OP lika med framledningstemperaturen från VP. Tidsförloppet framgår i figur 8. Returtemperaturen till OP,  $trp$ , är enligt tabell b lägst för S1, S2 och S4. Det är viktigt att inloppet till OP är så konstruerat att returtemperaturen förvärms av och omblandas väl med pannvattnet.

I figur 7a framgår funktionen av sekvensstyrningen för V1 och V2 i S2. V1 kan öppna först då V2 är helt öppen. I figur 7b framgår reglerstrategin för S3. Endast V1 regleras efter börvärdeskurva. V2 regleras efter rumstemperaturbehov. Då OP ställts av beror temperaturförloppet i VVB av VP-termostatstyrning. Det gäller att tanktemperaturen inte är högre än att V2 är precis helt öppen när uppvärmningsbehovet är som störst. Ventilöppningsgradens tidsförlopp är för V1 likartat i S1 - S4.

Den lugnaste regleringen fås med S2 och S3. Figur 10 visar framlednings- och returtemperaturförloppet för radiatorsystemet till S3. Medelvärden för framlednings- och returtemperatur till radiatorsystemet är enligt tabell b nästan lika vid alla simuleringar.

Av tabell c framgår att antal starter för VP i S2 och S3 är väsentligt lägre och gångtiden längre än i S1 och S4. Figurer 6a - 6c jämför illustrativt stopp/start intensiteten för VP i S1 - S4.

Antalet oljebrännarstarter enligt tabell c är högst för S2 och S3. Panntemperaturens tidsförlopp visas i figur 9 och är likartat för alla systemen. För att minska antal starter kan eventuellt panntermostatens hysteres ökas från 5 K till 10 K.

Växlingsintensiteten för VAV i S4 visas i figur 7c och antal växlingar i tabell c. Förmodligen fås förslitningsproblem med denna ventil.

Största möjliga relativa gångtid för VP i ett system S1 - S4 med givna förutsättningar är 0.83 och gäller under förutsättning att VP endast begränsas av låg utomhustemperatur. Närmast detta värde hamnar S2 och S3 med värdet 0.71 och därefter S4 med värdet 0.68. Om tappvarmvattenförbrukningen ökar kommer antalet stopp att minska och systemfaktorn att öka för S2 och S3. Särskilt förbättras VP drift i S4 för detta driftfall, som medför att VP tilläts gå längre då VAV växlasts om för tappvarmvattenberedning. Systemfaktorn för dessa system kommer förmodligen inte bli mycket högre än 1.4.

Enligt resultat innebär S2 och S3 säkra lösningar av följande skäl:

- 1) Värmepumpen arbetar med returtemperaturen från en vattenvolym. Detta medför långa gångtider med få stopp.
- 2) Rumstemperaturens standardavvikelse från börvärdet är acceptabel.
- 3) Tillräcklig mängd tappvarmvatten produceras.
- 4) Returtemperaturen till oljepannan är högst i S3. Detta är fördelaktigt för dess livslängd.
- 5) Systemdelarna samverkar lugnt, vilket innebär god långtidfunktion.
- 6) Överskådliga och enkla system.

Resultaten förutsätter 55/45 system. Högre temperaturnivå innebär lägre tillgänglighet för värmepumpen.

## 6.1 Tabeller

Tabell a Förbrukad energi och drivenergi

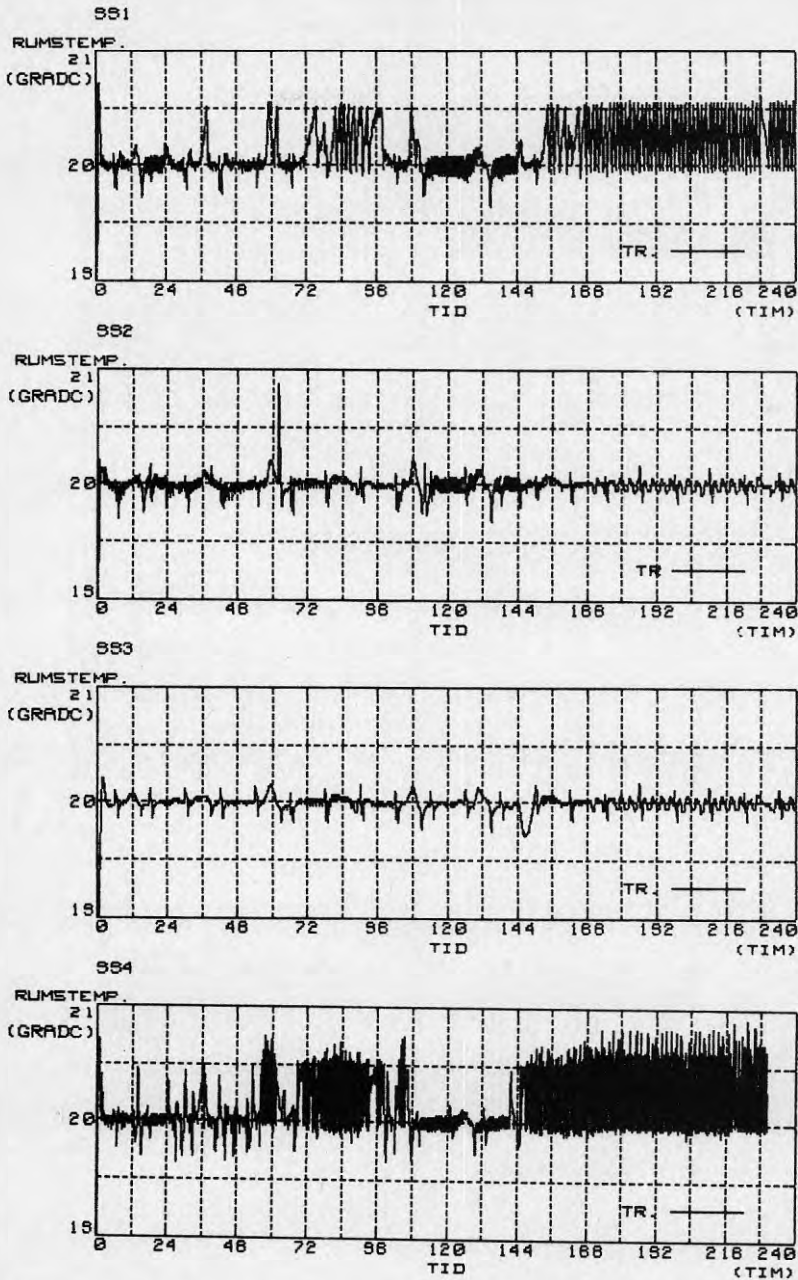
	<u>S1</u>	<u>S2</u>	<u>S3</u>	<u>S31</u>	<u>S4</u>
Qlvp, kWh	770	841	832	818	814
Qfvp, kWh	9,8	14	16	17	14
Qa, kW	761	826	1222	1231	127
Qasys, kWh	685	704	1090	1090	-
Qt, kWh	69	92	101	106	91
Qfal, kWh	19	30	33	36	33
Qfa2, kWh	-	-	-	-	9,0
Qtop, kWh	411	384	407	431	435
Qfop, kWh	63	64	65	67	78
Qrad, kWh	1098	1089	1091	1092	1099
Qh, kWh	1097	1089	1091	1091	1098
Wevp, kWh	291	356	358	361	335
Wolja, kWh	489	460	477	499	517
Wttt, kWh	33	13	5,2	2,0	4,1
Wott, kWh	15	12	4,5	1,4	4,1
Wecp, kW	48	41	48	48	37
øvp	2,65	2,36	2,32	2,27	2,43
øva	1,39	1,39	1,40	1,33	1,36
np	0,84	0,83	0,85	0,86	0,84

