



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

R97:1988

Uppsala värmepump

**Utvärdering av avloppsvatten/
fjärrvärme, värmepump**

Henrik Enström

Lars Solin

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Platå *Sel*

R/SH

Byggeforskningsrådet

R97:1988

UPPSALA VÄRMEPUMP

Utvärdering av avloppsvatten/fjärrvärme,
värmepump

Henrik Enström
Lars Solin

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 821604-5
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Stockholm.

REFERAT

Projektet avser utvärdering av en stor värmepumpanläggning i Uppsala. Utvärderingen ingår som en del i ett större projektpaket behandlade stora värmepumpar.

Utvärderingen baseras på mätdata insamlade, kalibrerade och lagrade av Mätcentralen för energiteknisk forskning, KTH.

Rapporten redovisar två års mätdata och drifterfarenheter. Mätdata har behandlats och redovisats så att slutsatser om denna anläggnings drift kan dras, samt att jämförelser med andra likartade projekt underlättas.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R97:1988

ISBN 91-540-4960-1
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm
Svenskt Tryck Stockholm 1988

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

SAMMANFATTNING

1. INLEDNING
2. ANLÄGGNINGSBESKRIVNING
3. MÄTPROGRAM OCH UTVÄRDERING
 - 3.1 Mätdatainsamling (MCE)
 - 3.2 Mätutvärdering
4. SYSTEMPRESTANDA
 - 4.1 Tillgänglighet
 - 4.2 Värmeavgivning
 - 4.3 Värmefaktor
 - 4.4 Prestanda som funktion av tiden
 - 4.5 Underkylare
5. VÄRMESÄNKA
6. VÄRMEKÄLLA
7. KÖLDMEDIUM
8. EKONOMI

BETECKNINGAR OCH DEFINITIONER

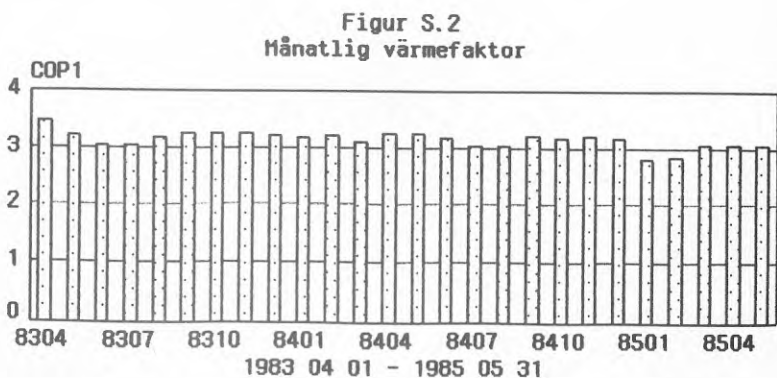
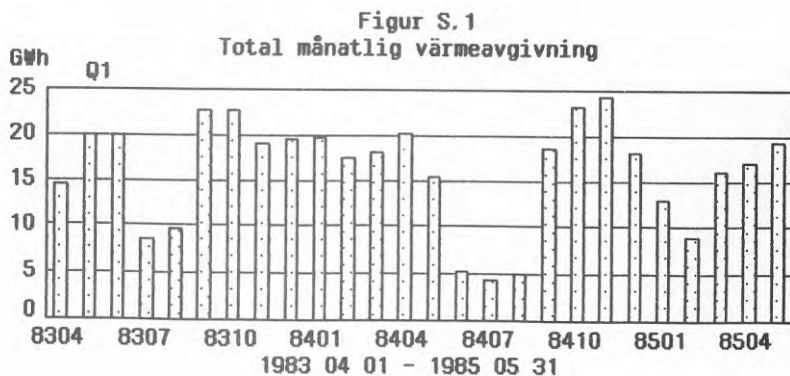
REFERENSER

BILAGA

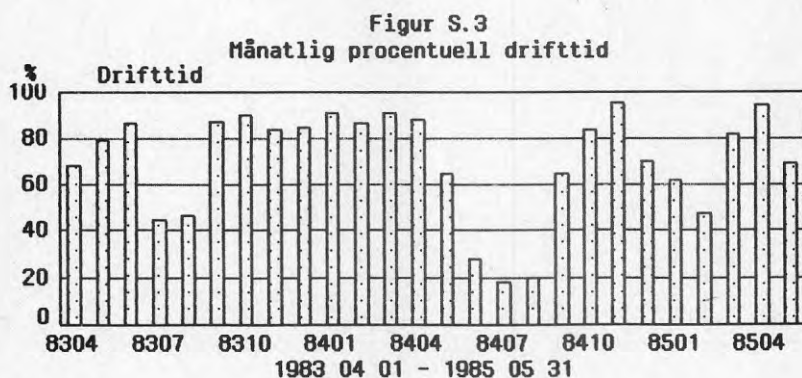
Avloppsvattenvärmepumpen i Uppsala består av tre stycken lika aggregat leverade av ASEA-STAL 1982. I varje enhet finns det en tvåstegs turbokompressor samt erforderliga värmeväxlare, inkl underkylare. Värme upptas ur renat avloppsvatten (ca 10–17°C) och avges till fjärrvärmesystemets returledning (ca 55–65°C). Värmepumpen höjer fjärrvärmevattnets temperatur med ca 5°C.

Ett omfattande mätprogram har utförts under drygt två års drift. Data från ett 30-tal storheter har kontinuerligt lagrats varje timme och insamlats av Mätcentralen för Energiforskning MCE vid KTH. Totalt finns således mer än 500.000 mätdata tillgängliga på MCE.

Värmepumpanläggningens totala månatliga värmeavgivning framgår av figur S.1. Med kontinuerligt maximal kapacitet skulle anläggningen kunna leverera 26 a 27 GWh/mån. Sommartid prioriteras sopförbränning varför värmepumpen nedregleras, övrig tid begränsas prestanda huvudsakligen av lågt avloppsvattenflöde. På motsvarande sätt visas värmefaktorn relaterad till kompressorernas elmotorer i figur S.2.



Anläggningens relativa drifttid framgår av figur S.3. Däri redovisas månatligen relativ drifttid beräknad så att stopp av ett aggregat minskar drifttiden med 33% osv. Ett överslag av fulleffektsdrifttiden, dvs då hänsyn även tas till aggregatens kapacitetsreglering har också gjorts. Resultaten av tillgänglighetsdata sammanfattas i tabell S.1.

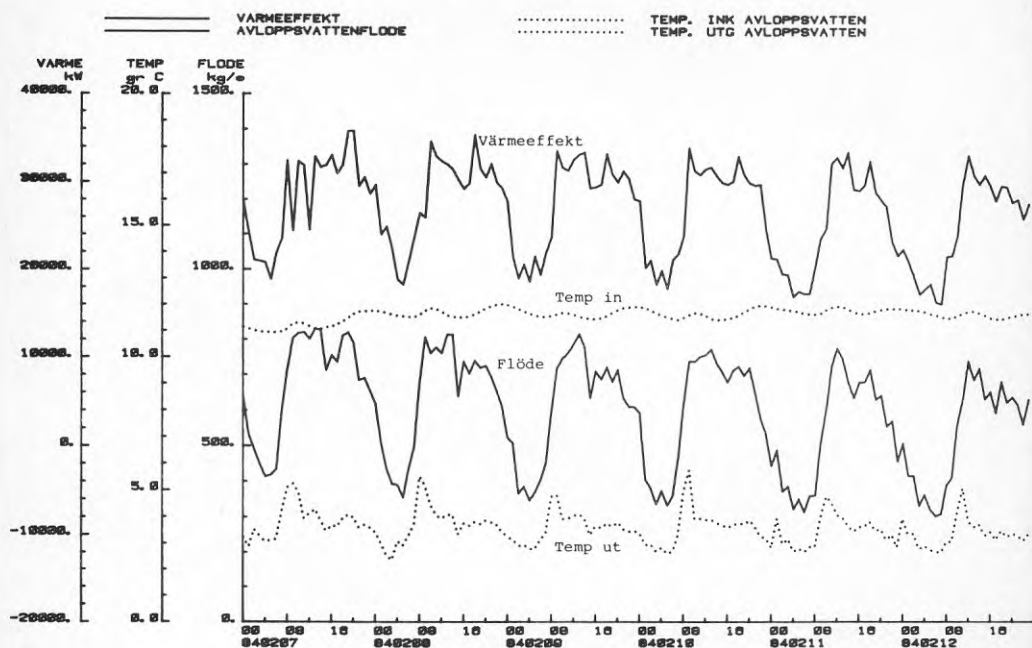


Tabell S.1. Årlig drifttid och fulleffektsdrifttid.

	Drifttid	Fulleffektsdrifttid
83/84	78%	64%
84/85	74%	55%

Den dominerande orsaken till minskad tillgänglighet under eldnings-säsong är värmekällans begränsning, främst i form av lågt flöde men ibland även låg temperatur. Figur S.4 visar tydligt hur ett minskat avloppsflöde begränsar anläggningens kapacitet. Under de sex dygn som figuren redovisar varierar flödet och därmed värmeeffekten likformigt. Nattetid sjunker flödet med 50%, från ca 800 kg/s till ca 400 kg/s. Detta reducerar effekten med ca 40%, från 33 till 19 MW. Inkommande avloppsvattentemperatur ligger mellan 11 och 12°C under perioden. Lägsta utgående temperatur är 2,5–3°C, vilket dock endast inträffar vid lägsta flödet. Minimal utgående temperatur borde kunna uppnås innan kapacitetsreglering sker. Om anläggningen utformats så att två aggregat parallellt utnyttjade inkommande avloppsvatten varefter det tillförts det tredje aggregatet försett med strilförångare hade denna begränsning ej funnits.

Figur S4. Värmeeffekt vid varierande avloppsvattenflöde.



För att kompensera för det tidvis låga avloppsvattenflödet utnyttjas även vatten från Fyrisån som värmekälla, framförallt under hösten från och med 1984.

Förutom lågt avloppsvattenflöde nattetid har tillgängligheten reducerats av låg avloppsvattentemperatur i samband med snösmältning samt lågt värmebehov under högsommaren. Komponentfel i anläggningen har inte i någon större utsträckning inverkat på driften.

Värmepumparnas effektregering har på ett aggregat styrts av strömbegränsning och på de övriga två främst av förångnings-temperaturen.

Aggregatens mätta värmeavgivning under en tvåårsperiod sjunker med ca 10% vid bestämda temperatur- och flödesvillkor. Ca 4% av denna minskning är verklig medan resten kan hänföras till flödesmätaren. Minskningen av värmeavgivningen härrör från värmeupptagningsidan ty effekten till kompressorn är oförändrad. Tänkbara orsaker till denna minskning kan t ex vara försämrade värmeupptagning i förångaren eller förändring av börvärde (drift).

Fjärrvärmevattnet fördelas till kondensor och underkylare. I underkylaren överförs 5-10% av effekten medan ca 25% av flödet leds genom den. Underkylningen av köldmediet minskar förlusterna vid den första expansionen (ned till mellantrycket) och ökar därför anläggningens prestanda. Då flödet genom underkylaren är förhållandevis stort fås dock en onödig höjning av kondenserings-

temperaturen med 1–2°C. En ökning av flödet genom kondensorn skulle leda till en prestandaförbättring.

Investeringskostnaden uppgick 1982 till ca 46 miljoner kronor, och var återbetald på ca 2 år. Med 1987 års energipriser ger anläggningen ett överskott på ca 10 Mkr/år.

1 INLEDNING

Uppsalas värmepumpar är bland de första stora värmepumpar som utnyttjar renat avloppsvatten som värmekälla. Redan på ett tidigt stadium erhöll man positiva resultat på värmepumpsteknikens tillämpning i fjärrvärmesammanhang, vilket har banat väg för en snabb utbyggnad av flera liknande anläggningar runt om i Sverige.

I Byggnadsforskningsrådets regi startades flera utvärderingsprojekt av stora värmepumpar för att jämföra olika anläggningars tekniska och ekonomiska egenskaper. Denna rapport behandlar ett av dessa projekt. Syftet med projekten är bla att utvärderingen ska ske på ett likartat sätt för att öka jämförbarheten mellan anläggningarna.

Rapporten beskriver anläggningen och redovisar driftresultat och erfarenheter från två års drift. Totala systemdata för anläggningen samt energibalanser för ett av de tre aggregaten redovisas. Vidare beskrivs funktionen hos anläggningens underkylare samt förändrade mätresultat som funktion av tiden.

Resultatet från utvärderingen har tidigare presenterats vid den XVI:e Internationella Kylkongressen i Paris 1983, vid ett tysk-svenskt seminarium i München 1986 samt vid den XVII:e Internationella Kylkongressen i Wien 1987.

Ett stort tack för medverkan till denna rapport framställs riktas till Uppsala Energi AB, UEAB samt till Mätcentralen för Energiforskning, MCE vid KTH.

2 ANLÄGGNINGSBESKRIVNING

Värmepumpanläggningen i Uppsala består av tre lika aggregat, som utnyttjar renat avloppsvatten samt from hösten 1984 till viss del även ävatten från Fyrisån. Upptagen värme från den kalla sidan avges till fjärrvärmenätets retursida. Jämför med principalschema enligt figur 2.1.

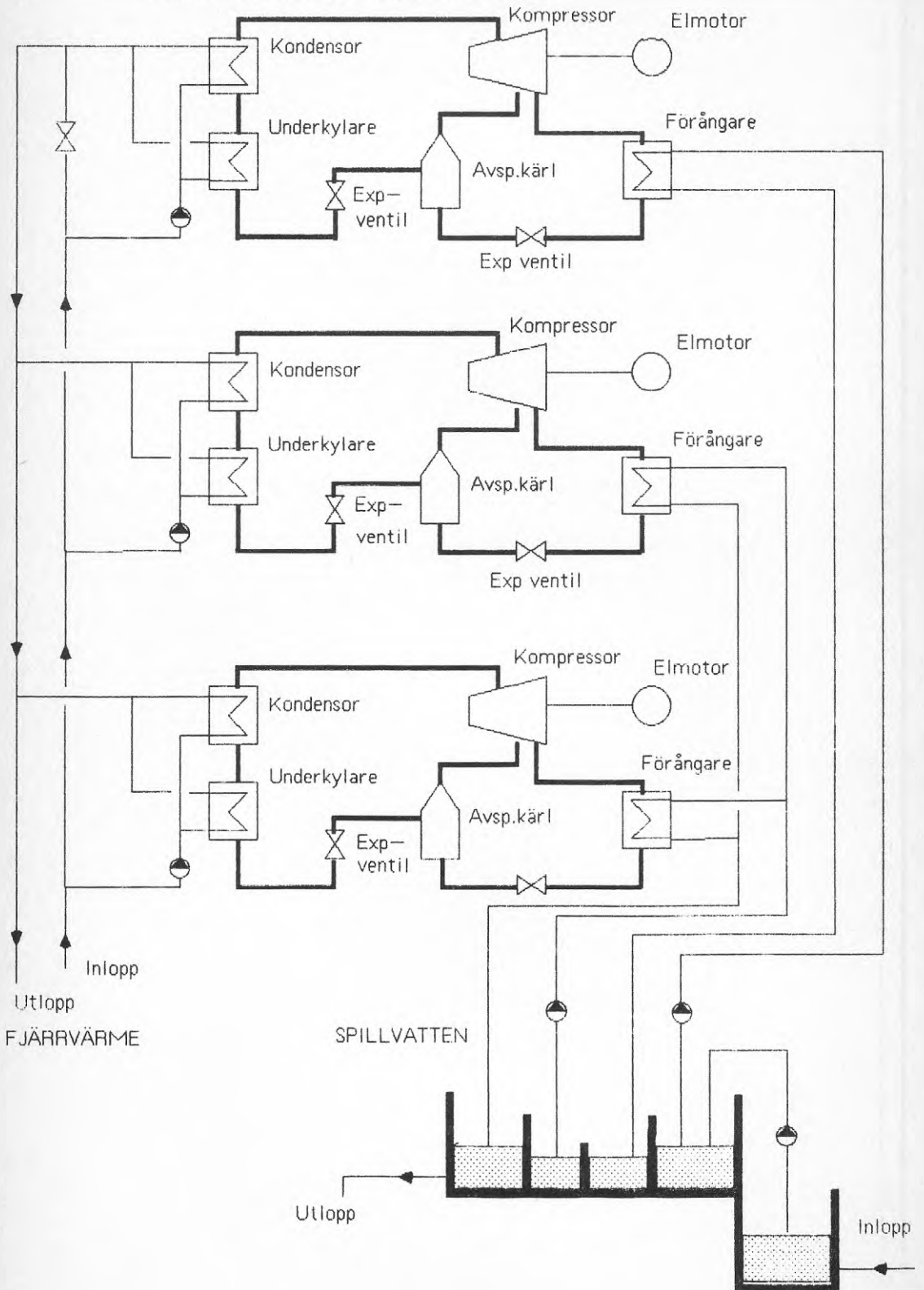
Aggregaten är tillverkade av Asea-Stal och leverades under hösten 1982. Kompressorerna är tvåstegs turbomaskiner med avspänningskärn som ökar kapaciteten och förbättrar värmefaktorn därför att erforderligt arbete till kompressorn minskar. Från avspänningskärlet avsugs ett delföde av expanderad gas med ett mellantryck direkt till kompressorernas mellantrycksnivå.

Det renade avloppsvattnet är en blandning av uppvärmt vatten från hushåll, kontor och industrier men även dagvatten från brunnar. Speciellt under snösmältningen får dagvattnet stor inverkan på driften ty stora mängder med kallt vatten blandas med avloppsvattnet. Vattnet pumpas ca 200 m mellan reningsverket och värmepumparna. Föroreningar avskiljs i en stor sil, med spaltbredden 3 mm, innan vattnet kyls i förångarna. Det avkylda vattnet pumpas ut i Fyrisån. Under hösten då värmebehovet är stort och vattnet i Fyrisån har en hög temperatur utnyttjas numera även detta vatten. Nackdelen är att även mycket föroreningar följer med, tex löv. För att hålla förångarrören rena på vattensidan finns en speciell reningsutrustning. Var 8:e timme pumpas små skumgummibollar in med vattnet framför förångarna, och trycks genom rören. Bollarna avskiljs från vattnet i en sil efter förångarna och blandas på nytt med det inkommande vattnet. Denna rening pågår under 1 timme.

Värmeavgivningen sker till fjärrvärmereturen som är en gren på huvudstammen. Genom vardera aggregaten pumpas ca 400 kg/s vatten. Värmen tillförs dels i kondensorn och dels i underkylaren, i den senare passerar ca 25% av det totala flödet.

Aggregaten är på varma sidan försedda med dels en kondensor och dels med en underkylare. I underkylaren kyls köldmediet till en temperatur som är lägre än kondenseringstemperaturen. Mellan kondensorn och underkylaren ligger en köldmediebehållare, receiver, som i botten innehåller vätska. Ur botten sugs vätskan vidare till underkylaren, på detta sätt säkerställs att ingen kondensering äger rum i underkylaren. De tre aggregaten är på varma sidan kopplade i parallell, ca 1/3 av vattenflödet leds in i vardera aggregatet. Värmeväxlarna i resp aggregat (kondensor och underkylare) är också kopplade parallellt, med huvudflödet genom kondensorn. Värmeväxlarna är tubpannor där vattnet leds i tuberna. Oljekylningen för kompressorerna och elmotorerna sker med en separat vattenkrets, som i sin tur kyls av köldmediet.

Figur 2.1. Principkopplingsschema.



Köldmediet expanderar från högtryck till lågtryck i två steg. Expansionen till mellantryck sker efter underkylaren, och styrs på en nivå i receivertanken. Ju högre vätskenivå i den, ju mer köldmedium tillåts expandera ner till mellantryck och tillförs avspänningstanken. Från den sugs gasen som har bildats in i kompressorn, medan vätskan expanderar till sluttrycket i förångaren. Den slutliga expansionen sker mellan avspänningskärlet och förångaren och styrs på nivån i avspänningskärlet. I förångaren kokar köldmediet utanpå vattenrören för att därefter sugas in i kompressorns lågtrycksdel. Se även principschemat i figur 2.2 och köldmediadiagrammet 2.3 med driftpunkter utsatta enligt markeringar på figur 2.2.

Inkommande avloppsvatten pumpas först till aggregat C's förångare, den får således ta emot det varmaste avloppsvattnet. Förångarna till aggregat A och B är på vattensidan kopplade i parallell efter förångare C.

Kompressorerna reglerar i första hand genom ändring av ledskenevinklar men möjlighet finns även att "bypassa" köldmedium mellan hög och lågtryckssidorna.

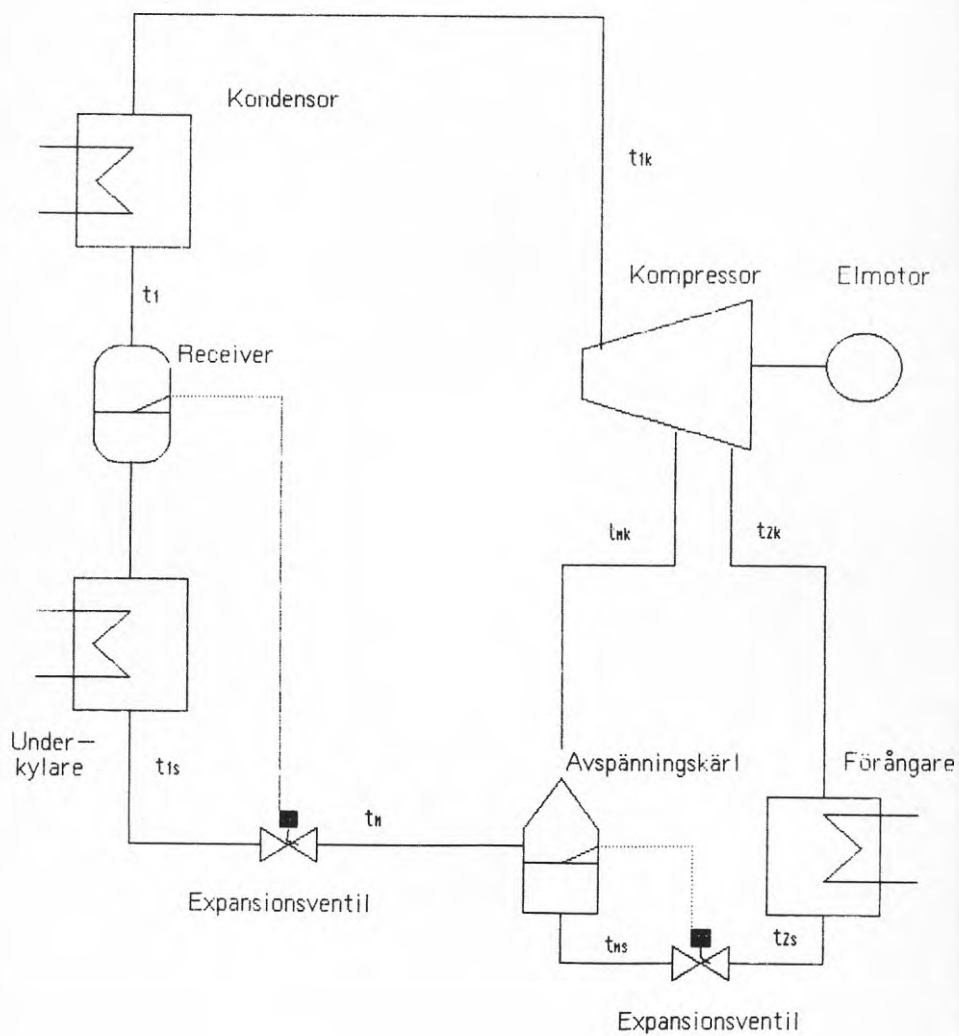
Som köldmedium används R12, i varje aggregat finns ca 14 ton.

Värmepumparnas effektuttag styrs av fyra parametrar; värmeeffekt, strömuttag (eleffekt), förångningstemperatur (-tryck) och utgående värmebärartertemperatur. Den av dessa som ger minsignal reglerar kapaciteten. Det har inneburit att maskin C som tar emot det varmaste avloppsvattnet främst har reglerat på strömuttaget, medan de övriga två mest har styrts av min förångningstemperatur. Inställda värden är 15 MW värme, 240 A ström, +1 °C i förångningstemperatur respektive 78 °C i utgående fjärrvärmetemperatur. Praktiskt har värmeeffekten ingen påverkan på kapaciteten vid normal inställning men under exempelvis sommaren har den ställts ned för att bättre överensstämma med värmebehovet.

Anläggningen övervakas centralt från kontrollrummet vid UEAB:s kraftcentral. Värmepumparna ronteras flera gånger per dygn och vid larm kan personal ofta på kort varsel besöka anläggningen. De tre värmepumparna styrs från var sin dator som förutom styrningen även samlar in vissa driftdata för utvärdering. Varje värmepump hade tidigare ett eget kontrollrum. De är numera centraliserade till ett gemensamt för anläggningen. Till anläggningen hör även pumprum och en mindre verkstad.

Figur 2.2

PRINCIPUPPBYGGNAD - KÖLMEDESYSTEMET



3 MÄTPROGRAM OCH UTVÄRDERING

I mätprogrammet ingår ca 30 st mätta storheter. Vid anläggningen beräknas även värmefaktorn för att uppnå större noggrannhet. Mätningarna har pågått under drygt 2 år, mellan april 1983 till maj 1985. I programmet ingår mätning av temperaturer, flöden, energier och drifttider. I figur 3.1 redovisas mätpunktspacering samt typ av mätpunkt. Mätningarna omfattar endast den sekundära sidan, några mätningar på köldmedie- eller styrsystem har inte kunnat genomföras.

3.1 Mätdatainsamling

Mätcentralen för Energiforskning, MCE, vid KTH, Stockholm har utfört insamlingen av mätdata.

