



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.



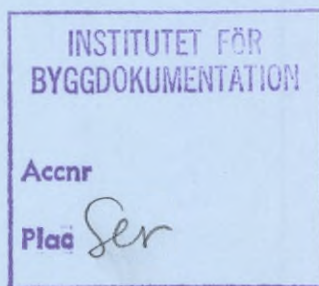
Rapport

R16:1987

Louddens värmepump

**Utvärdering av avloppsvatten/
fjärrvärme — värmepump**

**Henrik Enström
Lars Solin**



Byggforskningsrådet

R 16:1987

LOUDDENS VÄRMEPUMP

Utvärdering av avloppsvatten/fjärrvärme—värmepump

**Henrik Enström
Lars Solin**

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811419—2
och 830489—9 från Statens råd för byggnadsforskning till
Skandinavisk Termoekonomi AB, Stockholm.**

REFERAT

Projektets mål har varit att kontrollera anläggningens driftresultat och ge synpunkter på eventuella förbättringar. Insamlingen av mätdata har fungerat bra, varför ett gott underlag finns för utvärdering.

I rapporten redovisas prestanda som exempelvis värmeeffekt och värmefaktor samt tillgänglighet. Då även flera mätpunkter från köldmediekretsen finns med i mätprogrammet redovisas även vissa diagram som beskriver själva kylprocessen.

Vissa förslag till servicerutiner och förbättringar i anläggningen ges i rapporten.

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

R16:1987

ISBN 91-540-4679-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLL

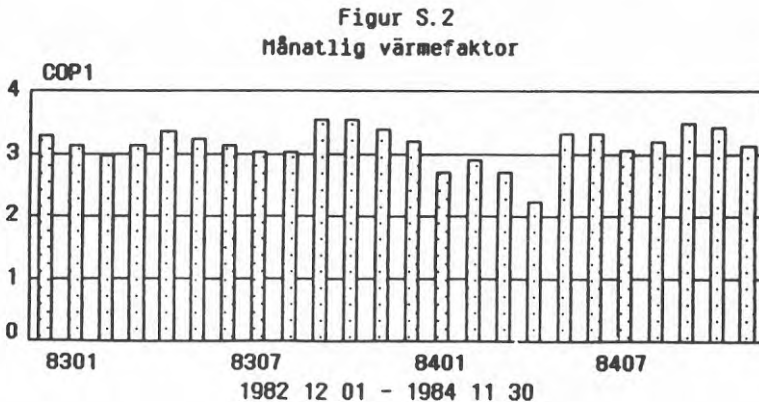
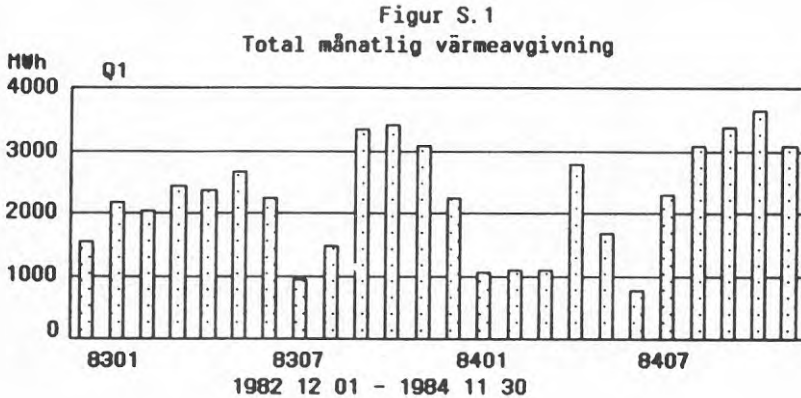
SAMMANFATTNING	2
1. INLEDNING	6
2. ANLÄGGNINGSBESKRIVNING	7
3. MÄTPROGRAM OCH UTVÄRDERING	9
3.1 Mätdatainsamling (MCE)	9
3.1.1 Mätnoggrannhet	9
3.2 Mätutvärdering	10
4. SYSTEMPRESTANDA	13
4.1 Tillgänglighet	13
4.2 Värmeavgivning	14
4.2.1 Värmeavgivningens beroende av vattentemperaturerna ..	15
4.2.2 Värmeavgivningens beroende av spillvattenflödet ..	15
4.3 Värmefaktor	16
4.3.1 Värmefaktorns beroende av vattentemperaturen ..	16
4.3.2 Värmefaktorns beroende av spillvattenflödet	16
5. KOMPONENTPRESTANDA	33
5.1 Kapacitetsdata	33
5.2 Carnotverkningsgrader	33
5.3 Kondensor	35
5.4 Underkylare	36
5.5 Förångare	36
5.6 Kompressor	37
6. VÄRMESÄNKA	79
7. VÄRMEKÄLLA	82
8. KÖLDMEDIUM	88
9. EKONOMI	91
9.1 Investering	91
9.2 Rengöringsintervall	92
BETECKNINGAR OCH DEFINITIONER	95
REFERENSER	97
BILAGA	98

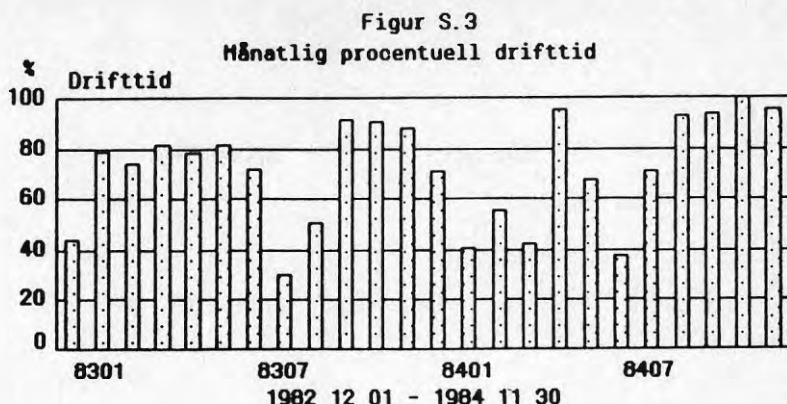
SAMMANFATTNING

Värmepumpen i Loudden, Stockholm installerades 1981 av Stockholm Energi. Den är uppbyggd kring två stycken turbokompressorer av fabrikat Sulzer. Värme upptas ur renat avloppsvatten från Louddens reningsverk (10–20°C) och avges till Stockholms fjärrvärmensätts returledning (40–60°C). Trots relativt låg tillgänglighet har anläggningen visat god lönsamhet med en återbetalningstid på ca tre år.

Ett omfattande mätprogram har utförts under två års drift. Data från ett femtiotal storheter har kontinuerligt insamlats av Mätcentralen för Energiforskning (MCE), KTH.

Värmepumpanläggningens totala månatliga värmeavgivning under den tvååriga mätperioden framgår av figur S.1. De följande stapeldiagrammen, figurerna S.2 och S.3, visar på motsvarande sätt månatliga värmefaktorer (relaterat till kompressorernas elmotorer) och drifttider.

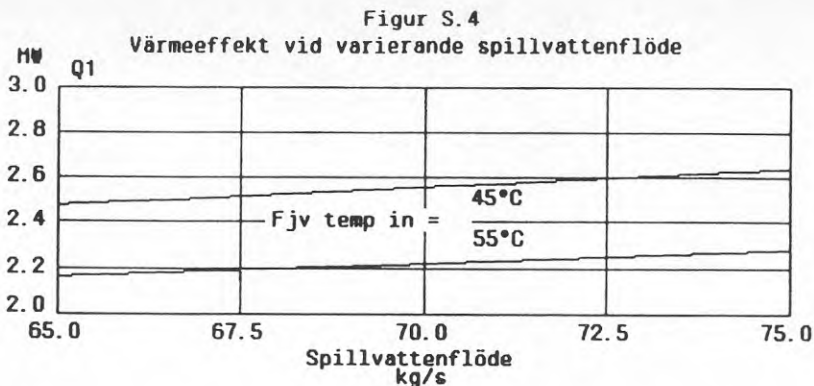




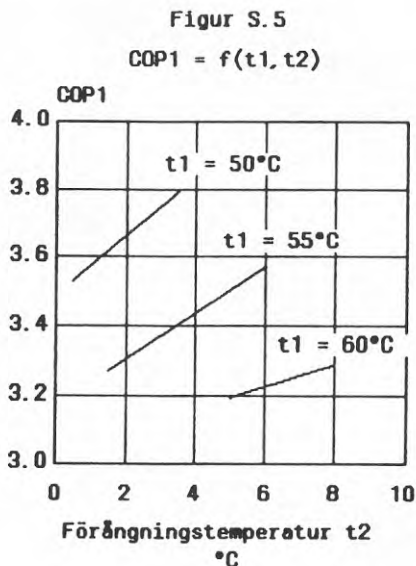
Drifftiden har genomsnittligt för båda aggregaten varit ca 70%. Knappt 5% av stilleståndstiden kan hänföras till begränsningar orsakade av värmekällan och värmebäraren samt normalt underhåll typ rengöring av förångare. Resterande 25% har orsakats av fel i anläggningen, främst maskinfel, växel- och lagerhaverier. Orsakerna till dessa är inte fastlagda, men ett skäl till växelproblemen tros vara att metallen i kuggväxeln är för hård. Man har provat att lägga på ett kopparskikt som är betydligt mjukare.

Värmepumpens prestanda påverkas av spillvattenflödet. Påverkan sker på flera sätt; värmeövergången försämras på grund av flödesminskningen och av ett smutsskikt i tuberna på vattensidan, temperaturdifferensen tenderar även att stiga för att kompensera ett lägre flöde. Någon silverkan, dvs att den första förångaren i serien skulle ha sämre prestanda kan inte spåras ur mätdata.