Tabell b. Temperaturer

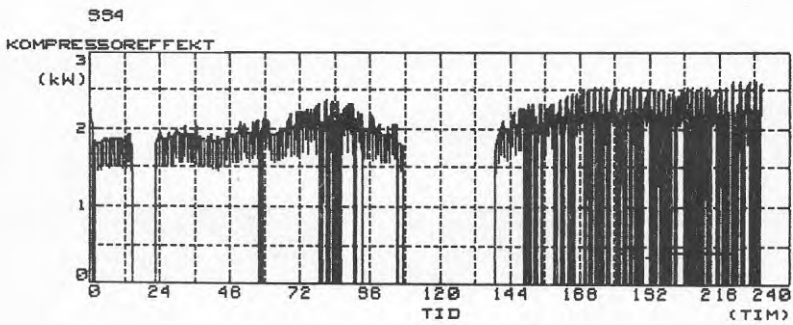
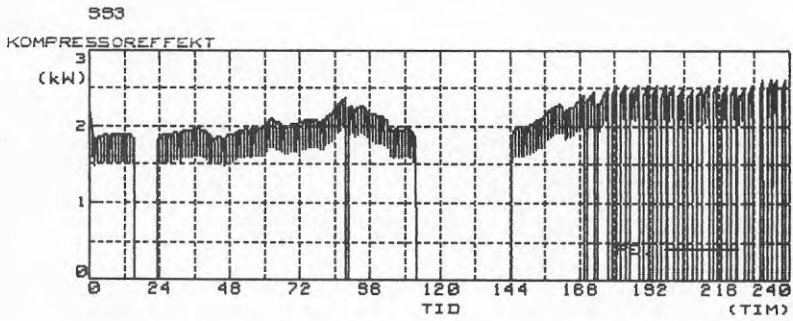
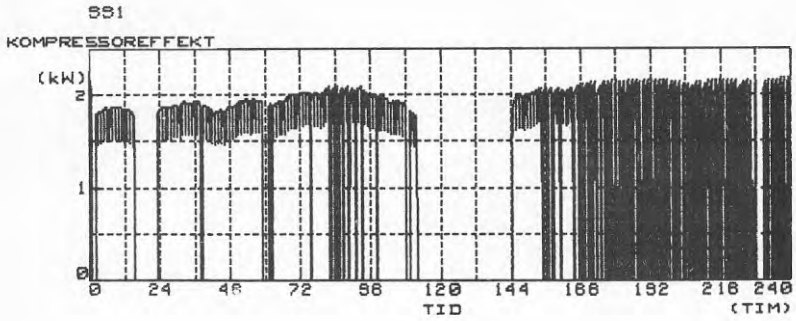
	<u>S1</u>	<u>S2</u>	<u>S3</u>	<u>S31</u>	<u>S4</u>
tr, °C	20,1	20,0	20,0	20,0	20,2
trmax, °C	20,7	20,9	20,2	20,3	20,9
trmin, °C	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2
s	0,21	0,12	0,12	0,11	0,24
tfram, °C	38,9	38,6	38,6	38,7	38,8
tret, °C	34,5	34,3	34,3	34,3	34,5
tfvp, °C	37,6	44,6	47,3	49,3	44,1
trvp, °C	34,6	42,5	44,1	46,2	41,0
tfp, °C	38,9	38,6	48,9	51,1	38,8
trp, °C	37,2	37,1	47,3	49,3	37,1
tp, °C	59,0	60,0	60,4	60,1	62,2
tt, °C	37,0	46,1	49,3	51,5	49,2
ttmax, °C	43,1	55,8	55,7	58,7	54,9
ttmin, °C	30,4	38,2	40,7	45,3	31,9
tute, °C	-3,2	-3,2	-3,2	-3,2	-3,2

Tabell c. Driftparametrar

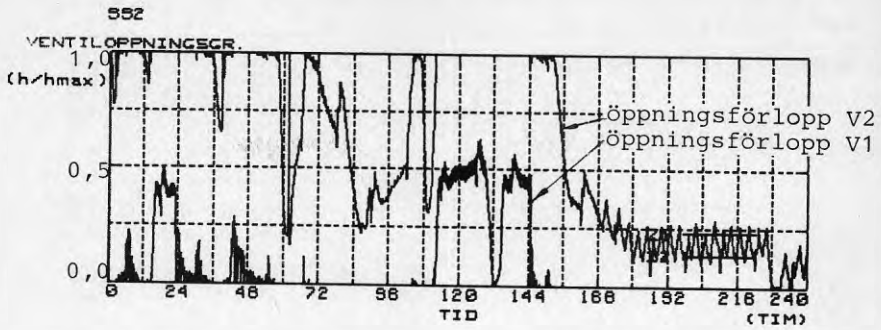
	<u>S1</u>	<u>S2</u>	<u>S3</u>	<u>S31</u>	<u>S4</u>
nl, antal	73	26	26	26	107
tgmin, min	30	58	60	60	6,3
tgmax, min	1236	3904	3864	3840	2227
tsmin, min	14	10	10	10	2,1
tsmax, min	1968	1968	1968	1968	1969
tgtot, min	8900	10184	10170	10154	9753
α	0,62	0,71	0,71	0,71	0,68
n2, antal	124	169	178	185	161
n3, antal	-	-	-	-	234
Periodtid, min	14400	14400	14400	14400	14399

6.2 Diagram

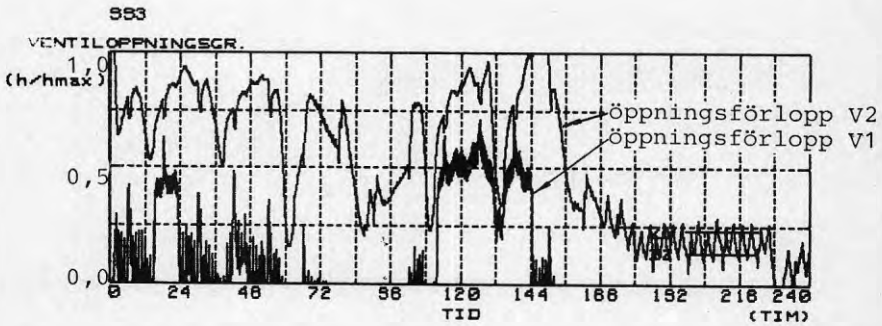
Figur 5a - 5d visar rumstemperaturförlopp för system S1, S2, S3 och S4.



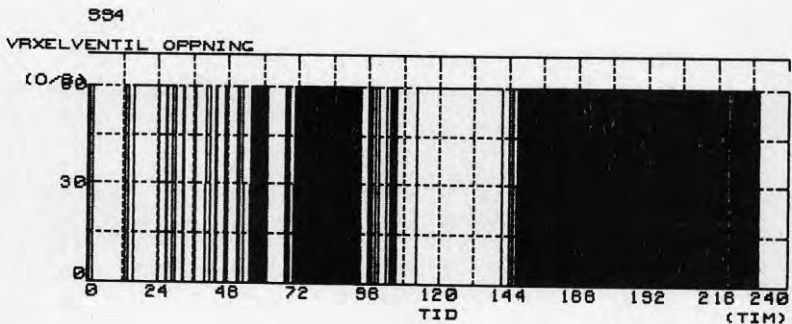
Figur 6a - 6c visar hur kompressorns driveffekt varierar beroende på tute och trvp, avfrostning samt stopp/start för system S1, S3 och S4. S2 och S3 har likartade effektförlopp hos kompressorn.



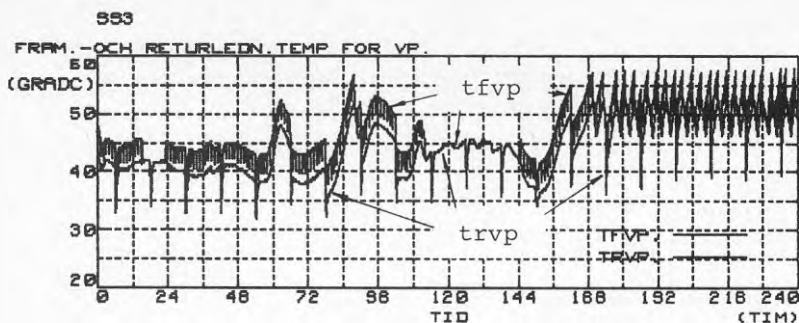
Figur 7a visar öppningsförloppet för ventil V1 och V2 i system S2 vid sekvensreglering.