En mät dator vid värmepumpen avkänner samtliga mätpunkter var femte minut och lagrar detta värde i sitt primärminne. Dessa data omarbetas varje timme, så att t ex temperaturer beräknas som ett timmedelvärde medan energier och drifttider fås som ett ackumulerat timvärde.

Det beräknade timvärdet lagras därefter på ett kassettband och en ny mätcykel kan lagras i primärminnet. På kassetten ryms ca 16 dygns mätvärden.

Kassetten innehåll läses över till ett minidatorsystem, HP1000, och mätpunkterna lagras antingen på skivminne eller magnetband.

För att följa mer dynamiska förlopp finns även möjlighet att genomföra intensivmätningar. Vid dessa mätningar lagras varje mätpunkt på kassettbandet, dvs med 5 minuters intervall. På bandet ryms då mätvärden från drygt 1 dygn.

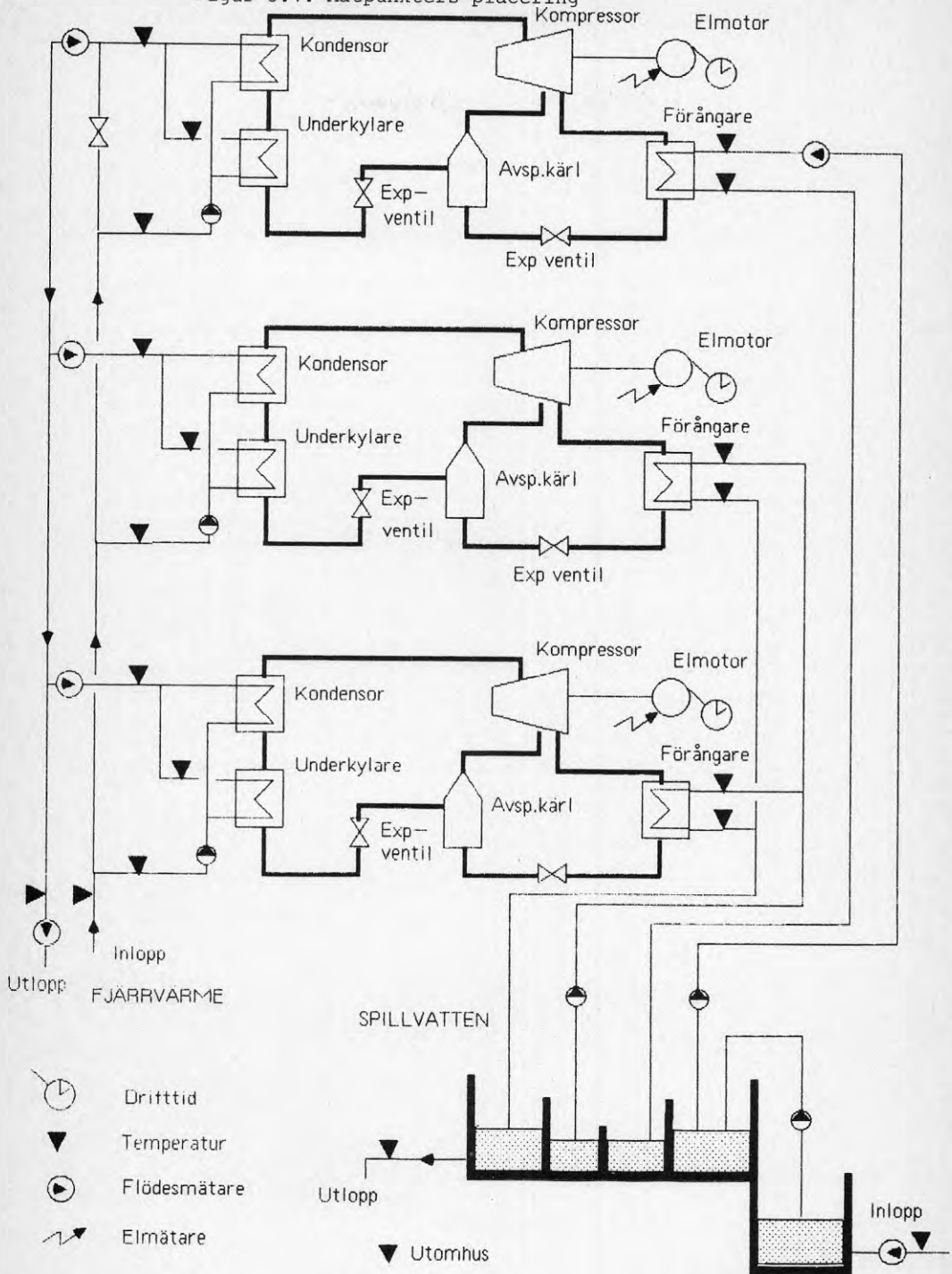
3.1.1 Mättonoggrannhet

Mätstorheter samplas var femte minut och medelvärdesbildas eller summeras varje timme. Det sker således en momentan avkänning, vilket skulle leda till stora fel vid många start och stopp under varje timme. Maskinerna körs dock inte på detta sätt, utan är i drift under en lång tid med relativt jämn kapacitet.

I samband med mätstarten och under mätperioden utfördes kalibrering av utrustningen. Temperaturgivarna i anläggningen leverades kalibrerade av Statens Provningsanstalt med individuella protokoll. Flödesmätarna leverades med provprotokoll från leverantören och en av mätarna demonterades för kalibrering under mätperioden. Följande onoggrannheter noterades:

Temperatur	$\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$
Flöde, (induktiva mätare)	$\pm 1.0 \%$
Elmätare	$\pm 1.0 \%$
Tid	avkänns var femte minut

Figur 3.1. Mätpunkters placering



3.2 Utvärdering

Bearbetning av mätvärden sker med hjälp av ett speciellt utvärderingsprogram MUMS, som utvecklats vid MCE. I detta språk har man tillgång till kommandon för att enkelt skriva ut tabeller och rita grafer. De senare ritas vanligen som funktion av tiden men kan även ritas som funktion av annan godtycklig storhet, mätt eller beräknad.

För att hitta samband mellan två storheter finns möjlighet att skapa snittmängder, dvs att endast studera mätpunkter då övriga storheter ligger inom ett väl definerat intervall. Denna teknik har utnyttjats i ett flertal diagram för att påvisa beroende. Storheter som inte ingår i mätprogrammet kan dock inte utnyttjas, exempelvis köldmediemängden i värmepumpsystemet eller onoggrannhet i mätutrustningen. Detta innebär att tekniken bör användas med viss försiktighet, speciellt vid långa tidsperioder.

Mätpunkter kan beräknas till ett längre intervall än 1 timme, t ex dygnsvärden. Det är speciellt väsentligt för att studera storheter som varierar med flera cykler, fjärrvärmemetemperaturen varierar tex både över dygnet och över året.

Vid utvärderingen har även grafer och beräkningar utförts vid en Apple Lisa. Mätdata har överförts via telefonmodem till persondatorn. Därefter kan förbindelsen brytas och all utvärdering ske lokalt vid Lisa-datorn.

Utvärderingen har främst skett på aggregat C samt på hela anläggningen. Orsaken till att aggregat C utvalts är att den reglerar minst samt att det är möjligt att göra energibalanser över det aggregatet eftersom spillvattenflödet mäts. Hela anläggningen har ett intresse i betraktandet av värmepumpanläggningen som en "svart låda".

Värmepumpenläggningens prestanda och egenskaper har studerats från sekundärsidan, dvs hur vattentemperaturer från kondensator resp förångare förändras. Köldmediekretsen blir därmed enbart en "svart låda", vars funktion är att värma vatten. De för kunden primära funktionerna i den befintliga anläggningen är tillgänglighet, värmeavgivning samt tillskott av högvärdig energi, i detta fall el. Någon möjlighet att kontrollera anläggningens regleregenskaper finns inte inom mätprojektet.

Värmeenergin i spillvattnet flyttas från en låg nivå i förångaren, dess användbarhet (temperaturnivå) höjs med hjälp av mekanisk energitillförsel i kompressorn. Värmen avges därefter på en högre nivå till fjärrvärmereturen. Som bärare av energin används köldmediet (R12).

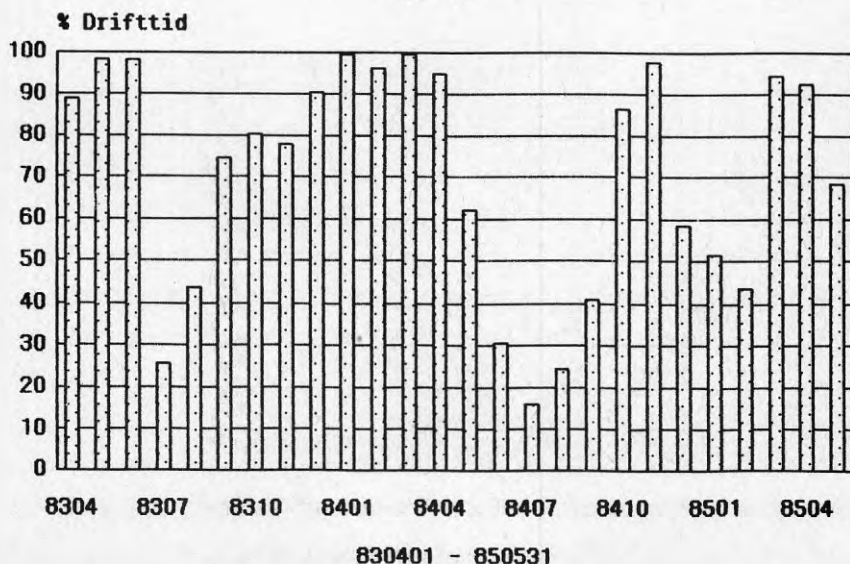
4.1 Tillgänglighet

Tillgängligheten bestäms av värmesänkans, värmekällans, elsystemets samt av köldmediekretsens tillgänglighet. Om minst en av dessa ej är fullt tillgänglig, måste anläggningen nedregleras. Värmesänkans tillgänglighet innebär att returtemperaturen ej får vara för hög, ca 70 °C, samt att värmebehov i fjärrvärmesystemet måste föreligga. Värmekällans temperatur och flöde är avgörande för tillgängligheten på den kalla sidan. Köldmediekretsens tillgänglighet bestäms av maskinfel, service samt rengöringsbehov av tubpannevärmeväxlarna.

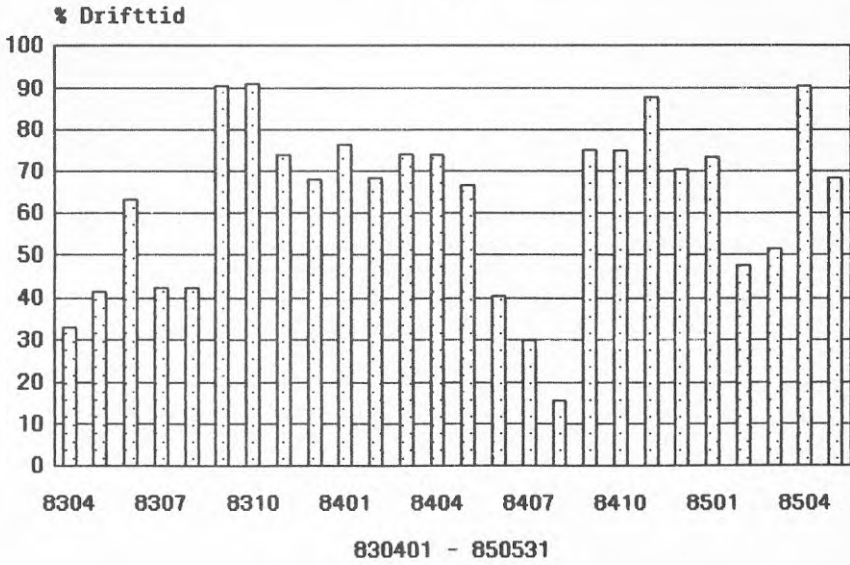
I Uppsala-anläggningen har drifttiden påverkats av samtliga dessa delar. Den faktor som har påverkat driften mest är spillvatten-tillgången. Nattetid är vattenflödet ofta för lågt för att upprätthålla driften på samtliga aggregat, jämför figur S4. Man har därför stängt av aggregat A eller B, jmf figur 4.1 - 4.3.

Figur 4.1

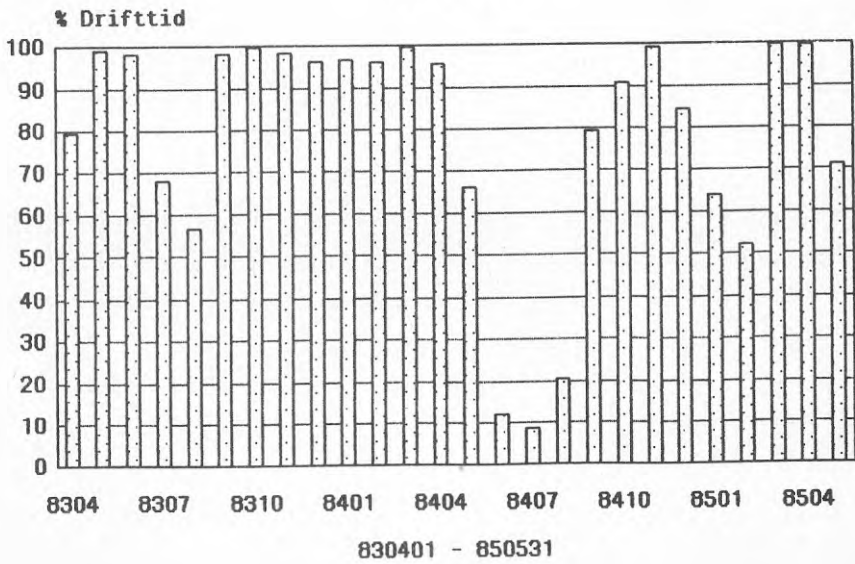
Aggregat A



Figur 4.2
Aggregat B



Figur 4.3
Aggregat C



Under sommaren, maj-sep, är värmebehovet litet och sopförbränningen med rökgasrening måste prioriteras i fjärrvärmesystemet varför avloppsvärmepumparna får ett lågt utnyttjande.

Maskinfel har inte påverkat driften till någon avgörande del, trots att flera elmotorer har lyfts av kompressorerna och reparerats. Vid dessa tillfällen har en utbytesmotor använts.

I samband med att en maskin har stoppats på låg förångnings-temperatur har pumpningstendens hos turbokompressorerna kunnat iakttagas. Detta kan även vara en förklaring till elmoternas skador. Vid pumpning kan nämligen vätska komma in i kompressorn, varvid dess momentbehov (och därmed strömbehov) ökar.

Strömtillgången har vintertid vid några tillfällen varit en begränsning. Totalt eleffektbehov för anläggningen är ca 12 MW.

Den relativa drifttiden för hela anläggningen var april 1983 till mars 1984 78 % och för motsvarande tid 1984/85 74 %. Lågt avloppsvattenflöde orsakade stillestånd under ca 7 % av kalendertiden och lågt värmebehov under sommaren till ungefär 10 % stillestånd. Under sommaren 1984 var anläggningen avställd för översyn under två veckor.

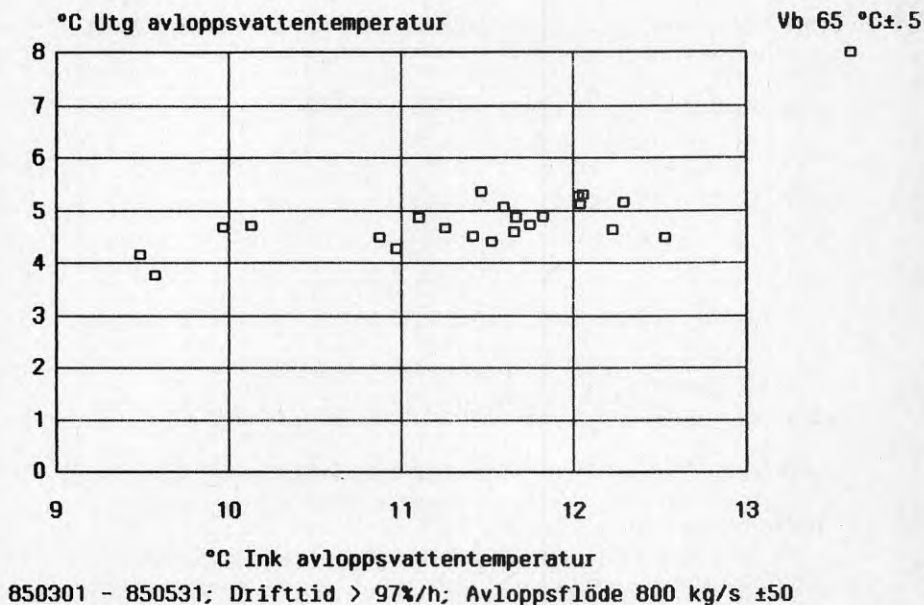
Observera att drifttiden har beräknats aggregatsvis, dvs ett aggregat i drift innebär 33% relativ drifttid för anläggningen, två aggregat i drift ger 67% och följdaktligen 3 aggregat i drift ger 100%. Ingen hänsyn har här tagits till aggregatens kapacitetsreglering.

Då inga mätningar utförts på aggregatens kapacitetsreglering kan inte fulleffektsdrifttiden bestämmas direkt. Ett överslag kan dock göras på följande sätt. Ur diagram 4.4 framgår att anläggningens maximala värmeeffekt vid 65°C värmeavgivningstemperatur är ca 35 MW. Varken värmekälla eller värmesänka medför någon begränsning. En kontroll med figur 4.6 indikerar dock att aggregat C torde begränsa på strömtillgången. Utan denna begränsning bör ytterligare ca 1 MW fås ur anläggningen, dvs totalt ger hela anläggningen maximalt 36 MW värme vid 65°C utgående värmebärare och ca 12°C inkommande avloppsvattentemperatur. Detta driftfall bedöms kunna användas som genomsnitt över året.

Med 36 MW värmeeffekt skulle maximalt 315,4 GWh/år kunna avges. Enligt tabell 1 i bilaga 1 levererade anläggningen 212,7 GWh år 83/84 och 172,6 GWh under mätåret 84/85. Detta ger fulleffektsdrifttiderna 67% och 55% för respektive mätår. En jämförelse med den relativa drifttiden ovan ger en minskad tillgänglighet hänförd till aggregatens kapacitetsreglering på 11% respektive 19%.

köldmediet och vattnet, varför utgående vattentemperatur går asymptotiskt mot ett minvärde. En sänkning av denna lägsta temperatur med 1–2°C borde kunna vara möjlig utan att riskera så låga vattentemperaturer att frysrisk föreligger. Varje grad motsvarar ett större kyluttag med ungefär 10 %.

Figur 4.5
Hela anläggningen

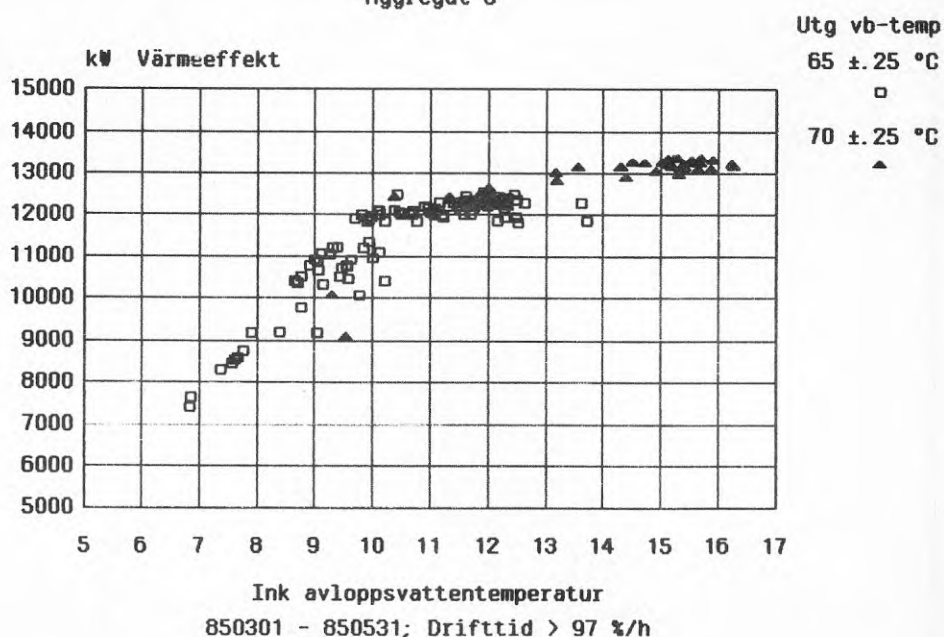


Spridningen i kurvscharan kan förklaras av att avloppsvattenflödet tillåtit variera inom intervallet ± 50 kg/s, vilket motsvarar en variation på $\pm 0.6^\circ\text{C}$ i utgående avloppsvattentemperatur.

Ett sätt att eliminera eller kraftigt reducera den negativa inverkan från det tidvis låga avloppsvattenflödet vore att ha ett aggregat utrustat med strilvattenförångare. Avloppsvattnet skulle då kunna utnyttjas ned till 0°C om det aggregatet var placerat sist i flödesriktningen.

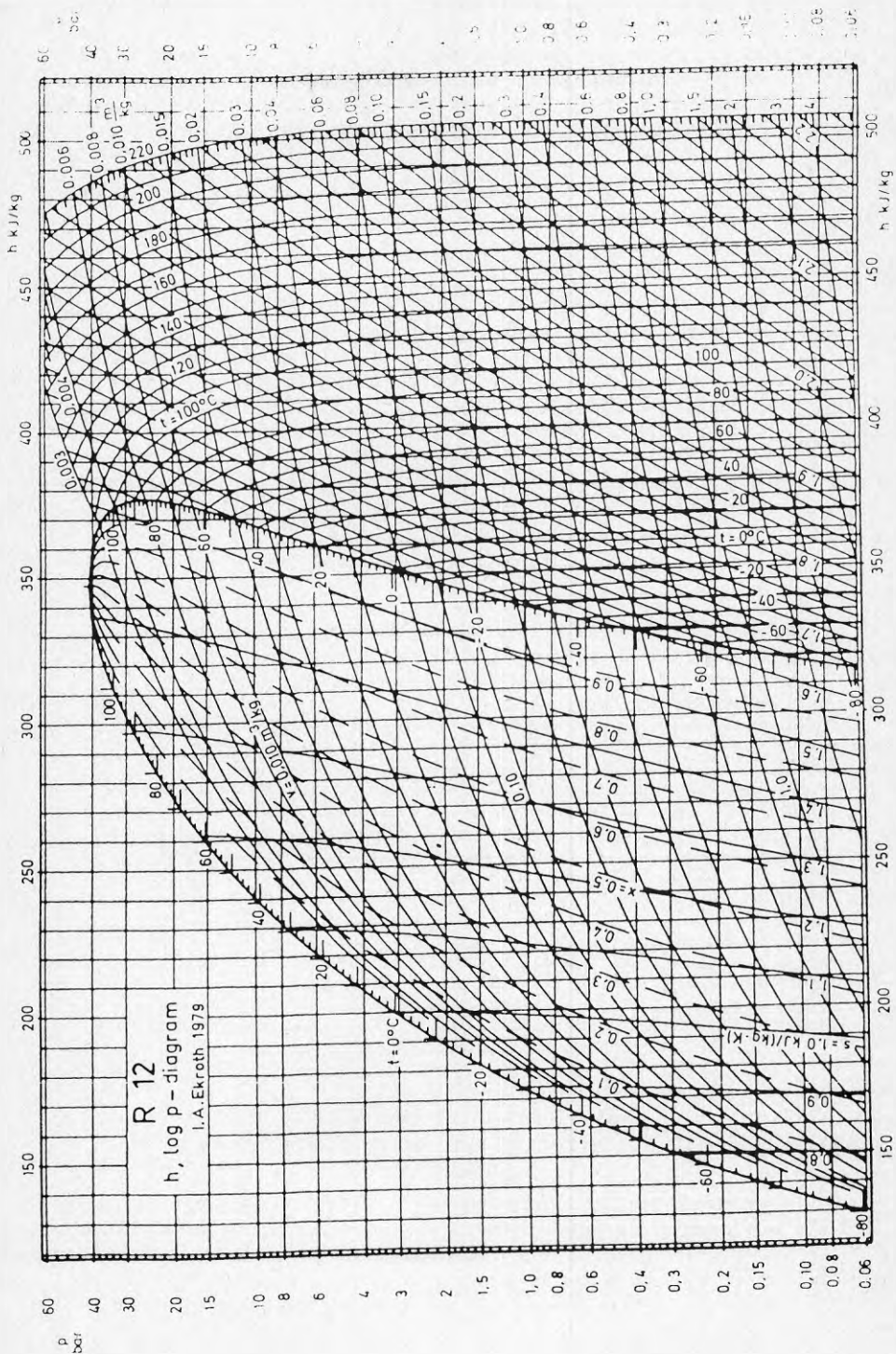
Figur 4.6 visar hur värmeavgivningen varierar vid olika temperaturer på det inkommande avloppsvattnet för aggregat C. Diagrammet är framtaget vid olika temperaturer på utgående fjärrvärmevatten, 65°C och 70°C . Vid högre avloppsvattentemperaturer, över ca $+10^\circ\text{C}$ begränsas kompressorn av strömuttaget, medan den vid lägre främst begränsas av förångningstemperaturen.

Figur 4.6
Aggregat C



Underkylarens funktion är att kyla köldmediet till en lägre temperatur än kondenseringstemperaturen. Den värme som erhålls ur underkylaren till fjärrvärmevattnet svarar mot den extra värme som kan upptas i förångaren pga att en större del av köldmediet är i vätskefas efter expansionen i strypventilen (expansionsventilen). Då belastningen på förångaren ökar något, måste även kompressorns trycklucka öka något. Värmefaktorn för underkylningen är dock högre än vad den är för den värme som avges i kondensorn. Varje grads underkylning av köldmediet svarar mot ca 0.5–0.6 % ökning av värmeavgivningen, jmf köldmediadiagrammet för R12, fig 4.7.

