



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

R14:1989

REF/
SBL

**Utvärdering av
frånluftsvärmepump
i Mörby centrum**

Per-Henrik Naumburg

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac

Ser

Byggforskningsrådet

R14:1989

UTVÄRDERING AV FRÄNLUFTSVÄRMEPUMP
I MÖRBY CENTRUM

Per-Henrik Naumburg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
841139-5 från Statens råd för byggnadsforskning
till Institutionen för mekanisk värmeteori och
kylteknik, Tekniska högskolan, Stockholm.

REFERAT

Denna rapport redovisar mätningar på en stor frånlufts-
värmepump som är inkopplad i värmesystemet till "Koppar-
husen" nära Mörby Centrum i Danderyd. Mätutrustningen
har tillhandahållits och installerats av Mätcentralen
för energiforskning, KTH, medan utvärderingen genom-
förts vid institutionen för Mekanisk värmeteori och
kylteknik, KTH. Finansieringen för båda aktiviteterna
har skett genom Byggeforskningsrådet.

Kopparhusen består av tre fastigheter med totalt 144
lägenheter, samt 7 andra lokaler fördelade på de tre
husen. Total bostadsyta är 15 696 m² varav lokalerna
utgör 1 057 m². Värmepumpen har en kondensoreffekt av
ca 220 kW, och arbetar med köldmedium R22. Frånluften
kyls i sex värmväxlare, placerade i tre fläktum.
Värmetransporten till värmepumparna sker med ett indi-
rekt system där etylenglykol + vatten används som köld-
bärare. Temperatursänkningen på frånluften är ca 20°C
varför avfrostning av kylbatterierna fordras. Detta
sker genom att köldbärarflödet stoppas under en kort
period med jämna tidsintervall (under proven skedde
avfrostning med 76 minuters intervall och avfrostningen
varade 5 minuter). Ett batteri i taget avfrostas på
detta sätt varför värmepumpen kan vara i drift konti-
nuerligt.

Mätningar av två olika typer har genomförts; dels lång-
tidsmätningar, varvid avläsningar av energier m m gjorts
veckovis; dels genom s k "kampanjmätningar" i form av
mera ingående mätningar under 7 - 10 dagar. Kampanj-
mätningar utfördes vid tre olika tillfällen under
olika årstider i syfte att kartlägga funktionen under
alla intressanta omgivningstemperaturer.

Beräkningar baserade på kampanjmätningarnas resultat
anger att värmepumpen bör kunna svara för all tapp-
vattenvärmning samt för något över 40% av årsvärmebe-
hovet för bostadsvärmningen, men energimätningarna för
perioden mars 1985 - mars 1986 (som dock var ovanligt
kall) täckte värmepumpen endast 25% av hela värmebeho-
vet. Vissa driftsavbrott under detta första år kan för-
klara avvikelsen. Värmepumpens årsvärmefaktor kan för-
väntas vara ca 2,7. Anläggningen bör årligen ge ca 800
MWh värme mot en oljebesparing om ca 100 m³ per år.

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

Denna skrift trycks på miljövänligt, oblekt papper.

R14:1989

ISBN 91-540-4999-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1989

INNEHÅLL	sid
SAMMANFATTNING	4
1 INLEDNING	6
2 MÅTOBJEKT	7
3 UPPLÄGGNING AV MÄTNINGARNA	8
Manuella avläsningar	8
Kampanjmätningar	8
Prestandaprov	8
4 MÄTUTRUSTNING OCH NOGGRANNHET	9
5 MÄTRESULTAT FRÅN VECKOVISA AVLÄSNINGAR..	10
6 MÄTRESULTAT KAMPANJMÄTNINGAR	12
Mätperiod 1	12
Mätperiod 2	12
Mätperiod 3	13
Kampanjmätningar i diagramform	14
Beräkning av energibehov för normalår	18
7 FRÅNLUFTTEMPERATUR MM	20
resultat av mätningar i fläktrummet	
8 PRESTANDPROV PÅ PLATS	23
Prov nr 1	23
Prov nr 2	24
Prov nr 3	25
9 TEMPERATURFÖRLOPP I HETGASVÄRMEVÄXLARE SÄMT FÖRÄNGARE	27
10 DISKUSSION AV MÄTRESULTATEN	29
BILAGA 1 Mätpunktsförteckning	
BILAGA 2 Kapacitetsbestämning vid nedreglering	
BILAGA 3 Temperaturer i värmesystemet under kampanjmätningarna	

SAMMANFATTNING

För att få mät- och drifterfarenheter av större värmepumpar har ett antal värmepumpinstallationer från några hundra kW till ett par MW utvärderats med BFR-stödda medel vid Mätcentralen för energiforskning på KTH.

Föreliggande rapport redovisar mätningar av en frånluftvärmepump indockad i värmesystemet till kopparhusen i Mörby Centrum. Mätutrustningen har tillhandahållits och installerats av Mätcentralen för energiforskning på KTH. Kopparhusen består av tre fastigheter med totalt 144 lägenheter. Värmepumpen togs i drift i mitten av mars 1985.

Byggnadernas värmesystem är ur värmepumpsynpunkt gynnsamt, beroende på att en stor del av radiatorytorna utgörs av golvvärme. Värmepumpen arbetar med köldmedium R 22. Frånluftsvärmen återvinns med en glykolblandning som cirkulerar mellan värmepumpens förångare och värmväxlare placerade i respektive byggnads fläktrum. Frånlufttemperaturen före värmväxlingen är ca +20°C och efter värmeåtervinningen har temperaturen sjunkit till ca 2 - 3°C.

Mätningarna som utförts har indelats i dels långtidsmätningar då avläsningar gjorts veckovis och dels i s k "Kampanjmätningar" som utförts kontinuerligt under 7 - 10 dagar. De mätningar som gjorts veckovis utvisar dels tillförd energi och avgiven värme och dels den medeleffekt som kan förväntas under längre tidsperioder. Med kampanjmätningarna har värmesystemets karakteristik kunnat kartläggas under kortare tidsförlopp. Mätinsamlingen vid dessa tillfällen har skett med en mät dator som var tredje minut utfört mätningar.

De totalt 144 lägenheterna behöver ca 90 kW i medeltal för uppvärmning av tappvarmvatten eller ca 0,65 kW/hushåll. Varmvattenförbrukningen har varierat med tiden på dygnet och med veckodagen. I medeltal har förbrukningen varit ca 230 liter/dygn och hushåll.

Vid normal drift bör värmepumpen avge ca 210 kW, vilket innebär att värmepumpen ensam klarar tappvatten - samt radiatorvattenvärmning till ca +10°C utomhus. Därunder behövs energitillskott från en oljepanna för att täcka radiatorkretsens värmebehov.

Utifrån "kampanjmätningarna" som utförts visade det sig att de tre byggnaderna tillsammans har ett kA-värde på ca 17 kW/°C, vilket innebär att då utomhustemperaturen sjunker en grad behövs ytterligare 17 kW för konstant inomhustemperatur. Under mätperioden mars -85 till mars -86 har värmepumpen täckt värmning av tappvatten samt ca 25% av husets uppvärmningsbehov. I sammanhanget bör man beakta att perioden varit kylig och bestått av ca 100 000 gradtimmar (°C·h) som skall jämföras mot ca 87 000 °C·h som motsvarar ett normalår. Dessutom har diverse driftproblem uppstått under det första året som kan betraktas som "barnsjukdomar" och i framtiden bör kunna undvikas.

För att få en uppfattning om vilken besparing värmepumpen bör medföra vid avbrotts- och störningsfri drift, har energiberäkningar utförts för ett normalår. Vid dessa har mätningarnas resultat legat som grund. Vid beräkningarna framkom att värmepumpen bör kunna svara för all tappvattenvärmning och för lite över 40% av bostadsuppvärmningen.

Värmepumpen bidrar troligtvis med en årlig besparing på ca 800 MWh eller ca 100 m³ olja, jämfört mot att all värmning av tapp- och radiatorvatten sker med en el- eller oljepanna.

Vid ett driftprov undersöktes värmepumpens dellastegenskaper. En av aggregatets två kompressorer nedreglerades till ca 50% av maximal belastning. Kapacitetsregleringen vid detta tillfälle medförde att värmefaktorn för den nedreglerade kompressorn sjönk till 2,2, jämfört med 2,9 som troligtvis gällt vid fullast.

KOPPARHUS

Utvärdering av frånluftsvärmepump i Mörby Centrum

1 INLEDNING

Vid de första frånluftsvärmepumparna användes värmeuttaget enbart för tappvattenvärmning. Normalt utnyttjades en temperatursänkning på frånluften av ungefär 10°C. Det medförde en reglering som styrde för endast vattenvärmning och avfrostningsautomatik krävdes ej. Relativt sett utvanns en liten del av frånluftens värme.

För att utnyttja en större del av frånluftens energiinnehåll måste luftens temperatursänkning över förångarbatteriet öka. En större temperatursänkning medför snart påfrostning på förångaren, och därmed ändras regleringens förutsättningar markant. Den ur värmepumpen utvunna energin kan då sannolikt används till tappvattenvärmning samt uppvärmning. Detta innebär att regleringen ska avkänna, när avfrostning behöver utföras, samt då värmebehov föreligger för varm- och radiatorvatten. Vid stora vattenförbrukningar krävs att värmepumpen övergår till ren tappvattendrift. Samtidigt som en större energi utvinns ur frånluften ökar även energitäckningsgraden under året.

Vid en frånluftsanläggning i Mörby Centrum är en värmepump installerad som utnyttjar ca 20°C temperatursänkning av frånluften. För att utvärdera driften är anläggningen instrumenterad med energimätare samt temperaturgivare. Till dessa finns anslutningar för insamling av mätvärden med en dator som medger avläsning av samtliga mätpunkter i princip samtidigt med kort tidsintervall.

Projektet syftar till att undersöka hur värmepumpsystemet fungerar samt att utarbeta lämpligt mätprogram för snarlika utvärderingar. Mätutrustningen har installerats av Mätcentralen för energiforskning på KTH. De insamlade mätvärdena hanteras med ett av mätcentralen specialutvecklat program.

2 MÄTOBJEKT

Anläggningen som utvärderats är belägen i Mörby Centrum i Danderyd. Värmepumpen är indockad i ett värmesystem som uppvärmer 144 st hus-håll samt 7 lokaler fördelat på tre byggnader. Den totala bostadytan utgör 15696 m², varav lokalerna tillsammans utgörs av 1057 m². En stor del av värmen avges i golvytor varför det ur värmepumpsynpunkt blir attraktivt med låga framledningstemperaturer. Kondensoreffekten motsvaras av ungefär 220 kW. Värmepumpprocessen arbetar med köldmedium R 22. Med en indirekt värmeväxling tillvaratas energi ur frånluften. Värmepumpen återvinner frånluftsvärmen med en glykolblandning som cirkulerar mellan förångaren och totalt 6 st värmeväxlare placerade i tre fläktrum. Den avgivna värmeenergin ur kondensorn utnyttjas för tappvarmvattenvärmning samt delvis till husets uppvärmning. Tappvarmvattnet värms uteslutande av värmepumpen, och om dess effekt mot förmodan blir otillräcklig finns som reserv två elpatroner på 9 kW. Varmvattenvärmningen har reglermässigt högsta prioritet varför stora varmvattenuttag medför tillfälligt att en mindre andel av kondensvärmen tillfaller radiatorsystemet. För att täcka det totala effektbehovet värmer en oljepanna radiatorvattnet till erforderlig framledningstemperatur. Beroende på att frånluften kyls 15 - 20°C sker påfrostning på värmeväxlarna i fläktrummen. Under mätningarna har avfrostningen varit tidsstyrd under 5 minuter var 75:e minut. Värmesystemets principiella uppbyggnad framgår av bilaga 1.