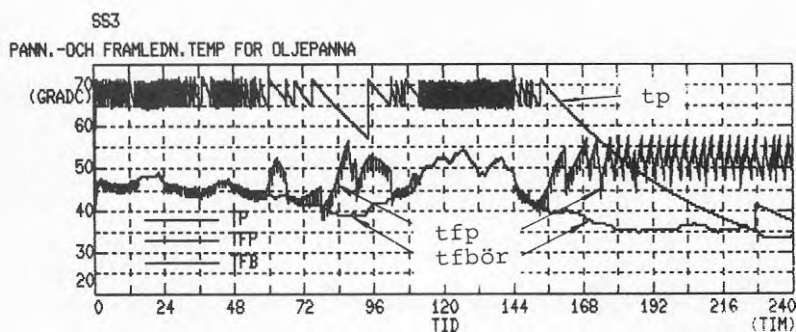
Figur 7b visar öppningsförloppet för ventil V1 och V2 i system S3. V1 regleras efter börvärdeskurva. V2 regleras efter rumstemperaturbehov.



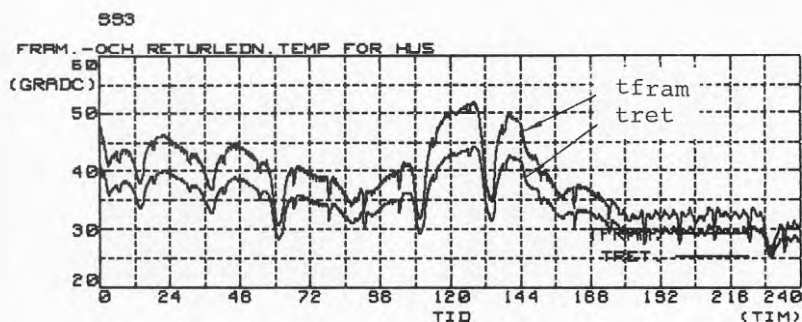
Figur 7 c visar växlingsintensiteten för VAV i system S4.



Figur 8 visar tidsförloppet för tfvp och trvp i system S3. VP avfrostas regelbundet och begränsas av tute och trvp.

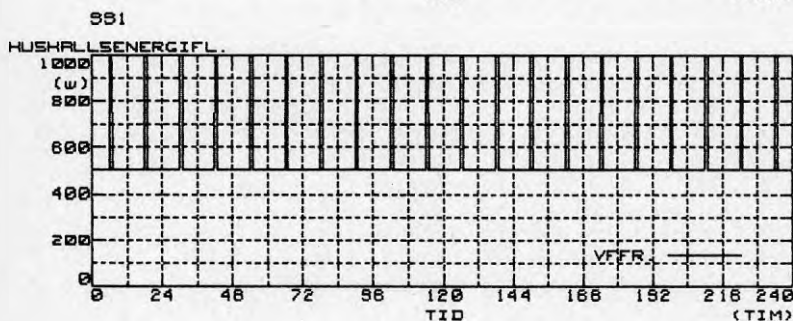
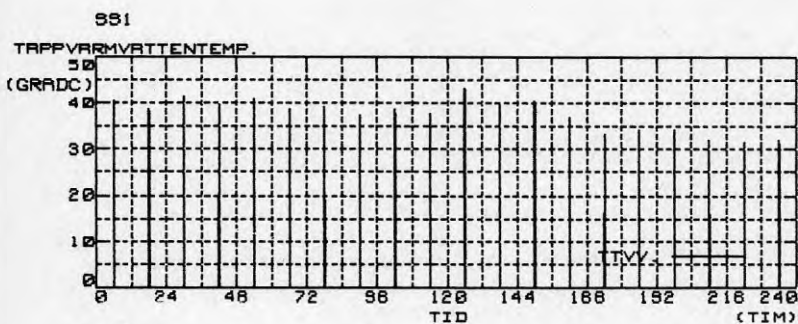
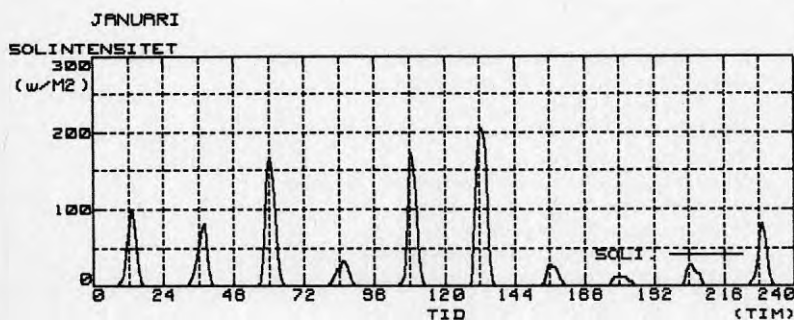
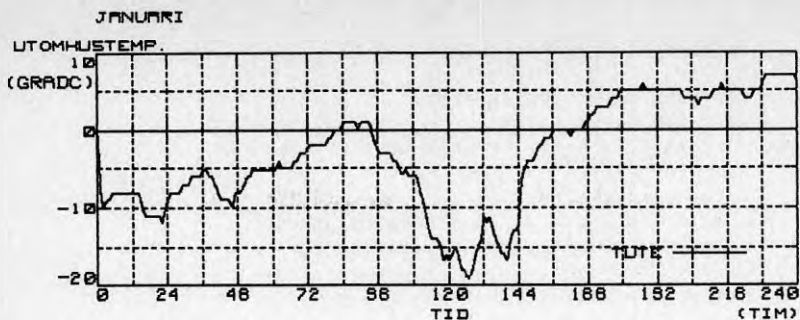


Figur 9 visar tidsförloppet för tp i system S3. OP styrs av pann-termostat. Då tute är större än  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  sätts OP i viloläge. Temperaturen sjunker då p g a transmissionsförluster. Figuren visar även hur tfp följer tfbör då OP är igång. När OP stannat är tfp lika med tfvp. VP styrs då av termostat genom trvp.



Figur 10 visar tidsförloppet för tfram och tret i system S3.





Figur 11a - lld visar systemstörningarnas tidsförlopp. Dessa storheter är utomhustemperatur, solintensitet, tappvarmvattentemperatur och hushållsenergi flöde.

## Bilaga 1 TECKENFÖRKLARINGAR TILL BILAGA 2

Cyi	=	Värmekapacitet för ytterskalets innerskikt
Cym	=	Värmekapacitet för ytterskalets mellanskikt
Cyy	=	Värmekapacitet för ytterskalets ytterskikt
Civ	=	Värmekapacitet för innervägg
Cl	=	Värmekapacitet rumsluft
Cr	=	mr•cpv = Värmekapacitet radiatorsystem
Cm	=	mam•cpv = Värmekapacitet yttermantel
Ct	=	mat•cpv = Värmekapacitet tappvarmvattentank
Ck	=	mk•cpv = Värmekapacitet kondensor
Cp	=	mp•cpv = Värmekapacitet oljepanna
cpv	=	Vattnets specifika värmekapacitet
mr	=	Radiatorns vattenmassa
mam	=	Yttermantelns vattenmassa
mat	=	Tappvarmvattnets vattenmassa
mk	=	Kondensorns vattenmassa
mp	=	Vattenmassa oljepanna
Ar	=	Total radiatoryta
Aai	=	Varmvattenberedarens isolerade yta
Aip	=	Oljepannans isolerade yta
Aik	=	Kondensorns isolerade yta
H	=	Oljans effektiva värmevärde
$\eta$	=	Oljepannans rökgasverkningsgrad
qm	=	Massflöde genom radiatorsystem
qmv	=	Massflöde genom värmepump
qmp	=	Massflöde genom oljepanna
qmt	=	Massflöde genom tappvarmvattentank
qmo	=	Oljeflöde till brännare
qm	=	Totalflöde från ventil
qmm	=	Max. totalflöde vid fullt öppen ventil
qmb1	=	Flöde genom blandningsport
ry1	=	Värmeresistans för ytterskalets innerskikt
ry2	=	Värmeledningsresistans för ytterskalets mellanskikt
ry3	=	Värmeledningsresistans för ytterskalets ytterskikt
ry4	=	Värmeövergångsresistans mellan ytterskal och utetemperatur
ril	=	Värmeledningsresistans innerväggar
ri2	=	Värmeövergångsresistans innervägg och rumsluft
rai	=	Varmvattenberedarens värmeresistans
rk	=	Kondensorisoleringens värmeresistans
rp	=	Pannmantelisoleringens värmeresistans
tr	=	Rumstemperatur
tiy	=	Inre skicktets yttre temperatur
tyi	=	Yttre skicktets inre temperatur
tyy	=	Yttre skicktets yttre temperatur
te	=	Ekvivalent utomhustemperatur
tfram	=	Framledningstemperatur till system
tret	=	Returledningstemperatur till system
t(x-1)	=	Inloppstemperatur till radiatorns delelement
tx	=	Utloppstemperatur från eller radiatortemperatur för delelementet