Data över värmeeffektens variation med spillvattenflödet visas i figur S.4. Linjerna avser ett aggregat men är framtagna ur mätdata från bägge aggregaten. De gäller vid ca 16°C spillvattentemperatur in till respektive förångare. Försämringen av prestanda är så påtaglig att rengöring måste ske fortlöpande. Optimalt intervall mellan rengöringar är ca var 50:e dygn. Detta intervall varierar med alternativkostnaden för värmen.



Mätprogrammet har innefattat flera storheter internt i köldmedie-kretsen. Detta ger bl a möjlighet till studium av processen och enskilda komponenter utan hänsyn till värmekälla- och värmebärasidans aktuella inverkan, vilket förhöjer resultatens generalitet. Exempelvis visas värmefaktorn vid varierande kondenserings- och förångningstemperaturer (tryck) för ett aggregat (B) i figur S.5. Motsvarande prestanda för det andra aggregatet är något lägre.



Om man relaterar den verkliga, uppmätta värmefaktorn till enligt teorin möjlig för en ideal process vid identiska kondenserings- och förångningstemperaturer, fås en verkningsgrad för den verkliga processen. En sådan ur värmefaktorerna definierad Carnotverkningsgrad blir mellan 0.50 och 0.55 för hela anläggningen.

En ökning av värmeavgivningen från värmepumpen kan ske med en köldmediebehållare mellan kondensator och underkylare. Man skulle

därmed säkerställa att endast condensat når underkylaren och mediet skulle underkylas. Den extra värmen motsvaras i stort endast av ökad kyleffekt. En mindre ökning av eleffekten fås dock då belastningen på kondensorn ökar, vilket leder till ökande temperaturdifferens. En ökning av underkylningen med 1°C innebär ca 15 kW högre värmeeffekt, vilket motsvarar 120 MWh/år. Vid ett alternativt värmepris på 200 kr/MWh skulle vinsten bli ca 50 000 kr/år för anläggningen.

1. INLEDNING

Louddens värmepumpanläggning är en av de första i sitt slag. Det är därför naturligt att den betraktas som en experimentanläggning för att ge kunskap om en delvis ny teknik i en ny tillämpning. Av denna anledning har ägaren, Stockholm Energi, önskat utföra en bred utvärdering av anläggningens funktion.

Tillsammans med Bygghorskningsrådet och Mätcentralen för Energiforskning startade Stockholm Energi 1981 ett utvärderingsprojekt, nr 811419-2, med Per Almqvist som projektledare. Då Bygghorskningsrådet avsåg att engageras även i flera liknande anläggningar ansåg man det intressant att utvärdera dessa på ett likartat sätt. Därför initierades ett annat projekt, nr 830489-9, med Henrik Enström, Termoekonomi, som projektledare.

Dessa bägge projekt kompletterar varandra och ger en heltäckande bild av anläggningens driftresultat under mätperioden. För att inte splittra denna helhetssyn rapporteras bägge projekten integrerat i denna rapport.

Rapporten beskriver anläggningen och redovisar driftresultat och erfarenheter under två års drift. Totala systemdata såsom värmefaktorer och effekter vid varierande driftfall redovisas självfallet, därutöver ges exempelvis varaktighetsdiagram för anläggningens tillgänglighet. Då mätprogrammet även omfattat storheter internt i köldmediekretsen har generellt intressanta prestanda relaterade till processens arbetstryck framtagits.

2. ANLÄGGNINGSBESKRIVNING

Louddens värmepump utnyttjar renat spillvatten från Louddens reningsverk som värmekälla. Den uttagna värmen avges till fjärrvärmevattenreturen.

Anläggningen är uppbyggd kring två stycken kylmaskiner från Gebr. Sulzer AG. Kompressorerna är enstegs turbomaskiner med ställbara ledskenor som möjliggör reglering av köldmedieflödet. Vidare finns möjlighet att förbilda, "bypassa", köldmedium direkt tillbaka till kompressorerna. Kompressorernas varvtal är ca 20 000 rpm. Elmotorerna är beroende på elkapacitetstillgången i området begränsade till 720 kW.

Värmeavgivningen sker för respektive aggregat i en kondensator och i en underkylare, utformade som tubpannevärmeväxlare. Dessa är kopplade så att det kallaste fjärrvärmevattnet först passerar underkylarna och därefter kondensatorerna, vilka alla ligger i serie. Vattnet leds i koppartuberna.

Värmeupptagningen sker i en förångare per aggregat. Även förångarna är seriekopplade på så sätt att det aggregat som har högst kondenseringsstryck också får högst förångningsstryck. Även i dessa leds vattnet i tuber tillverkade i koppar-nickel. Vid behov kan tuberna rengöras med hjälp av borstar.

Till kompressorerna finns oljesystem för smörjning av lager, växel samt även kylning. Denna olja är således uppblandad med köldmedium. För kylning av oljan utnyttjas spillvatten. Oljekylarna är dubblerade på resp aggregat, varför rengöring av dessa kan ske under drift.

Expansionen sker via en högtrycksflottörventil mellan underkylare och förångare. Denna ventil upprätthåller ett konstant förhållande mellan den varma och den kalla sidan i köldmediekretsen. I annat fall erhålls cykler med varierande kondenserings- och förångningstemperatur.

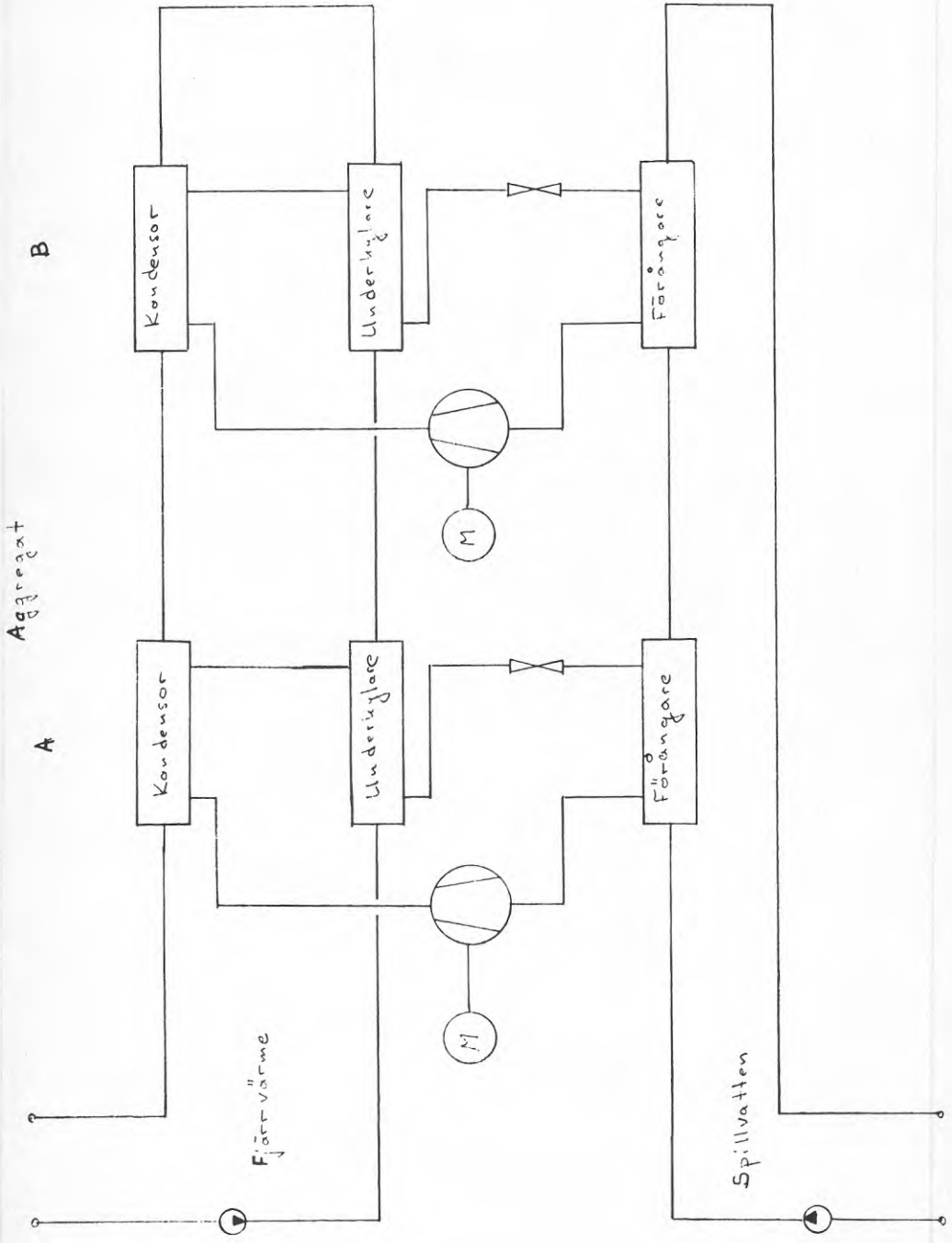
Som köldmedium används R12.

För att hålla en acceptabel rumstemperatur används kylbatterier, som kyler luften med köldmedium. Därmed återförs förlustvärme till processen.

Anläggningen fjärrövervakas från Värtaverkets kontrollrum.

Anläggningens principalschema framgår av figur 2:1

Avståndet mellan reningsverket och värmepumpverket är ca 1 km. För att mekaniskt kunna filtrera vattnet har en sil placerats vid reningsverket. Ledningsdimensionen är 250 mm, vilket innebär en vattenhastighet på 1.4 m/s.