3 UPPLÄGGNING AV MÄTNINGARNA

De mätningar som utförts kan indelas i tre moment:

1. **Veckovisa manuella avläsningar** som kontinuerligt utförts. Intresset riktar sig till att undersöka värmepumpens totala medeleffekt, tillförd eleffekt, värmefaktor samt kompressorenas relativa gångtid i förhållande till kalendertiden. Alla mätresultat bygger på medelvärdet under en hel vecka.
2. **Kampanjmätningar** då en mätdator använts. Mätningarna utfördes vid 50 st mätpunkter i stort sett samtidigt var tredje minut. Perioderna omfattade 8 - 10 dagar. Datorn avläste temperaturer och energier på förångare och kondensorsida, samt tillförd elenergi. Mätgivarnas placering framgår av bilaga 1. Mätningar gjordes även i ett av fläktrummen med en mindre dator synkroniserat till övriga mätningar.
3. **Prestandaprov** som utfördes med samma mätdator som i moment 2. Värmepumpen provades vid ett par driftfall under någorlunda stationära förhållanden. Vid två driftfall utnyttjades båda kompressorerna utan nedreglering, varvid enbart radiator eller tappvarmvattendrift upprätthölls. Detta innebar driftpunkter med olika kondenseringstryck men med ungefär samma betingelser i förångaren. Slutligen undersöktes värmefaktorns påverkan då en av de två kompressorerna nedreglerades ungefär till 50%.

4 MÄTUTRUSTNING OCH NOGGRANNHET

Mätutrustningen som installerats har manuellt kunnat avläsas beträffande värmemängds- och kWh-mätare, drifttidsmätare samt vatten och köldbärarflöden. Under kampanjmätningarna har samtliga instrument kunnat avläsas med kort tidsintervall med en mät dator.

Upptagen energi i förångaren och avgiven energi på kondensorsidan registrerades med värmemängdsmätare. Förångaren, tappvatten- och radiatorvattenkondensatorerna samt hetgasvärmeväxlarna var bestyckade med en värmemängdsmätare vardera. Tillförd eleffekt till kompressorerna samt pumpar mättes med kWh-mätare, en gemensam mätare till samtliga hjälpmaskiner och en till vardera kompressor. Drifttidsmätare var kopplade till värmepumpen, oljepannan, kompressorerna samt elpatronerna i varmvattenberedarna. Dessutom kunde kallvattenflödet avläsas manuellt. Från början var förhoppningen även att mäta oljeflödet till oljepannan, varför en flödesmätare inkopplades före brännaren. Dock medförde stora driftstopp med aktuell panna att resultatet ej kunde användas.

Temperaturmätningarna utfördes med termoelement placerade på önskade punkter.

Mätpunkternas placering är redovisad i mätpunktsinstallationsskissen samt mätpunktsförteckningen i bilaga 1.

Utöver hittills redovisade mätpunkter fanns mätutrustning installerad i ett fläktrum. Nio termoelement placerades (enligt bilaga 1 sid 3) med jämn delning i frånluftkanalen före fläkten för att återge en rättvis medeltemperatur. Dessutom var en fuktmätare placerad i fläktrummet.

Mätnoggrannhet

De manuella mätresultaten baseras på elenergi- och värmemängdsmätare som kalibrerats före uppstarten. Gällande onoggrannhet, som torde kunna innehållas under hela mätperioden är: för elenergi bättre än klass 2 dvs ett fel < 2% av avläst värde. För värmemängd summa fel i temperatur, flöde och integreringsverk < 6%.

Temperaturer som registrerats under kampanjmätningarna mättes med termoelement typ T, och uppskattas ge ett fel på $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

5 MÄTRESULTAT FRÅN VECKOVISA AVLÄSNINGAR

De manuella avläsningarna utfördes varje veckan. Avläsningarna gjordes av samtliga energimätare kopplade till värmepumpen, samt kompressorernas drifttidmätare. Från början var det även tänkt att mäta oljeförbrukningen som krävts då värmepumpen ej räckt till, men p g a problem med den ordinarie oljepannan som oljeflödesmätaren var kopplad till kunde avläsningar ej utföras.

I den totalt **avgivna kondensoreffekten** Fig 1 inkluderas värme från tappvatten och radiatorvattenkondensorn samt hetgasvärmväxlaren. Under den tid radiatorvatten värmts har även 3 kW adderats kondensoreffekten som uppskattningsvis motsvarar pumpens avgivna värmeeffekt. Detta beroende på att energimätaren är inkopplad före cirkulationspumpen. Totalt **tillförd eleffekt** utgör det som tillförts kompressorerna samt övriga elmaskiner som tillkommit beroende på värmepumpens installation. **Värmefaktorn** Fig 2 är beräknad som kvoten mellan total avgiven kondensoreffekt och total tillförd eleffekt.

Den totala relativa drifttiden jämför värmepumpens drifttid med den kalendertid som fortlöpt mellan avläsningstillfällena. Beträffande den tid som värmepumpen blivit stående p g a driftproblem kan sägas att under perioden 14 mars - 18 nov var drifttillgängligheten ca 70% för ena kompressorn samt 100% för den andra. Under 18 dec 1985 - 2 juli 1986 har drifttillgängligheten varit ca 98% för båda kompressorerna.

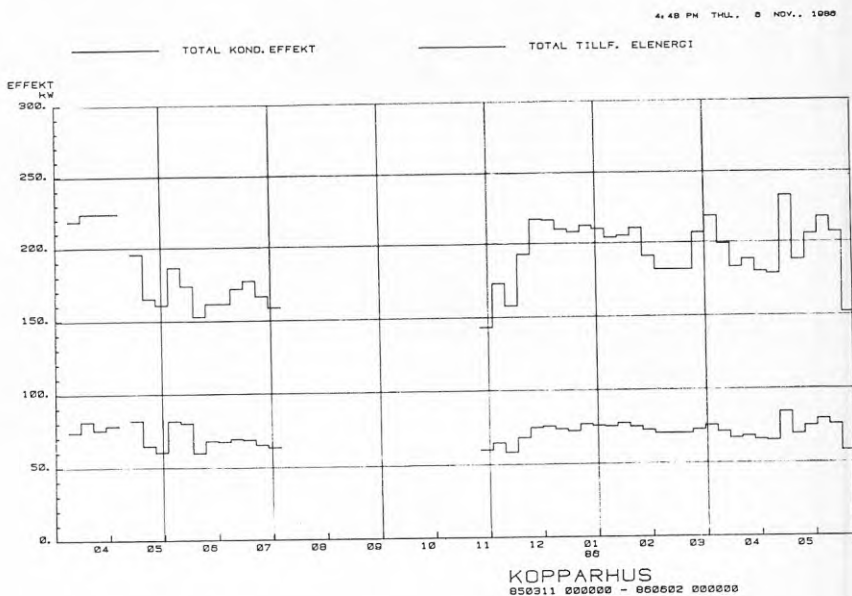


Fig 1 El och kondensoreffekter baserade på avläsningar varje vecka under ett år

Anläggningen togs i drift den 14 mars. I mitten av maj avslutades uppvärmningssäsongen vilket kan utläsas ur Fig 1 i den totala kondensoreffekten samt även relativa drifttiden Fig 2. Under hösten 1985 uppstod problem med en av de två kompressorerna samt avfrostningen och därför blev kondensoreffekten låg trots att uppvärmningssäsongen startat. I mars månad 1986 hade "någon" stängt av två av de sex förångarbatterierna som är placerade i fläktrummen. Detta medförde att kondensoreffekten minskade märkbart. Påfrostningen på de fyra övriga batterierna ökade till följd av att köldbärartemperaturen sjönk. Enligt veckomedelvärdena har värmepumpen avgivit mellan 200 - 220 kW vid avsedd drift.

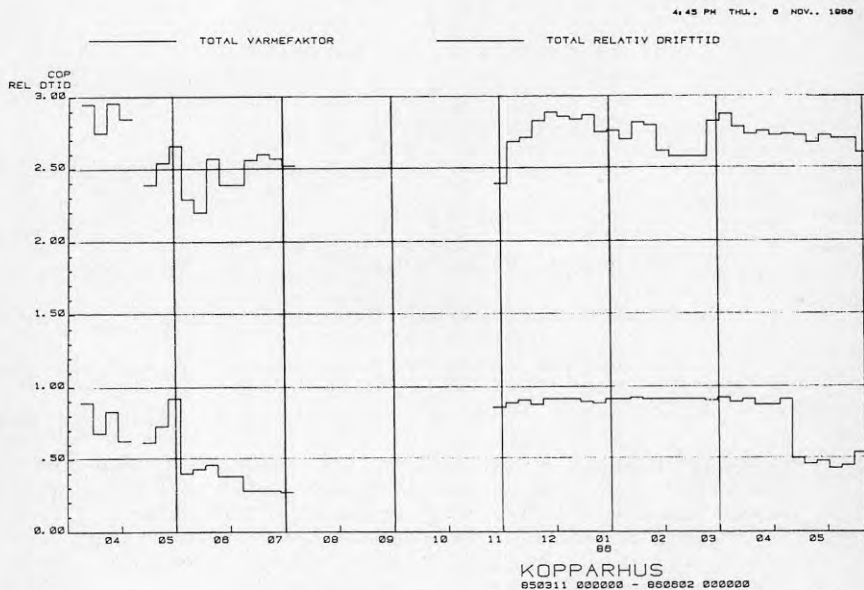


Fig 2 Värmefaktor samt rel. drifttid från manuella avläsningar under 1985-86

Värmefaktorn var låg från början av maj till slutet av juli beroende på att anläggningen då endast värmt tappvatten, samt att intrimning skedde. Under hösten var relativa drifttiden strax över 90% vilket motvaras av att kompressorerna varit kontinuerligt i drift fränsett den tid som åtgått för avfrostning av värmeväxlarna i fläktrummen.

6 MÄTRESULTAT KAMPANJMÄTNINGAR

I detta kapitel redovisas mätresultat från tre mätperioder som utförts under hösten 1985 och våren 1986. Tidpunkterna för mätningarna valdes i avsikt att täcka in klimatvariationer under ett år.

De från kampanjmätningarna insamlade mätvärdena har omräknats till dygnsmedelvärden. Mätningarna har medgivit beräkningar av

- Husets totala effektbehov	\dot{Q}_{tot}
- Värmeeffekt från värmepump	$\dot{Q}_{l\ tot}$
- Värmepumpens effektbehov;	$\dot{E}_{vp\ tot}$
- Tappvarmvattenkretsens totala effektbehov;	$\dot{Q}_{Tvv, tot}$
- Radiatorkretsens totala effektbehov;	$\dot{Q}_{Rad, tot}$
- Effekt ur köldbärarkrets;	\dot{Q}_2
- Värmepumpens värmefaktor;	$\Phi = \dot{Q}_{l\ tot} / \dot{E}_{vp\ tot}$
- Hjälppapparaters effektbehov;	\dot{E}_{hj}
- Värmepumpens relativa gångtid;	$\tau_{driftvp} / \tau_{tot}$
- Oljepannans relativa gångtid;	$\tau_{driftvp} / \tau_{tot}$

I $E_{vp\ tot}$ ingår all tillförd eleffekt, exklusive det som skulle tillföras hjälpmaskiner om huset enbart uppvärmdes av en el- eller oljepanna. Den relativa gångtiden relaterar till kalendertiden. I figurerna 3 - 7 är alla tre mätperioder sammanställda, då medelvärdet under ett dygn betraktas. Vid mätningarna registrerades dessutom temperaturförloppen i värmepumpen, tappvattenflödet samt utomhustemperaturen. Dessa mätvärden redovisas i sin helhet i bilaga 3. Här skall kortfattade kommentarer ges för att klargöra omständigheter och avvikelser vid respektive mätperiod:

Mätperiod 1 850918-850926

Utomhustemperaturen varierade mellan +3 - 15°C. Under perioden uppstod vissa intrimningsproblem p g a avfrostningen ej gick in som den skulle. Vid ett tillfälle gav det som följde att köldbärartemperaturen sjönk under -10°C, vilket går att utläsa ur Fig 23 under tidsperioden 850921-850923. Beroende på den kraftiga påfrostningen avstängdes värmepumpen den 23/9, och under ungefär ett dygn skedde upptiningen. Efter starten kl 9.00 den 24/9 startade även oljepannan vilket kan utläsas ur de höga radiatortemperaturerna i början. I övrigt tycks värmepumpen svarat för husets totala energibehov ensam. Värmepumpens relativa gångtid var ungefär 70%, och under 60% av gångtiden var endast en kompressor i drift.