tx	= Utloppstemperatur från skickt yttermantel
t(x-1)	= Inloppstemperatur till skickt yttermantel
t(x+1)	= Inloppstemperatur till skickt yttermantel
ttx	= Utloppstemperatur från skickt tappvarmvattentank
tt(x+1)	= Inloppstemperatur till skickt tappvarmvattentank
tfvp	= Framledningstemperatur från värmepump
trvp	= Returledningstemperatur till värmepump
tp	= Panntemperatur
trp	= Returledningstemperatur till oljepanna
tfbör	= Framledningstemperatur börvärde
tfmax	= Systemets framledningstemperatur vid td
trb	= Inomhustemperaturens börvärde
tute	= Utomhustemperatur
td	= Radiatorsystemets dimensionerande utomhus- temperatur
tbör	= Temperatur bärvärde
t	= Temperatur ärvärde
tr	= Rumstemperatur
Pyv	= Värmefflöde genom yttervägg
Ptg	= Värmefflöde genom tak och golv
Piv	= Värmefflöde från innerväggar och mellanbjälklag
Pfo	= Värmefflöde genom fönster
Pve	= Ventilationsvärmefflöde
Pfr	= Energifflöde från hushållsenergi
Prad	= Energifflöde från radiatorer
Pvp	= Värmefflöde från värmepump
Psys	= Värmefflöde till system
Pt	= Värmefflöde till tappvarmvattentank
Pf	= Värmefflöde genom varmvattenberedarens isolering
Plvp	= Värmefflöde till kondensorn från köldmediekrets
Pvp	= Värmefflöde från värmepump till system
Pevp	= Värmepumpens driveffekt
Pfvp	= Transmissionsförlust från kondensor till omgiv- ning
Polja	= Tillförd effekt från olja
Pop	= Panneffekt tillförd radiatorsystem
Pfop	= Transmissionsförlust oljepanna
Pott	= Tappvarmvatteneffekt från panna för att höja tappvarmvatten temperaturen till 50 grad.
x	= Index för godtyckligt transmissionselement
n	= Värmeöverföringsexponent
NTU	= Number of Transfer Units
konst	= Korrektionsfaktor för att få överensstämmelse med katalogvärde
e	= Reglerfel
v	= Reglersvar
pk	= Proportionalitetskonstant
i	= Integreringsterm
Ti	= Integreringstid
Ts	= Samplingstid
kv	= Kapacitetsvärde för delvis öppen port
kvs	= Kapacitetsvärde för helt öppen port

kvr = Kapacitetsvärde för variabelflödessträcka vid godtycklig ventilöppning  
kvs = Kapacitetsvärde för variabelflödessträcka vid full ventilöppning  
z =  $h/h_{\max}$  = Relativ ventilöppning  
h = Ventilöppning  
h<sub>max</sub> = Full ventilöppning  
ngl =  $\text{abs}(\ln(\text{sto}))$   
nlin =  $1 - \text{sto}$   
sto =  $k_{vo}/k_{vs}$  = Ventilens ställförhållande

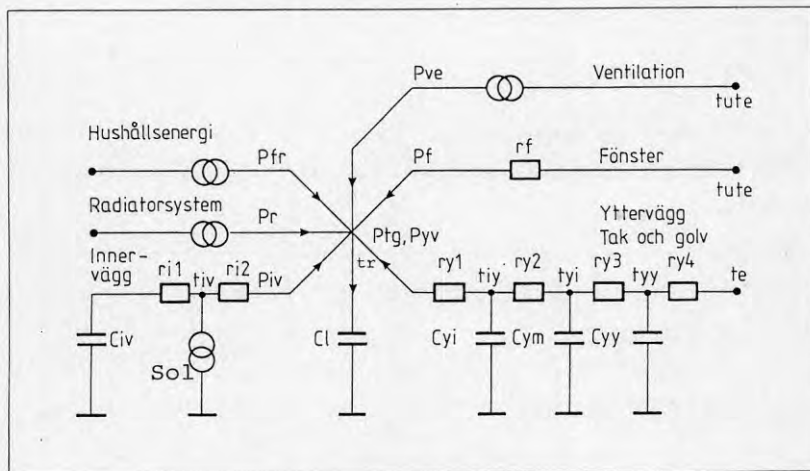
## Bilaga 2 BESKRIVNING AV KOMPONENTMODELLER

I följande avsnitt beskrivs kortfattat modeller för de komponenter, som förekommer i S1 - S4. På likartat sätt beskrivs modeller för golvvärme och motströmsvärmepåväxlare i ref. [6] och [7]. Modellerna är delvis jämförda med resultat från laboratedata. Beteckningarna efter varje rubrik hänför sig till namnet på respektive underprogram.

## Bilaga 2.1 Byggnad - HUS

Denna husmodell avses att användas vid simulering av rumsluftens temperaturförlopp och analys av reglersystem för uppvärmning. I modellen approximeras värmebalansen i huset så att ett linjärt system av första ordningens differentialekvationer erhålls. Tillståndsvariablerna kan tolkas som temperaturer för olika massor i huset. Modellens dynamiska beteende är koncentrerat till byggnadens allmänna värmeegenskaper som längd, yta, volym, värmeledningsförmåga, värmekapacitet, värmeöverföringstal samt energitillförsel via radiatorer, sol, hushållsenergi och ventilation. Modellparametrarna överensstämmer av praktiska skäl med byggdata. I modellen antas konstanta värden på värmeövergångstal inomhus och utomhus.

För att få säker överensstämmelse mellan modellens och den verkliga förebildens statistiska uppförande måste jämförande mätningar utföras. Modellens utformning är till stor del hämtad ur ref. [2] och [3].



Figur 1a visar analogi för husmodellens uppbyggnad som ett nätverk av värmemotstånd och värmekapaciteter.

Följande ekvationssystem beskriver kortfattat programmet HUS:

-Ytterväggarna samt yttertak och golv är uppdelade i tre skickt. Utetemperaturer ute är kompenserad för solstrålning till en ekvivalent utetemperatur  $t_e$ .

$$C_{yi} \cdot dt_{iy}/dT = (t_{yi} - t_{iy})/r_{y2} - (t_{iy} - t_r)/r_{y1}$$

$$C_{ym} \cdot dt_{yi}/dT = (t_{yy} - t_{yi})/r_{y3} - (t_{yi} - t_{iy})/r_{y2}$$

$$C_{yy} \cdot dt_{yy}/dT = (t_e - t_{yy})/r_{y4} - (t_{yy} - t_{yi})/r_{y3}$$

-Innerväggarna och mellanbjälklag betraktas som värmekapacitet och motstånd till rummet. Värmefflöde  $P_{sol}$  från solinstrålning absorberas i innerväggarnas ytskikt.

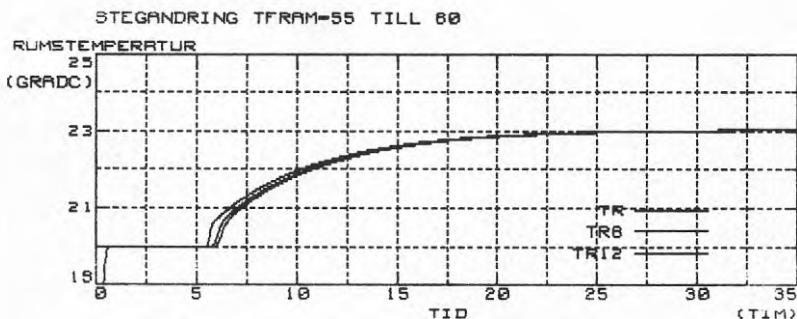
$$C_{iv} \cdot dt_{iv}/dT = P_{sol} - (t_{iv} - t_r + r_{il} \cdot P_{sol}) / (r_{il} + r_{i2})$$

-Energiflödet genom fönster  $P_{fo}$  beskrivs dels med värmeresistans mot utetemperaturer dels som en källa för solinstrålning  $P_{sol}$  direkt in i rummet. Vid beräkning av solinstrålningen tas hänsyn till solvinklarna, som beror av bl a latitud och tidpunkt på året. Absorbtionen i fönstren har approximerats till 0.8 och reflektionens vinkelberoende med en cosinusfunktion. Solvinkelgeometri beskrivs utförligt i bl a ref. [3].