3. MÄTPROGRAM OCH UTVÄRDERING

Mätprogrammet omfattar ca 50 st storheter. Dessa har kontinuerligt insamlats under utvärderingsperioden, 2 år. I programmet ingår temperaturer, tryck, flöden, energier, drifttider samt lägen. I figur 3:1 redovisas mätpunktspacering samt typ av mätpunkt. Det kompletta mätprogrammet visas också i tabell 3:1. Mätningarna omfattar både köldmediekretsen och vattensidorna. Detta innebär att hela värmepumpcykeln kan kontrolleras, både primärt och sekundärt. Mätningar har pågått från november 1982 till december 1984.

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 och tryck beräknas som ett timmedelvärde medan energier eller drifttider som ett ackumulerat timvärde.

Det beräknade timvärdet lagras därefter på ett kassettband och en ny mätcykel kan därefter lagras primärt. På kassetten ryms ca 10 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 respektive mätpunkt på kassettbandet, dvs med 5 minuters intervall. På kassetten ryms då mätvärden från knappt 1 dygn.

3.1.1 Mätnoggrannhet

Mätstorheterna samplas var femte minut och medelvärdesbildas varje timme. Det sker således en momentan avkänning, vilket skulle innebära ett stort fel vid många start och stopp. Maskinerna körs dock inte på detta sättet, utan är normalt kontinuerligt i drift.

I samband med mätstarten utfördes kalibrering av utrustningen. Följande onoggrannheter innehölls därvid:

Temperatur, absolut	$\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur, differans	vid kontroll översteg felet ej $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ vid $0 \text{ }^\circ\text{C}$ resp $50 \text{ }^\circ\text{C}$
Flöde, fjärrvärme	$\pm 4\%$ (strypfläns)
Flöde, spillvatten	$\pm 1\%$ (induktiv)
Tryck, lågtryckssida	$\pm 0.07 \text{ bar}$ (ca $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$)
Tryck, högtryckssida	$\pm 0.3 \text{ bar}$ (ca $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$)
Tid	avkänns var femte minut

Elmätare	± 1%
Vinkelgivare	± 10%

Felet i energimätningen bestäms av felet hos temperaturgivarna och flödesmätaren. Storleken kan bestämmas mha felfortplantningsformeln.

$$\Delta \dot{Q} = \frac{d\dot{Q}}{d\dot{m}} \cdot \Delta(\dot{m}) + \frac{d\dot{Q}}{dc_p} \cdot \Delta(c_p) + \frac{d\dot{Q}}{dt} \cdot \Delta(\Delta t)$$

$\Delta(\dot{m})$, $\Delta(c_p)$, $\Delta(\Delta t)$ betecknar absoluta onoggrannheten för massflödes-, värmekapacitets- samt temperaturbestämningen.

$$\Delta(c_p) = 0$$

$\Delta \dot{Q}$ är den totala onoggrannheten i värmeeffektbestämningen.

För en kondensör gäller

$$\Delta \dot{Q} = 4.2 \cdot 0.04 \cdot 92 \cdot 5 + 4.2 \cdot 92 \cdot 0.1 = 77 + 39 = 116 \text{ kW}$$

Felet i underkylaren blir

$$\Delta \dot{Q} = 4.2 \cdot 0.04 \cdot 92 \cdot 0.5 + 4.2 \cdot 92 \cdot 0.1 = 8 + 39 = 47 \text{ kW}$$

I förångaren är felet

$$\Delta \dot{Q} = 4.2 \cdot 0.01 \cdot 70 \cdot 5 + 4.2 \cdot 70 \cdot 0.1 = 15 + 29 = 44 \text{ kW}$$

Den totala temperaturdifferansen på varma sidan mäts med ett par givare varför felet erhålls till

$$\Delta \dot{Q} = 4.2 \cdot 0.04 \cdot 92 \cdot 11 + 4.2 \cdot 92 \cdot 0.1 = 170 + 39 = 209 \text{ kW}$$

Det totala relativa felet blir

$$209 / 5200 = 4 \%$$

Felet i värmefaktorbestämningen, COP_1 , blir

$$\Delta COP_1 = 1 / (2 \cdot 720) \cdot 209 + 5200 / (2 \cdot 720)^2 \cdot 14 = 0.15 + 0.04 = 0.19$$

Det relativa felet vid värmefaktorn 3.7 erhålls till

$$0.19 / 3.7 = 5 \%$$

3.2 Utvärdering

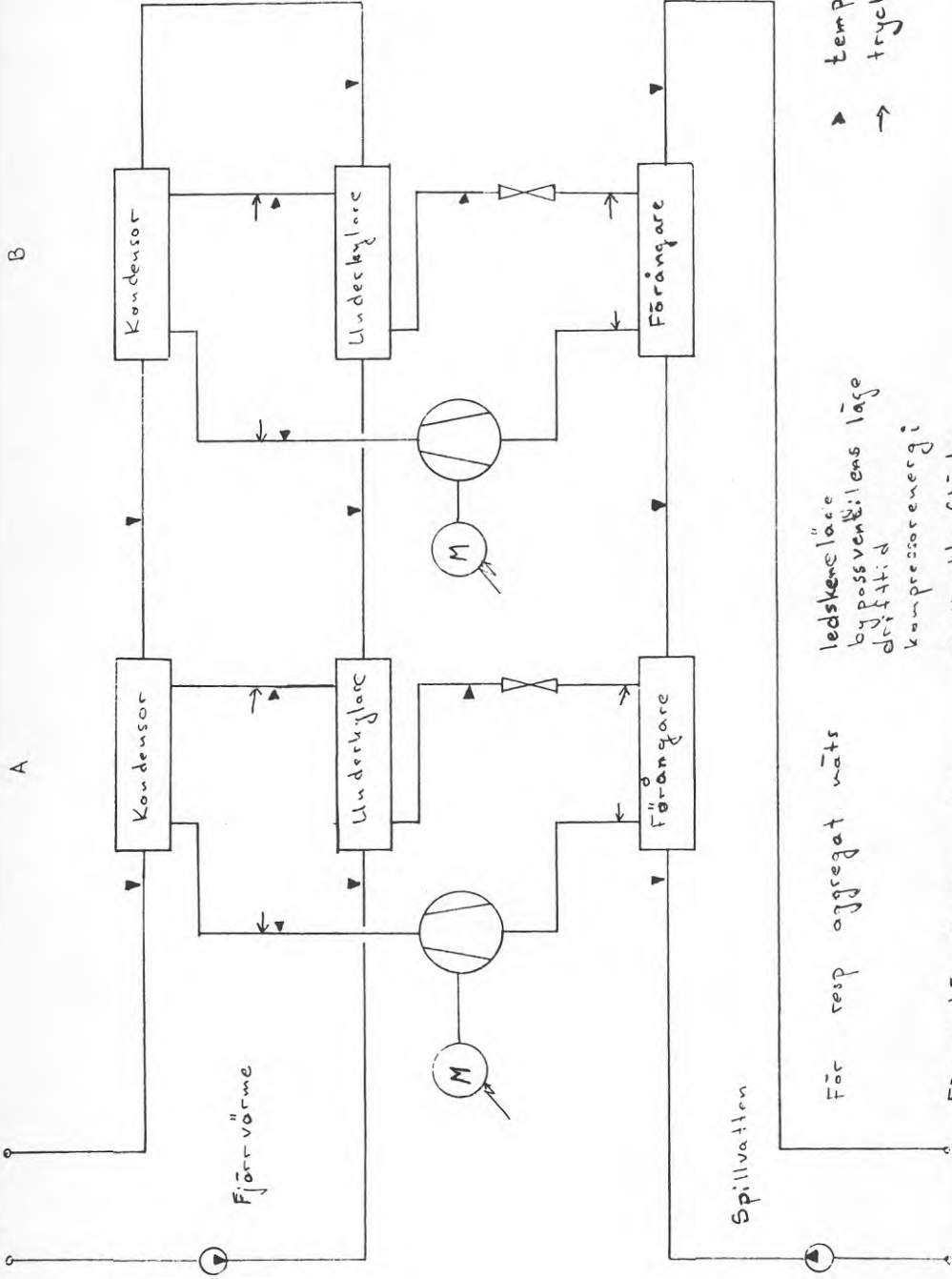
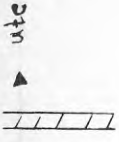
Bearbetningen av mätvärden sker med hjälp av ett speciellt utvärderingsprogram MUMS. I detta språk har man tillgång till kommandon för att enkelt skriva ut tabeller och rita grafer. De

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 definierat intervall. Denna teknik har utnyttjats i ett flertal diagram för att påvisa beroendet. Storheter som inte ingår i mätprogrammet kan dock inte utnyttjas, exempelvis köldmediemängden i värmepumpsystemet. Detta innebär att tekniken bör användas med viss försiktighet, speciellt vid långa tidsperioder.

Mätpunkter kan beräknas till ett längre intervall än 1 timme, exempelvis dygnsvärden. Detta är speciellt väsentligt för att studera storheter som varierar med flera cykler, exempelvis fjärrvärmereturtemperaturen som dels varierar över dygnet men även över året.

Vid utvärderingen har även vissa storheter beräknats, exempelvis förångningstemperaturen som beräknats utifrån förångningstrycket.



▲ temp. givare
 → tryckgivare

ledskensläse
 by passventilens läge
 drifttid
 kompressor energi
 Spillvattenflöde
 fjärr värmevatten flöde

För resp aggregat mäts

För anläggningen mäts

Spillvatten

Fjärrvärme

A

B

4. SYSTEMPRESTANDA

I detta avsnitt presenteras värmepumpen enbart som en värmeproducent, "svart låda". Hur köldmediekretsen reagerar studeras endast utifrån den sekundära sidan, dvs vad som händer med värmeeffekt, temperaturer och flöden på vattnet.

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 fjärrvärmevattnet. Som bärare av energi utnyttjas köldmediet.

De systemprestanda som är av primärt intresse för kunden är således hur mycket säljbar värme som erhålls, hur mycket energi som måste köpas för att driva cykeln samt under hur lång tid, tillgänglighet, man kan erhålla dessa mängder.