Figur 4.7. Köldmediadiagram för R12



4.3 Kompressorel, COP_1

Värmefaktorn beräknas som värmeavgivningen dividerat med erforderlig högvärdig energi, i detta fall el. Som arbete (el) har här endast medtagits kompressorernas elbehov. Anledningen härför är att övrigt elbehov blir avhängigt avståndet till värmekällan och värme-sänkan, och därför inte har generellt intresse. Hjälpmaskinernas elbehov, främst pumpar, uppgår här till ca 350 kW. Värmefaktorn försämras med ca 0.1 enhet om dessa medräknas.

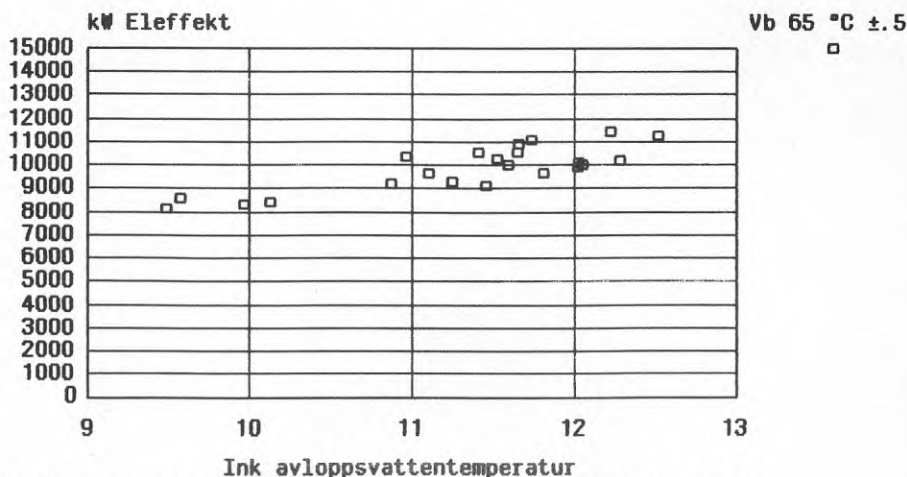
4.3.1 Kompressorel, COP_1 som funktion av avloppsvatten-temperaturen

4.3.1.1 Hela anläggningen

Som framgår av figur 4.8 är anläggningens elbehov en funktion av avloppsvattentemperaturen. Det gäller vid en lägre temperatur på inkommande avloppsvatten än 14–15 °C. Vid högre temperaturer maximeras eluttaget av motornas strömbegränsning. Den branta lutningen på eluttaget i figuren kan förklaras med att förångningstemperaturen är en begränsning, jmf figur 4.6.

Data är framtagna under villkoret att utgående värmebärartemperatur är 65 °C ± 0.5 °C (gäller även figur 4.9 och 4.10).

Figur 4.8
UPPSALA VÄRMEPUMP

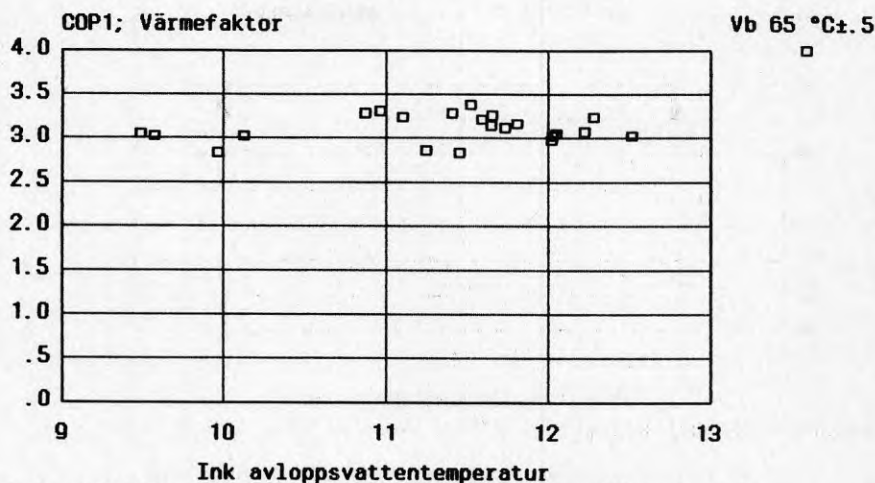


850301 - 850531; Drifttid > 97%/h; Avloppsflöde 800 kg/s ±50

Värmefaktorn för hela anläggningen, figur 4.9, uppvisar ett svagt beroende av avloppsvattentemperaturen. Orsaken är framför allt att aggregaten reglerar, vilket ger sämre verkningsgrad än fulleffekt-drift. Vidare kan viss försämring härledas till en större temperatur-differens mellan förångnings- och kondenseringstemperaturerna.

Figur 4.9

UPPSALA VÄRMEPUMP

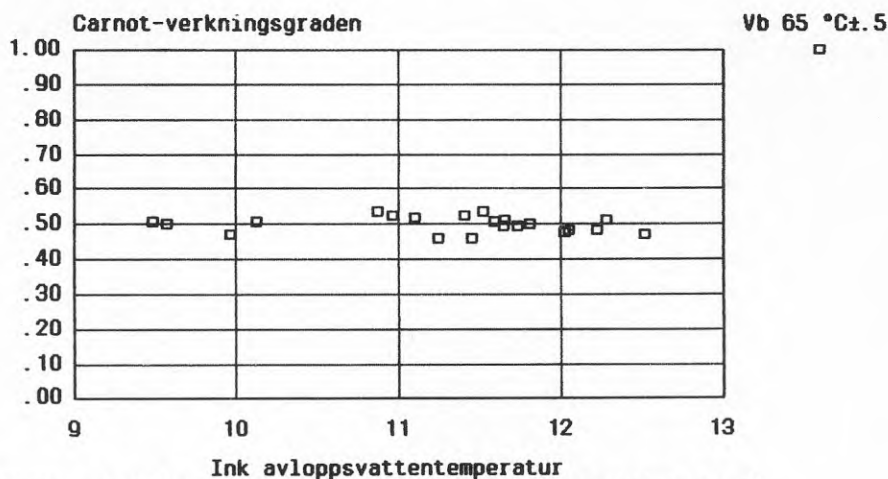


850301 - 850531; Drifftid > 97%/h; avloppsflöde 800 kg/s ±50

Genom att använda den Carnotska värmefaktorn, baserad på temperaturerna för inkommande spillvatten och utgående fjärrvärmevatten kan anläggningens prestanda jämföras mot den teoretiska. Kvoten mellan verklig, uppmätt värmefaktor COP_1 , och Carnotsk värmefaktor COP_{1C} , definieras här som den Carnotska verkningsgraden för aggregaten/anläggningen. Vid högre spillvattentemperaturer förmår inte den verkliga processen att öka lika snabbt som den teoretiska, i detta fall främst beroende på strömbegränsningen (effektuttaget). Även utan denna begränsning skulle anläggningens verkningsgrad minska, då värmeväxlarytorna är dimensionerade för att överföra en viss effekt vid givna flödes- och temperaturförhållanden. Om temperaturförhållandena på avloppsvattnet och/eller fjärrvärmvattnet blir mer gynnsamma leder detta till ökade temperaturdifferenser i förångare och kondensor. Värmefaktorn förbättras, men den Carnotska verkningsgraden försämras.

Anläggningens Carnotverkningsgrad är ca 0.5 men sjunker något vid stigande temperatur på avloppsvattnet, jmf figur 4.10.

Figur 4.10
UPPSALA VÄRMEPUMP



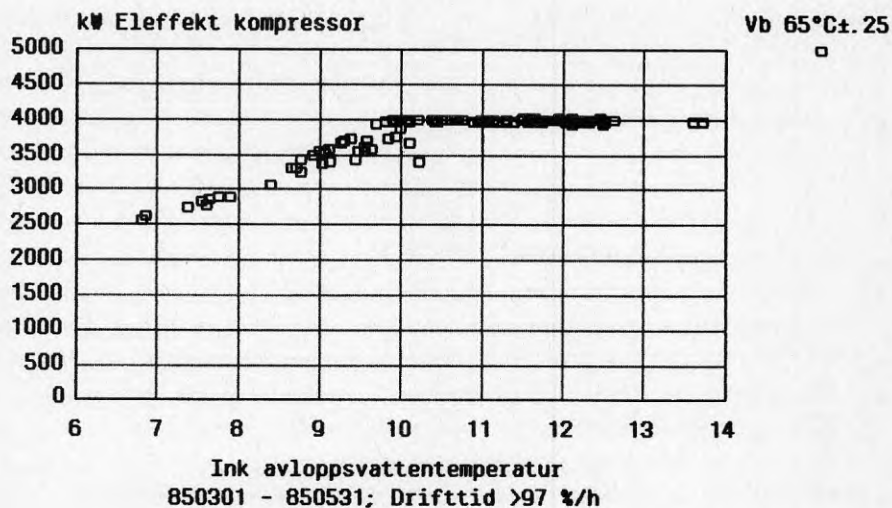
850301 - 850531; Drifttid > 97%/h; Avloppsflöde 800 kg/s±50

4.3.1.2 Aggregat C

Figur 4.11 anger hur aggregat C:s eleffektbehov varierar med inkommande spillvattentemperatur och figur 4.12 visar hur värmefaktorn, COP_1 , påverkas av förändringar i avloppsvattentemperaturen. Pga strömbegränsningen vid högre vattentemperaturer blir förändringarna i COP_1 små.

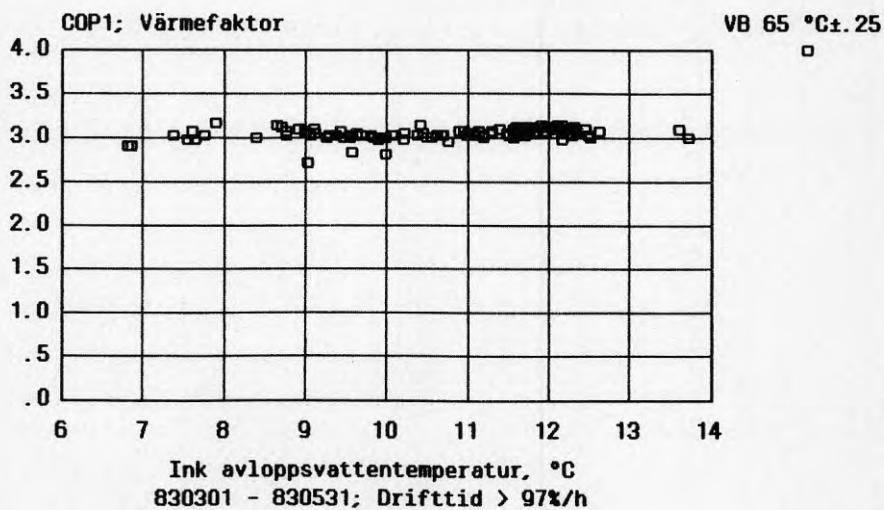
Figur 4.11

UPPSALA VÄRMEPUMP



Figur 4.12

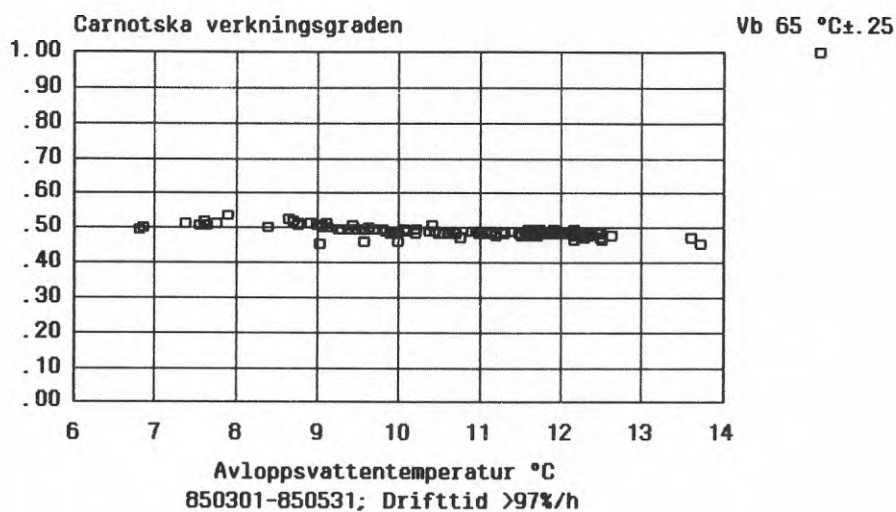
UPPSALA VÄRMEPUMP



Figur 4.13 visar den Carnotska verkningsgraden för aggregat C, den visar tydligt att den verkliga processen försämras relativt den teoretiska trots att värmefaktorn är konstant eller ökar något enligt figur 4.12.

Figur 4.13

UPPSALA VÄRMEPUMP



4.4 Prestanda som funktion av tiden

I figur 4.14 – 4.20 är aggregats C:s prestanda uppritat som funktion av tiden. Gemensamt för samtliga figurer är följande villkor:

- Drifftiden är större än 97 % / h
 - Utgående fjärrvärmevatten är $65\text{ °C} \pm 0.5\text{ °C}$
 - Inkommande avloppsvatten är $12.5\text{ °C} \pm 0.5\text{ °C}$
- Tidsaxeln sträcker sig mellan april 1983 till maj 1985.

Värmeeffektavgivningen från aggregat C sjunker med 10 %, medan fjärrvärmevattenflödet sjunker med ca 7 % och temperaturdifferensen med 5 %. Vattenflödet på avloppsidan är i stort sett konstant under mätperioden, minskningen kan uppskattas till 1 %, medan temperatursänkningen av vattnet minskar med 5 %. För elförbrukningen gäller att den är konstant under hela mätperioden. Detta kan förklaras av att en ändring i processtemperaturerna inte visar sig, ty elmotorns strömuttag begränsas. Figur 4.20 visar värmefaktorn för aggregatet. Då eleffekten är konstant kommer värmefaktorn att sjunka lika mycket som värmeeffekten, dvs med ca 10 %. Då osäkerheten gäller avgiven värmeeffekt kan inte resultatet från värmeflödesmätaren användas. I modellen antas att flödesmätaren visar korrekt värmeeffekt vid mätperiodens början samt att därefter redovisad värmeeffekt minskar, antingen beroende på lägre avgiven värme och/eller att mätaren visar fel. Med utgångspunkt från värmefaktorn i början på mätperioden, ca 3.4, kan en energibalans göras. Följande gäller:

$$Q_1 \approx E_k + Q_2 \quad \text{samtidigt att värmefaktorn COP1}$$

$$\text{COP1} = Q_1 / E_k = Q_2 / E_k + 1 \quad ; \quad E_k = Q_2 / (\text{COP1} - 1) \quad (1)$$

$$\frac{Q_{1,2}}{Q_{1,1}} = \frac{Q_{2,2} + E_{k,2}}{Q_{2,1} + E_{k,1}} = X \quad (2)$$

$$Q_{1,2} = X \cdot Q_{1,1}; \quad \text{COP}_{1,2} = X \cdot \text{COP}_{1,1}$$

Då gäller enligt (1) och (2):

$$\frac{(0.99 \cdot m) \cdot c_p \cdot (0.95 \cdot \Delta t) + (0.99 \cdot m) \cdot c_p \cdot (0.95 \cdot \Delta t) / (X \cdot 3.4 - 1)}{m c_p \Delta t + m c_p \Delta t / (3.4 - 1)} = X$$

$$\Rightarrow X = 0.96 \quad \text{Andra index 1 är april 1983, 2 är maj 1985}$$

Grundat på energibalansen över aggregatet har värmeavgivningen sjunkit ca 4 % vilket även stämmer väl med att temperaturdifferensen på varma sidan har sjunkit ca 5 %. Enligt figur 4.14 har värmeavgivningen sjunkit med ca 10 %, varav merparten beror på flödesändringen på fjärrvärmesidan enligt figur 4.15. Då flödet på fjärrvärmesidan torde vara konstant kan försämringen bero på att flödesmätaren visar ett för lågt värde. Det är en tendens som finns under hela mätperioden. En tänkbar förklaring är att vattenkvaliteten orsakar beläggningar i mätroret på den induktiva flödesmätaren.

Den mätta värmeeffektförstörelsen beror således på mätfel och på förstörelst prestanda från aggregatet (ca 4%). Prestandaförstörelsen kan hänföras till värmeupptagningsidan ty elenergiförbrukningen är oförändrad. Trots en omfattande rengöring av förångarna sommaren 1984 har ingen förbättring av prestanda skett.

1:44 PM SUN. 22 MAR. 1987

Figur 4.14

VARME, AGGR C



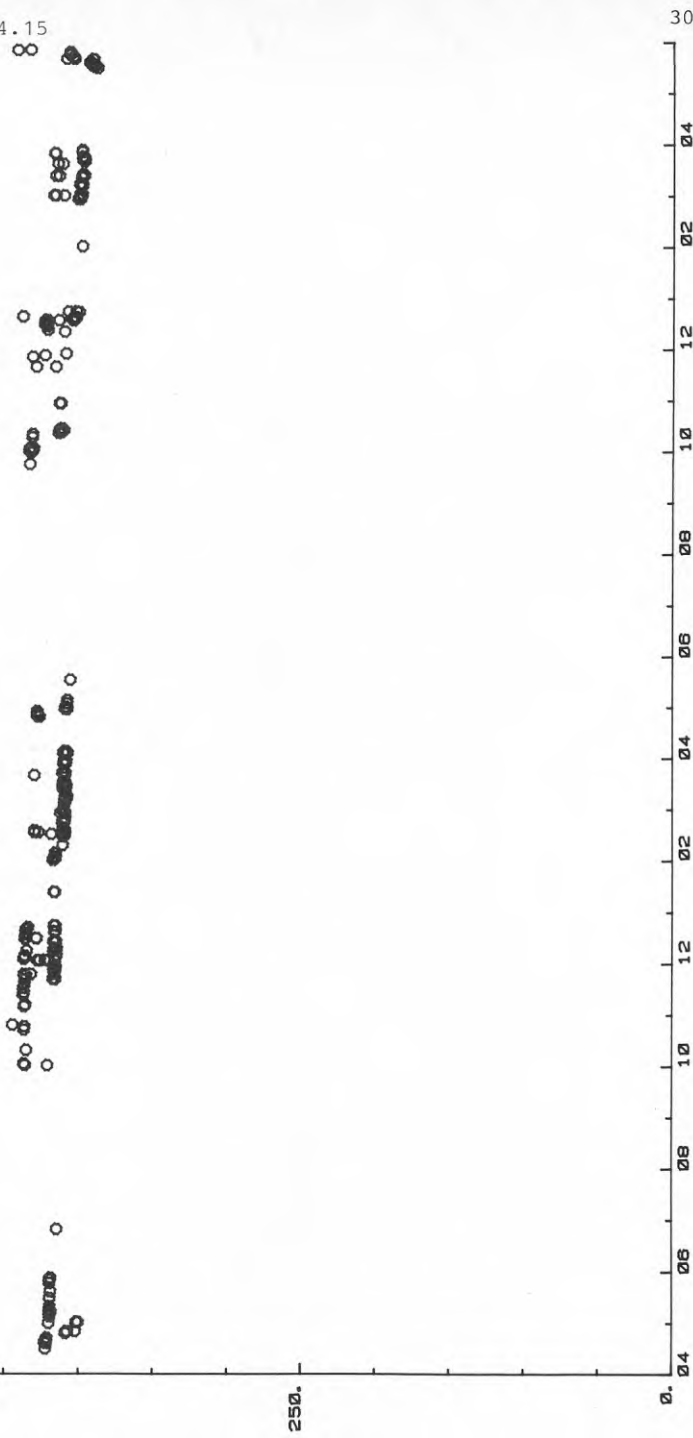
UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 850531 230000

1:59 PM SUN., 22 MAR., 1987

FLODE AGGR C

FLODE
KG/S
500.

Figur 4.15



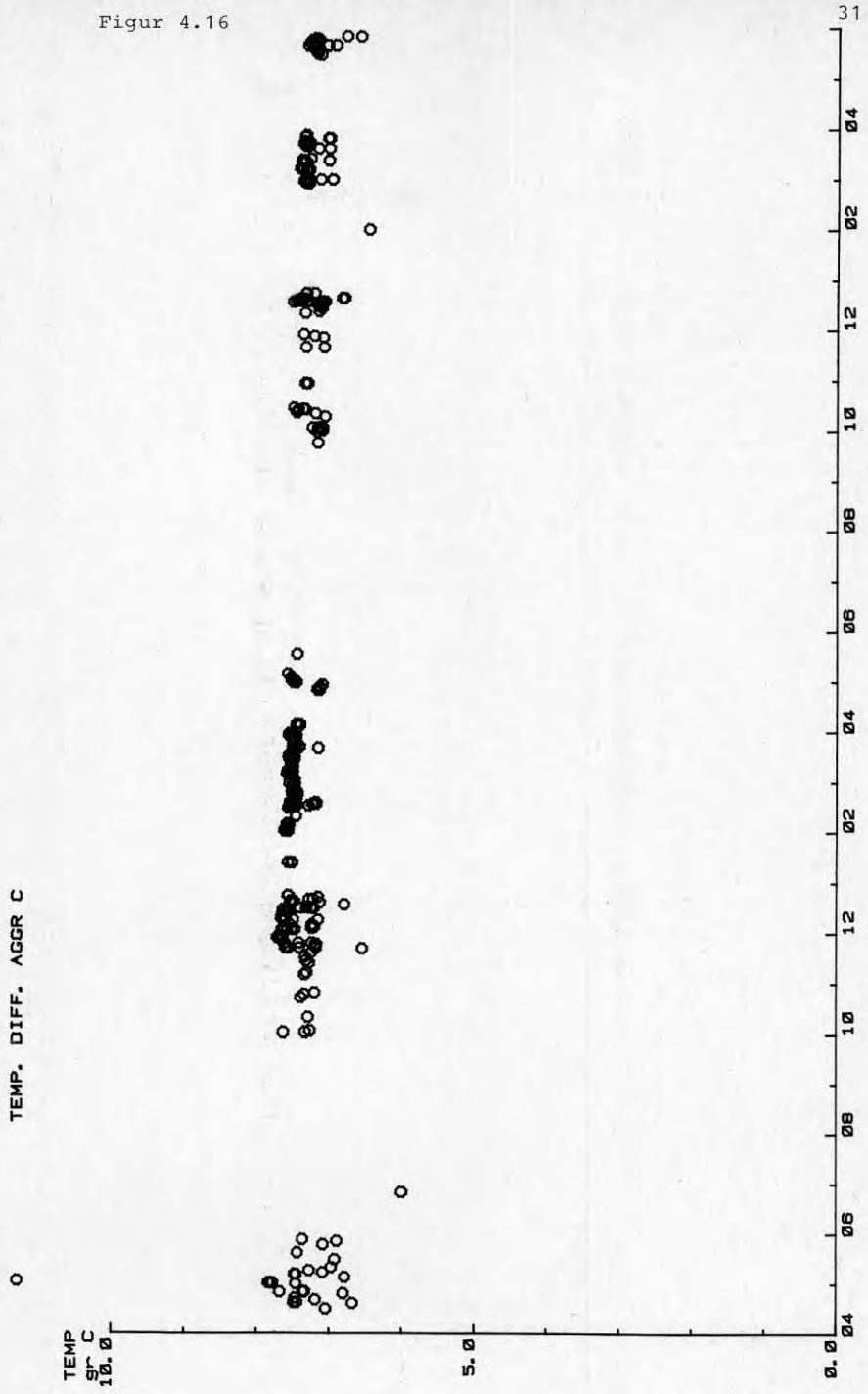
UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 850531 230000

2:00 PM SUN. 22 MAR. 1987

Figur 4.16

TEMP. DIFF. AGGR C

TEMP
9r C
10.0

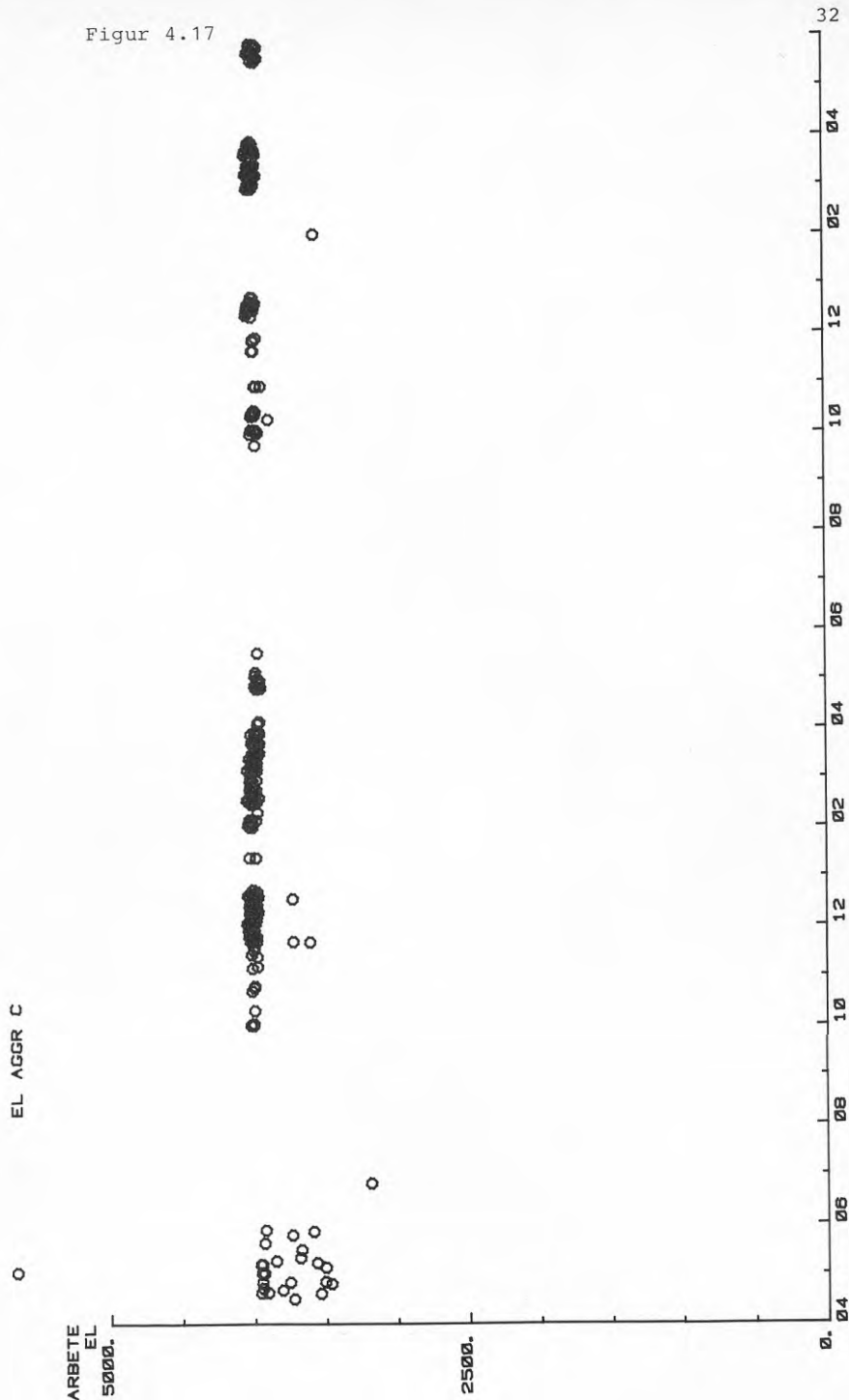


UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 850531 230000

0.0 0.4 0.6 1.0 1.2 0.2 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 0.2 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 0.2 0.4 31