Mätperiod 2 851210 - 851219

I denna period varierade utomhustemperaturen från ungefär -12°C till (+2°C) vilket medfört 14°C variation mellan varmaste och kallast dagen. Temperaturvariationerna var någorlunda långsamma varför bl a radiator-systemets framledningstemperatur fick stabil "gång". Jämfört mot mätperiod

I tillvaratog värmepumpen en större del av frånluftenergin. Köldbärartemperaturerna sjönk och frost byggde på fläselementen. Var 75:e minut skedde avfrostningen under ca 5 min. På morgonen 85.12.17 uppstod problem med oljepannan och värmepumpen fick ensam värma huset, återstart skedde ungefär 8.30 dagen efter. Perioden kan frånsett oljepannans stopp under ett dygn anses ha varit problemfri. Avfrostningen och kompressordriften fungerade på ett avsett vis.

Mätperiod 3 86.02.25 - 86.03.06

Utomhustemperaturen har haft stora variationer och de första dagarna skedde en pendling mellan ca -10 - 0°C från natt till dag beroende på soliga dagar och stjärnklara nätter. De tre sista dagarna var temperaturen konstant över 0°C. Frånsett de två sista dagarna var två av anläggningens 6 förångarbatterier i fläktrummen urkopplade, beroende på att "någon" stängt av dem. Dessa mätpunkter är uppmärkta i diagrampresentationen

Med den reducerade förångarytan sjönk köldbärarens temperatur ett par grader. Driftfallet innebar att värmepumpen arbetade vid en lägre förångningstemperatur och därför sjönk såväl upptagen som avgiven effekt markant. I samband med inkopplingen av de två förångarbatterierna avluftades även systemet. Under de två sista dagarna i mätperioden ökade kondensoreffekten från ca 175 kW till lite mer än 200 kW. Köldbärarens påverkan av att två värmeväxlare kopplats ur framgår i Fig 27 bilaga 3.

Kampanjmätningarna i diagramform

I figurerna 3 - 7 har resultat från kampanjmätningarna sammanställts och införts som funktion av utomhustemperaturen. Diagrammen redovisar värmepumpens och byggnadens karakteristik. I varje diagram innefattas alla tre mätperioderna. Under hela första mätperioden varierade utomhustemperaturen från +6 - (+13)^oC, varför den återfinns i högra delen i figurerna 3 - 7. Den stora spridningen i mätvärdena beror på avfrostningsproblemen. De dygnsmedelvärden som påverkats av driftproblemen i period 2 och 3 är uppmärkta i Fig 3 - 7.

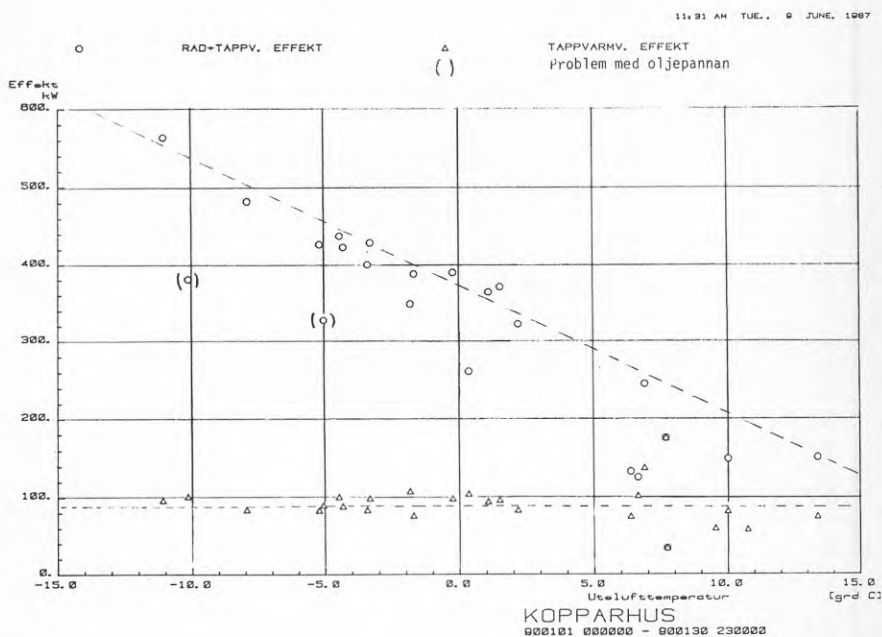


Fig 3 Radiator och tappvatteneffekt. Sammanställt från tre kampanjmätningar

I Fig 3 återges husets karakteristik beträffande totalt effektbehov, inkluderande radiator- och tappvarmvatten. Tappvarmvattnets effektuttag förefaller vara någonlunda konstant under uppvärmningssäsongen oberoende av utomhustemperaturen, motsvarande ungefär 0,6 kW räknat per hushåll.

Avståndet mellan den övre och undre linjen i Fig 3 utgörs av radiator-kretsens effektbehov. Ur den övre linjens lutning framgår att för varje grad temperatursänkning utomhus krävs en effektökning på ca 17 kW till radiatorsystemet. Vid några tillfällen blev oljepannorna i värmesystemet stående och uppvärmningen otillräcklig, vilket medförde för låg tillförd värmeeffekt. Dessutom rådde intrimningsproblem med avfrostningen i mätperioden under september månad. En ytterligare faktor kan ha varit förhållandevis varma dagar med kraftig sol.

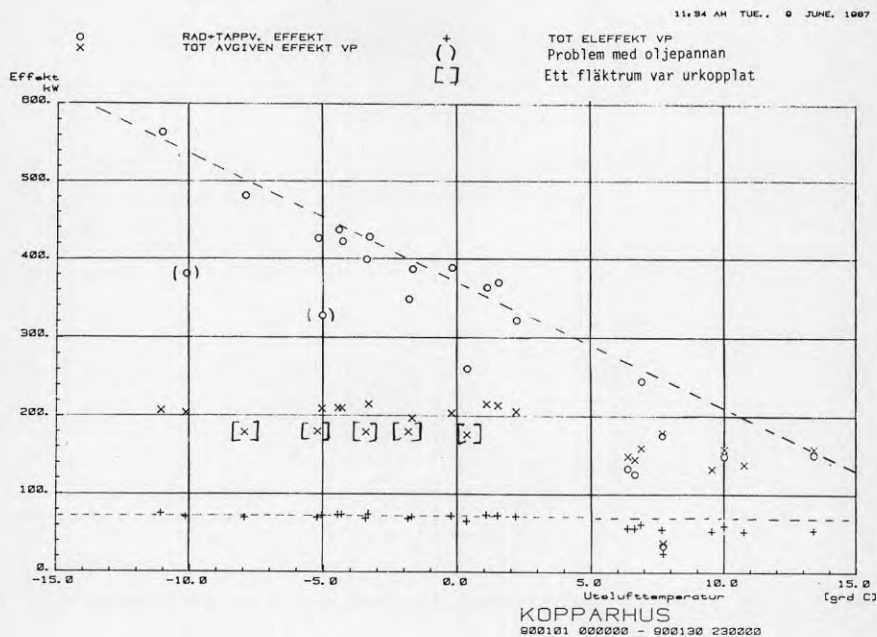


Fig 4 Husets effektbehov samt tillförd resp avgiven effekt till värmepumpen

I figuren 4 åskådliggörs avgiven kondensoreffekt från värmepumpen samt husets totala effektbehov. Den totala eleffekten till värmepumpen består av tillförd eleffekt till kompressorerna, samt hjälpmaskiner. Utgående från hjälplinjerna i Fig 4 går det att fastställa den lägsta temperatur då värmepumpen ensam klarar värma radiator- samt tappvatten. Ned till ca 10°C klarar värmepumpen ensam värma tappvarmvatten samt huset. Vid utomhustemperaturer därunder behövs dessutom oljepannan. Värmepumpens effektavgivning har varit någolunda konstant, dock går det att avläsa avtagande tendens med sjunkande utomhustemperaturer. Sänkningen beror troligen på att kondenseringsstrycket höjts p g ökad framlednings-temperatur samt att luften innehåller mindre vatten vid låga utomhustemperaturer.

Vid utomhustemperaturerna kring -8 - 0°C var den avgivna effekten låg beroende på att två av de sex förångabatterierna i fläktrummen varit avstängda.

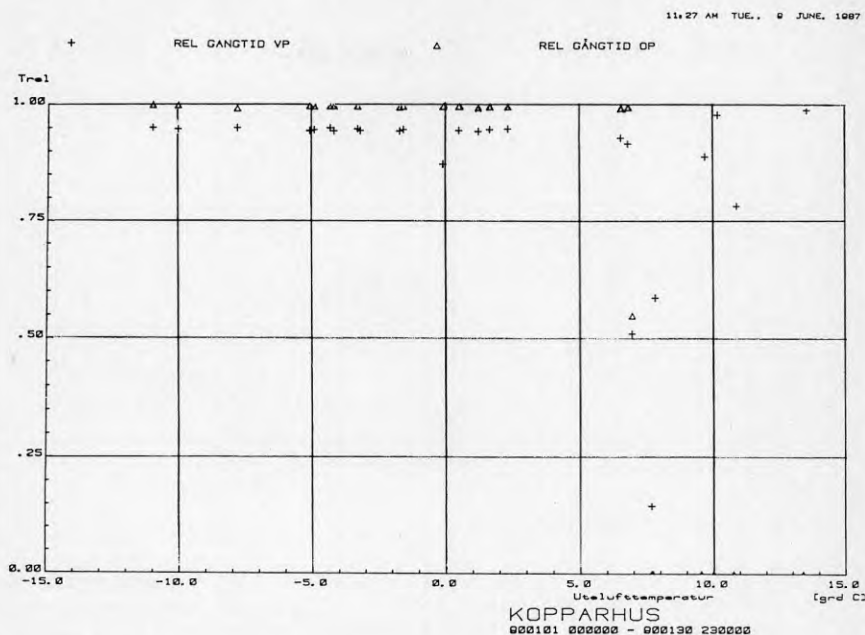


Fig 6 Värmepumpens respektive oljepannans relativa drifttider

De relativa gångtider som anges här är relaterade till kalendertid. Värmepumpen kan inte få 100% rel. gångtid beroende på att den var 75:e minut utför en avfrostning. Avfrostningstiden är inte behovsstyrd utan sker under de förutbestämda 5 minuterna, vilket motsvaras av maximal rel. drifttid $70/75 = 93\%$. Oljepannans gångtid är baserad på den tid reglersystemet kallar på spetsvärme. Under första mätperioden som återfinns mellan $+6 - (+13)^{\circ}\text{C}$ varierade värmepumpens relativa gångtid kraftigt beroende på soliga dagar och kalla nätter samt avfrostningsproblem. Under de två övriga mätperioderna har värmepumpen haft max möjliga gångtid frånsett den dag under tredje mätperioden då köldbärarsystemet avluftades (vid 0°C).

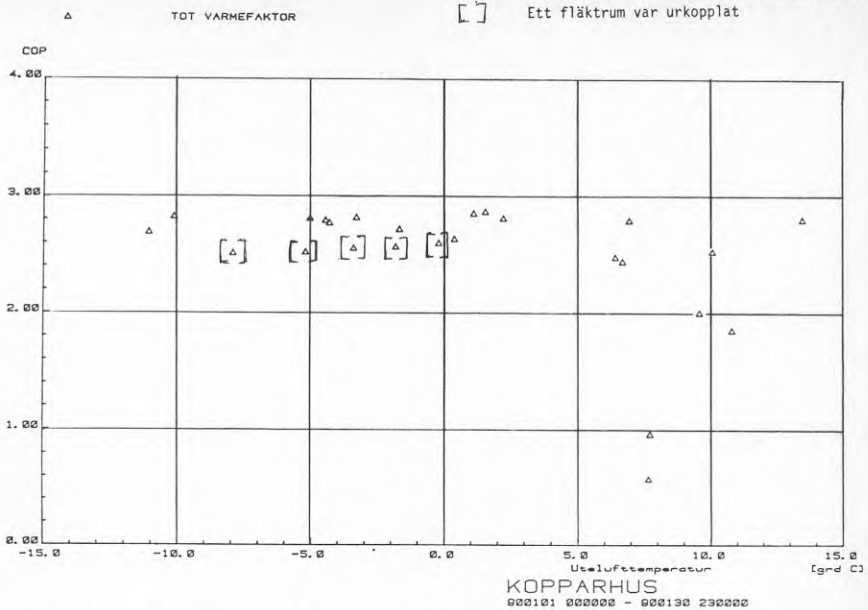


Fig 7 Total dygnsvärmefaktor från alla tre kampanjmätningar

Slutligen redovisas anläggningens värmefaktor. För entydighetens skull påpekas även här att värmefaktorn är baserad på tillförd kompressor-effekt samt eleffekten till de hjälpmaskiner som tillkommit med värmepumpen. Om enbart värmepumpen betraktas ökar naturligtvis värmefaktorn ytterligare. De kraftiga variationer som uppstått vid utomhustemperaturer över 5°C härrör från problemen som uppstod med avfrostningen i samband med första kampanjmätningen. I övrigt förefaller värmefaktorn legat kring 2,8 fränsett då "någon" stängde av två av de sex värmeväxlare som finns i fläktrummen.