4.1 Tillgänglighet

Tillgängligheten bestäms av värmesänkans, värmekällans, eltillgångens samt av köldmediekretsens tillgänglighet. Om minst en av dessa delar ej är tillgänglig kan ej heller värmepumpen vara i drift.

Värmesänkan är fjärrvärmevattnet, vars retur leds in i kondensatorerna. Då värmepumpen ligger som baslast i fjärrvärmesystemet finns alltid avsättning för producerad värme från värmepumpen. Den begränsning som sänkan kan utgöra är om dess temperatur är för hög. Högsta tillåtna kondenseringstemperatur är 72°C, varför ett aggregat bortkopplas om returvattnets temperatur överstiger 62°C. Detta har inträffat vid ett par tillfällen bland annat under vintern 1985.

Om utgående köldbärartemperatur underskrider 1,7°C eller förångningstemperaturen är lägre än -1°C kopplas automatiskt respektive kompressor ur. Detta på grund av frysrisk i tubpanneförångaren. Innan urkoppling sker kapacitetsregleras dock aggregaten.

Kompressorn utnyttjar sekunda el och kan därför stoppas om eltillgången är dålig. Rent termodynamiskt är det bättre att producera el och värme från ett mottrycks kraftverk och utnyttja denna el till att driva värmepumpar än att producera samma totala mängd värme enbart med olja. Denna situation inträder vid balanspunkten mellan tillgång och efterfrågan på el, då man överväger att stänga av ett mottrycks kraftverk. Rent praktiskt torde det dock vara svårt att samköra alla dessa enheter på önskat sätt.

Värmepumpen har varit avstängd på grund av elbrist vid ett tillfälle.

Den fjärde faktorn som avgör tillgängligheten är köldmediesystemets komponenter. Känsligaste delarna i systemet är förångaren (tryckfall och försmutsning) samt kompressorn (mekaniska fel). För Loudden-värmepumpen har dessa två inneburit avsevärd

ståtid. Förångarrensning innebär driftstopp ca 12 timmar per tillfälle medan maskinfel har varierande längd. Vid åtgärder på maskinerna stängs även den fungerande maskinen av på grund av den höga ljudnivån. Produktionsbortfallet blir således avsevärt.

Under första mätåret inträffade 10 st stopp på aggregat A och 11 st stopp på aggregat B, som varade under minst 1 dygn. Motsvarande för andra mätåret är 13 st respektive 10 st. Orsaken till dessa längre stopp var maskinfel, främst växel- och lagerhaverier.

Utöver dessa inträffade ett flertal kortare stopp. Drifttillgängligheten var under första mätåret för kompressor A 73% och för kompressor B 67% samt under andra mätåret 77% respektive 67%.

Orsaken till de kortare stoppen var t ex rengöring av förångarna, reglerfel på grund av åskväder, oljebyten samt reglerfunktioner som felaktigt kan stoppa värmepumpen.

Tillgängligheten som funktion av tiden framgår av figur 4:1 och 4:2. I figur 4:3 och 4:4 har tillgängligheten framställts i form av ett varaktighetsdiagram. Tillgänglighet uppgår således till ca 270 dygn/år och aggregat.

I figurerna har de punkter som av mättekniska skäl är odefinierade satts till 0. Detta innebär att värmepumpen har högre tillgänglighet, ca 5–10 dygn/år.

Orsaken på driftstoppen beror till övervägande delen på köldmediekretsen och på värmekällans försmutsning av förångarna.

I bilaga 1 anges driftstörningar som registrerats i loggboken.

4.2 Värmeavgivning

Värmeavgivningen till fjärrvärmevattnet sker dels i kondensorer och dels i underkylarna. Den bestäms av förångnings- och kondenseringstemperaturerna samt av köldmedieflödet, dvs kompressorregleringen. Processtemperaturerna (förångning och kondensering) är grovt bestämda av vattentemperaturerna, men dock ej entydigt ty även vattenflödet och värmeväxlarnas värmegenomgångstal varierar.

Med värmeavgivning avses värme från kondensor och underkylare, dvs det som kommer fjärrvärmevattnet tillgodo. Värmeförluster till luften återvinns i rumskylare i taket, vilka använder köldmedium för kylning. Oljekylarna använder spillvatten för värmeväxlingen, vilket innebär att aggregat A:s värme kommer förångare B tillgodo. Däremot kan värme från oljekylare B ej återvinnas. Orsaken till att man valt spillvatten att kyla med är för att erhålla små kompakta värmeväxlare. Nackdelen blir dels värmeförlusten och dels försmutsningen som spillvattnet orsakar. Värmeväxlarna är dubblerade på respektive aggregat, varför dessa kan rengöras medan aggregatet fortfarande är i drift.

I bilaga 1 redovisas värmeavgivningen för varje månad under mätperioden.

4.2.1 Värmeavgivningen som funktion av vattentemperaturerna

I figur 4:5 är aggregat A och B:s kapacitet framtagna som funktion av inkommande vattentemperatur till förångaren respektive kondensorn. Diagrammet är framtaget för tre stycken temperaturer på fjärrvärmevattnet 45, 50 resp $55^{\circ}\text{C} \pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Övriga villkor är att spillvattenflödet ska vara större än 71 kg/s samt att kompressorn ej är nedreglerad.

Temperaturhöjningen på vattensidan över respektive värmväxlare redovisas i figur 4:6 – 4:9. Figur 4:6–7 avser kondensornerna och figur 4:8–9 underkylarna. Motsvarande data men för den kalla sidan redovisas i figur 4:10 – 4:11. Temperaturhöjningen i varje kondensor är ca 5°C och temperatursänkningen i varje förångare är även den ca 5°C , beroende på olika vattenflöden.

4.2.2 Värmeavgivning som funktion av vattenflödet

Vattenflödet har varit konstant på fjärrvärmesidan, ca 92 kg/s under de två mätåren. Vattenflödet på spillvattensidan varierar betydligt mer, mellan 55–75 kg/s beroende på hur nedsmutsade rör och förångare är.

I figur 4:12 visas värmeavgivningen som funktion av spillvattenflödet för aggregat A och B. Inkommande vatten på fjärrvärmesidan är 45, 50 resp $55 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ och på spillvattensidan $16^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$. Orsaken till att intervallet är relativt stort på spillvattensidan är för att få jämförande data från båda aggregaten.

Någon filterfunktion hos det första aggregatet kan inte spåras, dvs att detta aggregat skulle sättas igen av olika partiklar och därmed efter viss tid erhålla sämre prestanda än aggregat B. Värmeeffektavgivningen sjunker med ca 15 kW per kg/s flödesminskning, dvs med drygt 0,5%. Flödesminskningen är ca 0,1 kg/s, dygn, se även avsnitt 11.1, vilket innebär att värmeeffektavgivningen sjunker med 1% per 17 dygn.

Enda sättet för närvarande att åter öka flödet, är att öppna förångarna och rengöra dessa.

Huruvida försmutsning och tryckfall når ett maximalt läge och därefter är stabilt har ej funnits möjligheter att påvisa. Detta är dock troligt, men vid vilket flöde det sker vid är okänt.

Vid rengöringen av rörledningen från reningsverket har man funnit ca 5 mm smuts på rörväggarna. Rören är av dimension 250, vilket innebär en areaminskning på 8%.

Figur 4:13 åskådliggör aggregatens prestanda i ett varaktighetsdiagram, där tidskalan avser 2 år. Ytan i diagrammet motsvarar av fjärrvärmevattnet tillgodogjord värmeenergi.

4.3 Värmefaktor, COP_1

Värmefaktorn redovisas som avgiven värme till fjärrvärmevattnet dividerad med kompressorns elbehov. Pumparnas elbehov är inte medtagna.

I bilaga 1 redovisas värmefaktorn för varje månad under mätperioden.

4.3.1 Värmefaktorn som funktion av vattentemperatur

Figur 4:14 redovisar värmefaktorn, COP_1 , som funktion av vattentemperaturen. Figuren redovisar data med samma villkor som presenterats i avsnitt 4.2.1.

Figur 4:15 redovisar kompressorernas eleffektbehov. Elbehovet är således oberoende av vattentemperaturen, vilket beror på att elmotorerna är begränsade till detta värde, och värmefaktorn minskar således därför att värmeavgivningen minskar.