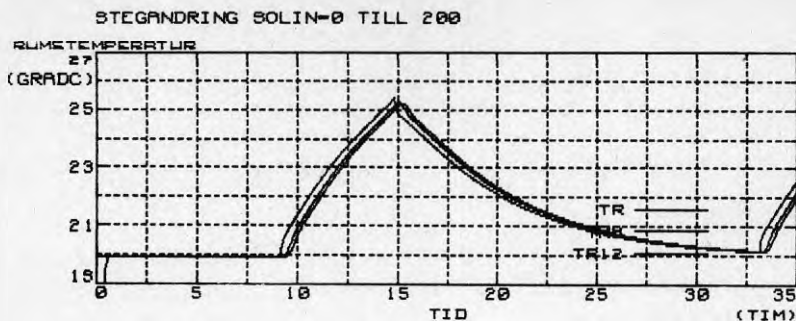
-Ventilationen ger ett energiflöde  $P_{ve}$  beroende av tilluft-, frånlufttemperatur och massflöde.

-Energiflöde  $P_{fr}$  från hushåll beskrivs dels med en konstant och dels med en intermitterent tillförsel.

$$C_l \cdot dT/dT = P_{yv} + P_{tg} + P_{iv} + P_{fo} + P_{ve} + P_{fr} + P_{rad}$$



Figur 1b åskådliggör rumstemperaturens tidsförlopp vid stegändring av framledningstemperaturen till husets radiatorsystem.

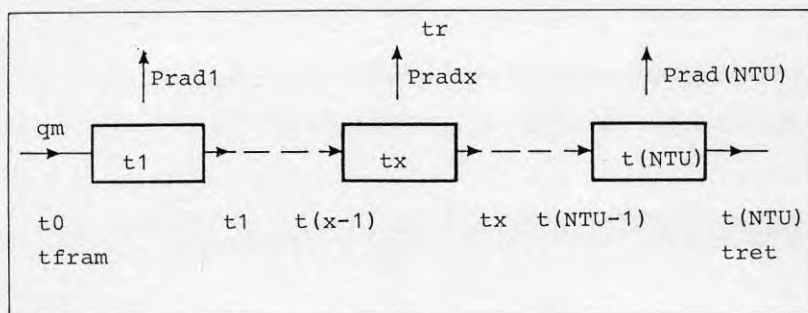


Figur 1c åskådliggör rumstemperaturens tidsförlopp vid stegändring av solinstrålning. I exemplen används byggdata enligt avsnitt 5.

#### Bilaga 2.2 Radiatorsystem - RAD

Följande beskrivning på radiatormodell finns utförligt beskriven i ref. [5]. Rapporten visar hur modellresultat ansluter till laboratoriedata. Radiatorn tänks uppdelad i ett antal delelement enligt figur 2a. Följande värmebalans kan skrivas för ett sådant delelement under förutsättning att:

- ingen värmeledning sker i vätskeströmmens riktning genom radiatorn.
- temperaturen för varje delelement är lika med dess utloppstemperatur (full uppblandning).
- ingen temperaturgradient verkar tvärs radiatorn.



Figur 2a. Radiatorn tänks uppdelad i ett antal delelement.

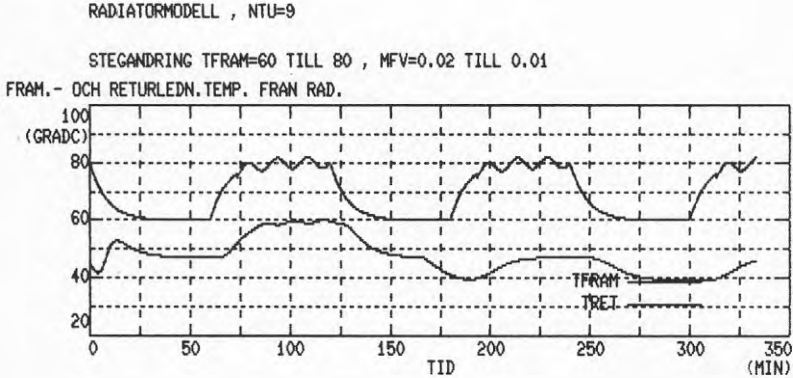
Följande ekvationssystem beskriver kortfattat programmet RAD:

$$(Cr/NTU) \cdot dtx/dT = qm \cdot cpv \cdot (t(x-1) - tx) - krx \cdot (tx - tr)$$

Värmegenomgångstalet kr antas för enkelhets skull enbart vara temperaturberoende. Flödesberoendet antas vara försumbart.

$$krx = konst \cdot (Ar/NTU) \cdot tx^{(n-1)}$$

$$Prad = \Sigma [krx \cdot (tx - tr)]$$



Figur 2b åsdädliggör returtemperaturens tidsförlopp vid stegändring av framledningstemperatur och massflöde. Man ser att störningar dämpas ut helt då flödet sänks med hälften. I exemplet är  $Ar=1.67 \text{ m}^2$ ,  $mr=13 \text{ kg}$ ,  $n=1.28$ , och  $NTU=8$ . För  $konst=7.3$  fås statisk överensstämmelse med radiatortyp TPl enligt ref.[17].

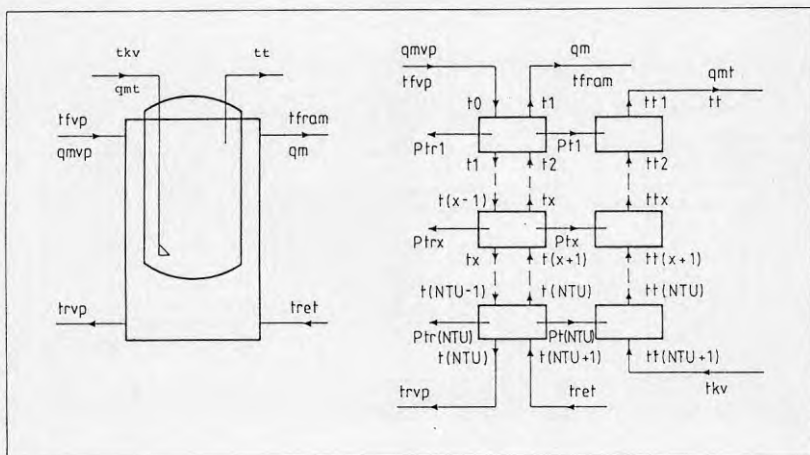


Bilaga 2.3 Dubbelmantlad varmvattenberedare - VVB

Varmvattenberedaren tänks uppdelad i ett antal skickt enligt figur 3a. Följande värmebalans kan skrivas för ett sådant skickt under förutsättning att:

- ingen värmeledning sker i vätskeströmmens riktning genom tanken.
- i varje skickt är vattentemperaturen lika med dess utloppstemperatur (full uppblandning).
- ingen temperaturgradient verkar tvärs tanken.

Modellen efterliknar en dubbelmantlad varmvattenberedare konstruerad med ett par anslutningar för en värmepumpkrets och ett par anslutningar för en systemkrets.



Figur 3a. Illustration av modell för dubbelmantlad varmvattenberedare.

Följande ekvationssystem beskriver kortfattat programmet VVB:

$$(C_m/NTU) \cdot dt_x/dT = (t(x-1) - t_x) \cdot q_{mvp} \cdot cp_v - (t_x - t(x+1)) \cdot q_m \cdot cp_v - (t_x - t_r) / r_{ai} - k_{ax} \cdot (t_x - t_{tx})$$

$$(C_t/NTU) \cdot dt_{tx}/dT = k_{ax} \cdot (t_x - t_{tx}) - (t_{tx} - t_t(x+1)) \cdot q_{mt} \cdot cp_v$$

Totala värmeflödet från värmepump Pvp är:

$$P_{vp} = \sum [(t(x-1) - t_x) \cdot q_{mvp} \cdot cp_v]$$

Totalt värmeflöde till uppvärmningssystemet är:

$$P_{sys} = \sum [(t_x - t(x+1)) \cdot q_m \cdot cp_v]$$

-Värmeegenomgångstalet till tappvarmvattentanken antas enbart vara temperaturberoende.