Beräkning av energibehov för normalår

Utifrån kampanjmätningarna har husets karakteristik kunnat kartläggas. Vid avsedd drift bör värmepumpen kunna avge ca 210 kW i kondensorvärme, av dessa krävs ca 90 kW för tappvattenvärmning och övriga 120 kW kan utnyttjas till husuppvärmning. De tre byggnaderna tillsammans har ett kA-värde på ca 17 kW/°C. Värmepumpen ensam värmer tapp- och radiatorvatten till +10°C utomhus.

En normalår består av ca 87500 °C·h vilket gör att värmebehovet för uppvärmning bör bli $17 \cdot 87500 = 1488 \cdot 10^3$ kWh.

Energimässigt svarar oljepannan för uppvärmningen från +10°C och ner till aktuell utomhustemperatur. Sett under ett år motsvarar detta 49500 °C·h (se Fig 8), som med husets kA-värde innebär $17 \cdot 49500 = 841 \cdot 10^3$ kWh, motsvarande ca 105 m³ olja vid pannverkningsgraden 80%. Ur detta resonemang följer att värmepumpen bör avge 1488 - 841 = 647 MWh till radiatorsystemet.

Drifterfarenheterna från mars -85 och till mars -86 visade att totalt värmdes tappvarmvattnet med ca 600 MWh. I bilaga 3 framgår att tappningen av vatten från kl 24.00 - 05.00 är försumbar. Förutsatt att vattenbehovet är oförändrat med årstiden samt att vattnet värmts 19 h om dygnet under

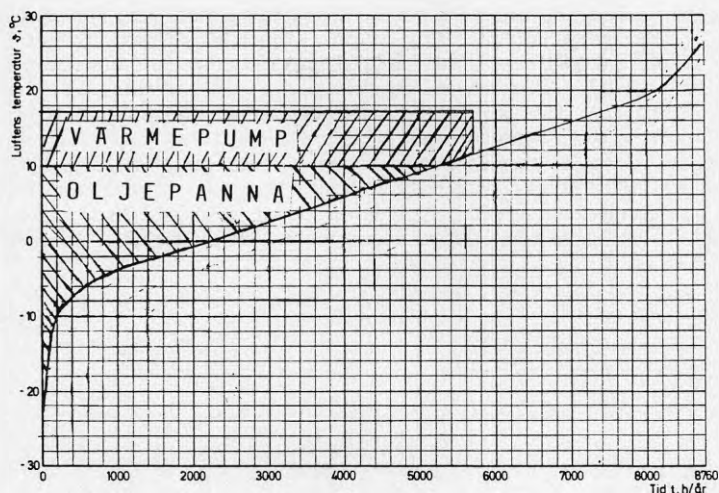


Fig 8 Varaktighetsdiagram för Stockholm

365 dagar sker värmningen $365 \cdot 19 = 6935$ h varje år. För ett helt år bör det uppskattade värmebehovet bli ca $90 \cdot 6935 = 624$ MWh för tappvarmvattnet.

Totalt avgiven kondensorvärme sett under ett år blir $624 + 647 = 1271$ MWh. Årsvärmefaktorn kan förväntas till ca 2,7 och därför bör $1271/2,7 = 471$ MWh tillföras i form av elenergi.

Totala energibehovet från värmecentralen under ett år blir $1488 + 624 = 2112$ MWh med hänsyn till tappvatten och husuppvärmning.

Sammanställt under ett normalår

Tillförd el till värmepumpen	471 MWh
Värmning av tappvarmvatten	624 MWh
Radiatorvatten värmt av kondensorn	647 MWh
Radiatorvatten värmt av pannan	841 MWh

Med värmepumpen behöver endast tillförd el samt oljan betalas, dvs $471 + 841 = 1312$ MWh. Besparingen för ett normalår blir därför troligtvis $2112 - 1312 = 800$ MWh eller ca 100 m^3 olja

7 FRÅNLUFTTEMPERATUREN MM - resultat av mätningar i fläktrummet

För att kunna registrera avfrostningarnas inverkan på värmesystemet utfördes mätningar i ett av fläktrummen med en ytterligare dator. Intervallen mellan mätningarna valdes på samma sätt som för den "stora" datorn i kompressorummet. Från de tre kampanjmätningarna som gjordes har tre dygn uttagits, ett från varje mätperiod, med utomhustemperaturer mellan -5 - (+12) som återges i figurerna 9 - 11. I fläktrummet mättes luftens temperatur före och efter värmeväxlaren samt köldbärarens in- och utloppstillstånd. Temperaturen efter värmeväxlaren mättes i luftkanalen där 9 st termoelement placerats med jämn delning för registrering. Mätgivarnas placering i frånluftkanalen framgår av bilaga 1 sid 3. Lufttemperaturen efter förångarbatteriet utgör medeltalet av givarnas utslag. Den relativa luftfuktigheten är mätt före värmeväxlingen.

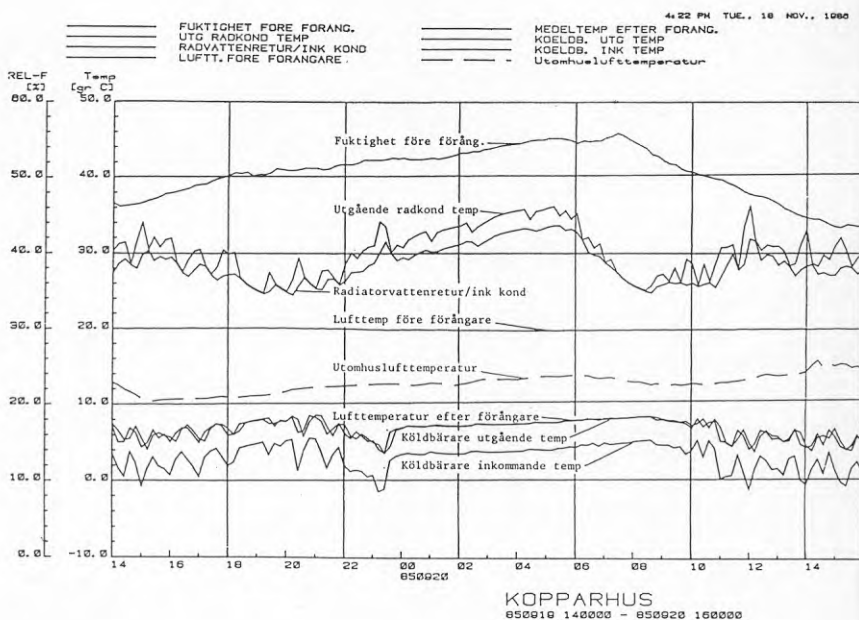


Fig 9 Mätningar i fläktrummet under första kampanjmätningen

Vid mätningarna i Fig 9 skedde ingen påfrostning på flänselmenten. Eftersom värmeväxlaren är av motströmstyp blev utgående luft och köldbärartemperatur i princip desamma. Temperaturmätningen av köldbärare samt radiatorvatten skedde i kompressorummet, och lufttemperaturen registrerades i frånluftkanalen. Därför har en förskjutning uppstått mellan t ex utgående luft och köldbärartemperatur. Den relativa luftfuktigheten varierade under perioden från ca 44 - 55%. Lite oförväntat har relativa luftfuktigheten varit som högst nattetid.

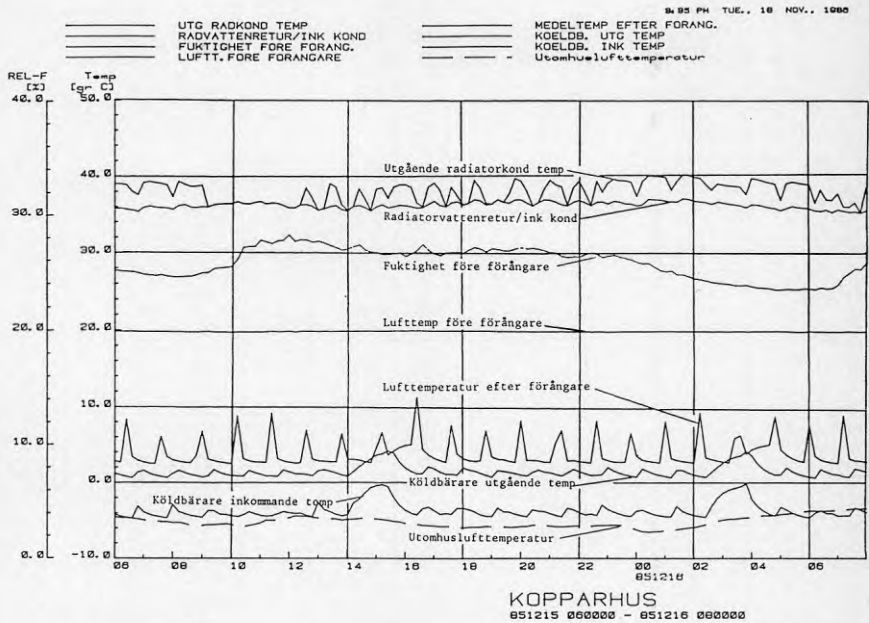


Fig 10 Mätresultat från temperaturmätningar i fläktrummet under andra kampanjmätningen

Under mätperioden i Fig 10 var inkommande köldbärartemperatur under 0°C varför frost byggts på flänselamenten. Värmepumpen stannade var 75:e minut för att avfrostas i ungefär 5 minuter. Detta framgår tydligt av de spetsiga topparna som finns i frånluftstemperaturen, samt pendlingarna i utgående radiatorvatten. Frostpåslaget medförde en ökad temperaturdifferens mellan utgående luft och köldbärare. Jämfört mot mätningarna i Fig 9 har relativa luftfuktigheten sjunkit till ca 30% från ungefär 50%. Den jämna utomhustemperaturen bidrog till att variationerna i radiatorsystemet blev små. Samtidigt kan noteras hur stabilt frånluftens temperatur legat kring 20° före värmeväxlingen.

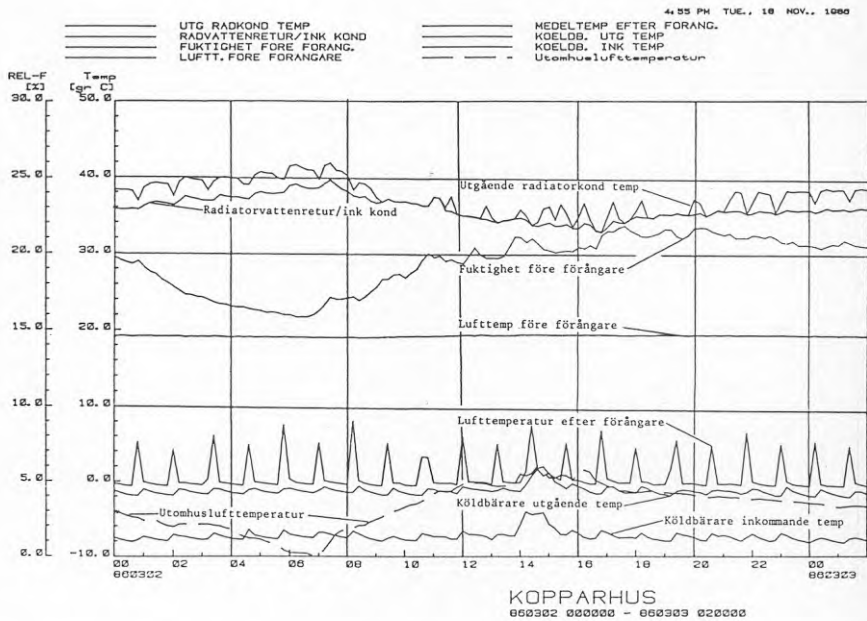


Fig 11 Uppmätta temperaturer i fläktrummet under tredje kampanjmätningen

Vid den sista kampanjmätningen i mars var utomhustemperaturen överlag 4 - 5 grader högre än vid mätperioden i december (Fig 10). Detta återspeglas även i de sänkta radiatortemperaturerna. En del av radiatorytan utgörs av golvvärme varför framledningstemperaturen endast varit ca 40°C. vid -7°C utomhus. De pendlingar som uppstått i framledningstemperaturen vid avfrostningen återses även i returledningen, dock avsevärt utjämnat. Relativa fuktigheten sjönk nattetid till ca 20% från ungefär 30% under dagtid. Från kl 00 - 08 då tappvattenbehovet varit ringa har värmepumpen uteslutande värmt radiatorvattnet. Efter kl 08 har tappvattenuttaget ökat markant varför en mindre del av värmepump-effekten kunnat utnyttjas till husuppvärmning.