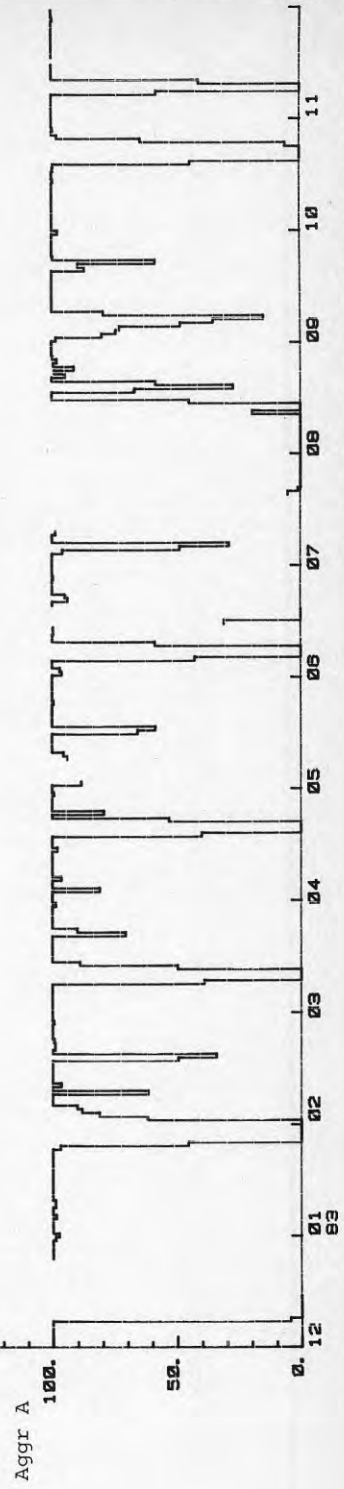
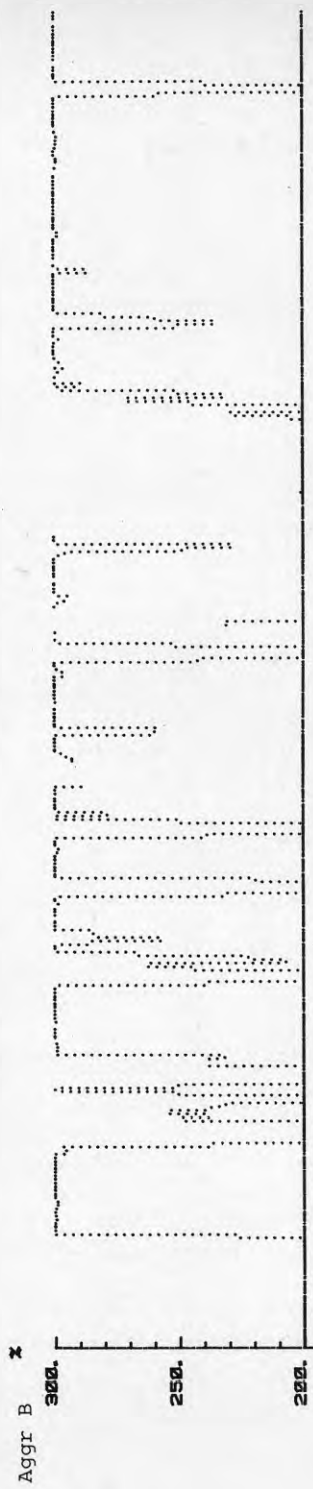
4.3.2 Värmefaktorn som funktion av vattenflödet

Värmefaktorns beroende av spillvattenflödet redovisas i figur 4:16. Villkor i framtagandet är detsamma som i avsnitt 4.2.1. Punkterna sammanfaller väl på tre linjer vilket tyder på att försmutsningen är lika i båda förångarna.