2:44 PM SUN. 22 MAR. 1987

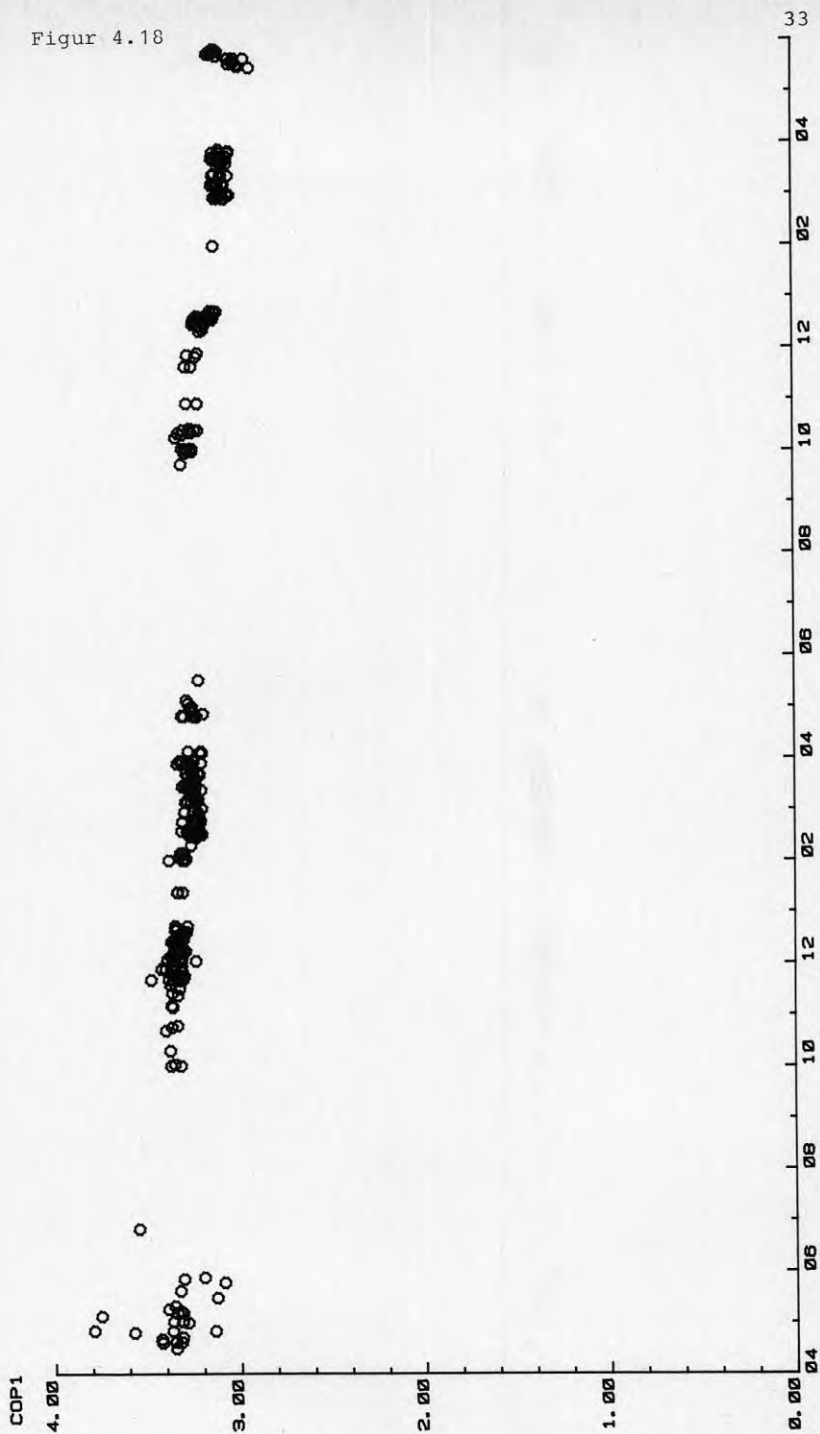
Figur 4.17



UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 850531 230000

Figur 4.18

VARMEFAKTOR, COP1 AGGR C



UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 850531 230000

4.5 Underkylare

Underkylaren ligger på köldmediesidan efter kondensorn och receiver, se fig 2.2. I receivern samlas köldmediekondensatet i botten av kärlet innan det fortsätter till underkylaren. Köldmediet befinner sig på nedre gränskurvan och är i ren vätskefas.

I figur 4.23 är utgående temperatur från underkylaren uppritad med samma förutsättningar som har beskrivits i avsnitt 4.4. Utgående vattentemperatur från underkylaren pendlar mellan 59 – 60 °C, medan utgående temperatur från hela aggregatet pendlar mellan 64.5 – 65.5 °C. Vattentemperaturen ut från kondensorn måste således vara något högre än 65 °C för att erhålla rätt blandningstemperatur. Ur köldmediediagrammet kan underkylareffekten uppskattas till ca 5/70, medan resten hänförs till kondensorn.

Baserat på diagrammen 4.17 – 4.18 kan följande uppskattningar på vattenflödet göras.

$$\Delta t_{uk} * m_{uk} = 5/70; \Delta t_{uk} = 59.5 - 57.5 = 2; m_{uk} = 0.036$$

$$\Delta t_{kond} * m_{kond} = 65/70; \Delta t_{kond} = t_{kond,ut} - 57.5;$$

$$m_{kond} = 65/70 * 1 / (t_{kond,ut} - 57.5) \quad (1)$$

$$m_{kond} * t_{kond,ut} + m_{uk} * t_{uk,ut} = (m_{kond} + m_{uk}) * t_{utg};$$

$$m_{kond} * t_{kond,ut} + 0.036 * 59.5 = (m_{kond} + 0.036) * 65 \quad (2)$$

Ur (1) och (2) löses m_{kond} och $t_{kond,ut}$ och erhålles enligt nedan.

$$t_{kond,ut} = 67.3 \text{ °C}$$

$$m_{kond} = 0.095$$

$$m_{tot} = m_{kond} + m_{uk} = 0.036 + 0.095 = 0.131$$

vilket svarar mot ca 420 kg/s dvs

$$m_{kond} = 0.095 / 0.131 * 420 = 305 \text{ kg/s}$$

$$m_{uk} = 0.036 / 0.131 * 420 = 115 \text{ kg/s}$$

Det innebär att ca 25 % av vattenflödet går genom underkylaren för att överföra 5–10 % av värmeeffekten. Det höga flödet kan förklaras med att man inte vill riskera kokning i vätskeledningen orsakat av tryckfall i rörsystemet på köldmediesidan. Genom en effektiv underkylning kommer köldmediet att kylas så att någon risk ej föreligger att expansionsventilens funktion riskeras. Det sker dock på bekostnad av att kondenseringstemperaturen tvingas upp ca 2 °C med åtföljande prestandaförsämring på grund av det lägre flödet genom kondensorn.

5 VÄRMESÄNKA

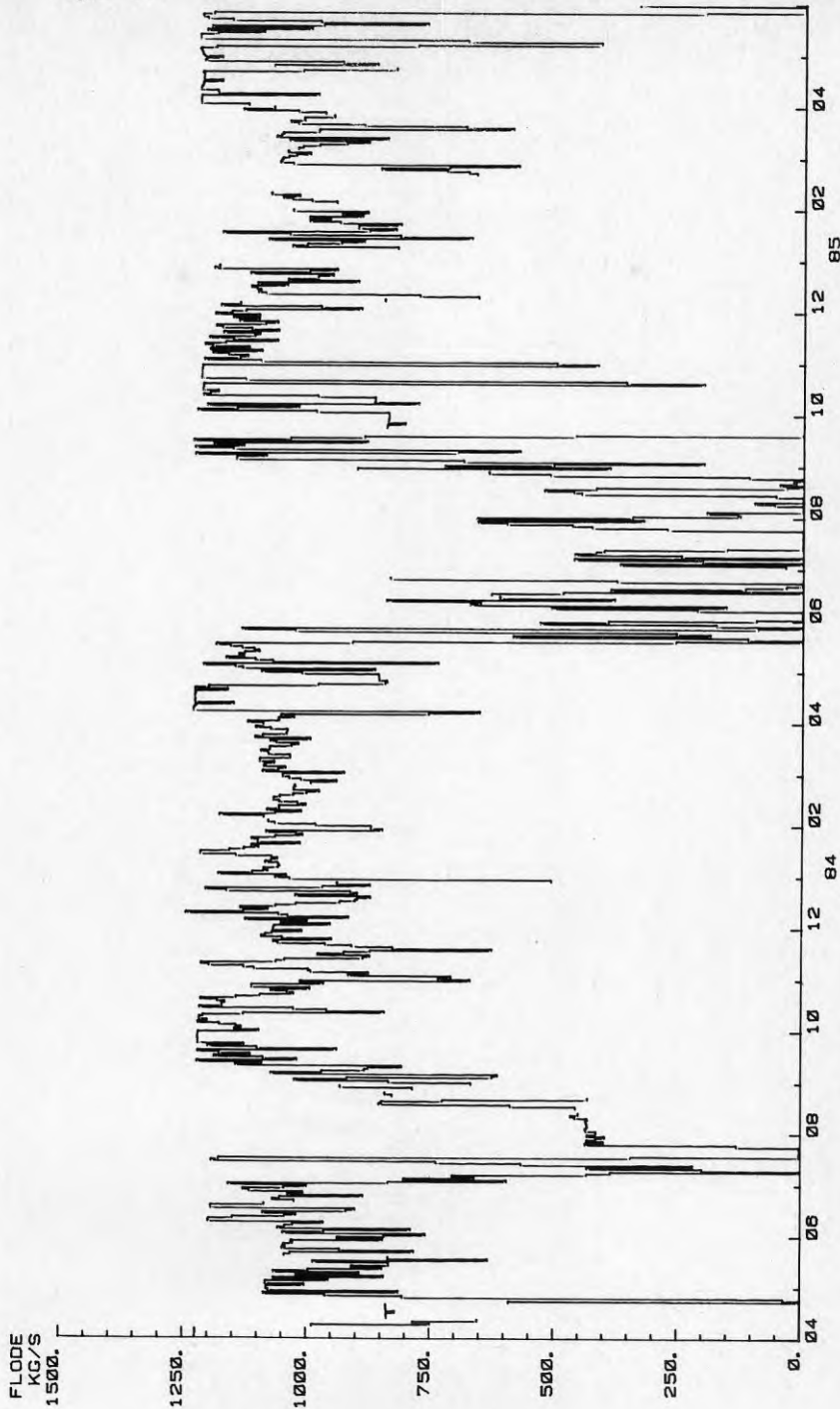
Värmepumpen ligger som en gren på fjärrvärmesystemets huvudstam varför endast ett delflöde leds in i värmepumpanläggningen. Vattenflödet enligt figur 5.1 är dygnsmedelvärdet av summan av de tre delflödena genom respektive värmepump. När alla tre aggregaten är i drift uppgår det totala flödet till ca 1200 kg/s. Lägre flöden erhålls om någon eller några av värmepumparna är stoppade.

Vattentemperaturen är i genomsnitt ca 60 °C på värmepumpens inloppssida. Under ett fåtal korta tidsperioder når inloppstemperaturen upp till ca 70 °C. I värmepumpen sker en temperaturhöjning med ca 5 °C innan vattnet leds vidare till andra värmeproducerande anläggningar inom fjärrvärmesystemet.

Vattentemperaturer in respektive ut ur anläggningen framgår av fig. 5.2 – 5.3.

12.35 PM TUE., 25 FEB., 1986

FJV-RETURVATTENFLODE



Figur 5.1

UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 850531 000000

Värmepumparnas värmekälla är renat spillvatten från reningsverket. Spillvattnet är en blandning av dels avloppsvatten från fastigheter och dels dagvatten som härstammar från regn och snösmältning. Från hösten -84 tas tidvis även en del vatten ur Fyrisån.

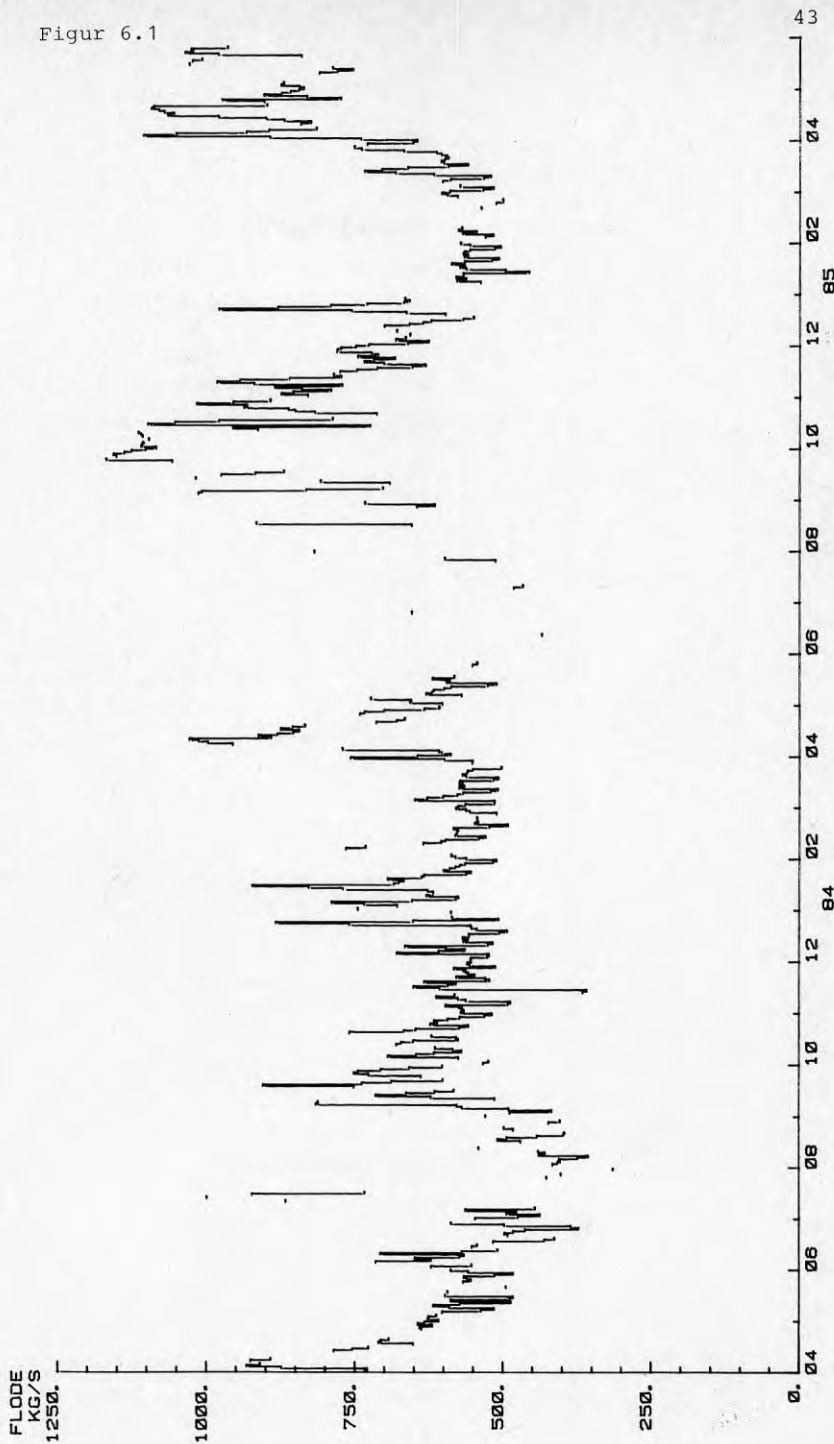
Som beskrivits ovan i kapitel 4 varierar spillvattenflödet cykliskt över dygnet, vilket orsakar nedreglering på grund av frysrisk, se även figur 5.4. Flödets dygnsmedelvärde varierar också kraftigt, vilket framgår ur figur 6.1.

Spillvattnets temperatur varierar cykliskt med den högsta temperaturen i augusti (ca 18°C) och den lägsta temperaturen i mars/april i samband med islossning och snösmältning (ca 8°C), jämför figur 6.2. Under denna period måste värmepumparna nedregleras för att inte utgående temperatur från förångarna skall bli för låg och därmed orsaka frysning i tubpanneförångarna.

För att undvika beläggningar på förångarna och underkylarna rengörs dessa under drift med små gummibollar som pressas genom rören. Värmeväxlarna rengörs dessutom utförligt i samband med revisionen 1 gång per år.

6.55 AM TUE., 25 FEB., 1986

SPILLVATTENFLODE



UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 850531 000000

7 KÖLDMEDIUM

I anläggningen används R12, vars ångtryckskurva har mycket lämplig karaktäristik för kondensering vid höga temperaturer (70–80°C). Jämför figur 7.1, med data för de vanligaste köldmedierna.

Vid lägre kondenserings temperaturer (50–60) används ofta R22, som har bättre värmetekniska egenskaper.

Den volymetriska köldalstringen, upptagen värme per m³ i kompressorn insugen volym, är nämligen ca 40% sämre för R12 än för R22. Detta innebär att det erfordras större slagvolym i kompressorn för R12 om avgiven mängd värme ska vara lika stor. Med given slagvolym blir specifikt kompressorenergibehov i motsvarande grad lägre, vilket medför att värmefaktorn blir i stort sett lika för R12 och R22.

Köldmediernas sammansättning påverkar dess farlighet för ozonskiktet i stratosfären. I köldmedier ingår vanligen kloratomer, vilka har en katalytisk effekt i omvandlingen av syremolekyler från O₂ till O₃. Fullständigt halogenerade köldmedier är mycket stabila, varför sådana molekyler kan nå stratosfären innan de bryts ner och kloratomerna frisläpps. Med ofullständigt halogenerade köldmedier ökar däremot möjligheten att molekylerna bryts ned på väg upp till stratosfären och det skyddande ozonskiktet. Köldmediers för ozonskiktet skadliga inverkan brukar relateras till köldmediet R11 som då åsätts värdet 100. Då gäller för

R12	79
R22	5
R500	58
R502	13

Ett byte till R22 skulle således förbättra anläggningen väsentligt, både avseende termodynamiska data samt miljöfarlighet för ozonskiktet. Den stora nackdelen är dock ångtryckskurvan för R22. 70°C svarar mot 30 bar för R22 jämfört med 19 bar för R12. Detta innebär väsentligt högre tryckklasser på ingående komponenter, ökad risk för läckage etc. Den större effekt som anläggningen då får innebär problem med elförsörjning och med för små elmotorer. Aggregaten skulle tvingas gå kraftigt nedreglerade med åtföljande lägre värmefaktor och större slitage om inget annat görs. Av dessa skäl vore en nedvarvning önskvärd.

Vid nybyggnad idag skulle R22 kunna vara ett alternativ. En ombyggnad av befintlig anläggning för R22 blir mycket kostsam och måste utföras med största omsorg för att nå ett bra resultat.

Kontinuerliga utsläpp från otätheter och packningar mm är ca 800 kg/år och aggregat, en vaccurnsugning medför ett utsläpp på ca 500 kg. Totalt har under tiden mars 1983 till maj 1985 ca 30 ton fyllits på i anläggningen, dvs årligen 1/3 av den totala fyllnadsmängden.

8 EKONOMI

Anläggningens investeringskostnad var 1982 ca 46 miljoner kronor. Den efterkalkylerade pay-off-tiden blev lite drygt 2 år, vilket tyder på en mycket god investering.

En uppfattning av anläggningens ekonomi med 1987 års energipriser ges nedan:

Värme	190 GWh á 110 kkr	20.9 Mkr
El	65 GWh á 134 kkr	8.7 Mkr
Drift o underhåll		0.5 Mkr
Anläggningens driftöverskott		11.7 Mkr

Under drifttiden, 1982 till 1987, har beställaren inte drabbats av några större extraordinära kostnader. Sommaren 1987 byggdes kondensatorerna om för att erhålla en bättre fördelning av fjärrvärmevattnet till en kostnad av 0.6 MKr. Utöver detta har vissa statushöjande investeringar gjorts, t ex utnyttjande av åvatten från Fyrisån.

REFERENSER

Pierre, B, 1972, Kylteknik a.k. Inst. för Mek. värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

Ekroth, I, Köldmedier, Inst. för Mek. värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

Johansson, L, 1983, Onoggrannheter vid mätningar på värmepumpar. Mätcentralen för Energiforskning, KTH, Stockholm.

Åström, S, 1986, Miljöproblemet CFC, Scandinavian Refrigeration 6/86, Stockholm.

Enström, H och Solin, L, 1987, Louddens värmepump, BFR-rapport R16:1987, Stockholm.

Enström, H, 1983, Some experiences of heat pumps in district heating networks, XVIth International congress of refrigeration, Paris.

Enström, H, Solin, L och Karström, A, 1987, Large heat pumps in district heating networks, XVIIth International congress of refrigeration, Vienna.

BETECKNINGAR OCH DEFINITIONER

\dot{Q}_1	Värmeeffekt	W
Q_1	Värmeenergi	J, (Wh)
\dot{Q}_2	Kyleffekt	W
Q_2	Kylenergi	J, (Wh)
\dot{E}_k	Kompressoreffekt	W
E_k	Kompressorenergi	J, (Wh)
$T_1; t_1$	Kondenseringsstemperatur	K; °C
$T_2; t_2$	Förångningstemperatur	K; °C
COP_1	Värmefaktor	
COP_2	Köldfaktor	
COP_{1C}	Värmefaktor för en Carnotprocess, baserad på vattentemperaturer	
COP_{2C}	Köldfaktor för en Carnotprocess, baserad på vattentemperaturer	
η_{1Ct}	Carnotsk verkningsgrad, baserad på värmefaktorer	
η_{2Ct}	Carnotsk verkningsgrad, baserad på köldfaktorer	
b	Förlustfaktor	
c_p	Värmekapacitivet	J/kg, K
\dot{m}	Massflöde	kg/s
$T; t$	Temperatur	K; °C

Bilaga 1.

Tabell 1–4
Genomsnittliga värden för värme- och eleffekt samt COP₁
per månad.

Figur 1–26
Genomsnittliga värden för värmeeffekten samt COP₁
per timme. Information om driftinskränkningar finns införd.