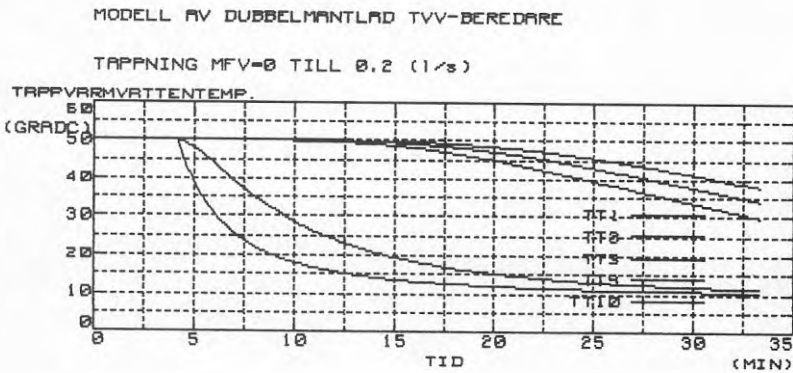
$$kax = \text{konst} \cdot (A_{ai}/NTU) \cdot t_x^{(n-1)}$$

Totala värmeflödet till tanken blir då:

$$P_t = \Sigma [kax \cdot (t_x - t_{tx})]$$

Totala transmissionsförlusten till omgivningen blir:

$$P_f = \Sigma [(t_x - t_r)/rai]$$



Figur 3b åskådliggör tidsförloppet för tappvarmvattnets temperatur i olika skikt under tappning. Från startläget antas i exemplet hela tanken ha samma temperatur = 50 °C. Temperaturen hos tappvarmvattnet representeras av  $t_{t1}$  och temperaturen i tankbotten vid kallvatteninloppet av  $t_{t10}$ . I exemplet används  $m_{am} = 199$  kg,  $m_{at} = 295$  kg,  $n=1.5$ ,  $\text{konst}=200$  och  $NTU=10$ . Transmissionsförlusten baseras på  $k$ -värde =  $1.29 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  och isolerad yta  $A_{ai} = 3.90 \text{ m}^2$ .

#### Bilaga 2.4 Värmepump - VP

Värmepumpens dynamik beskrivs enkelt av en vattentank i vilken kondensoreffekten tillsätts. Kondensoreffekten  $Pl_{vp}$  och värmepumpens driveffekt  $P_{evp}$  som funktion av köldbärartemperatur med värmebärarens framledningstemperatur som parameter erhålls från laboratorieresultat. Dessa data approximeras med parameterfunktion, vars parametrar beräknas med linjär regression.

Följande ekvationssystem beskriver kortfattat programmet VP:

$$Ck \cdot dt_{fvp}/dT = Pl_{vp} - (t_{fvp} - t_{rvp}) \cdot q_{mvp} \cdot c_{pv} - (t_{fvp} - t_r)/r_k$$

där

$$Pl_{vp} = a_1 + b_1 \cdot t_{fvp} + c_1 \cdot t_{ute} + d_1 \cdot t_{fvp}^2 + e_1 \cdot t_{ute}^2 + f_1 \cdot t_{fvp} \cdot t_{ute}$$

$$P_{evp} = a_2 + b_2 \cdot t_{fvp} + c_2 \cdot t_{ute} + d_2 \cdot t_{fvp}^2 + e_2 \cdot t_{ute}^2 + f_2 \cdot t_{fvp} \cdot t_{ute}$$

Värmeflödet från värmepumpen är:

$$P_{vp} = (t_{fvp} - t_{rvp}) \cdot q_{mvp} \cdot c_{pv}$$

och transmissionsförlusterna från kondensorn är:

$$P_{fvp} = (t_{fvp} - t_r)/r_k$$

Då värmepumpen avfrostas är det vanligt att shunta köldmediet förbi kondensorn direkt till förångaren eller också vänds köldprocessen så att värme tas från kondensorn och hetgasen används för avfrostning. Det är vanligast att behovsstyra avfrostningen. Detta görs enklast genom att mäta temperaturen på uppsamlingsröret efter förångaren. Då köldbärarflödet genom förångaren minskar p g a påfrysning sjunker förångningstemperaturen och avfrostningen initieras när visst värde underskridits.

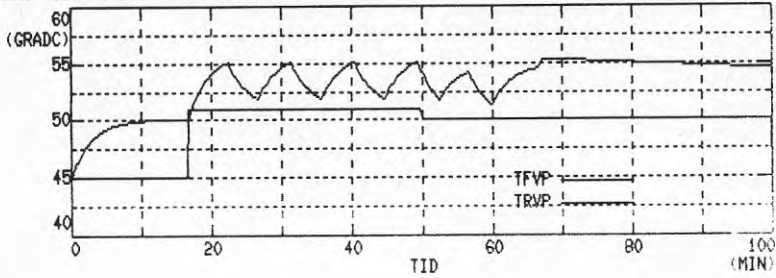
Flänsbatteriets påfrysningshastighet kan beskrivas enkelt som funktion av luftens dagpunktstemperatur och köldmediets temperatur i rör till aktuell flänsyta ref. [9]. Integreras detta värde kan man, beroende på vilken flänsdelning som är aktuell, bestämma tidpunkten för avfrostning.

Avfrostningsförloppet för luft/vatten värmepump bestäms i S1-S4 av en tidsfunktion, som periodvis och med viss varaktighet sätter  $Pl_{vp} = 0$ .

## VÄRMEPUMPMODELL

STEGANDRING TRVP=45 TILL 51 OCH 50 MFVVP=0.25 TILL 0

FRAM- OCH RETURLEDN. TEMP. FRAN VP



Figur 4 åskådliggör värmepumpens dynamik vid stegvis förändrad framlednings temperatur och förändrat flöde. Värmepumpen styrs i exemplet av framledningstermostat. I exemplet används  $m_k=44$  kg och värden för  $a_1$ - $f_2$  enligt nedan. Värmepumpens transmissionsförluster är baserad på kondensorns  $k$ -värde =  $8.96 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  och  $A_{ik} = 0.26 \text{ m}^2$ . Avfrostningen initieras ungefär var 57 min och pågår under ca 3 min.

Följande koefficienter gäller för luft/vatten värmepump PL7 tillverkad av Robert Bosch. Laboratoriedata har hämtats från ref.[10].

$a_1 = 6.46$   
 $a_2 = 1.50$   
 $b_1 = 5.42$   
 $b_2 = 1.29$   
 $c_1 = 1.63\text{E-}1$   
 $c_2 = -5.81\text{E-}3$   
 $d_1 = -5.20\text{E-}4$   
 $d_2 = 3.00\text{E-}5$   
 $e_1 = 3.77\text{E-}5$   
 $e_2 = -1.96\text{E-}4$   
 $f_1 = 2.94\text{E-}4$   
 $f_2 = 8.03\text{E-}4$

Bilaga 2.5 Oljepanna - OP

Oljepannans dynamik beskrivs enkelt av en vattentank till vilken oljans energiflöde tillsätts. Tillförd panneffekt minskas med den värmeeffekt som åtgår att höja tappvarmvattnets temperatur till 50 °C. Då oljepannan står i vänteläge räknas motsvarande eleffekt om inte värmepumpen ensam klarar tappvarmvattenbehovet.

Då pannan är i gång antas totala pannförlusten vara sammansatt av rökgasförlust samt transmissionsförlust genom isolering och fria ytor t ex eldstadsluckor. Stilleståndsförlusten antas vara sammansatt av transmissionsförlust genom isolering och till eldstad. Transmissionsförlusten till eldstad antas öka p g a skorstensdrag.