2:22 PM SUN. 3 FEB. 1985

DRIFTTID AGGR A
DRIFTTID AGGR B

NOLLINJE AGGR B
Medelvärde över dygnet



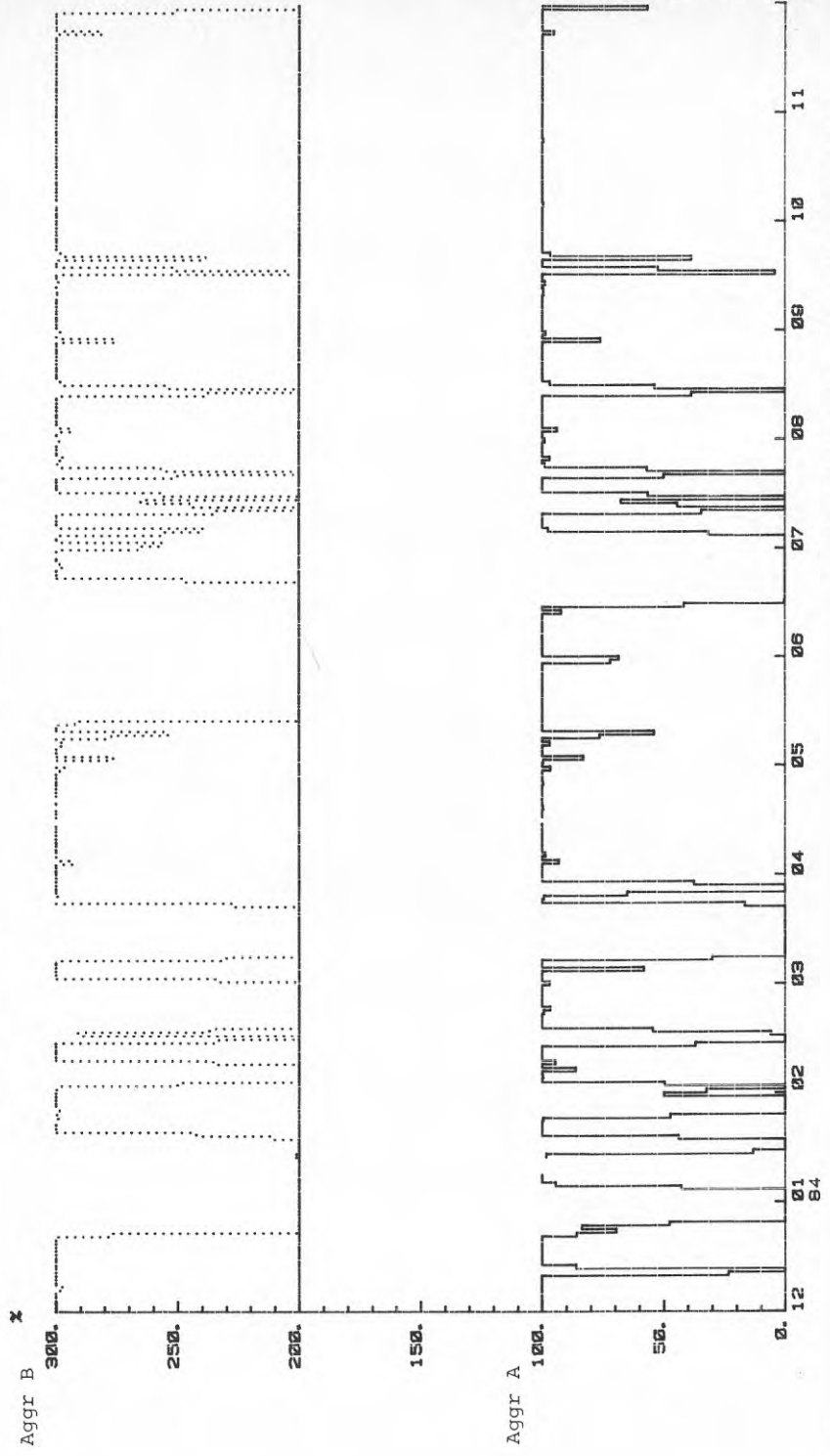
Figur 4:1 17

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 831130 000000

2:20 PM SUN. 9 FEB. 1985

..... DRIFTTID AGGR A
..... DRIFTTID AGGR B

----- Medelvärde över dygnet
----- NOLLINJE AGGR B



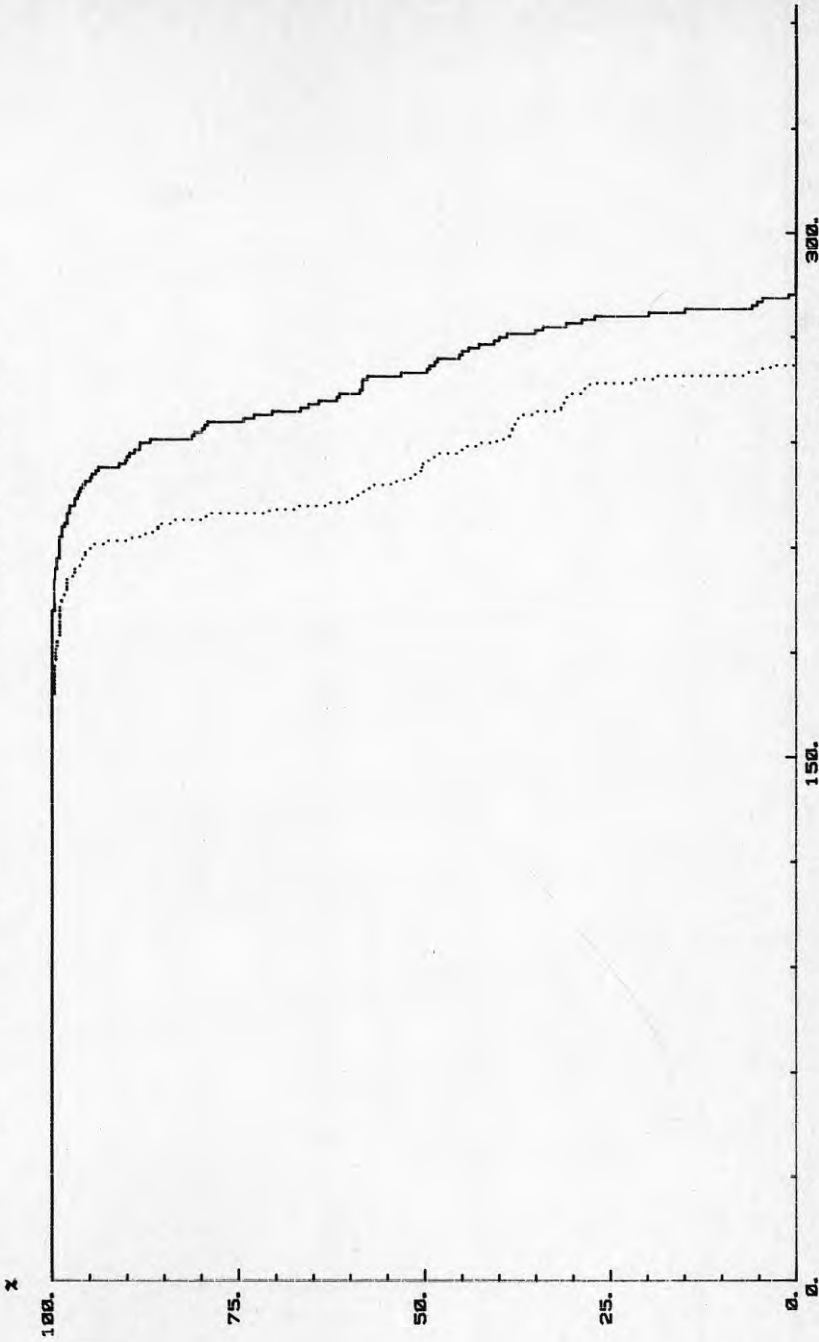
Figur 4:2 18

LOUDDENS VARMEPUMP
831201 000000 - 841130 000000

2.50 PM SUN. 9 FEB. 1985

— DRIFTTID AGGR A

..... DRIFTTID AGGR B
Baserat på dygnsmedelvärden

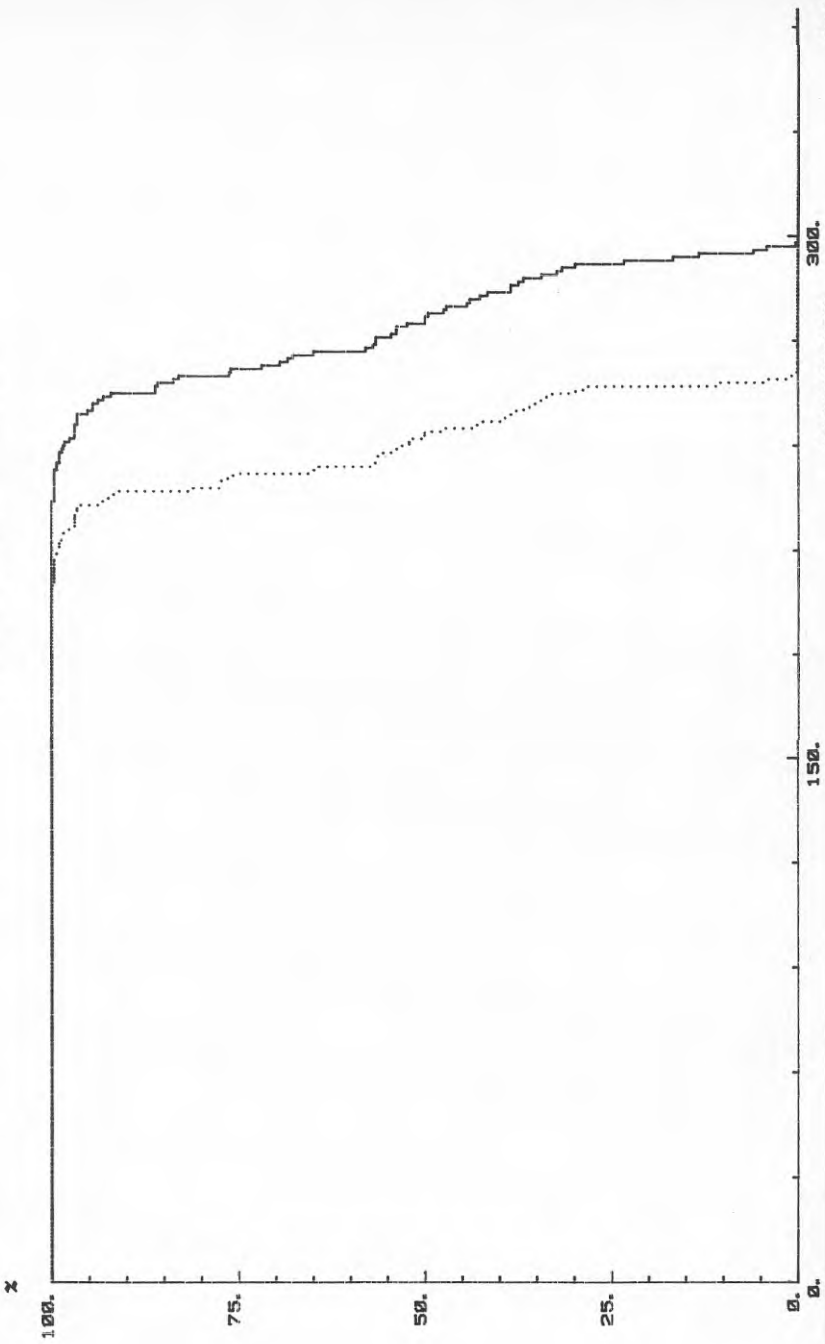


VARAKTIGHET
LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 831130 000000

3:02 PM SUN. 3 FEB. 1985

DRIFTTID AGGR A

DRIFTTID AGGR B
Baserat på dygnsmedelvärdet



DAGAR

VARAKTIGHET

LOUDDENS VARMEPUMP
831201 000000 - 841130 000000

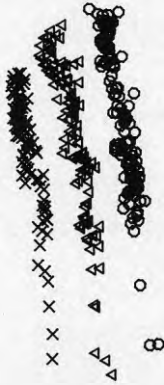
7:38 PM SUN., 14 APR., 1985

VARME Tv=55 C. V=71 KG/S

VARME Tv=45 C. V=71 KG/S
VARME Tv=50 C. V=71 KG/S

X
Δ

EFFEKT MW
3.00
Med Tv avses inkommande vattentemperatur till resp kondensator, ±0.50C
Vs betecknar spillvattenflödet.