8 PRESTANDAPROV PÅ PLATS

I detta avsnitt redovisas effektmätningar på själva värmepumpenheten som gjorts vid ett tillfälle under någorlunda stationära förhållanden.

Vid normal drift utnyttjas kondensörvärmnet till såväl radiator som tappvarmvattenvärmning. Blir tappvattenflödet stort ställer värmepumpen om till enbart värmning av tappvatten. Det kan skapa stora förändringar i kondenseringstemperaturen. För att renodla och få små variationer i kondenseringstemperaturen indelades proverna i tre olika driftfall. Vid dessa användes antingen radiator- eller tappvattenkondensorn, vilket medförde att förändringarna blev relativt långsamma. För att få en godtagbar noggrannhet vid tryckmätningen inkopplades precisionsmanometrar på både kondensör och förångarsida. Temperaturförloppen registrerades med mätdataren.

Mätningar skedde var tredje minut och var 12:e minut lagrades medelvärdet från de fyra sista mätningarna. Varje driftfall innefattas av tre lagringar dvs 36 minuters drifttid. För att med god noggrannhet kunna beräkna kondensoreffekten ur energimätarens utslag, uppmättes tidsskillnaden manuellt. Klockan startades resp stoppades i samband med att sifferomslag skedde i räkneverket.

Angående anläggningens uppbyggnad hänvisas till bilaga 1

PROV NR 1

Värmeeffekten i hetgaskylare och radiator-kondensör mättes. Under mätningarna stoppades vattencirkulationen genom tappvattenkondensorn genom att stänga av vattenventilerna vid in och utloppet. Därmed förhindrades att värme uttogs ur varmvattenkondensorn.

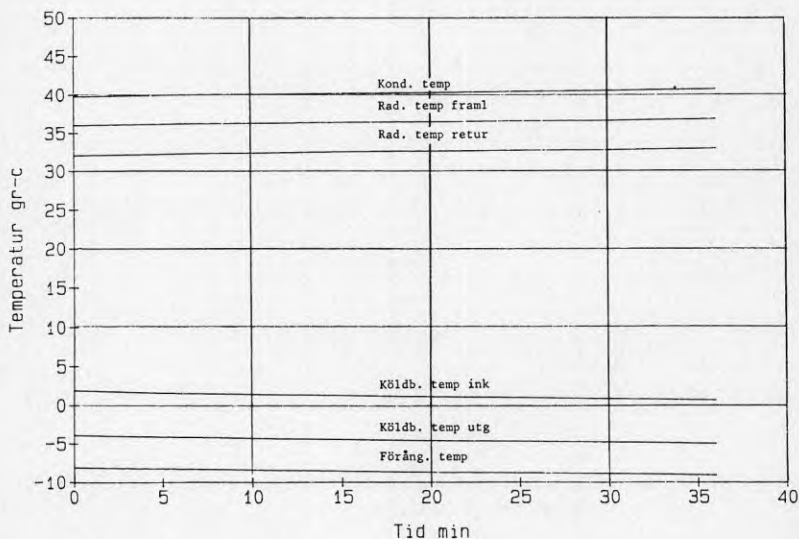


Fig 12 Temperaturer i förångare och kondensör då tappvattenkondensorn avstängts

Förångnings- och kondenseringstrycken avlästes manuellt varannan minut från de inkopplade precisionsmanometrarna. Den tillförda eleffekten beräknades ur den manuellt uppmätta tiden samt tillförda elenergin.

	Vänster komp.	Höger komp.	Σ kompr.	Hetgas VVX	Radkond.	Σ kond	Φ
$12^{55} - 13^{20}$	33.23	33.55	66.78	21.23	197.57	218.8	3.28
$13^{20} - 13^{36}$	33.31	33.23	66.54	19.76	192.92	212.68	3.20
$12^{55} - 13^{36}$	33.25	33.45	66.70	20.68	195.84	216.52	3.25

Fig 13 Effektmätningar då tappvattenkondensorn stängts av.

PROV NR 2

Den avgivna värmeeffekten i hetgaskylaren och tappvattenkondensorn fastställdes. Vid detta driftfall arrangerades driftbetingelser med högre kondenseringstemperaturer genom att stänga av vattenflödet genom radiatorkondensorn. Båda kompressorerna arbetade med 100% kapacitet, dvs utan nedreglering.

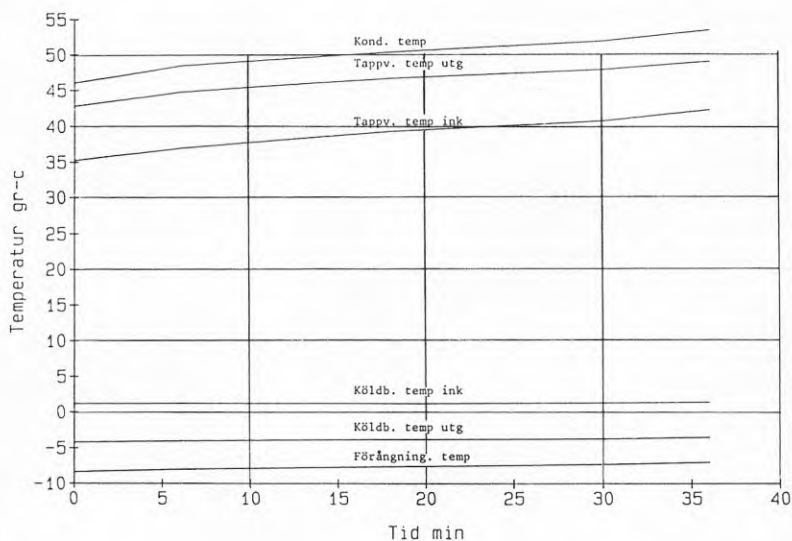


Fig 14 Temperaturen i kondensor resp förångare då radiatorkondensorn avstängts

Vid detta driftfall ökade kondenseringstemperaturen 6-7°C i förhållande till mätningarna i prov 1, vilket bidrog till att värmefaktorn sjönk märkbart. Förångningstemperaturen förblev i stort sett oförändrad från prov 1. Beroende på att radiatorkondensorn satts ur spel blev temperaturstegringen i kondensorn större än vid prov nr 1.

	Vänster komp.	Höger komp.	Σ kompr.	Hetgas VVX	Tappv. kond.	Σ kond	ϕ
$14^{20} - 14^{40}$	35.73	36.13	71.86	26.96	167.62	194.58	2.71
$14^{40} - 14^{52}$	37.98	37.98	75.96	33.50	158.82	192.32	2.53
$14^{20} - 14^{52}$	36.28	36.60	72.88	28.96	165.38	194.34	2.67

Fig 15 Effektmätningar då radiatorkondensorn avstängts

PROV NR 3.

I detta avslutande prov nedreglerades en av kompressorerna varvid värmepumpens påverkan undersöktes. På samma sätt som vid prov nr 1 avstängdes tappvattenflödet. Nedregleringen av en kompressor ordnades genom att sätta lägsta tillåtna köldbärartemperatur till $-1,5^{\circ}\text{C}$.

För att bedömma nedregleringens storlek beräknades köldmedieflödena genom båda kompressorerna med en värmebalans över hetgasvärmexlarna. Genom att ta hänsyn till flödesminskningen fastställdes nedregleringen.

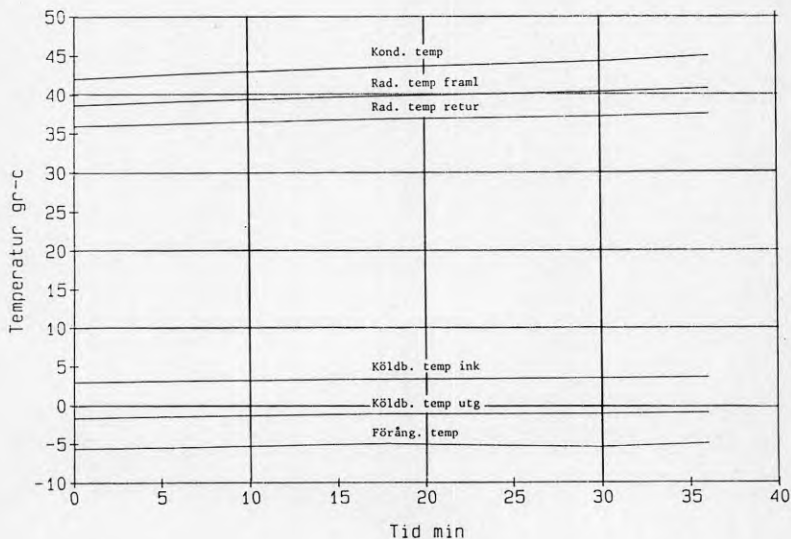


Fig 16 Temperaturförlopp i värmepumpen då dellastegenskaper undersöks

Beräkningarna finns redovisade i bilaga nr 2. Sammanfattningsvis kan sägas att kompressorn nedreglerats ungefär 50%, och att värmefaktorn då sänkts från 2,9 till ungefär 2,2.

	Vänster komp.	Höger komp.	Σ kompr.	Hetgas VVX	Radkond.	Σ kond	ϕ
15 ⁴⁵ - 16 ⁰⁰	36.65	23.09	59.74	17.01	151.33	168.34	2.82
16 ⁰⁰ - 16 ¹⁵	36.92	22.31	59.23	20.88	152.73	173.63	2.93
15 ⁴⁵ - 16 ¹⁵	36.80	22.67	59.47	19.06	152.06	171.12	2.88

Fig 17 Effektmätningar av värmepumpen då en kompressor nedreglerats

9 TEMPERATURFÖRLOPP I HETGASVÄXLARE SAMT FÖRÅNGARE

Under prestandaproven avläste datorn temperaturförlopp i hetgasvärmeväxlarna samt förångaren. Ugående från dessa har sedan temperaturprofiler kunnat upprättas i figurerna 18 - 20. Önskvärt hade varit att även upprita förloppet i kondensorn. Detta var ej genomförbart beroende på termoelementens placering.

För att i möjligaste mån betrakta stationära förhållanden hänförs temperaturerna i figurerna 18 - 20 från prov nr 1 i kap 8, då tappvarmvattenkondensorn stängdes av. På såväl förångar- som kondensorsidan förändrades temperaturen långsamt (se Fig 12). Under mätningarna pendlade temperaturen i hetgasväxlarna, varför temperaturförloppen motsvaras av medelvärdet över hela mätperioden i prov nr 1.