Tabell 1

UPPSALA VÄRMEPUMP

År Månad	Värme Totalt kW	EI Totalt kW	COP1 Totalt
8304	20406	5895	3.46
8305	26908	8421	3.19
8306	27837	9195	3.02
8307	11335	3729	3.03
8308	12991	4102	3.16
8309	31557	9726	3.24
8310	30650	9516	3.22
8311	26426	8115	3.25
8312	26262	8218	3.19
8401	26695	8377	3.18
8402	25211	7890	3.19
8403	24594	7969	3.08
8404	27948	8626	3.24
8405	20801	6423	3.23
8406	7230	2286	3.16
8407	5585	1844	3.02
8408	6511	2145	3.03
8409	26015	8094	3.21
8410	31190	9811	3.17
8411	33563	10489	3.20
8412	24407	7683	3.17
8501	18162	6477	2.80
8502	13262	4668	2.84
8503	21703	8092	3.05
8504	27161	8864	3.06
8505	26061	8516	3.06

Tabell 2

År Månad	Värme Aggr A kW	EI Aggr A kW	COP1 Aggr A
8304	8413	2475	3.39
8305	10336	3318	3.11
8306	9900	3399	2.91
8307	2617	899	2.91
8308	4868	1505	3.23
8309	9178	2777	3.30
8310	9017	2730	3.30
8311	7435	2238	3.32
8312	9124	2797	3.26
8401	9633	2920	3.29
8402	8602	2580	3.34
8403	7183	2603	2.75
8404	9010	2743	3.28
8405	6652	2054	3.23
8406	3676	1148	3.20
8407	1965	617	3.18
8408	2786	855	3.25
8409	5202	1574	3.30
8410	10972	3361	3.26
8411	12181	3700	3.29
8412	6571	2046	3.21
8501	5107	1758	2.90
8502	4141	1401	2.95
8503	8577	2759	3.10
8504	7480	2410	3.10
8505	8050	2606	3.08

Tabell 3

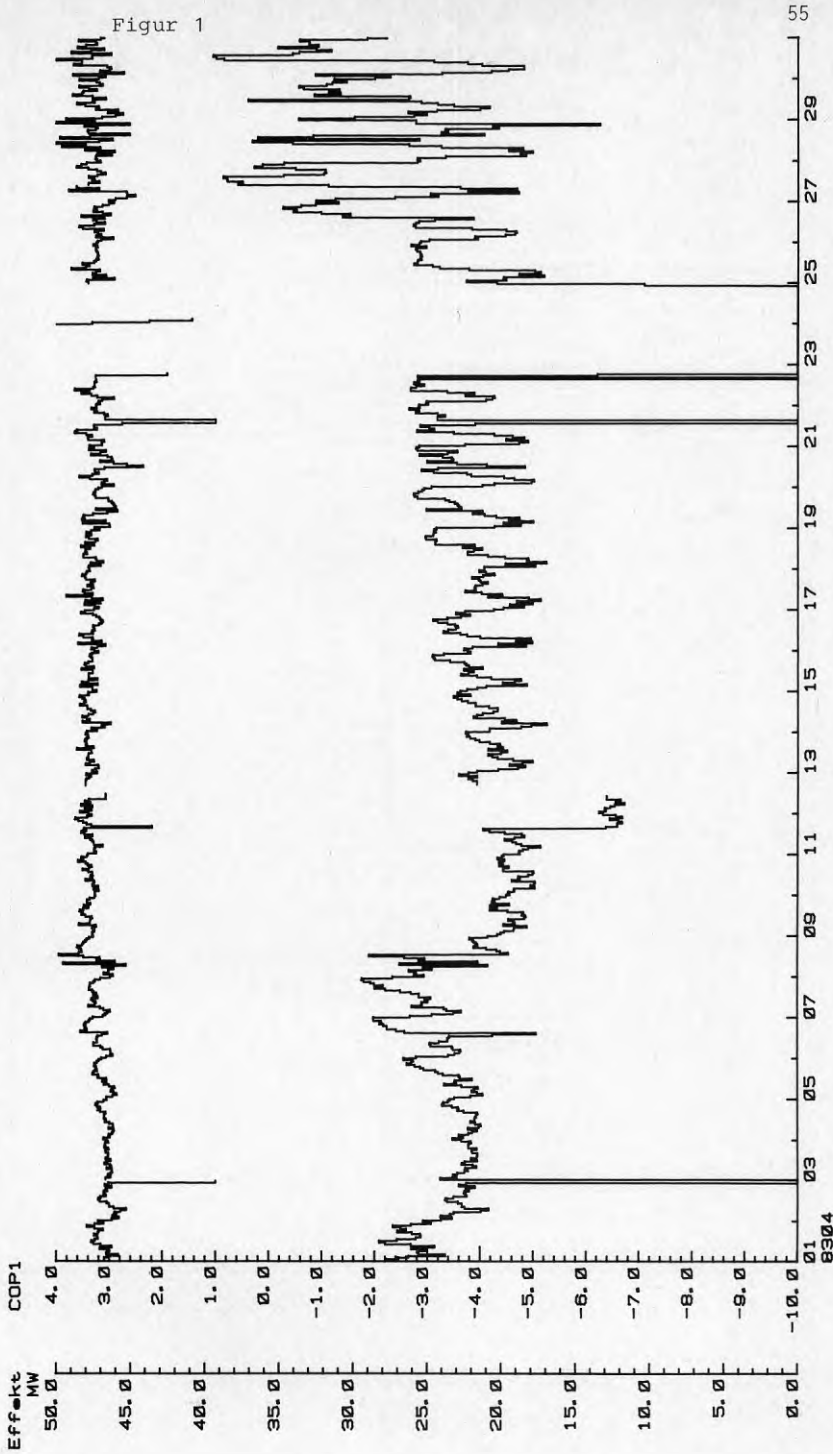
År Månad	Värme Aggr B kW	EI Aggr B kW	COP1 Aggr B
8304	2270	693	3.27
8305	3973	1288	3.08
8306	5877	2014	2.91
8307	1895	653	2.90
8308	2781	934	9.97
8309	9309	3087	3.01
8310	8391	2836	2.95
8311	6069	2054	2.95
8312	5206	1773	2.93
8401	5983	2015	2.96
8402	4641	1639	2.83
8403	5077	1577	3.21
8404	6931	2151	3.22
8405	5952	1870	3.18
8406	2846	901	3.15
8407	2764	934	2.95
8408	1538	194	3.11
8409	9869	3144	3.13
8410	8706	2897	3.00
8411	8821	2918	3.02
8412	7343	2348	3.12
8501	6453	2353	2.74
8502	3807	1379	2.76
8503	4155	1396	2.97
8504	8883	2846	3.12
8505	8715	2794	3.11

Tabell 4

År Månad	Värme Aggr C kW	EI Aggr C kW	COP1 Aggr C
8304	9722	2726	3.56
8305	12598	3813	3.30
8306	12059	3780	3.19
8307	6822	2177	3.13
8308	5392	1679	3.21
8309	13070	3861	3.38
8310	13241	3948	3.35
8311	12921	3821	3.38
8312	11931	3648	3.27
8401	11078	3440	3.22
8402	11967	3670	3.26
8403	12331	3788	3.25
8404	12006	3730	3.21
8405	8196	2498	3.28
8406	708	236	2.99
8407	855	293	2.91
8408	2186	795	2.74
8409	10943	3376	3.24
8410	11511	3552	3.24
8411	12557	3871	3.24
8412	10492	3288	3.19
8501	6601	2365	2.79
8502	5313	1886	2.81
8503	11970	3936	3.04
8504	10797	3606	2.99
8505	9295	3115	2.98

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

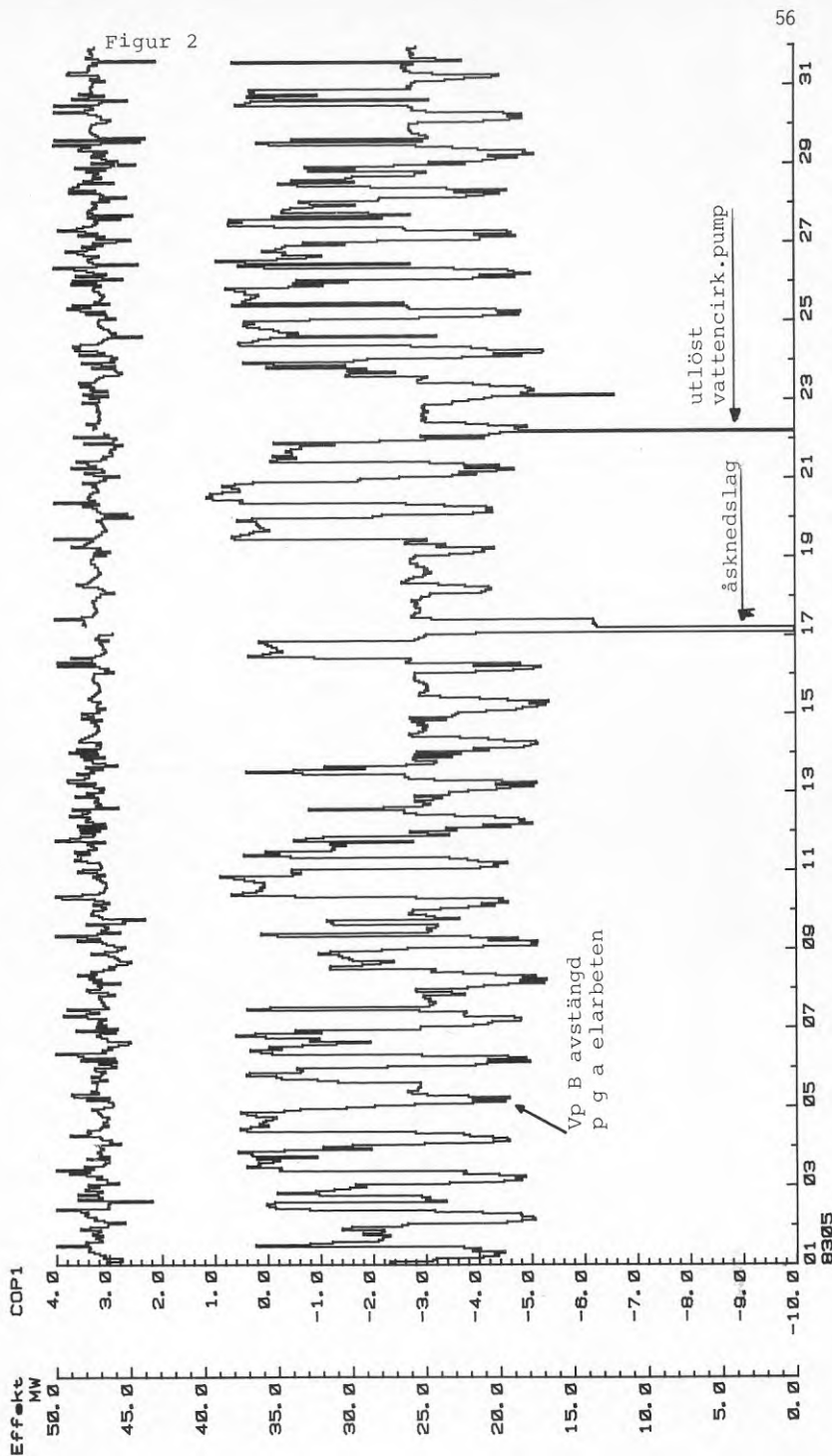
COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
830401 000000 - 830430 230000

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

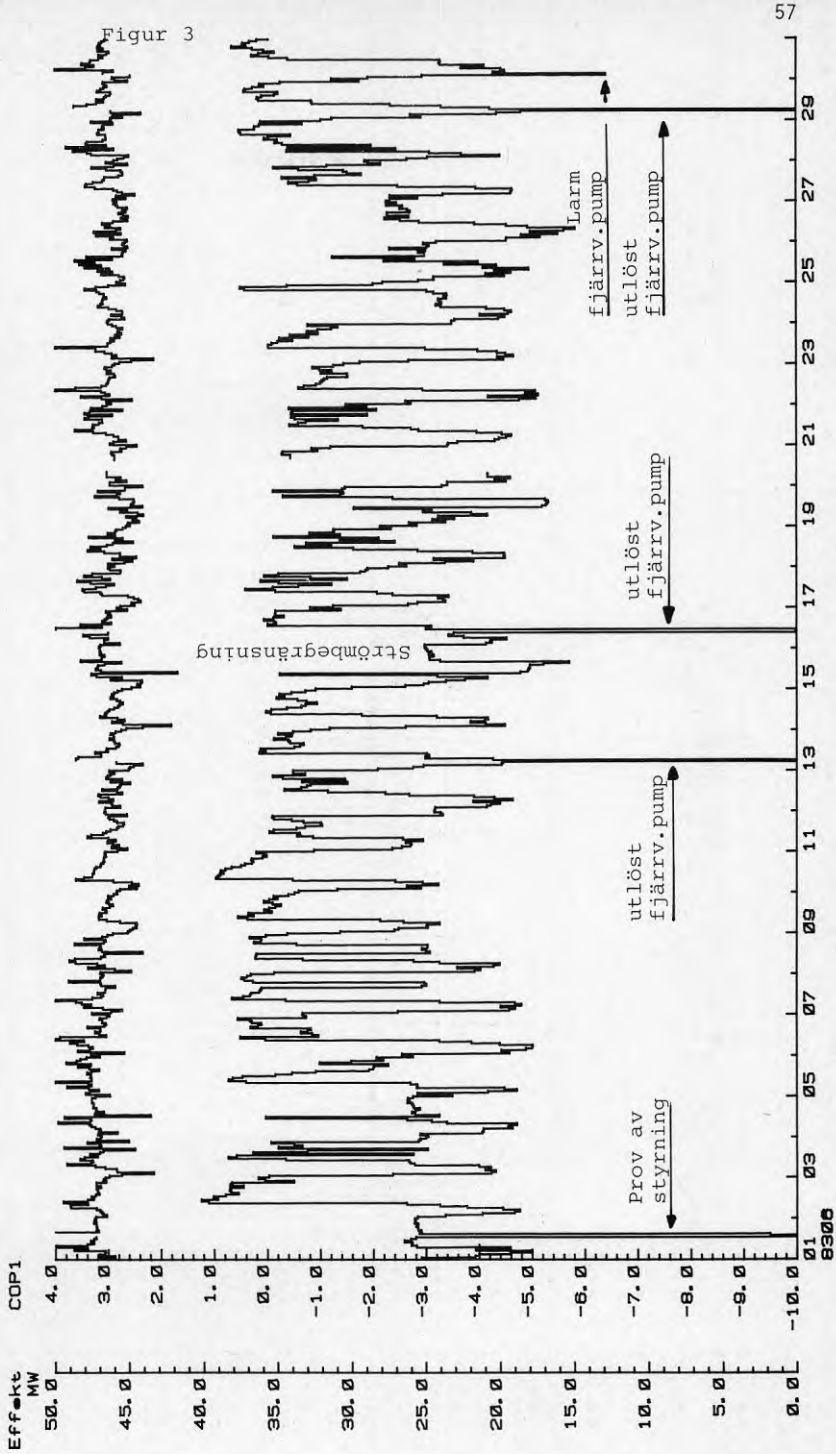
COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
830501 000000 - 830531 230000

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

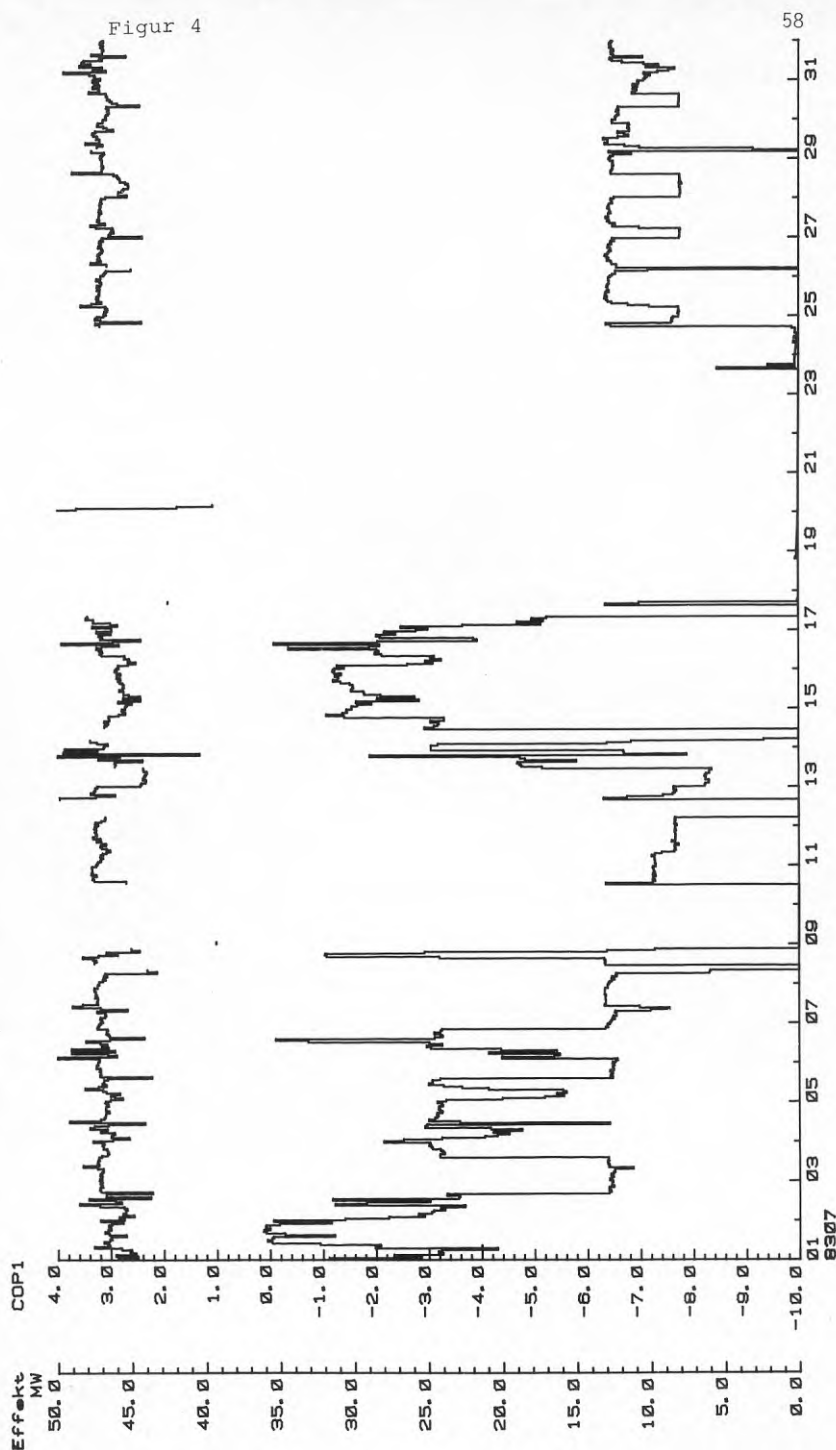
COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
830601 000000 - 830630 230000

VARME, HELA ANLAGNINGEN

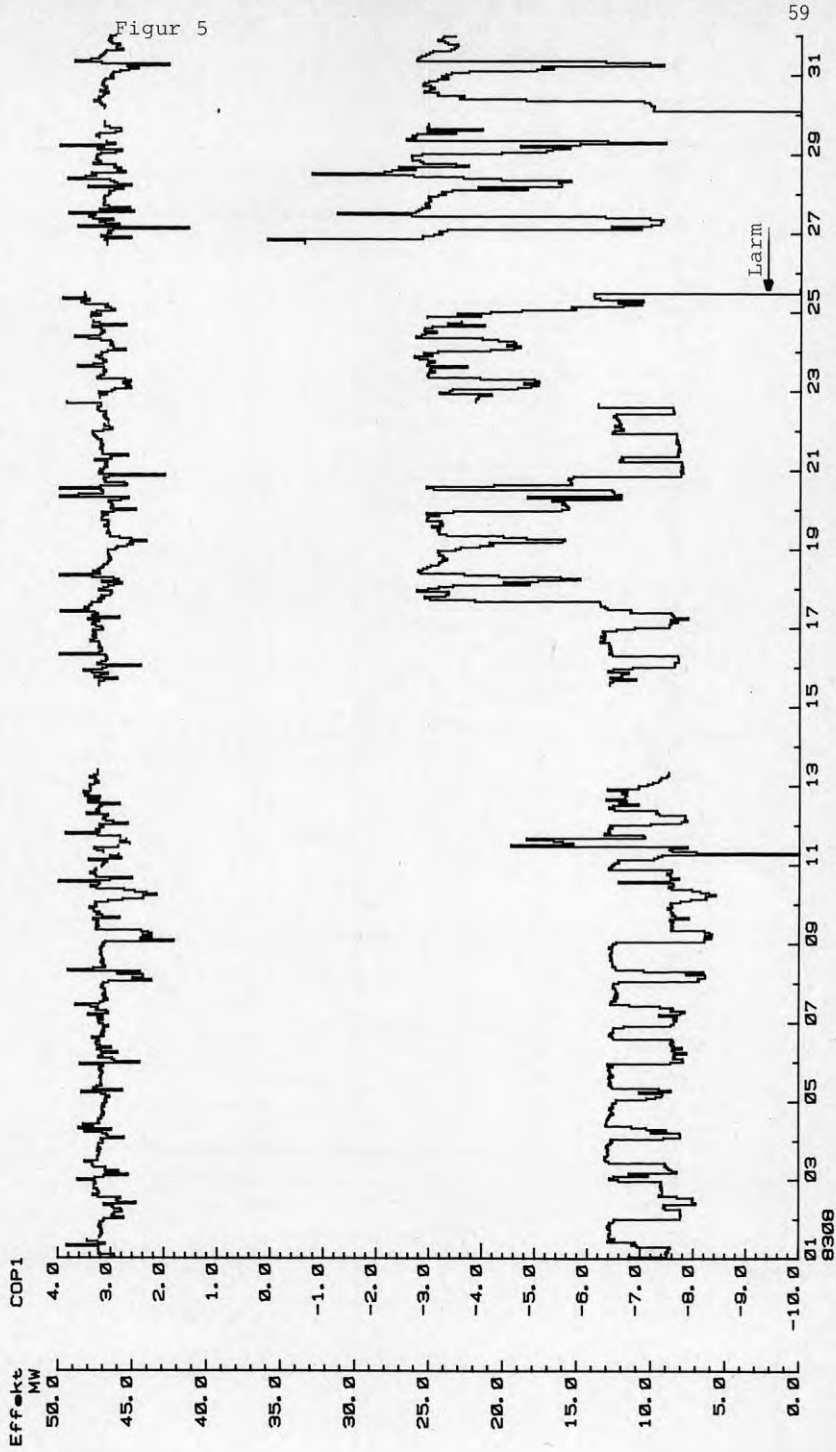
COP1, HELA ANLAGNINGEN



Figur 4

UPPSALA VARMEPUMP
830701 000000 - 830731 230000

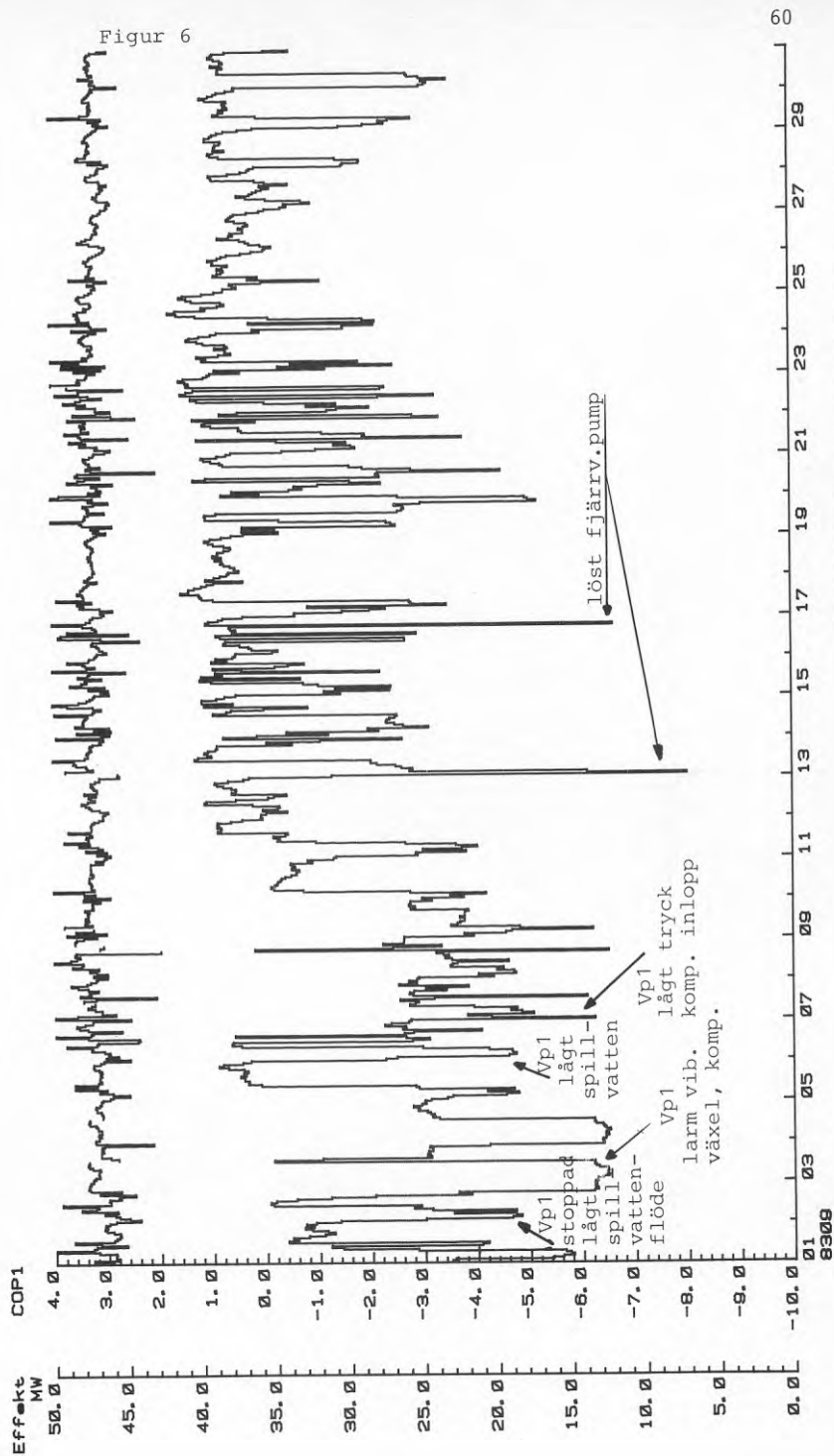
VARME, HELA ANLAGGNINGEN _____ COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
830801 000000 - 830831 230000