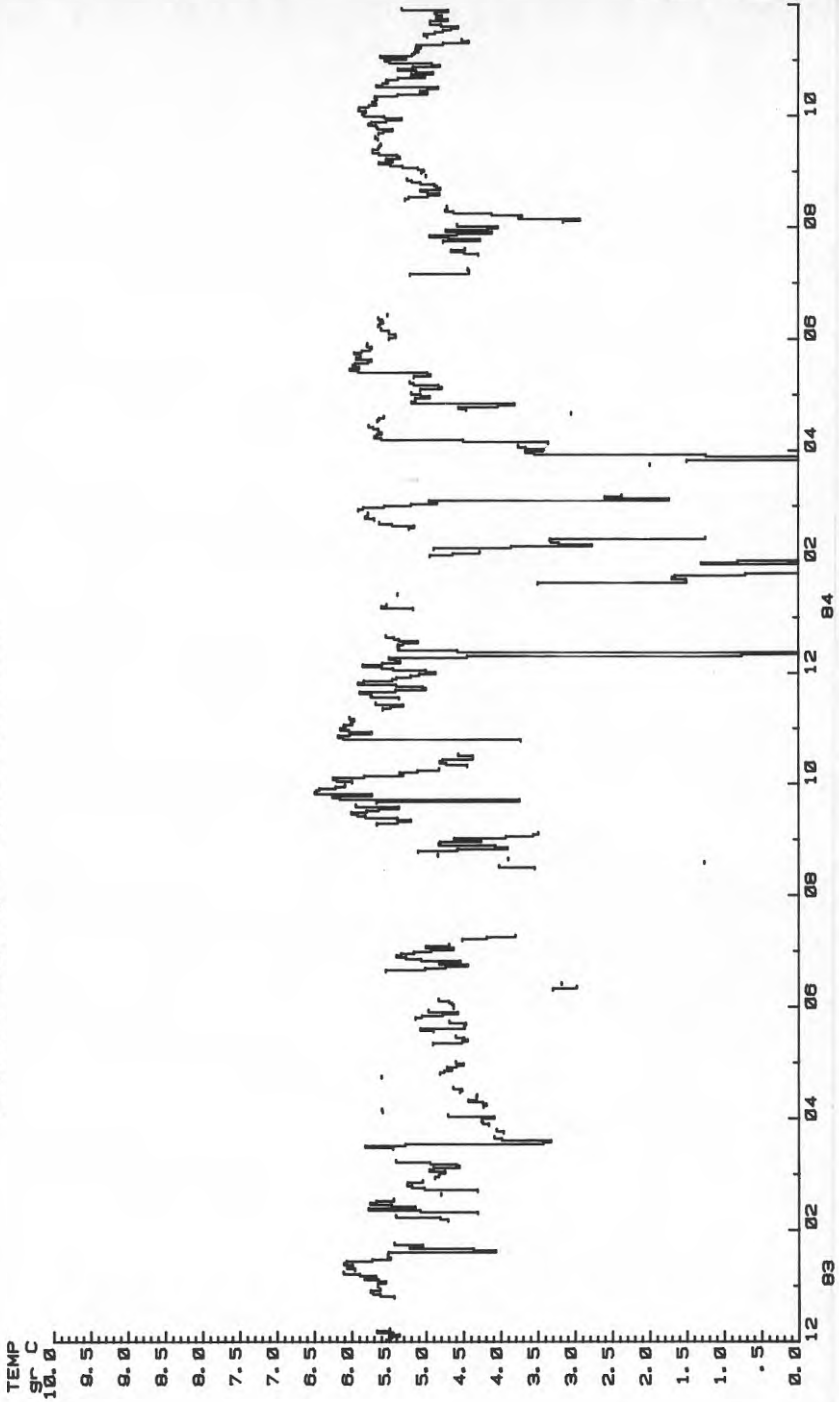


Figur 4:5

TILL RESP FÖRÅNGARE INK. SPILLVATTENTEMP
9° C
LOUDDENS VARMEPUMP
800101 000000 - 800120 230000

5:34 PM MON. 22 APR. 1985

KONDENSOR A
Temperaturhöjning av fjärrvärmevattnet



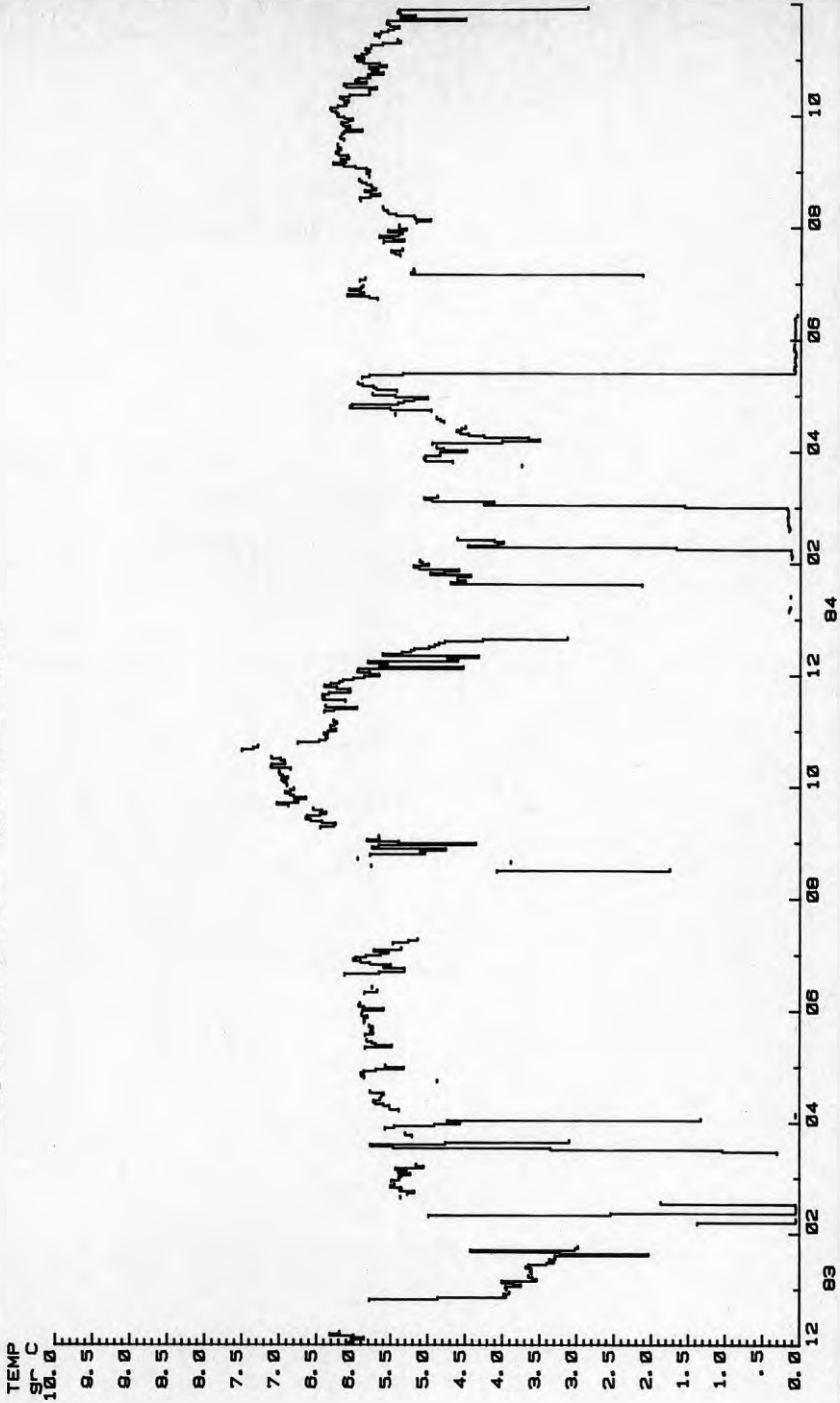
Figur 4:6 22

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

5 31 PM MON. 22 APR. 1985

KONDENSOR B

Temperaturhöjning av fjärrvärmvattnet

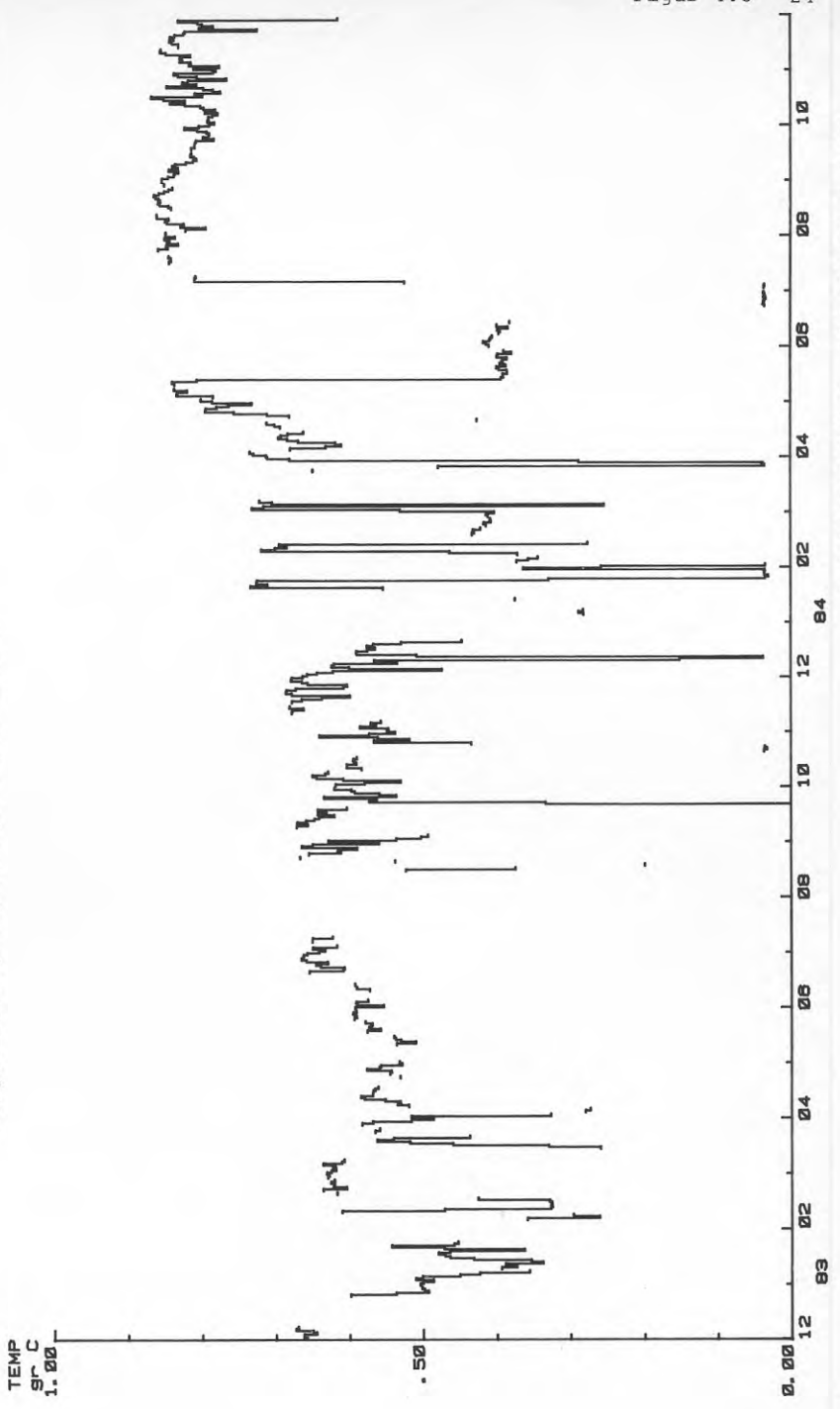


Figur 4:7

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

5.25 PM MON., 22 APR., 1985

UNDERKYLARE A
Temperaturhöjning av fjärrvärmvattnet



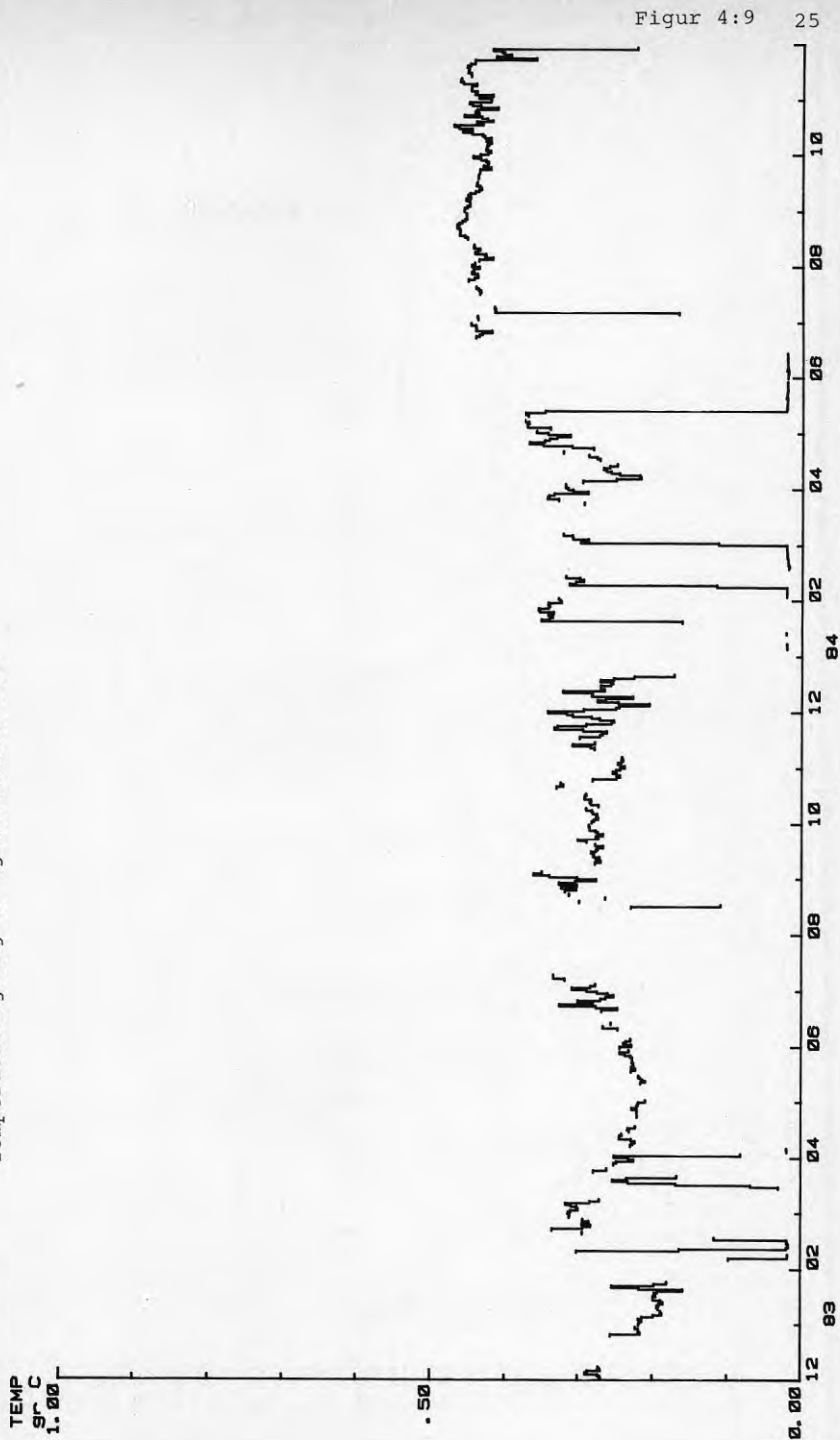
Figur 4:8 24

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

5:27 PM MON. 22 APR. 1985