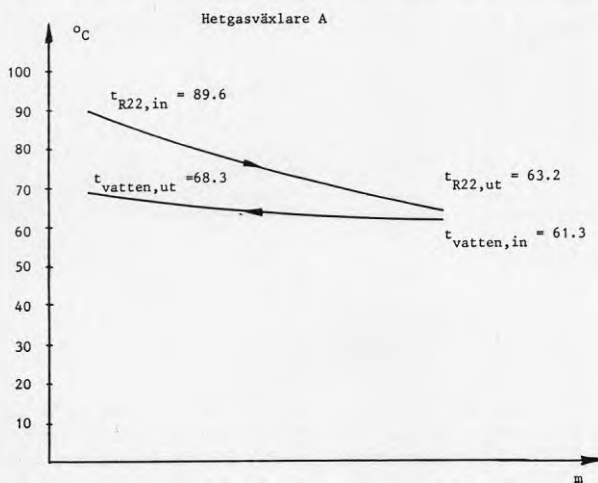


Fig 18 Temperaturprofil i hetgasväxlare A

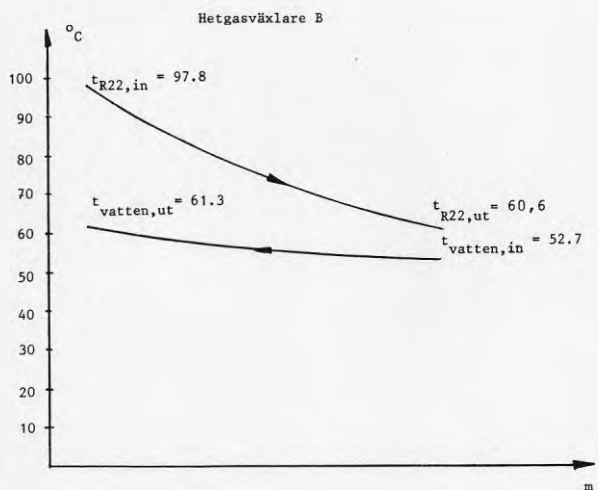


Fig 19 Temperaturprofil hetgasväxlare B

Hetgasvärmväxlarna A och B är seriekopplade på vattensidan. På köldmediesidan är de kopplade till varsin kompressor. Kopplingen framgår även av principschemat i bilaga 1.

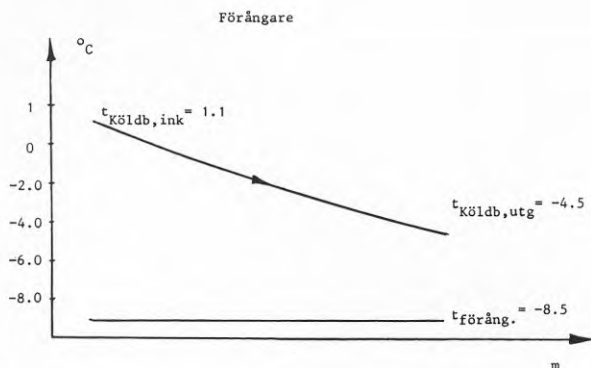


Fig 20 Temperaturprofil i förångaren

Temperaturen har i samtliga fall registrerats med termoelement instuckna i mätfickor. Förångartemperaturen hänförs till det uppmätta trycket vid kompressorinsuget. Under mätperioden var tryckförändringarna små, motsvarande en variation med mindre än en grad från början till slut.

10 DISKUSSION AV MÄTRESULTATEN

Under kampanjmätningarna uppstod som framgått en del komplikationer vid första och tredje tillfället. Detta har bidragit till extra spridning i mätvärdena.

Vid de veckovisa avläsningarna framgår även att värmepumpen under ett par perioder givit mindre än förväntat. Trots komplikationerna har de kontinuerliga mätningarna samt kampanjmätningarna tillsammans medgivit att husets och värmepumpens karakteristisk kunnat utvärderas.

För beredning av tappvarmvatten förefaller 0,6 kW värmeeffekt behövas per hushåll. De tre byggnadernas värmebehov motsvaras av ca 17 kW/°C, dvs för varje grads temperatursänkning utomhus måste den tillförda effekten öka med 17 kW.

Under en period som sträckt sig från mars -85 till mars -86 täckte värmepumpen tappvarmvattenberedningen samt 25% av husets uppvärmningsbehov. Vid bedömningen bör man ta hänsyn till att samma period bestått av 100 000 °C·h, vilket måste betraktas som ett kyligt år. Ett normalvärde motsvaras av ca 87 000 °C·h, varför värmepumpen bör täcka en större del. Dessutom bör även tas i betraktan att värmepumpen avgivit lägre effekt periodvis p g a komplikationer som i framtiden bör kunna undvikas. Enligt beräkningar under normala förhållanden bör ca 40% av bostadsuppvärmningen kunna täckas av värmepumpen. Den sparade energin under ett normalt år motsvaras av ca 100 m³ olja.

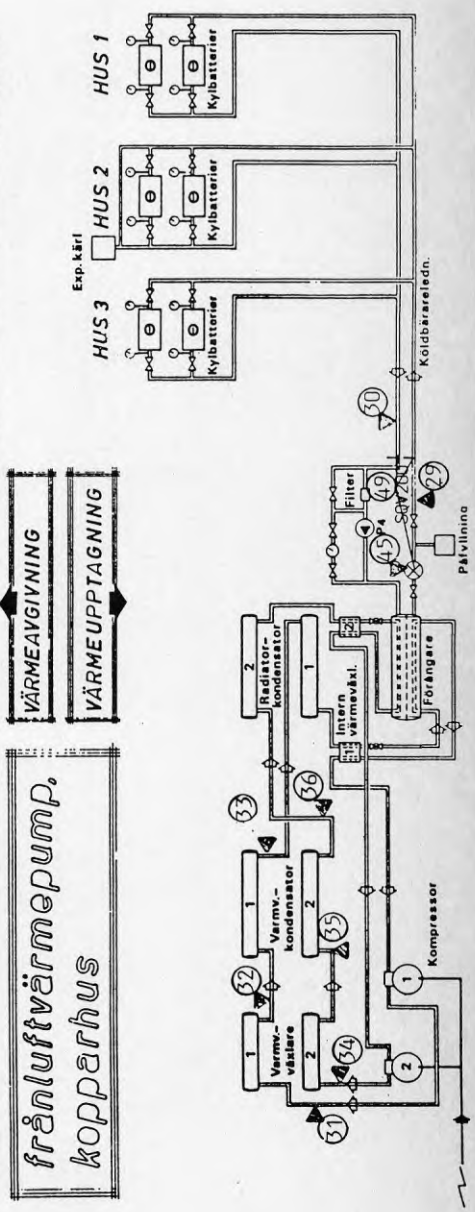
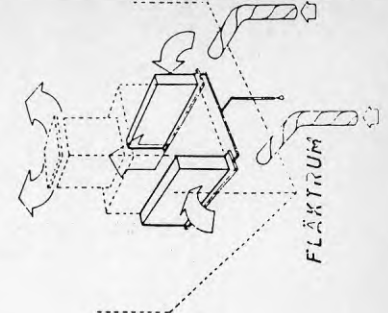
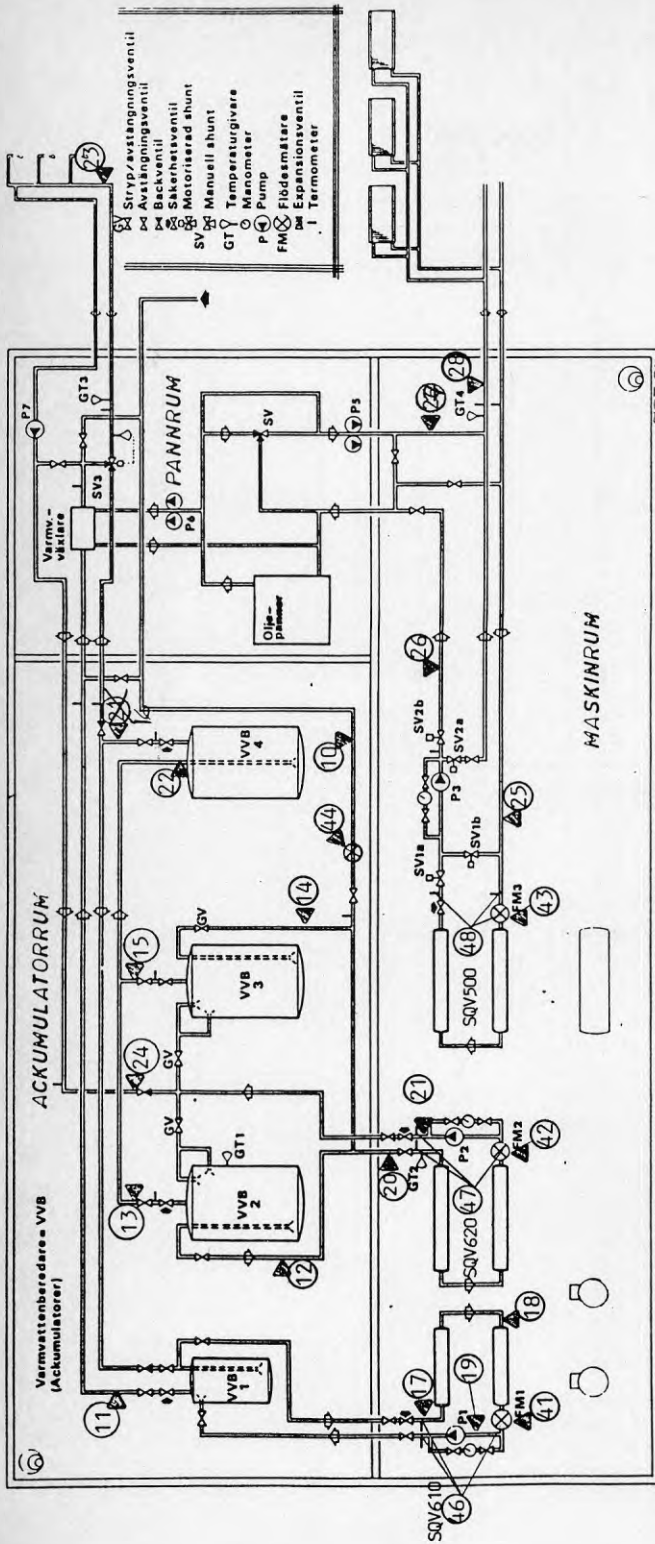
Normalt sett täcker värmepumpen hela tappvarmvattenbehovet. Under perioden 1 mars 1985 till 1 juni 1986 har elpatronerna i varmvattenberedarna totalt avgivit 4000 kWh, vilket kan anses försumbart i sammanhanget.

Vattenförbrukningen har varierat med tiden på dygnet men även med veckodagen. För ett medeldygn motsvarade varmvattenförbrukningen ungefär 230 l/hushåll.

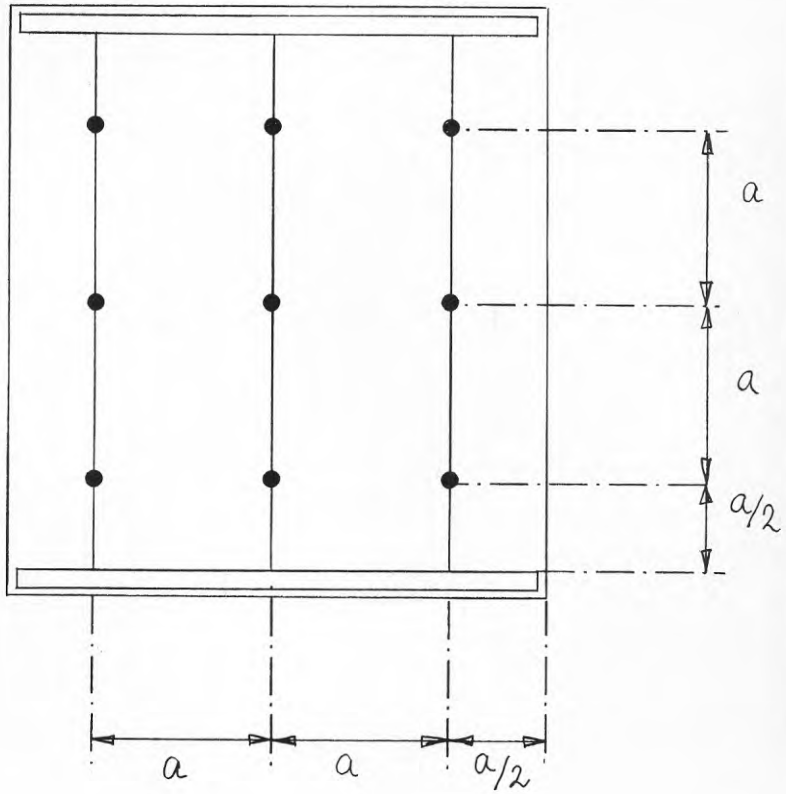
För närvarande sker avfrostning var 75:e minut i ungefär 5 minuter. En behovsstyrd avfrostning skulle förmodligen ställa sig fördelaktig. Under värmesäsongen har värmepumpens relativa gångtid varit 92%, och resterande 8% motsvaras av avfrostningstiden.