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

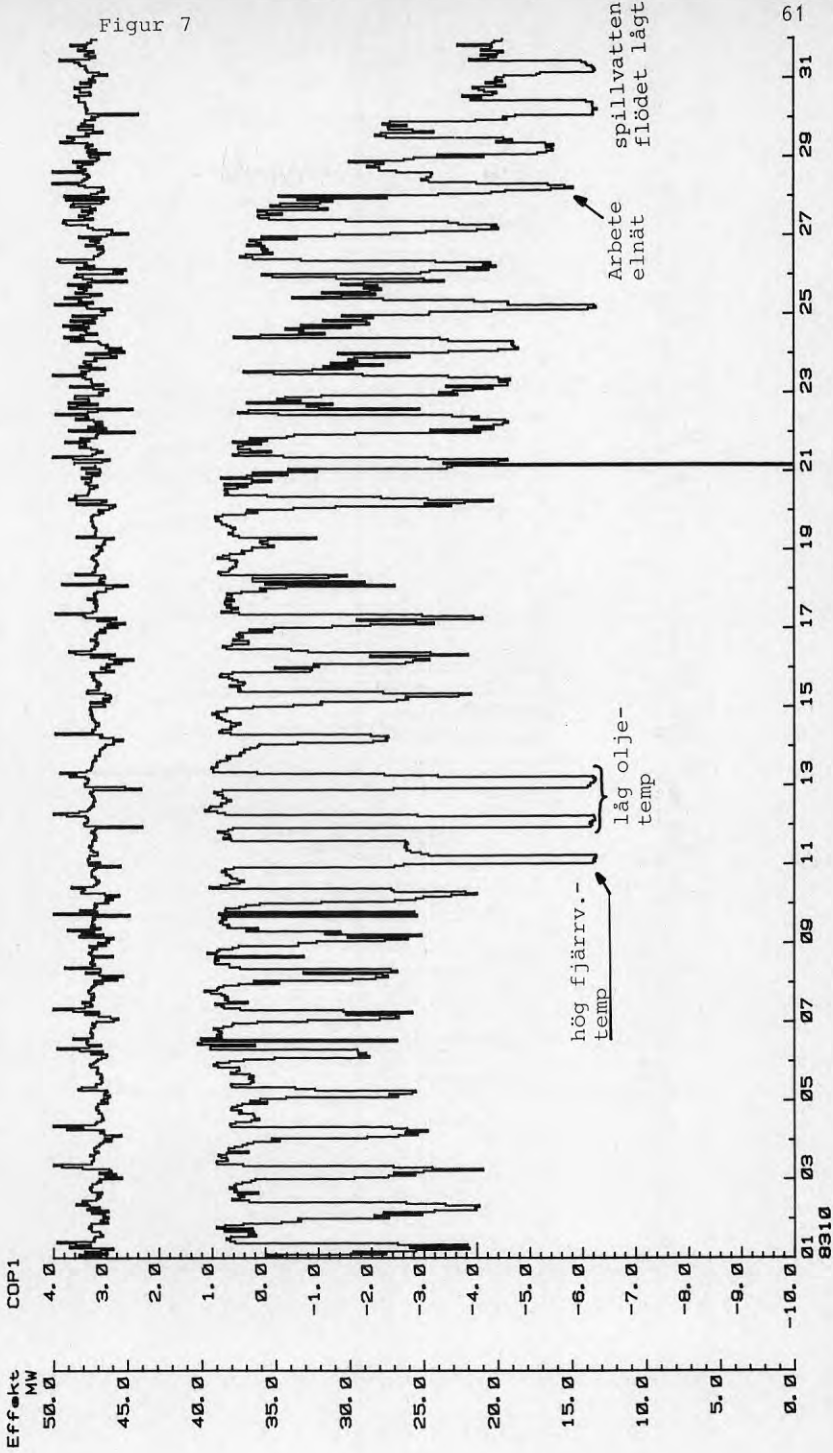
COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VÄRMEPUMP
830801 000000 - 830930 230000

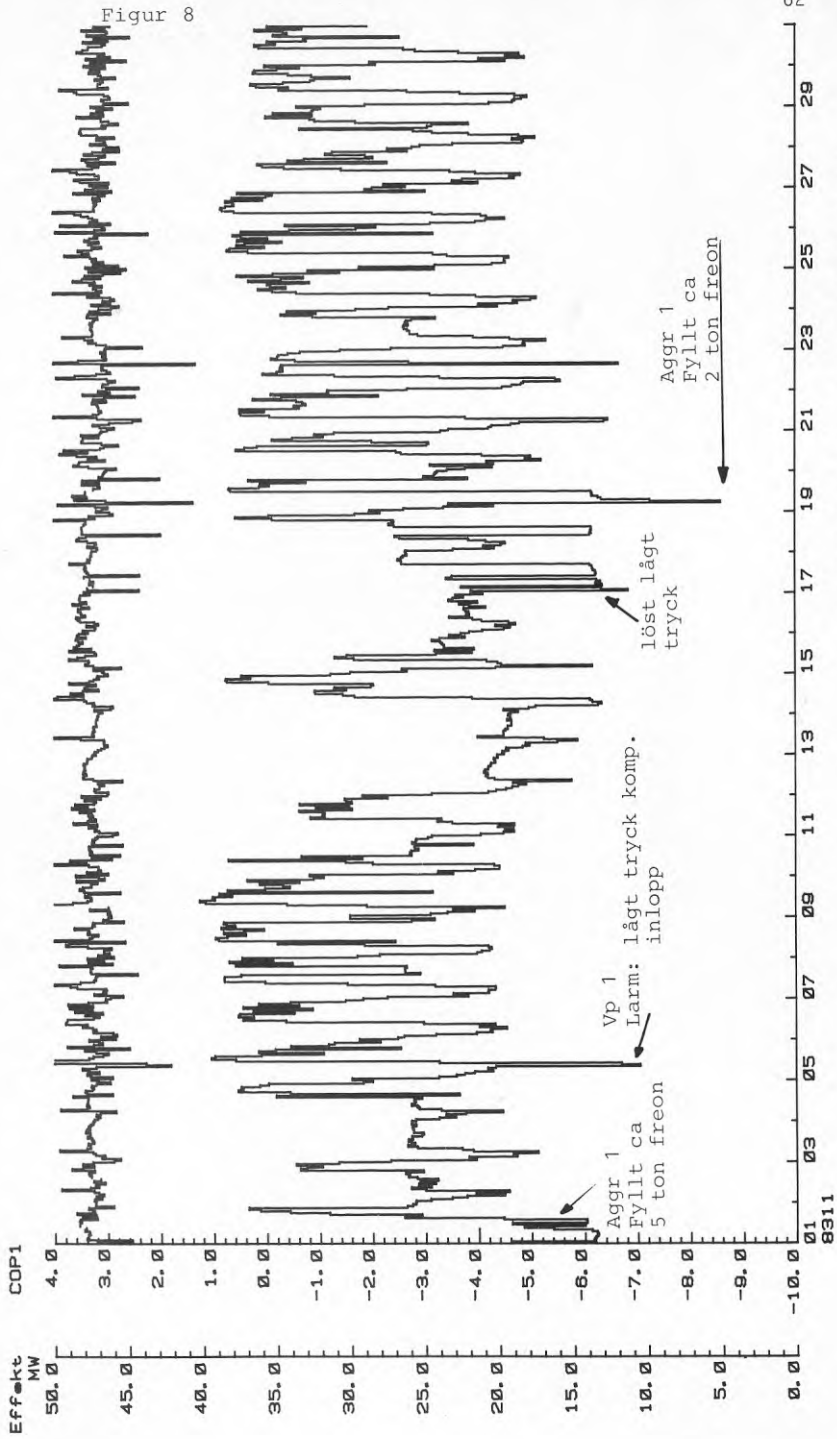
VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
831001 000000 - 831031 230000

VARME, HELA ANLAGGNINGEN _____ COP1, HELA ANLAGGNINGEN



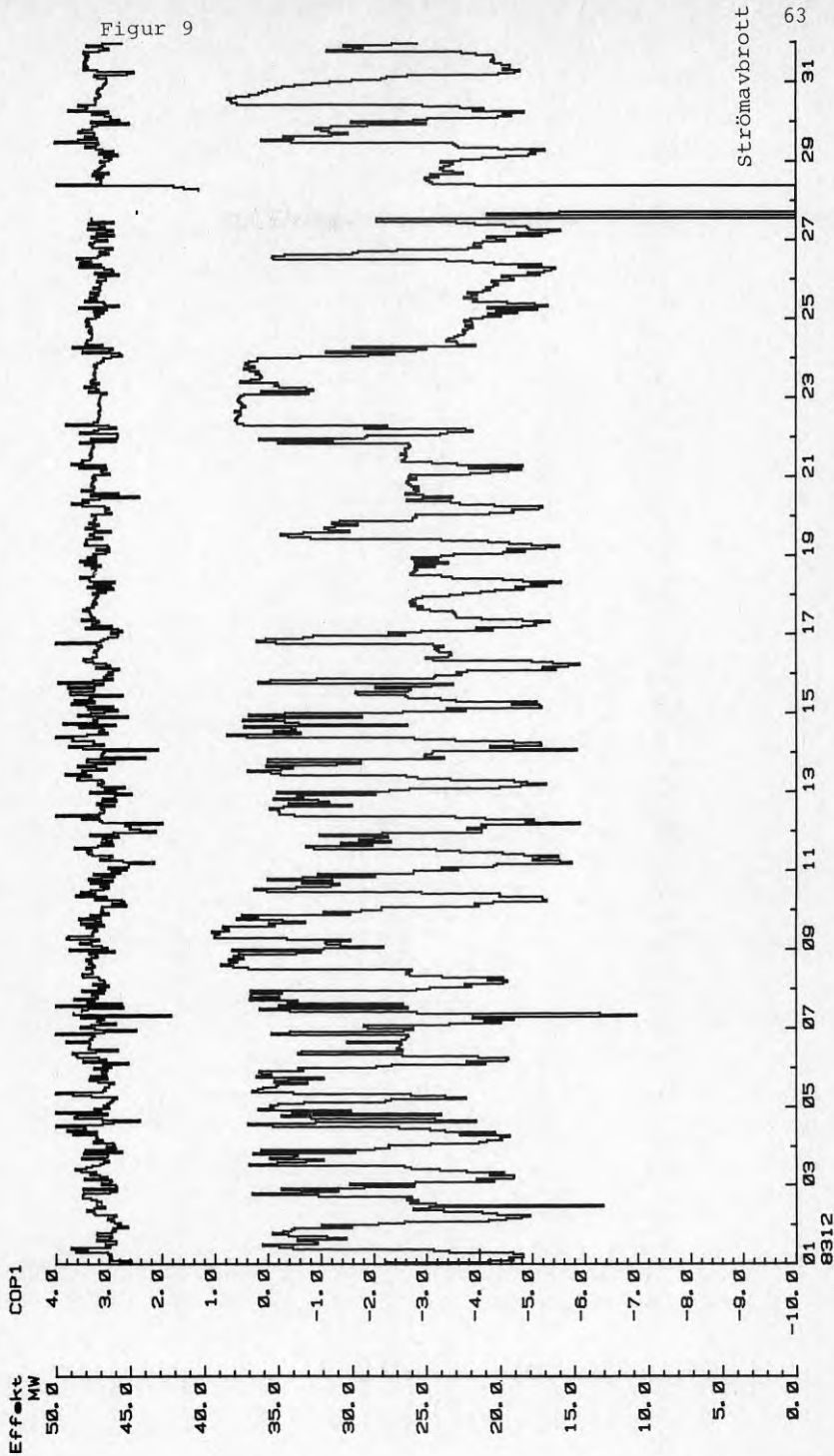
Figur 8

UPPSALA VARMEPUMP
831101 000000 - 831130 230000

4:50 PM TUE., 17 FEB., 1987

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN

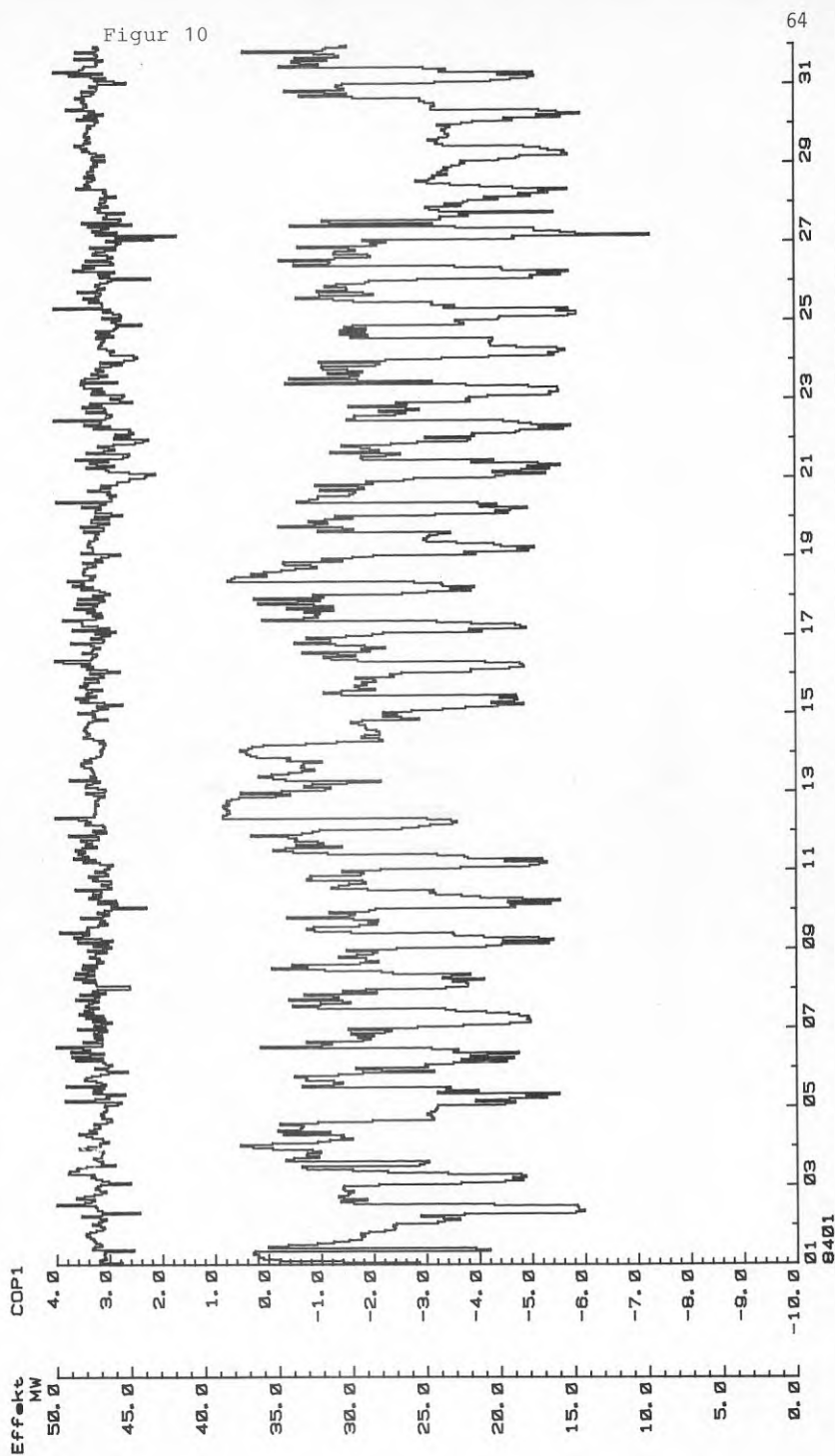


UPPSALA VARMEPUMP
831201 000000 - 831231 230000

4:51 PM TUE.. 17 FEB.. 1987

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

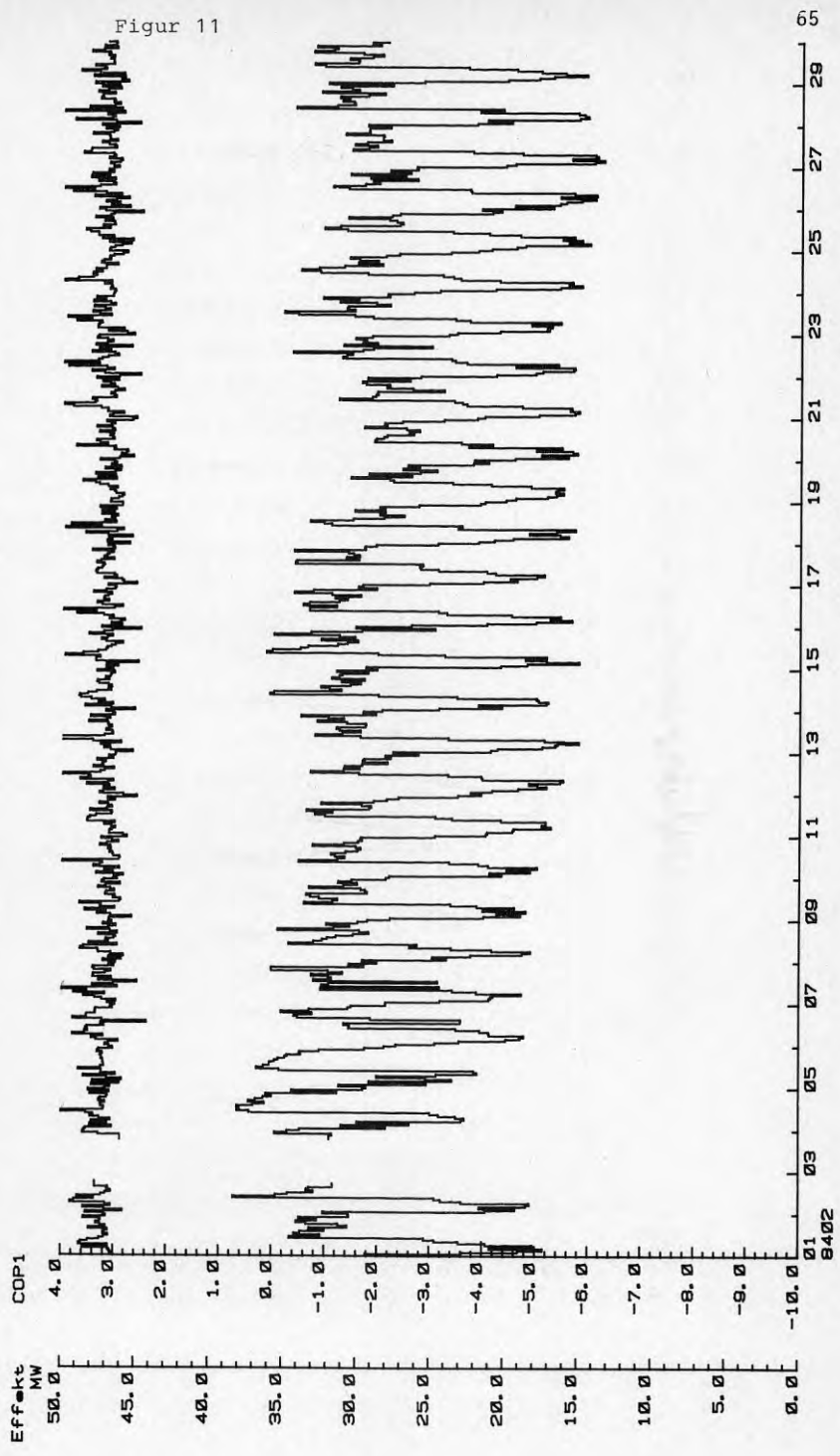
COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
840101 000000 - 840131 230000

4:52 PM TUE., 17 FEB., 1987

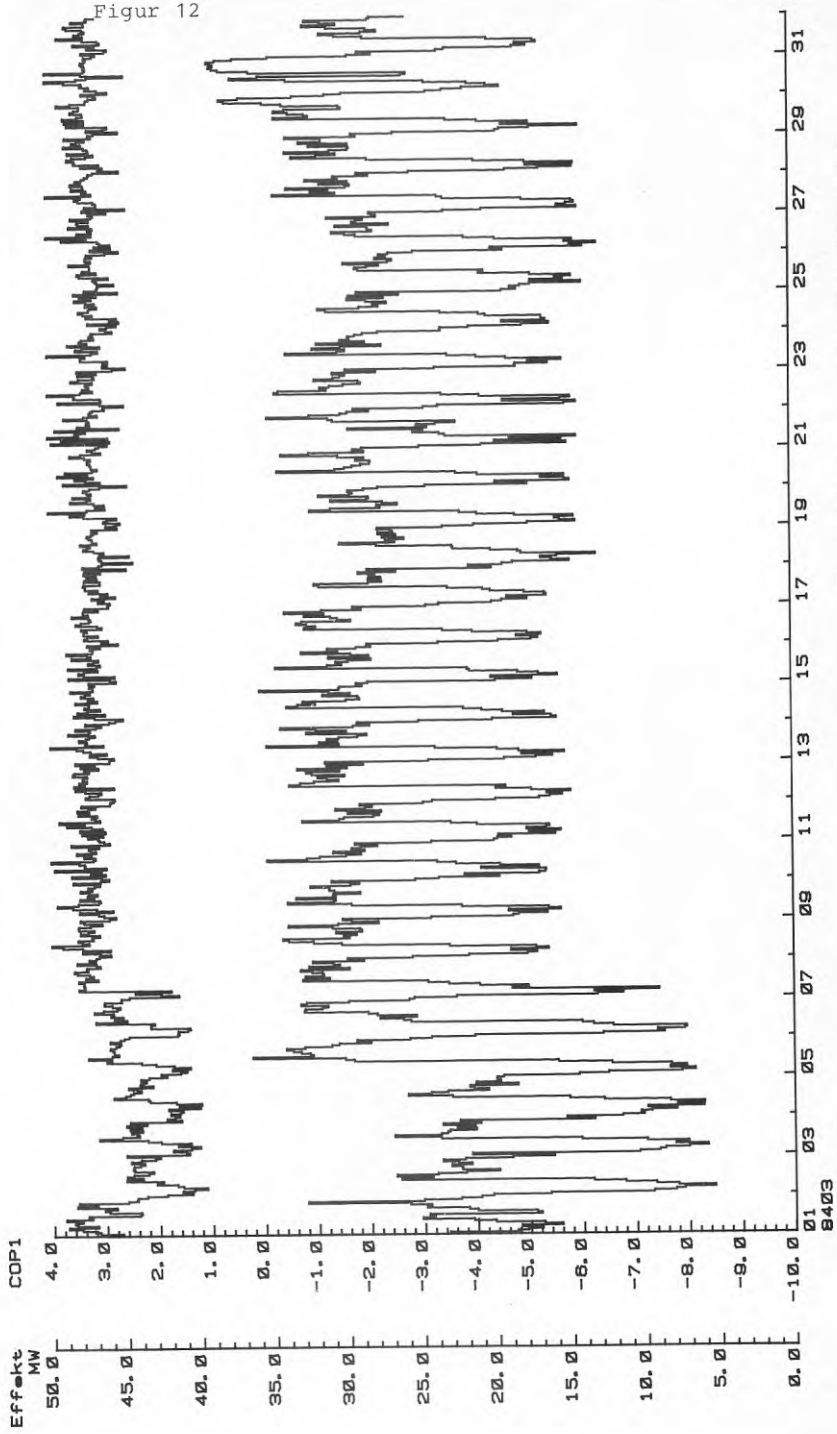
VARME, HELA ANLAGGNINGEN _____ COP1, HELA ANLAGGNINGEN



Figur 11

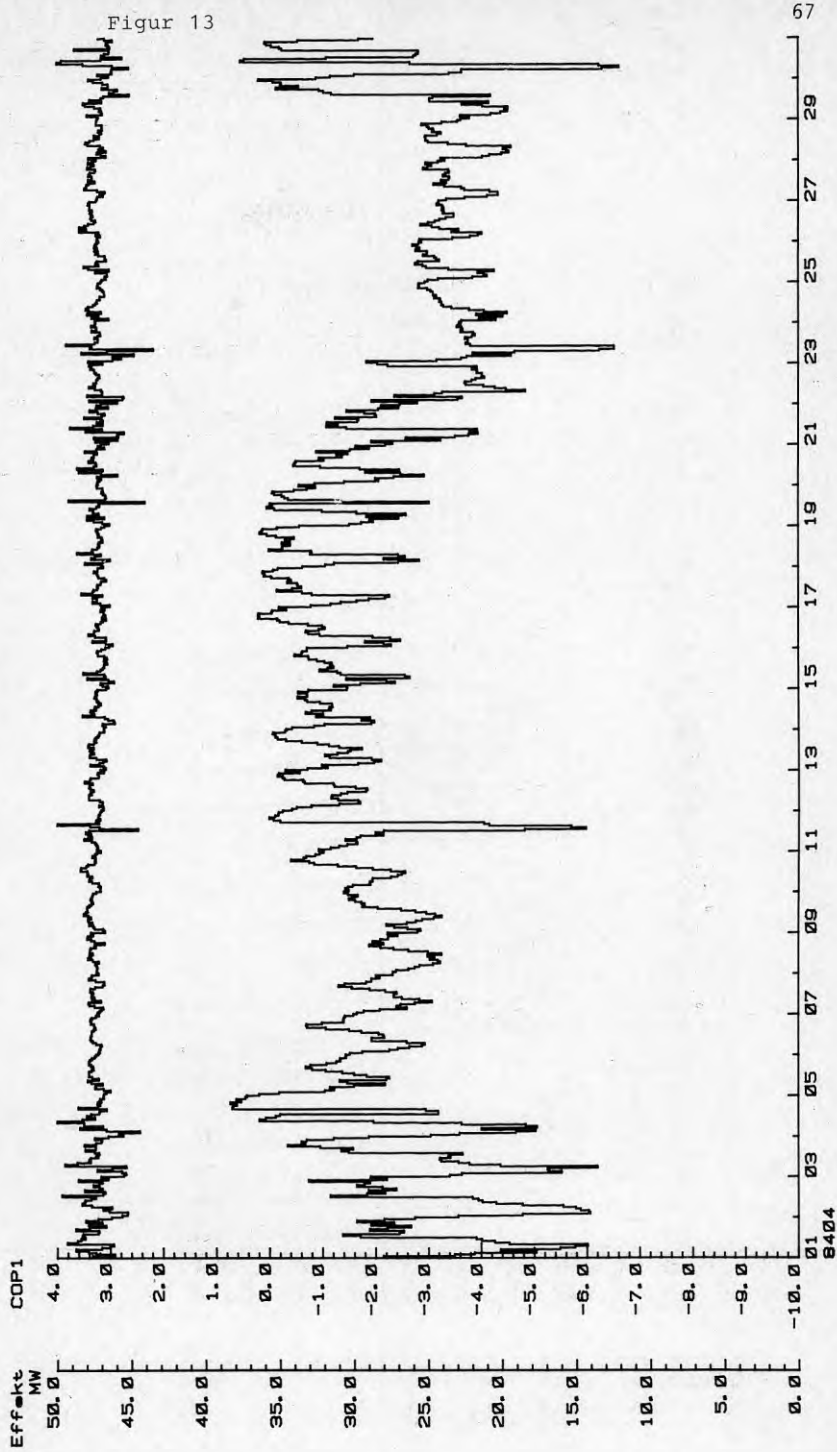
UPPSALA VARMEPUMP
840201 000000 - 840229 230000