Följande ekvationssystem beskriver kortfattat programmet OP:

$$Cp \cdot dtp/dT = q_{mo} \cdot H \cdot \eta / 3600 - (tp - trp) \cdot q_{mp} \cdot cpv - (tp - tr) / r_p - P_{ott}$$

där:

$$P_{olja} = q_{mo} \cdot H$$

$$P_{op} = (tp - trp) \cdot q_{mp} \cdot cpv$$

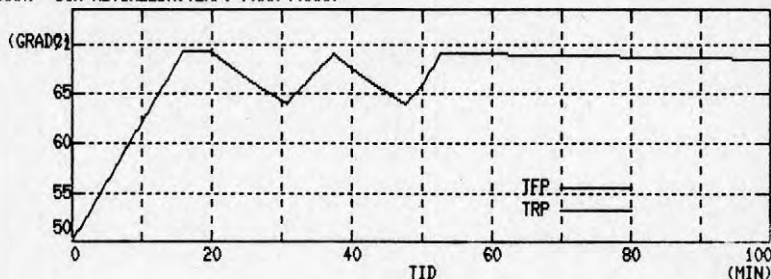
$$P_{fop} = (tp - tr) / r_p$$

$$P_{ott} = (50 - tt) \cdot q_{mt} \cdot cpv$$

## OLJEPANNEMODELL

STEGANDRING MFVP=0.0 TILL 0.1 OCH 0.0 FOR TRP=50

FRAM- OCH RETURLEDN. TEMP. FRAN PANNA



Figur 5 åskådliggör oljepannans dynamik vid stegvis förändrat massflöde. Panntemperaturen begränsas av en panntermostat. I exemplet är  $m_p = 211$  kg,  $q_{mo} = 1.7$  kg/h vilket motsvarar en tillförd effekt på ca 20 kW räknat på det effektiva värmevärdet 42.7 MJ/kg. Rökgasförlusterna räknas konstant  $\eta = 0.95$ . Stilleståndsförlusterna är baserade på k-värdet = 1.48 W/m<sup>2</sup> °C och motsvarande förluster i drift på k-värdet = 1.91 W/m<sup>2</sup> °C. Iso-lerad yta är  $A_{ip} = 2.77$  m<sup>2</sup>.

## Bilaga 2.6 Blandningsventil - RV

I blandningsventilen enligt figur 6a blandas ett returflöde och ett framledningsflöde. Värmebalans över blandningsventil till oljepanna ger:

$$t_{fram} \cdot q_m \cdot c_{pv} = t_{rp} \cdot (q_m - q_{mp}) \cdot c_{pv} + t_p \cdot q_{mp} \cdot c_{pv}$$

Ventilen antas sammansatt av en exponentiell- och en linjär reglerport enligt följande ekvationer finns redovisade i ref. [18]:

$$\alpha_1 = (k_v/k_{vs}) = \text{sto} \cdot e^{(n_{gl} \cdot z)}$$

$$\alpha_2 = (k_v/k_{vs}) = \text{sto} + n_{lin} \cdot z$$

Ventilauktoritet och variabelflödessträcka definieras i figur 6a. Om tryckfall över ventil och variabelflödessträcka antas konstant så fås:

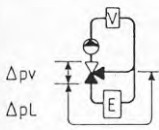
$$\gamma_1 = q_{mp}/q_{mm} = k_{vr}/k_{vrs} = \alpha_1 / \sqrt{(\beta + (1-\beta) \cdot \alpha_1^2)}$$

$$\gamma_2 = q_{mb1}/q_{mm} = k_{vr}/k_{vrs} = \alpha_2 / \sqrt{(\beta + (1-\beta) \cdot \alpha_2^2)}$$

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2$$

$$\gamma = q_m/q_{mm}$$

Fig. 6a, BLANDNINGS - KOPPLING



$$\beta = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_L + \Delta p_V}$$

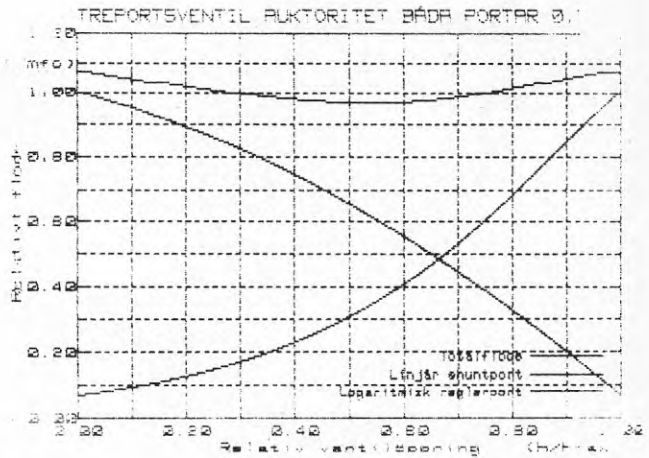
V = Värmesänka

E = Värmekälla

$\beta$  = Ventilauktoritet

$\Delta p_V$  = Tryckskillnad över resp. ventilport

$\Delta L$  = Tryckförlust över resp. variabel flödessträcka



Figur 6b visar hur relativt totalflöde och flöde genom respektive reglerport varierar med öppningsgrad. För exemplet gäller  $k_{vo}/k_{vs} = 0.05$ ,  $\ln 0.05 = 3.0$ ,  $\beta = 0.5$  är lika för båda ventilportarna.

Bilaga 2.7 Reqlercentral - RC

I blandade uppvärmningssystem måste finnas styrsystem, som för ett visst driftförhållande väljer rätt samfunktion hos ingående komponenter. Det är viktigt att alla funktioner är synkroniserade för att få mesta möjliga tillgänglighet hos anläggningsdelarna. Detta är möjligt med regulatorer, som antingen är specialgjorda för små system eller programmerbara för större system.

Vid systemsimuleringar i denna rapport regleras blandningsventilerna med digitala PI-regulatorer. Stopp/start - förlopp styrs av digitala termostater och ibland tidrelä.

Ekvationerna för en diskret PI-regulator är:

$$e = t_{bör} - t$$

v motsvarar ventilöppningsgraden och begränsas enligt följande olikheter:

$$\text{för } 0 < v < 1 \text{ är } v = p_k \cdot e + i$$

$$\text{för } v < 0 \text{ är } v = 0$$

$$\text{för } v > 1 \text{ är } v = 1$$

Integreringstermen i begränsas enligt följande olikheter:

$$\text{för } 0 < i < 1 \text{ är } i(t+T_s) = i + p_k \cdot T_s \cdot e / T_i$$

$$\text{för } i < 0 \text{ är } i = 0$$

$$\text{för } i > 0 \text{ är } i = 1$$

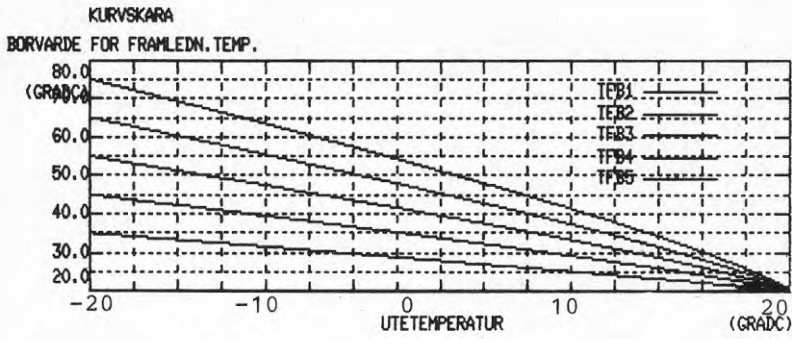
Ofta regleras framledningstemperaturen efter börvärdeskurva. Den anger här en funktion mellan framledningstemperatur till ett radiatorsystem och utetemperatur. Vid t ex solinstrålning ökar rumstemperaturen om inte börvärdet korrigeras i motsvarande grad. På reglercentralen anges vilken kurva, som skall gälla. Detta val beror på storleken hos de parametrar, som är dimensionerande för radiatorsystemet.