Mätpunktsförteckning

Index	Beteckn.	Beskrivning	Typ	Anm.
8	STL900	UTOMHUSLUFTTEMPERATUR	TPL	
10	STV630	TEMP INK. KV/TVV	TTV	
11	STV614	TEMP UT BOTTEN VVB 1	TTV	
12	STV641	TEMP UT BOTTEN VVB 2	TTV	
13	STV642	TEMP UT TOPPEN VVB 2	TTV	
14	STV651	TEMP UT BOTTEN VVB 3	TTV	
15	STV652	TEMP UT TOPPEN VVB 3	TTV	
16	STV662	TEMP UT TOPPEN VVB 4	TTV	
17	STV611	HETGASVVX B INK.TEMP	TTV	
18	STV612	HETGASVVX A-B TEMP B-A	TTV	
19	STV613	HETGASVVX A UTG.TEMP	TTV	
20	STV621	TVV-KONDENSOR A INK TEMP	TTV	
21	STV622	TVV-KONDENSOR A UTG TEMP	TTV	
22	STV661	BOTTEN VVB 4 INK TEMP	TTV	
23	STV670	TVV TEMPERATUR	TTV	
24	STV680	VVC-RETUR TEMP	TTV	
25	STV501	RADVATTENRETUR/INK KOND	TTV	
26	STV502	RAD-KONDENSOR UTG TEMP	TTV	
27	STV510	PANN RAD VATTEN TEMP	TTV	
28	STV570	RAD FRAMLEDN.TEMP	TTV	
29	STV201	KÖLDB. INK TEMP	TTV	
30	STV202	KÖLDB. UTG TEMP	TTV	
31	ATR310	R22 HETGASTEMP A	TTV	
32	ATR320	R22 HETGAS/KOND A	TTV	
33	ATR330	R22 EFTER KOND A	TTV	
34	BTR310	R22 HETGASTEMP B	TTV	
35	BTR320	R22 HETGAS/KONDENSOR B	TTV	
36	BTR330	R22 EFTER KONDENSOR B	TTV	
40	SEE901	KRINGUTR. EL-ENERGI	EEM	
41	SFV610	HETGASVVX-FLÖDE	FVV	
42	SFV620	TVV-KONDENSOR FLÖDE	FVV	
43	SFV500	RAD-KONDENSOR FLÖDE	FVV	
44	SFV630	KV/TVV-FÖRBRUKNING	FVV	
45	SFG200	KÖLDBÄRARFLÖDE	FVV	
46	SQV610	HETGASVVX ENERGI	VMV	
47	SQV620	TVV-KONDENSOR ENERGI	VMV	
48	SQV500	RAD-KONDENSOR ENERGI	VMV	
49	SQV200	FÖRÅNGAR-ENERGI	VMV	
50	AEK300	KOMP A EL-ENERGI	EEM	
51	BEK300	KOMP B EL-ENERGI	EEM	
52	SEE900	KRINGUTR. EL-ENERGI	EEM	
53	SHK911	DRIFTTID ELPATR. 1	HDR	
54	SHK912	DRIFTTID ELPATR. 2	HDR	
55	SOR600	RAD.VÄRMN. MHA OLJA	HDR	
56	SOT500	TVV-VÄRMN. MHA OLJA	HDR	
57	VLKA	KOMPR. A DRIFTSTATUS	VLK	
58	VLKB	KOMPR. B DRIFTSTATUS	VLK	
60	VLKAB	KOMPR. A+B DRIFTSTATUS	VLK	



Termoclementens placering i frånluftkanalen



KAPACITETBESTÄMNING VID NEDREGLERING

Att entydigt fastställa nedregleringens storlek vid dellastprovet är svårt. Som mått har i detta fall köldmedietflödets relativa minskning fått vara utslagsgivande.

Köldmedietflödet har beräknats för var kompressor genom en värmebalans över hetgasvärmväxlarna. In och utgående köldmedietemperatur i värmväxlarna uppmättes med mätdatorn var tredje minut, och vid beräkningarna användes hela tidsperiodens medelvärde. Köldmediets tryck avlästes manuellt vid kompressorernas in- och utlopp med ett tidsintervall av 5 min under perioden. Utgående från uppmätta tryck och temperaturer har köldmediets entalpitillstånd bestämts vid in- och utloppen i värmväxlarna med ett av Ingvar Ekroth utvecklat datorprogram

Med kännedom om avgiven värmeeffekt samt entalpitillstånden har köldmedietflödet fastslags.

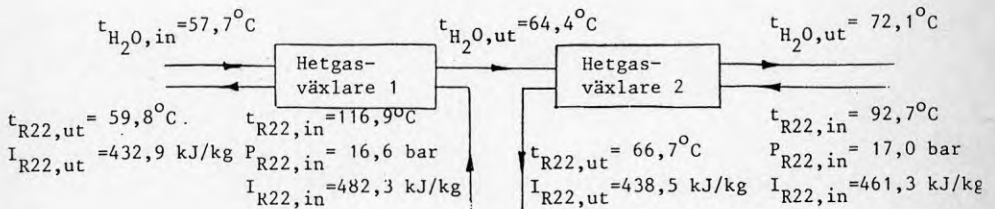


Fig 21 Uppmätta tryck och temperaturtillstånd då en kompressor nedreglerats

Den nedreglerade kompressorn är kopplad till hetgasväxlare nr 1 i Fig 21. Energimätarens inkoppling medförde att avgiven energi ej kunde mätas för var hetgasvärmväxlare utan totalt från båda.

Beräkning av köldmedietflöden vid nedreglering (ren radiator drift)

Totalt bortkylades 19,06 kW från värmväxlarna. Utgående från de uppmätta vattentemperaturerna fördelade sig effekten enligt:

$$VX 1 \quad \frac{19,06 \cdot (64,4 - 57,7)}{72,1 - 57,7} = 8,9 \text{ kW}$$

$$VX 2 \quad 19,06 - 8,9 = 10,2 \text{ kW}$$

Köldmedietflödet genom värmväxlarna beräknas med

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{i_{in} - i_{ut}}$$

\dot{Q} = avgiven värmeeffekt
 i_{ut} = entalpi, utloppet
 i_{in} = entalpi, inloppet

Entalpitillstånden har beräknats med dataprogrammet utifrån uppmätta tryck och temperaturer.

$$\text{Kompr 1: } \dot{m} = \frac{8,9}{482,3 - 432,9} \approx 0,180 \text{ kg/s}$$

$$\text{Kompr 2: } \dot{m} = \frac{10,2}{461,3 - 438,5} \approx 0,447 \text{ kg/s}$$

Beräkningar av köldmedieflöden vid fullast (ren radiator drift)

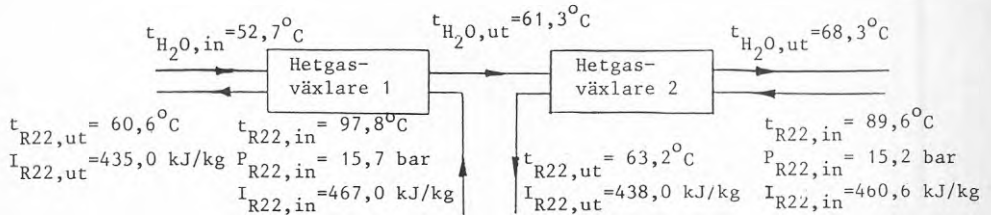


Fig 22 Uppmätta tryck och temperaturtillstånd vid fullastprov

Totalt bortkyldes 20,68 kW från värmeväxlarna.
Fördelat på:

$$\text{VVX 1} \quad \frac{20,70 \cdot (61,3 - 52,7)}{68,3 - 52,7} = 11,4$$

$$\text{VVX 2} \quad 20,7 - 11,4 = 9,3 \text{ kW}$$

Entalpitillstånden har även i detta fall beräknats med datorprogrammet. Köldmedieflödena i resp krets blir:

$$\text{Kompr 1} \quad \dot{m} = \frac{11,4}{467,0 - 435,0} = 0,356 \text{ kg/s}$$

$$\text{Kompr 2} \quad \dot{m} = \frac{9,3}{460,6 - 438,0} = 0,411 \text{ kg/s}$$

Beräkning av prestanda vid nedregleringen

Vid såväl fullast som nedreglering har underkylningen och överhettningen varit i stort sett oförändrade. Totalt kylades 171,1 kW bort i radiator-kondensatorerna vid nedreglerade fallet. Utgående från att underkylningen varit ungefär lika stor kan avgiven värmeeffekt i respektive krets uppskattas. Entalpidifferensen blir ungefär lika stor över båda kondensatorerna, och effekterna fördelar sig i proportion till köldmedieflödena.

Effekten fördelade sig vid dellastprovet på resp krets enligt följande:

$$\text{rad. kond 1} \quad \frac{0,180}{0,180 + 0,447} \cdot 171,1 = 49,1 \text{ kW}$$

$$\text{rad. kond 2} \quad 171,1 - 49,1 = 122,0 \text{ kW}$$

Vid fullast borde krets 1 ha avgivit (förutsatt oförändrad överhettning samt underkylning)

$$\frac{0,356}{0,180} \cdot \frac{0,447}{0,411} \cdot 49,1 = 105,6 \text{ kW}$$

Nedregleringen motsvarar

$$0,180 / (0,356 \cdot \frac{0,447}{0,411}) = 47\%$$

Enligt redovisade effekter i Fig 17 var i medeltal tillförd eleffekt till den nedreglerade kompressorn 22,7 kW.

Vid dellastfallet bör värmefaktorn bli: $\Phi = 49,1/22,7 = 2,2$.

Den tillförda eleffekten till höger respektive vänster kompressor vid prov 1 och 2 var i stort sett lika varför den nedreglerade kompressorn borde krävt 36,8 kW vid full belastning enligt Fig 17.

Vid fullast borde värmefaktorn blivit: $\Phi = 105,6/36,8 \approx 2,9$.

Sammanfattningsvis gav dellastprovet:

	Fullast	Dellast 47%
Driveffekt, kompressor, kW	36,8	22,7
Värmeeffekt, kW	105,6	49,1
Kondenseringstemperatur °C	43	43
Förångningstemperatur °C	- 5,3	- 5,3

Troligtvis har den nedreglerade kompressorn haft lägre prestanda. Beräknat vid dellastprovet hade den fullt belastade kompressorn värmefaktorn $122/36,8 = 3,3$ att jämföra mot 2,9.

TEMPERATURER I VÄRMESYSTEMET UNDER KAMPANJMÄTNINGARNA

I Fig 23 - 28 redovisas de temperaturer som datorn mätt under kampanjmätningarna. Var tredje minut har datorn inhämtat mätvärden och var tolfte minut har de fyra sista mätningarnas medelvärde lagrats. I figurerna är upplösningen mellan varje punkt 12 minuter varför t ex värmesystemets påverkan av avfrostningarna framgår. I diagrammen återfinns temperaturer i varmvattenberedare (1 och 4), dessas placering i värmesystemet redovisas i bilaga 1. För att förenkla avläsbarheten kommenteras figurerna kortfattat:

Fig 23 - 24. Mätningarna hänförs till första mätperioden, problem uppstod med avfrostningen vilket medförde kraftig påfrostning och köldbärartemperaturen sjönk under -10°C . Värmepumpen avstängdes den 23/9 för att tina bort frosten. Ett dygn senare skedde återstart. De sista dagarna förefaller avfrostningen ha fungerat vilket framgår av de små hacken i köldbärartemperaturen.

Fig 25 - 26. Denna mätperiod kan betraktas som lyckad. Enda komplikationen som tillstötte var att oljepannan stod i ungefär ett dygn, och värmepumpen ensam värmdde husen. Detta framgår av de låga framledningstemperaturerna under perioden 851217 - 851218. I övrigt har mätperioden fortlöpt på ett avsett vis.