VARME, HELA ANLAGGNINGEN _____ COP1, HELA ANLAGGNINGEN



Figur 12

VARME, HELA ANLAGGNINGEN ————— COP1, HELA ANLAGGNINGEN

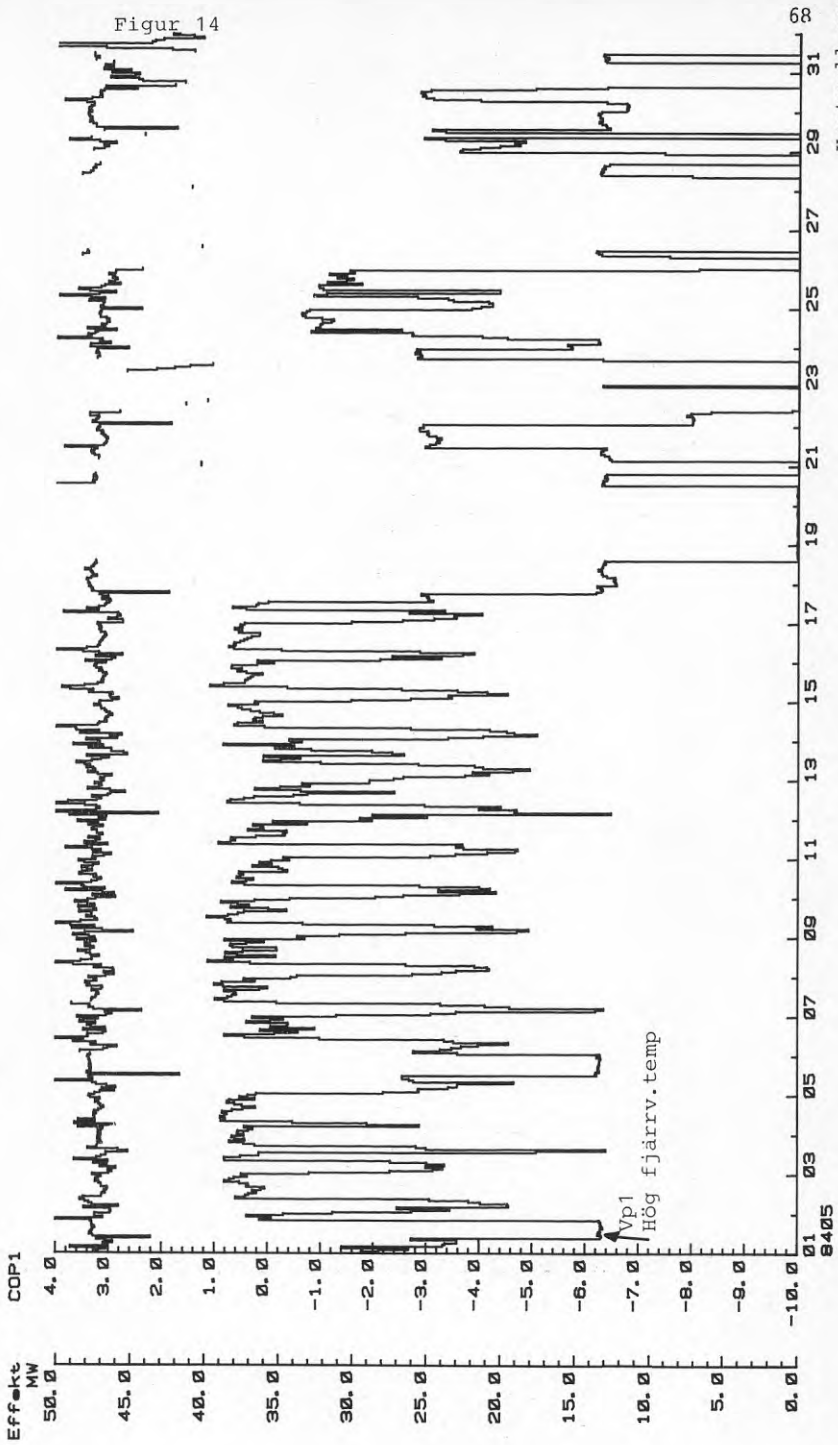


UPPSALA VARMEPUMP
840401 000000 - 840430 230000

4:58 PM TUE., 17 FEB., 1987

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN



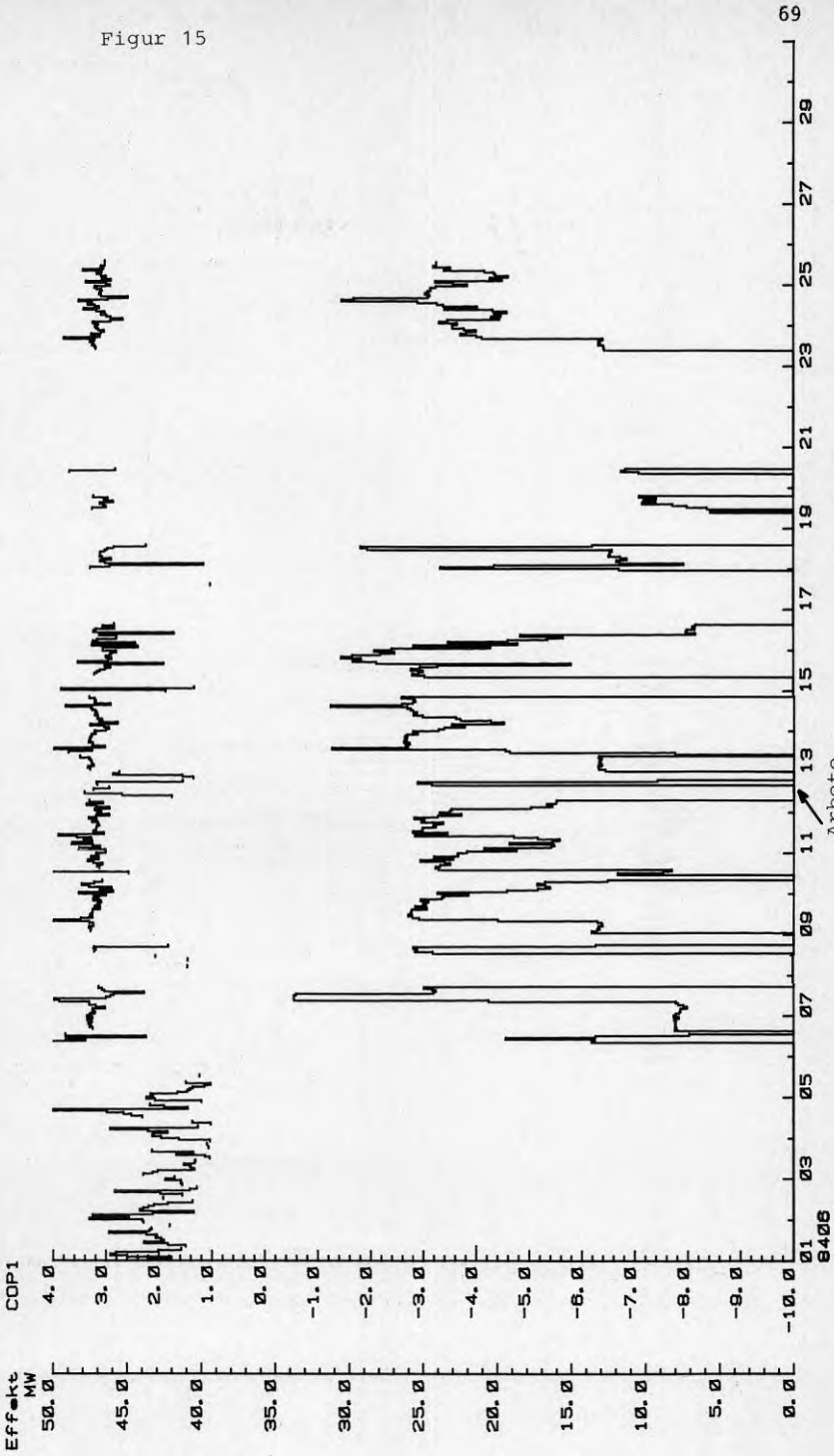
Kontroll av
ev. läcka i
spillvatten-
ledning

UPPSALA VARMEPUMP
840501 000000 - 840531 230000

4:57 PM TUE.. 17 FEB.. 1987

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN



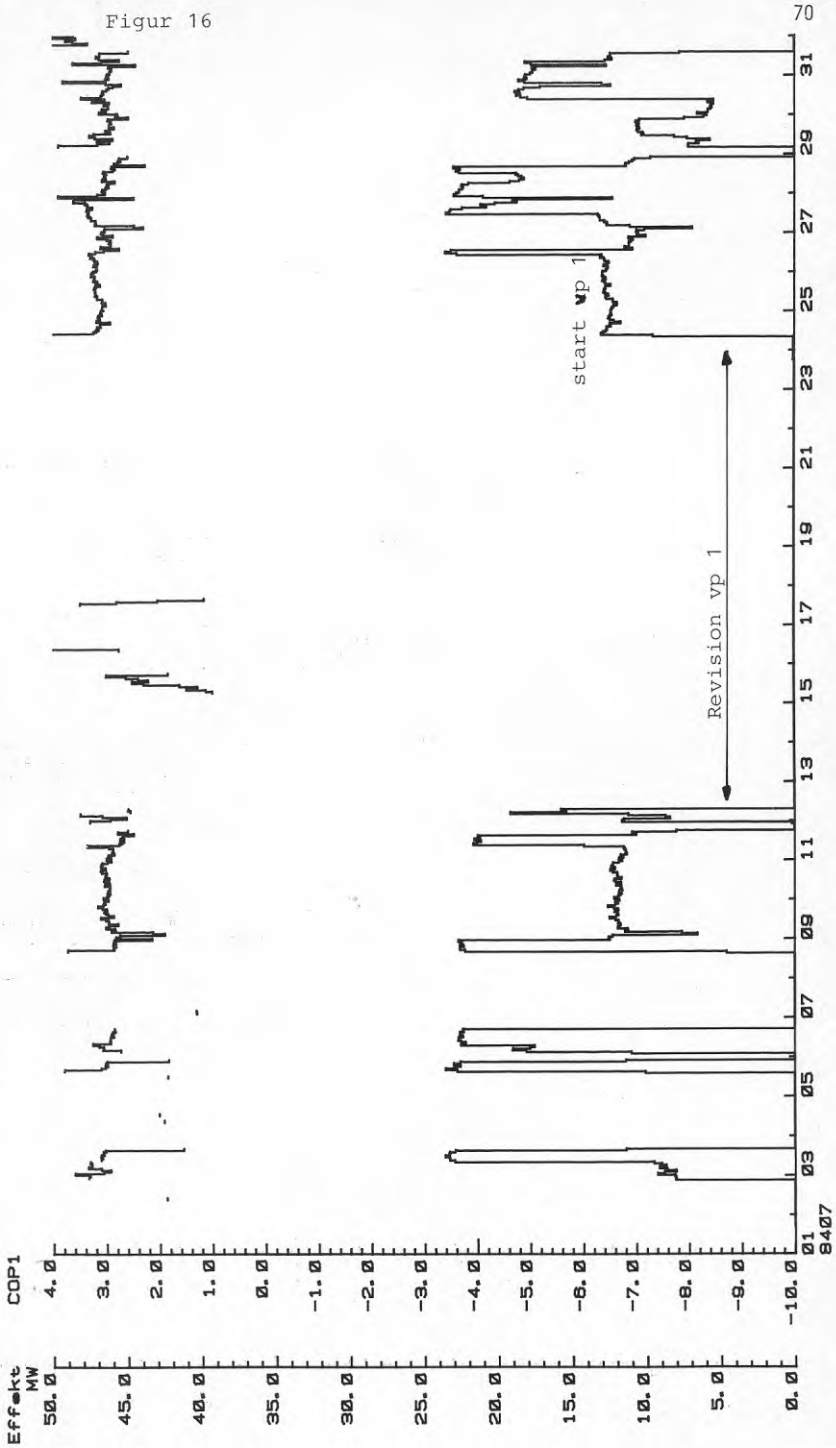
Figur 15

UPPSALA VARMEPUMP
840601 000000 - 840630 230000

4:56 PM TUE., 17 FEB., 1987

VARME, HELA ANLAGNINGEN

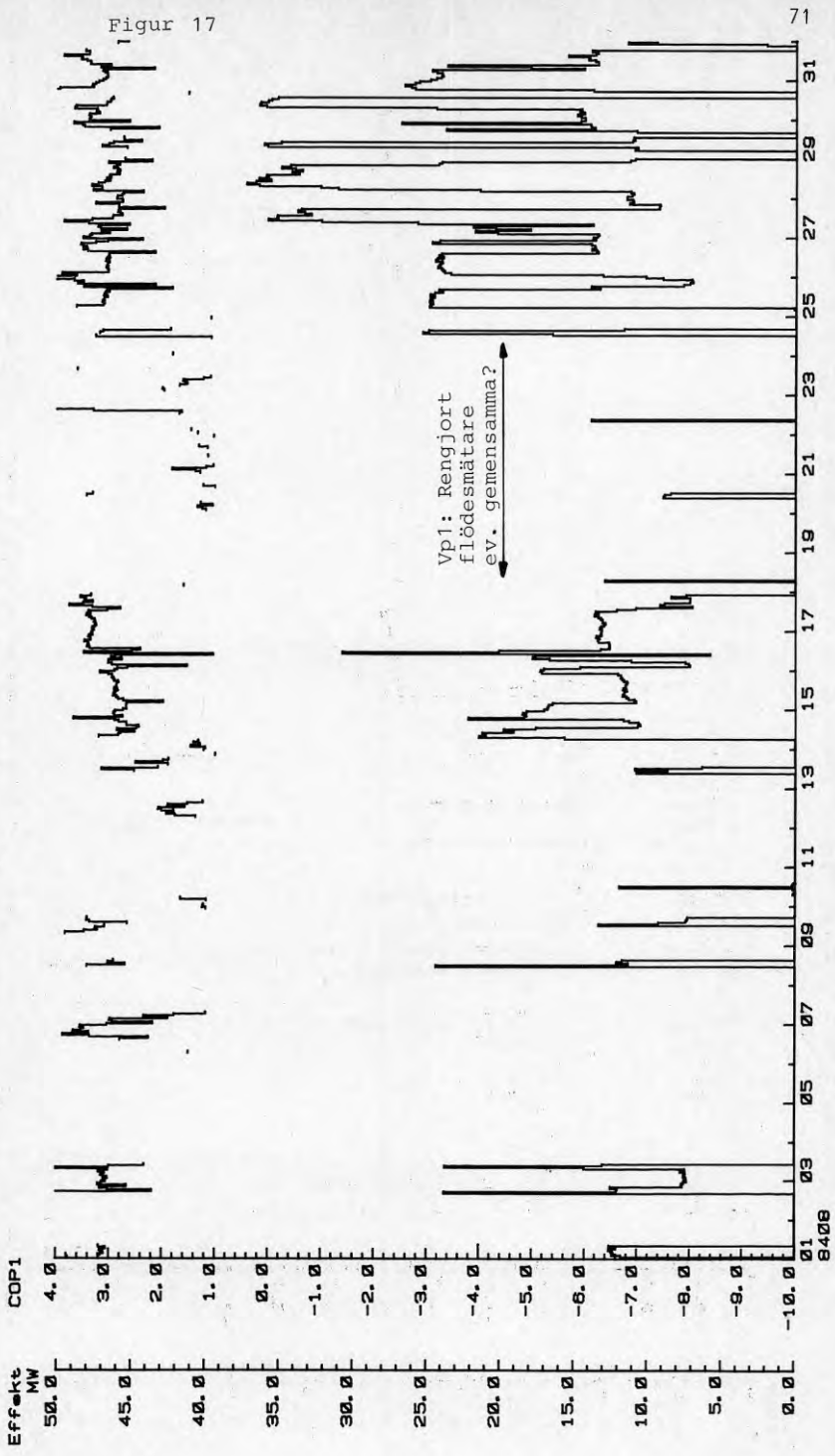
COP1, HELA ANLAGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
840701 000000 - 840731 230000

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN

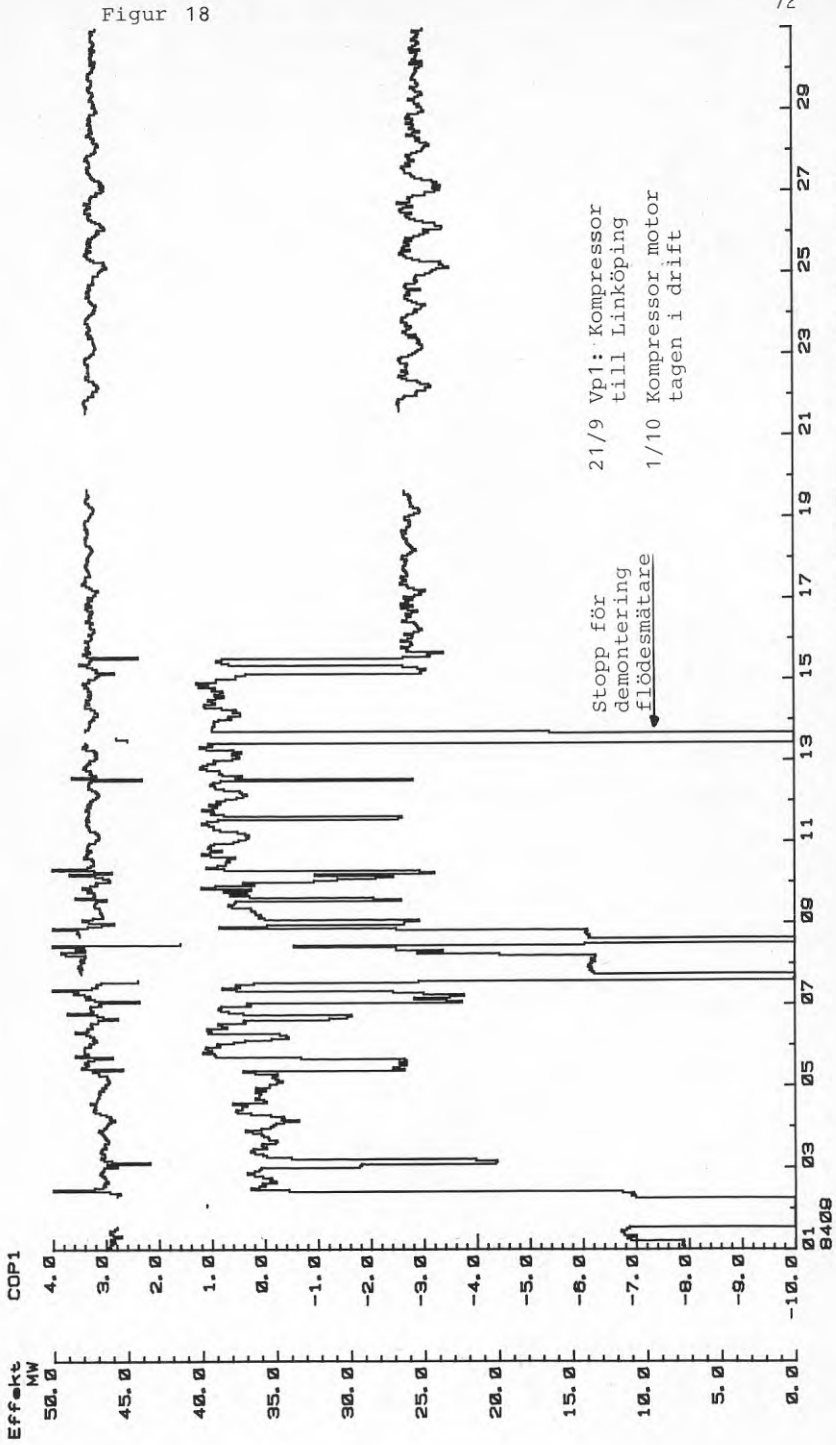


Figur 17

UPPSALA VARMEPUMP
840801 000000 - 840831 230000

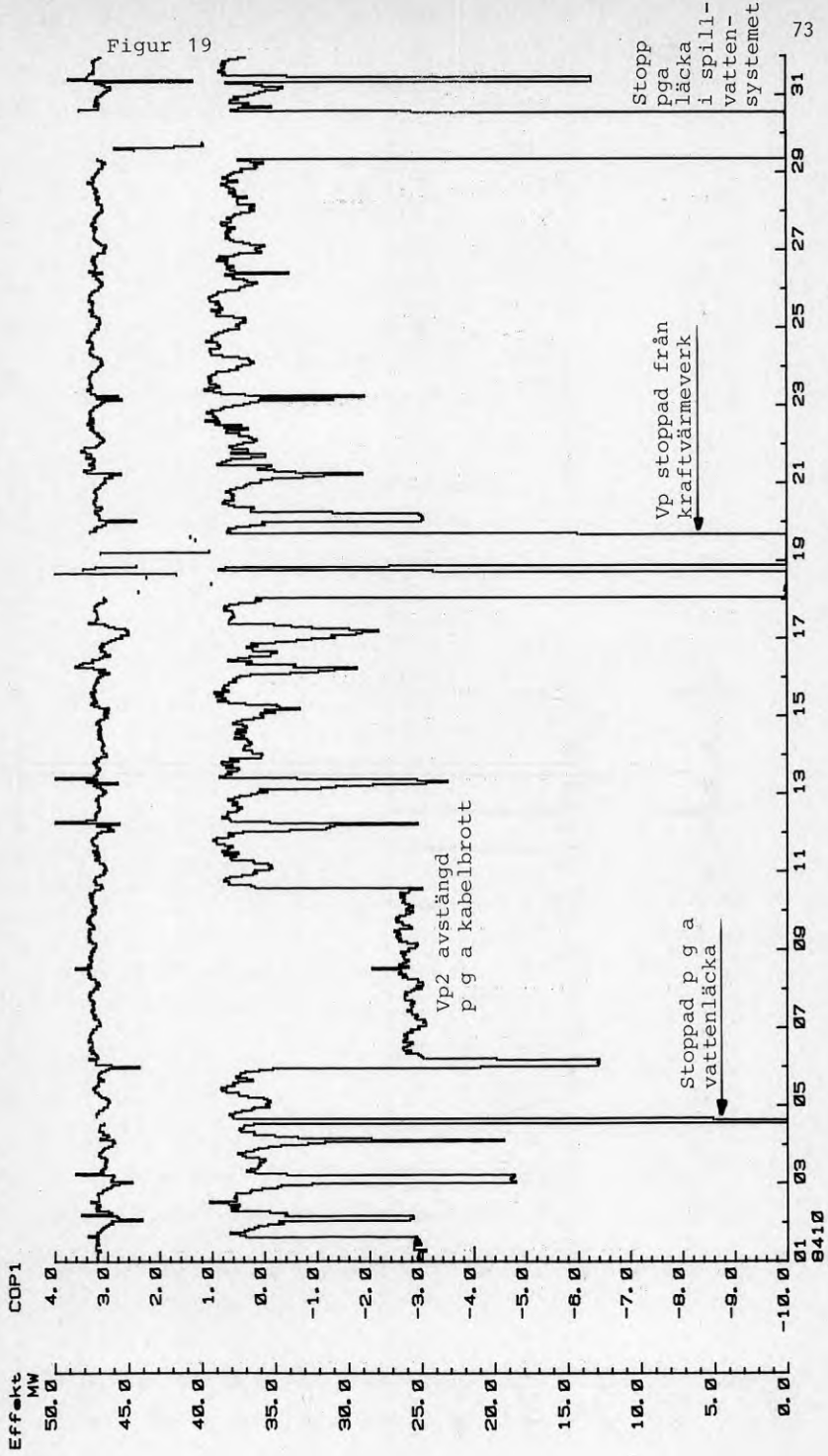
VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN



UPPSALA VARMEPUMP
840901 000000 - 840930 230000

VARME, HELA ANLAGGNINGEN ——— COP1, HELA ANLAGGNINGEN

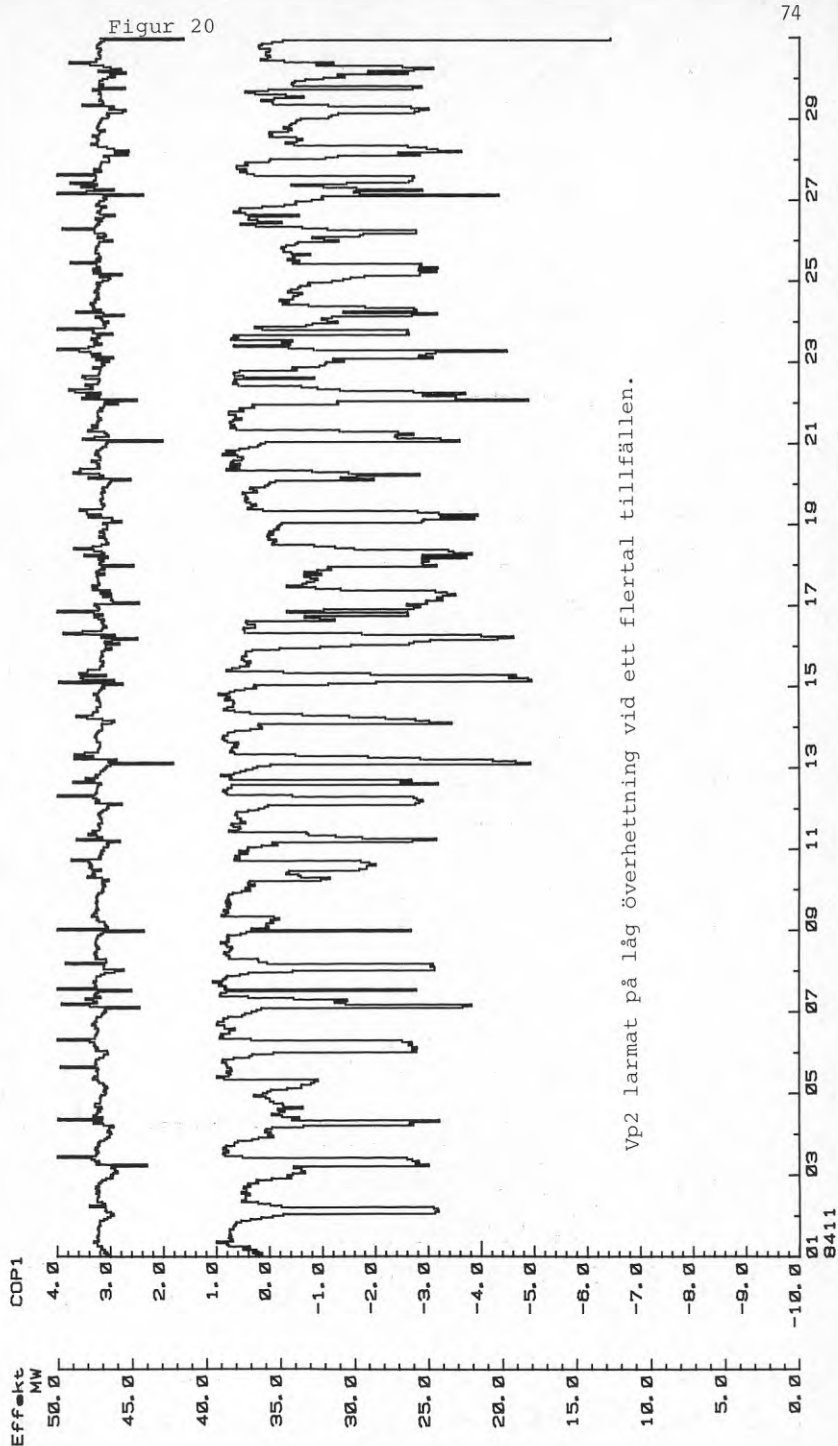


UPPSALA VÄRMEPUMP
841001 000000 - 841031 230000

5:03 PM TUE., 17 FEB., 1987

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN

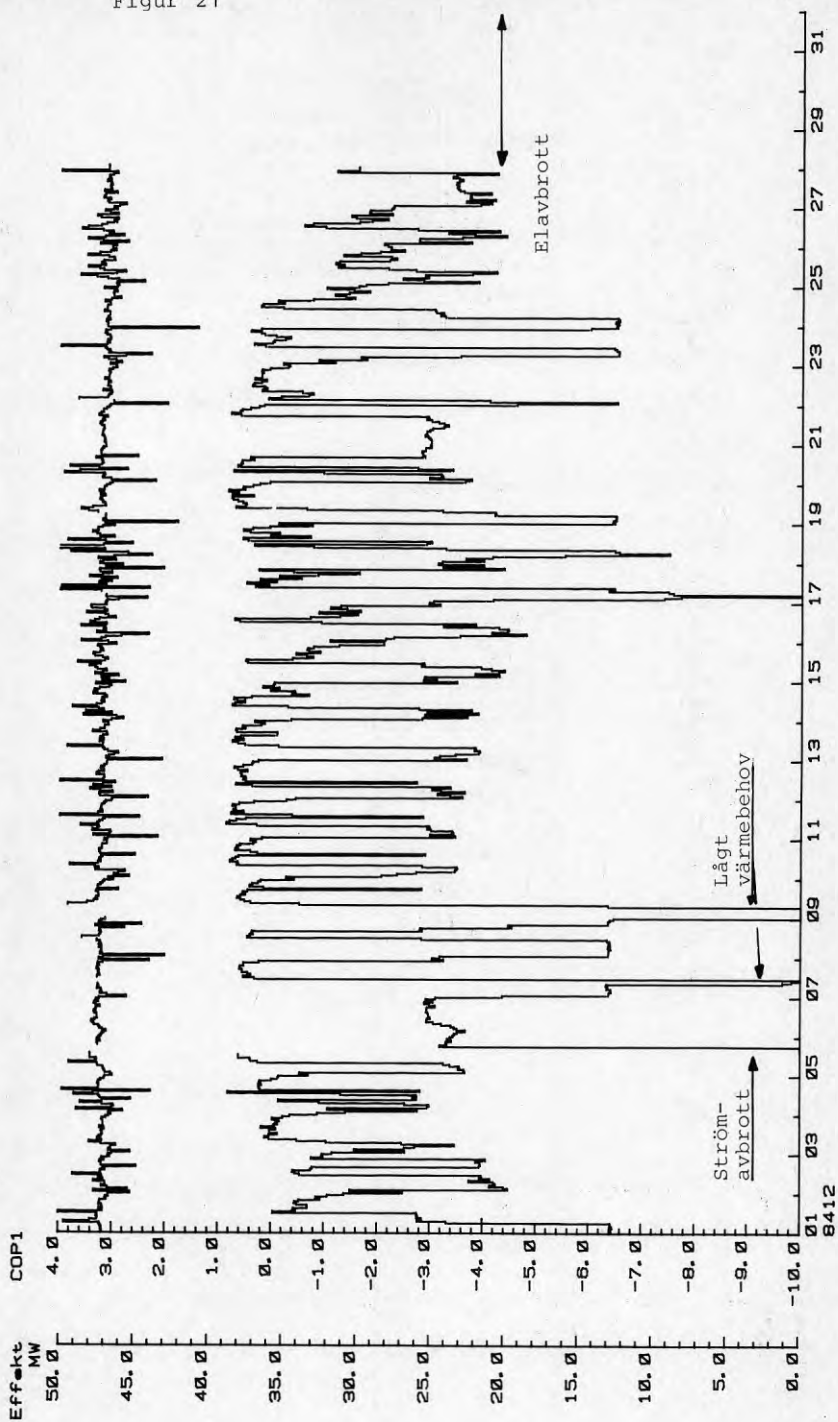


Vp2 larmat på låg överhettning vid ett flertal tillfällen.

UPPSALA VARMEPUMP
841101 000000 - 841130 230000

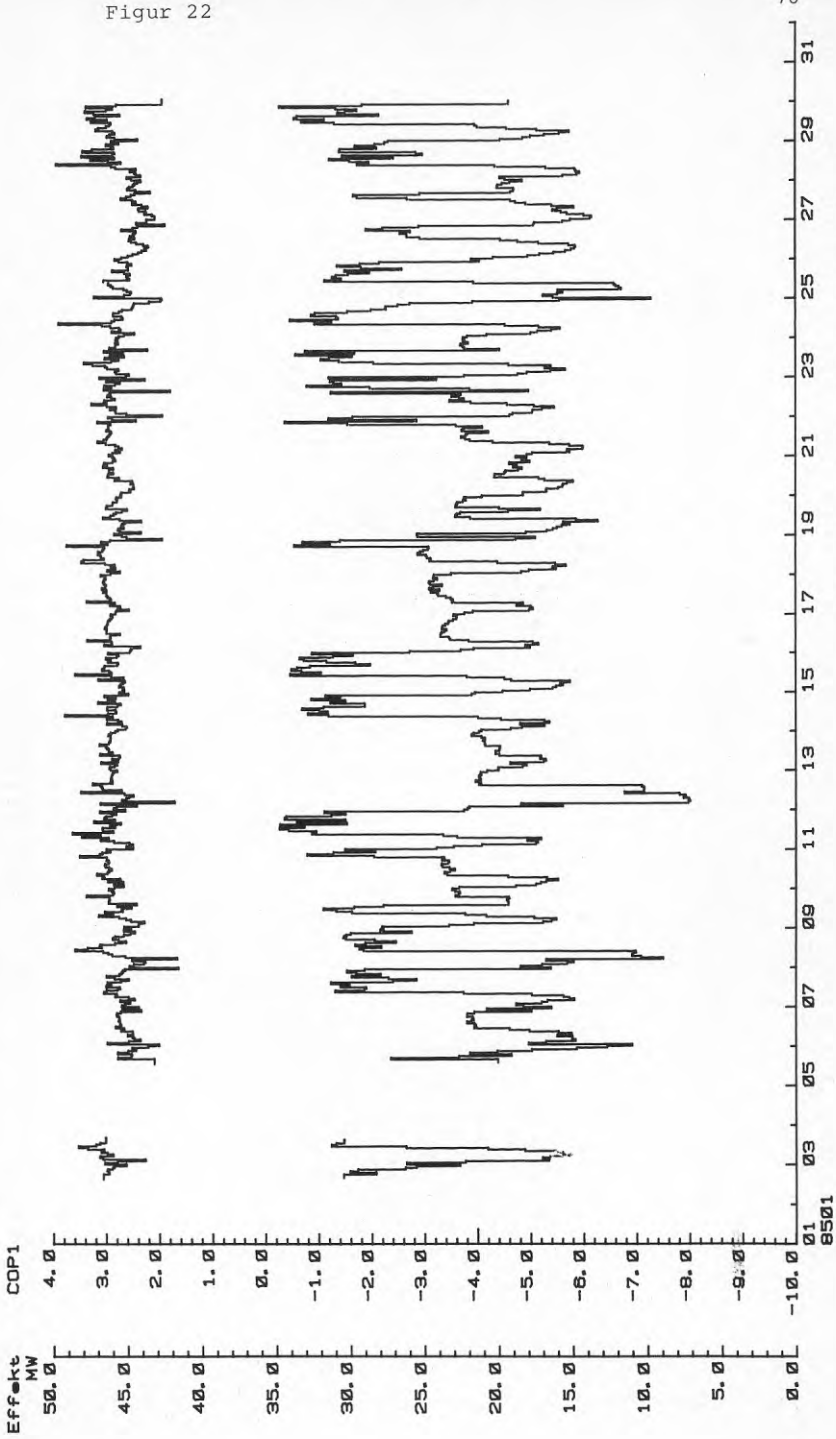
VARME, HELA ANLAGGNINGEN

COP1, HELA ANLAGGNINGEN



Figur 21

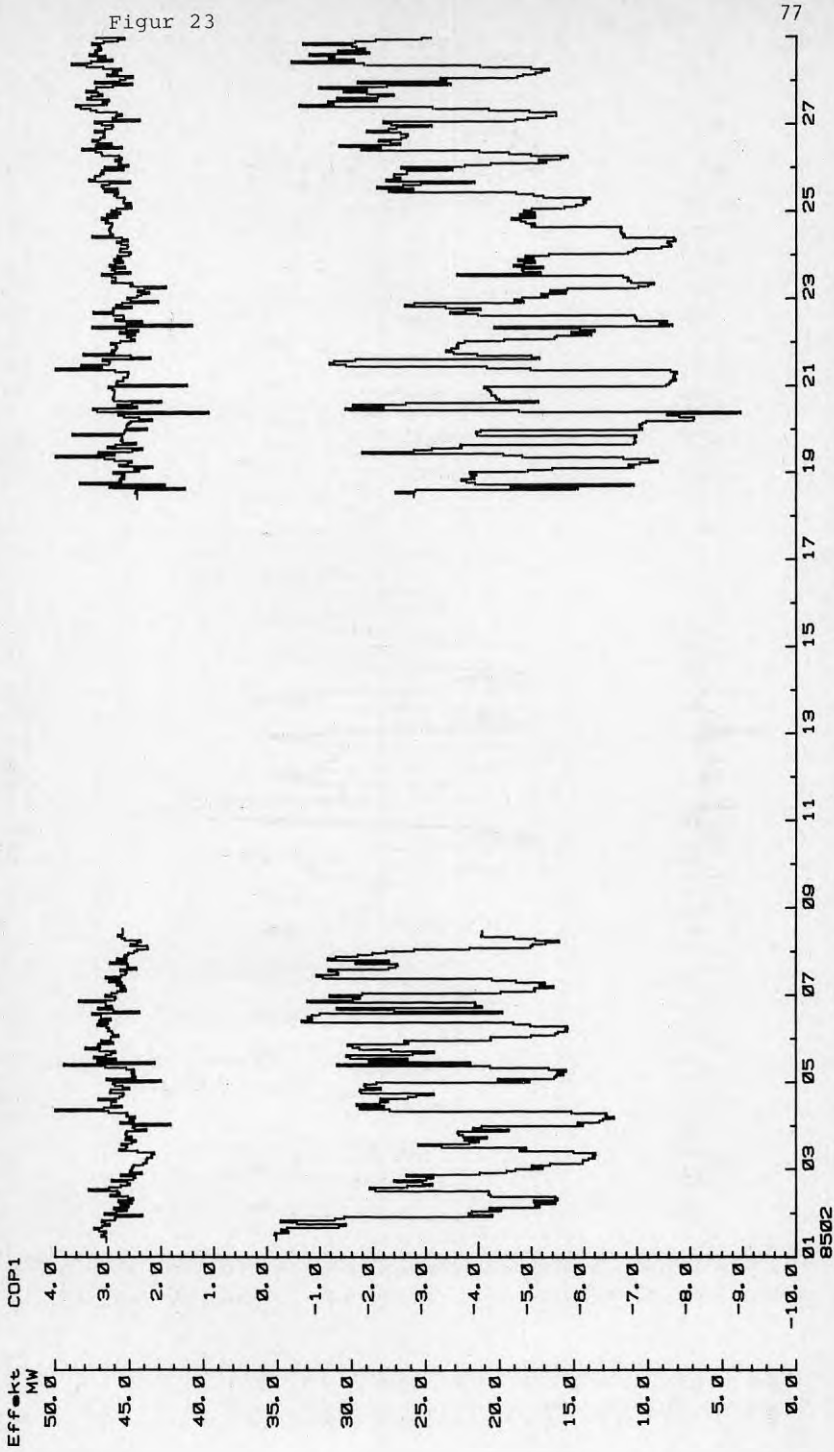
VARME, HELA ANLAGGNINGEN _____ COP1, HELA ANLAGGNINGEN



Figur 22

VARME, HELA ANLAGNINGEN

COP1, HELA ANLAGNINGEN



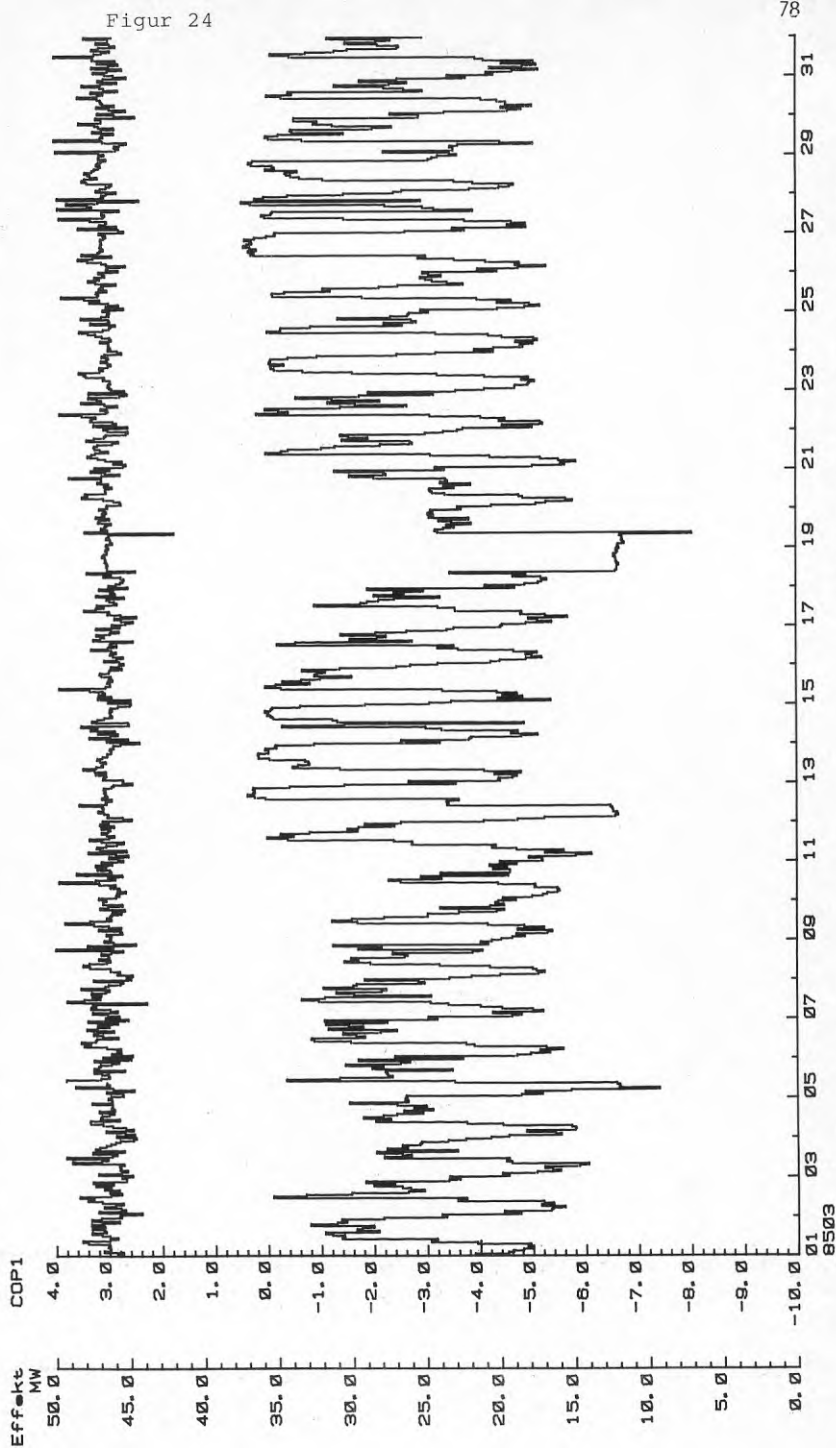
Figur 23

UPPSALA VARMEPUMP
850201 000000 - 850228 230000

5.08 PM TUE., 17 FEB., 1987

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

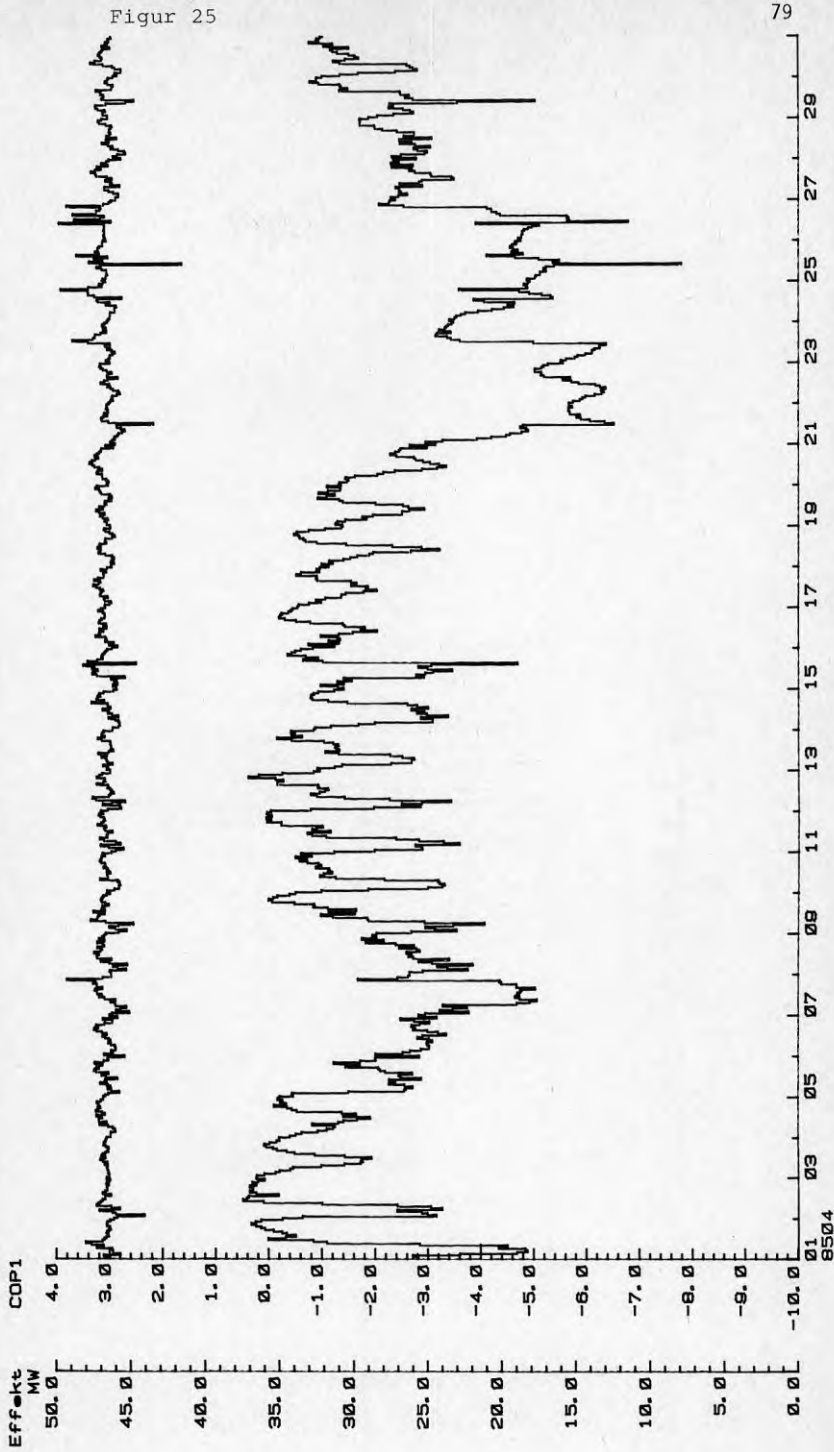
COPI, HELA ANLAGGNINGEN



8.36 AM WED. 25 FEB. 1987

VARME, HELA ANLAGGNINGEN

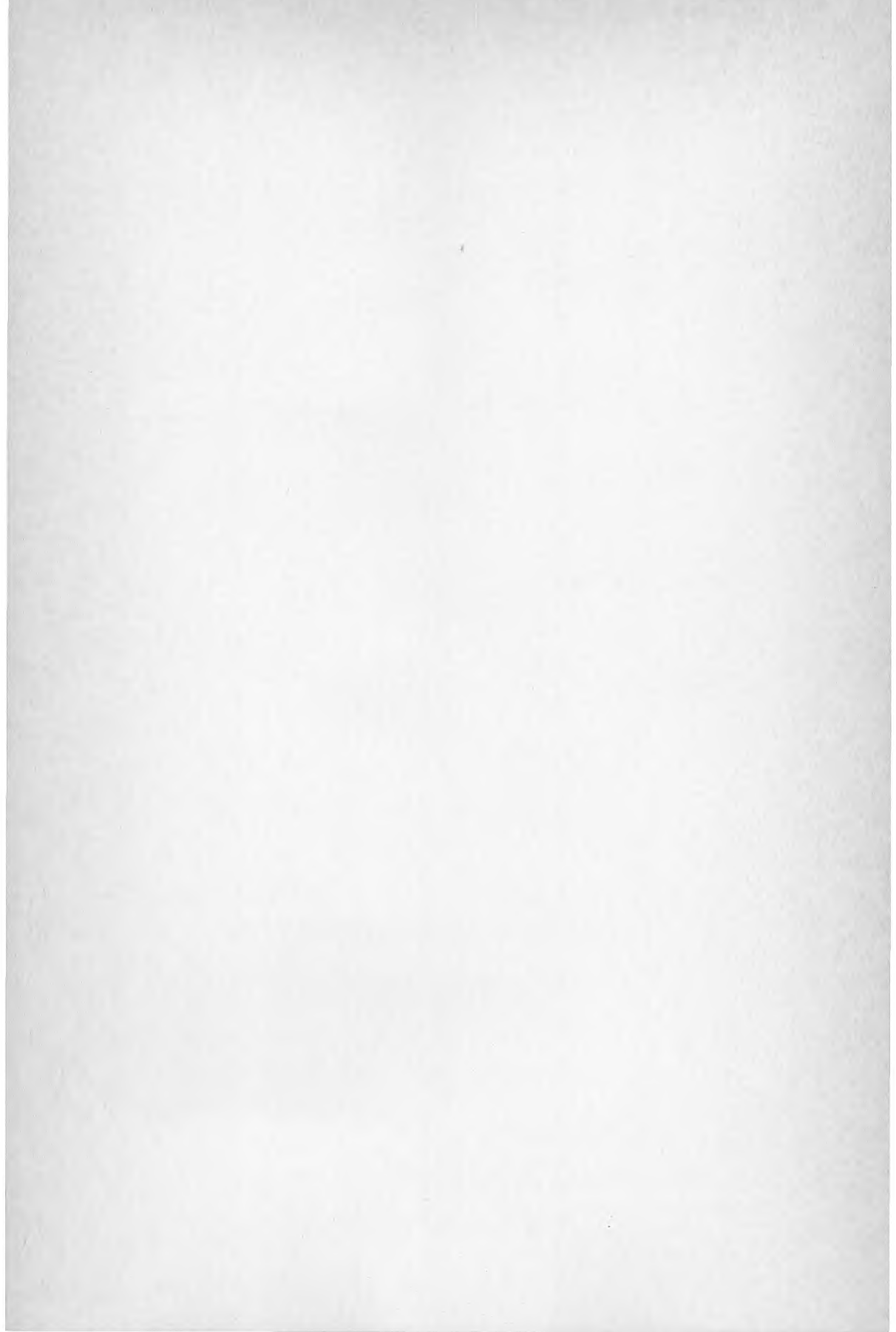
COP1, HELA ANLAGGNINGEN



Figur 25

UPPSALA VARMEPUMP
850401 000000 - 850430 230000

8504



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 821604-5
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Stockholm.**

R97: 1988

ISBN 91-540-4960-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6708097

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirkapris: 42 kr exkl moms