Ekvationssystemet för börvärdeskurvan är:

$$t_{fbör} = t_{rb} + 10 \cdot x + (t_{fmax} - t_{rb} - 10) \cdot e^{(\ln x)/n}$$

där x antar det största värdet av:

$$x = (t_{rb} - t_{ute}) / (t_{rb} - t_d) \text{ och } x = 0.01$$



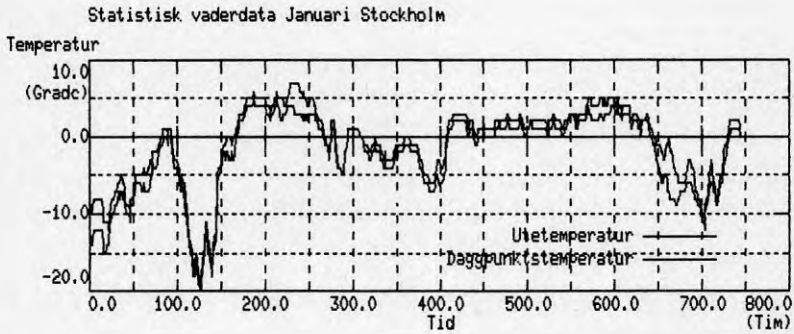
Figur 7 visar börvärden för  $t_{fmax} = 35, 45, 55, 65$  och  $75$  °C.



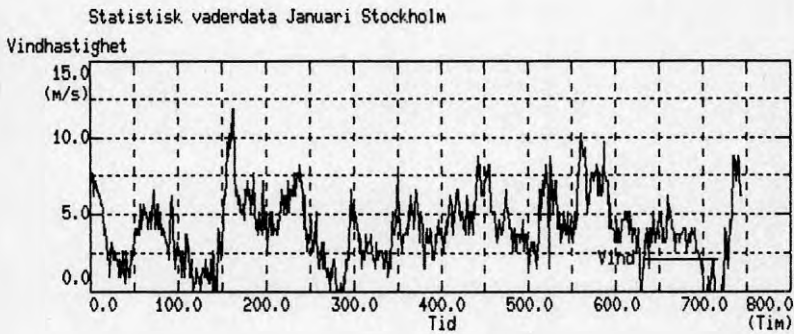
Bilaga 2.8 Väderdata - VDR

Omgivningen beskrivs av väderdatafil med lagrade timmedelvärden av utetemperatur, dagpunktstemperatur, vindhastighet och solintensitet. Figur 8a - 8c visar tidsförloppet hos dessa storheter under Januari. Dessa data ingår i ett normalår för Stockholm (latitud 60).

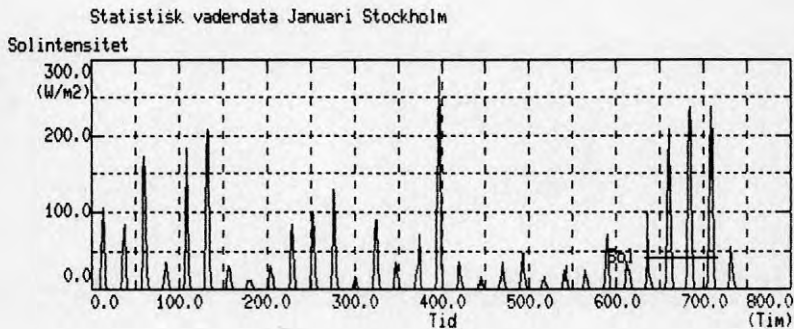
Figur 8a



Figur 8b



Figur 8c



## Bilaga 3 RELATIONSPROGRAM

Relationsprogrammet visar hur programmet för system S3 är strukturerat i underprogram och sammanknutna med in- och utsignaler för varje komponentmodell.

```

$ type bfr3con.t
CONNECTING SYSTEM bfr3con
TIME t

"tuu:0
in1[vdr]=c1[ifile]
in4[vdr]=c4[ifile]
"tu1[hb11]=tuu
tu1[hb11]=tu3[vdr]
solin[hb11]=si[vdr]
stdag[hb11]=stdag[vdr]
tft1[hb11]=tft1[vvc4]
mfv1[hb11]=mfv1[vrmpp4]
var6[hb11]=var6[sysreg4]
tfram1[hb11]=tfram1[vrmpp4]
vffr2[hb11]=vffr2[sysreg4]

tret1[vrmpp4]=tret1[hb11]
tret2[vrmpp4]=tret2[vvc4]
tr[vrmpp4]=tr[hb11]
"tu1[vrmpp4]=tuu
tu1[vrmpp4]=tu1[hb11]
var1[vrmpp4]=var1[sysreg4]
var2[vrmpp4]=var2[sysreg4]
var3[vrmpp4]=var3[sysreg4]
var5[vrmpp4]=var5[pannreg5]
var6[vrmpp4]=var6[sysreg4]
vftvvt1[vrmpp4]=vftvvt1[vvc4]
tft1[vrmpp4]=tft1[vvc4]
mfv2[vrmpp4]=mfv2[vvc4]

tr[vvc4]=tr[hb11]
tfram1[vvc4]=tfram1[vrmpp4]
mfv1[vvc4]=mfv1[vrmpp4]
mfvt1[vvc4]=mfvt1[sysreg4]
var6[vvc4]=var6[sysreg4]
tret1[vvc4]=tret1[hb11]
tra1[vvc4]=tra1[vrmpp4]

tret3[sysreg4]=tret3[vrmpp4]
tp1[sysreg4]=tp1[vrmpp4]
ttvv1[sysreg4]=ttvv1[vvc4]
tr[sysreg4]=tr[hb11]
"tu1[sysreg4]=tuu
tu1[sysreg4]=tu1[hb11]

tr[pannreg5]=tr[hb11]
"tu1[pannreg5]=tuu
tu1[pannreg5]=tu3[vdr]
var6[pannreg5]=var6[sysreg4]

END

```

## Bilaga 4 LITTERATURFÖRTECKNING

- [1] Åström K.J., 1985, A simnon tutorial. (Lunds Tekniska Högskola) Lund
- [2] Jensen L.H. , 1977, Dynamiska modeller för ett rum del 1 och 2. (Statens råd för byggforskning) Stockholm.
- [3] Stahl B, Wader K, 1982, Energiberäkningsprogram Stawad. (Rapport TVBH-5014, Lunds Tekniska Högskola) Lund.
- [4] Wader K, 1986, Små och medelstora energiberäkningsprogram. (Rapport TVBH-3013, Lunds Tekniska Högskola) Lund.
- [5] Paulsen O, Gundtoft S, 1985, Dynamisk afprøvning av små värmecentraler. (Teknologisk Instituts Förlag) ISBN 87-7511-482-8, Tåstrup.
- [6] Wit J, Paulsen O, Hallgreen L, 1986, Gulvvarmeanlaeg. (Teknologisk Instituts Förlag) Tåstrup.
- [7] Berndtsson A, 1984, Simulering av abonnentcentralers drift. (Rapport T84-117, Chalmers Tekniska Högskola) Göteborg.
- [8] Kast W, Eberhard V, 1985, Untersuchung bivalenter heizanlagen durch rechnersimulation. (Heizung Luftung und Haustechnik) Nr12-December.
- [9] Glas L, 1978, Värmepumpboken. (Ingenjörsläroverket AB) Stockholm.
- [10] Sönsteröd G, 1984, Bestämning av driftdata för luft/vatten värmepump (Statens Provningsanstalt) Borås, Uppdragsgivare Robert Bosch AB, Stockholm.
- [11] Montage- och skötselinstruktioner IVT 2000, IVT 3000, 1985, IVT Värmepumpar, Tranås.
- [12] Montageanvisning för värmepumpar luft/vatten, 1984, Clima Sverige AB, Ängelholm.
- [13] Installations- och skötselanvisningar för Combi värmepump typ DST, 1985, Rev. 1, Ahlsell VVS Combigruppen, Göteborg.
- [14] Regler och styrcentral för bivalenta värmesystem (katalogblad T2610S.), 1981, Billman Regulator AB, Huddinge.
- [15] Installationsanvisning Thermia-Honeywell värmepumpsdator, 1985, Thermia AB, Arvika.
- [16] Funktionsbeskrivning för samkörningsregulator TA HPC3, 1985, Tour och Andersson AB, Västerhaninge.
- [17] Huvudkatalog, oktober 1984, Thermopanel i Helsingborg AB.
- [18] Katalogblad F10/3BOS, Juni 1966, Billman Regulator AB, Huddinge.

















**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841001-6  
från Statens råd för byggnadsforskning till Statens  
Provningsanstalt, Borås.**

**R108: 1987**

**ISBN 91-540-4816-8**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6707108**

**Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm**

**Cirkapris: 33 kr exkl moms**