Fig 27 - 28. Ett antal problem uppstod. Datorns avläsning av energimätarna samt temperaturgivarna fungerade ej det första dygnet. Av okänd anledning hade någon stängt av värmeväxlarna i ett av de tre fläktrummen varför värmepumpens kondensoreffekt reducerades märkbart. Efter att de två värmeväxlarna i fläktrummet åter öppnades 860304 ökade köldbärartemperaturen till ett normalare värde. Perioden återspeglades av kalla nätter och soliga dagar varför tempepratursvängningarna blev relativt stora.

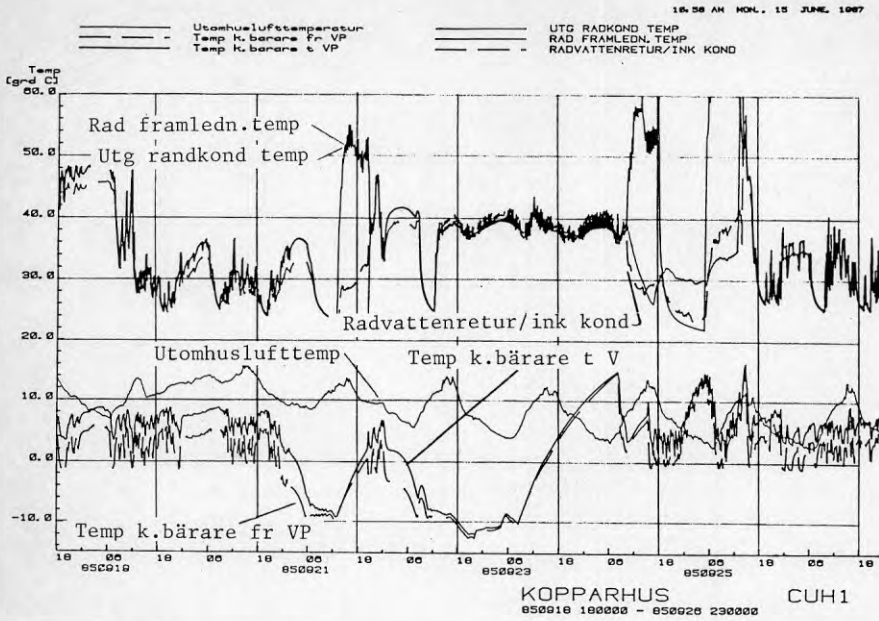


Fig 23 Temperaturförlopp under första kampanjmätningen

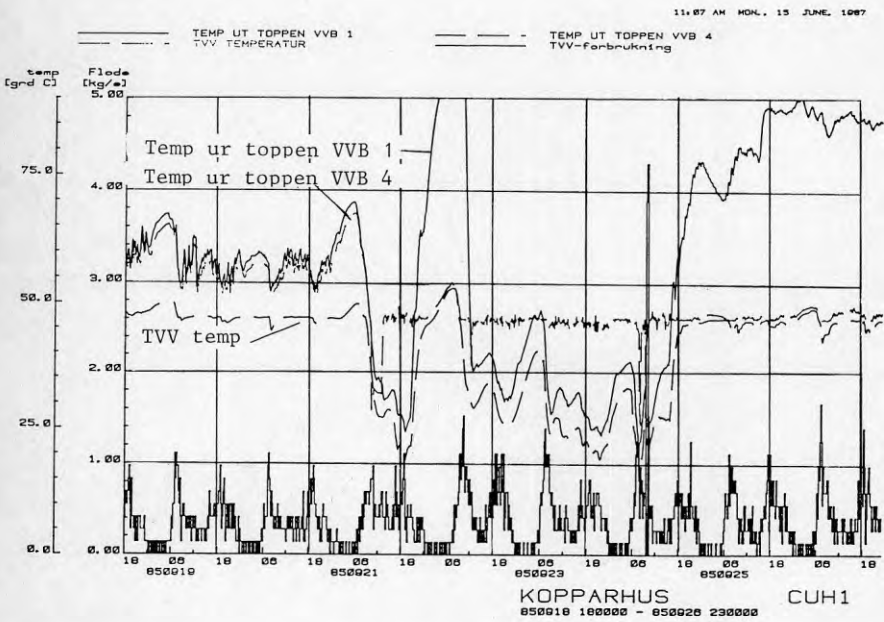


Fig 24 Temperaturförlopp under första kampanjmätningen

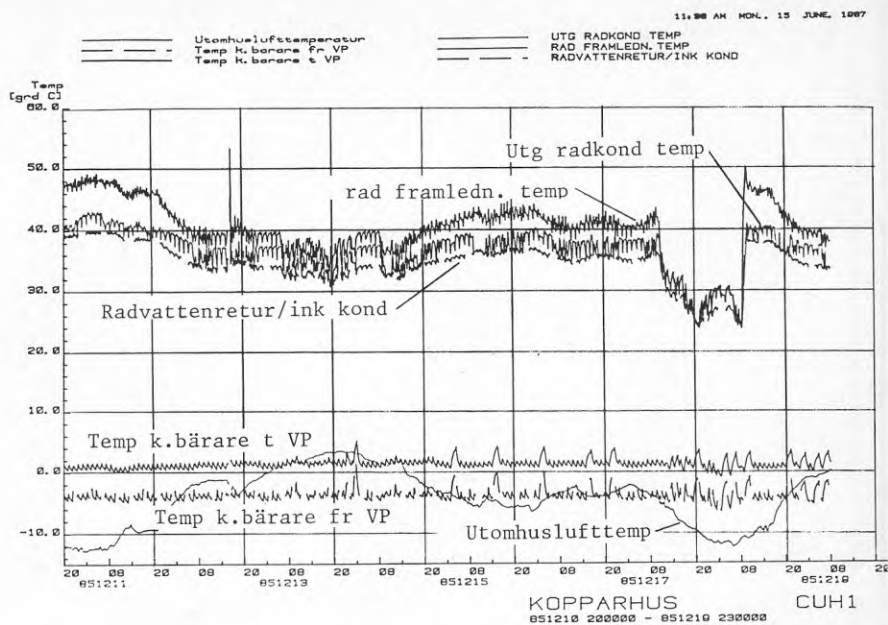


Fig 25 Temperaturförlopp under andra kampanjmätningen

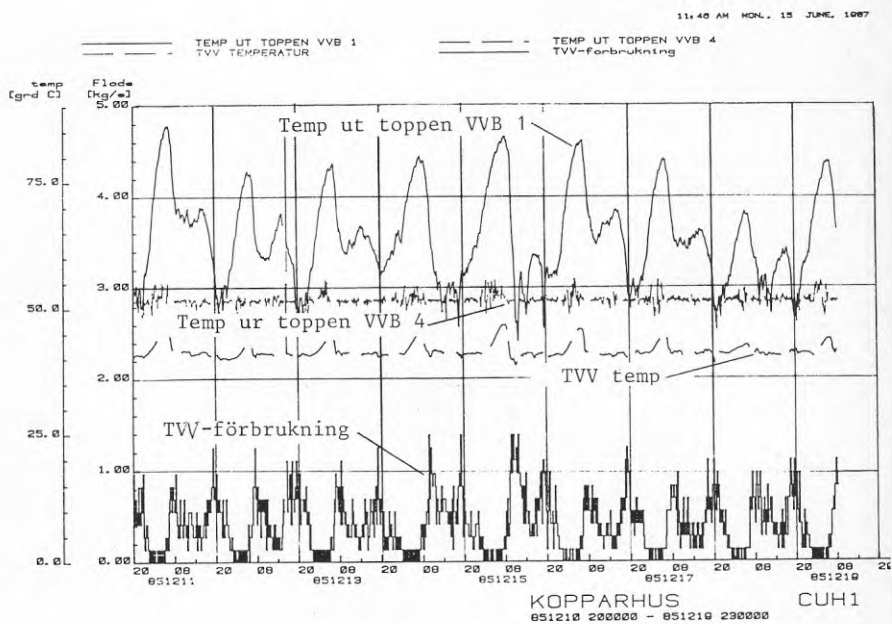


Fig 26 Temperaturförlopp under andra kampanjmätningen

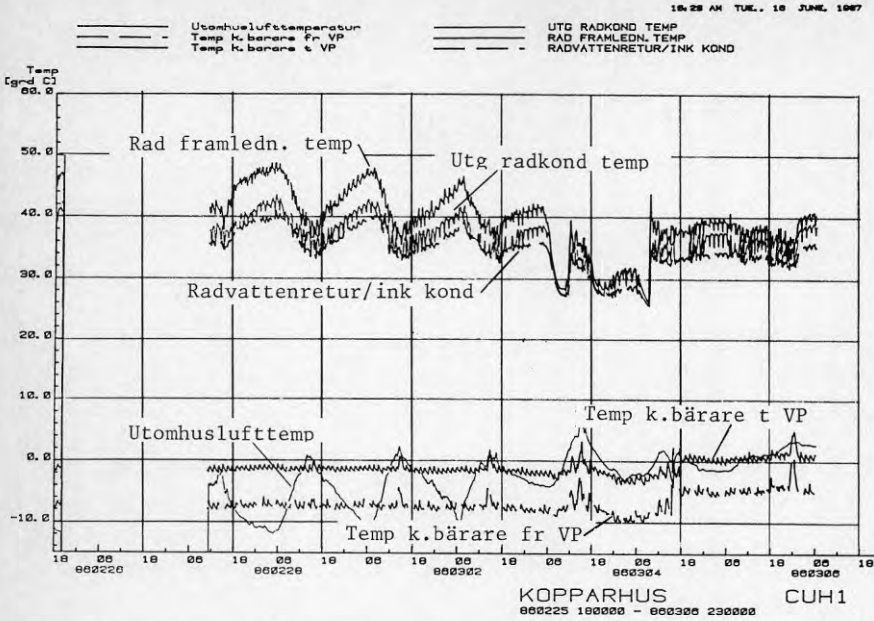


Fig 27 Temperaturförlopp under tredje kampanjmätningen

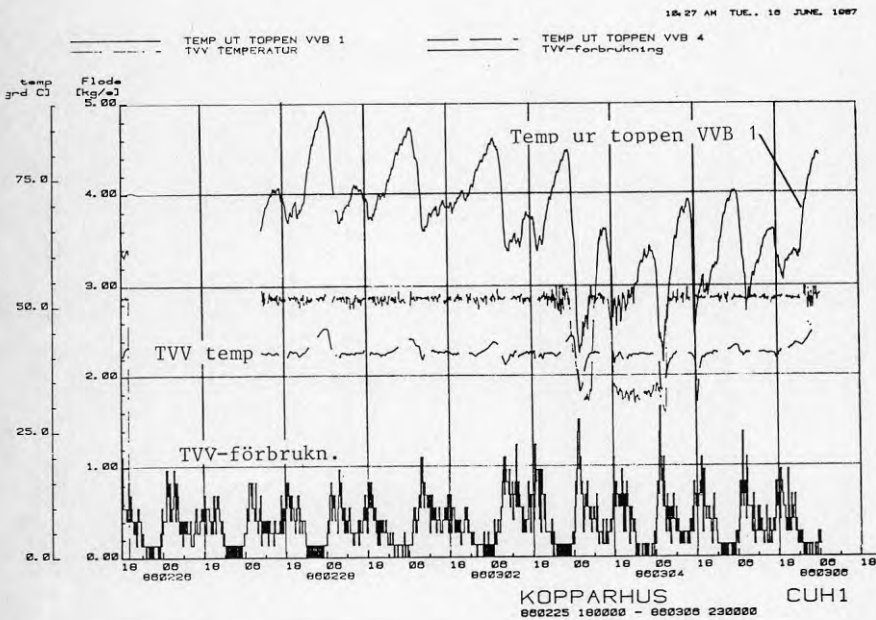


Fig 28 Temperaturförlopp under tredje kampanjmätningen

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841139-5 från
Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen för mekanisk
värmeteori och kylteknik, Tekniska högskolan, Stockholm.**

R14: 1989

ISBN 91-540-4999-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6709014

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst,
171 88 Solna**

Cirka pris: 37 kr exkl moms