UNDERKYLARE B

Temperaturhöjning av fjärrvärmevattnet



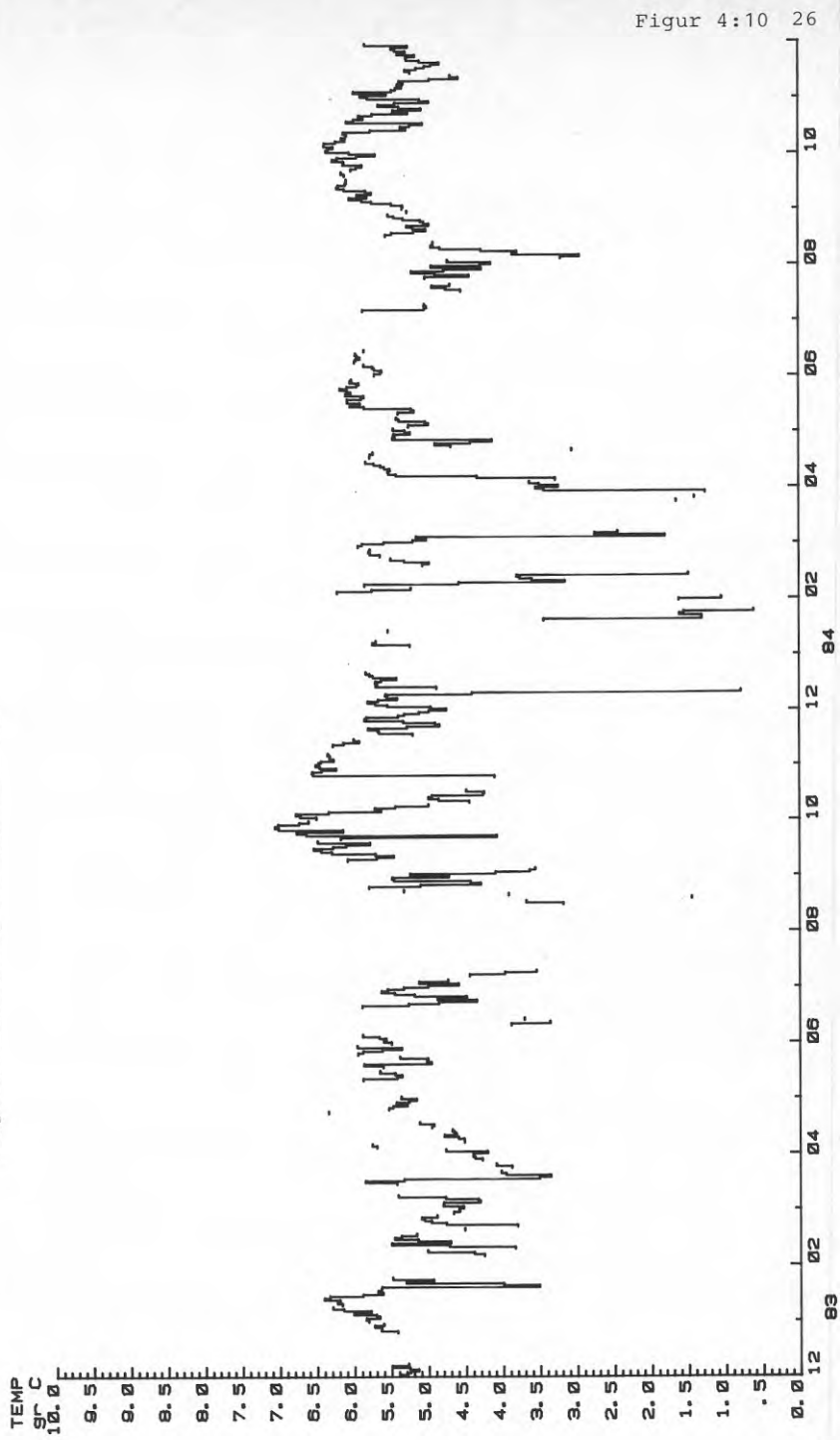
Figur 4:9 25

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

5:10 PM MON., 22 APR., 1985

FORANGARE A

Temperatursänkning av spillvattnet

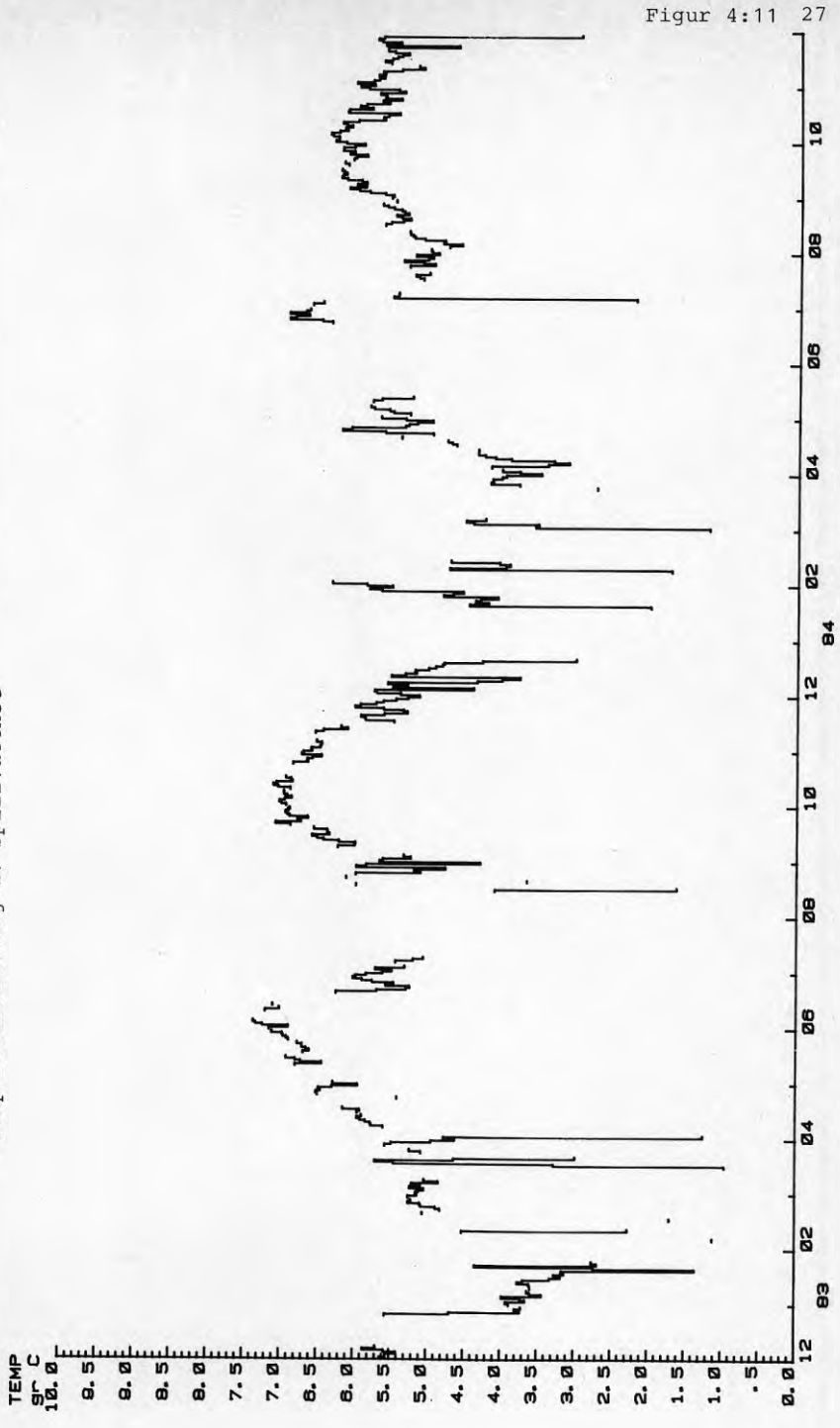


Figur 4:10 26

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

5:19 PM MON. 22 APR. 1985

FORANGARE B
Temperatursänkning av spillvattnet



Figur 4:11 27

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

VARME $T_V=55$ C, $T_V=16$ C

O

VARME $T_V=45$ C, $T_V=16$ C
 VARME $T_V=50$ C, $T_V=16$ C

$T_V = 45,50$ resp 55°C avser fjärrvärmvattnets temperatur in i resp kondensorn

$T_V = 16^\circ\text{C}$ avser spillvattentemperaturen in i förångaren

X
 Δ

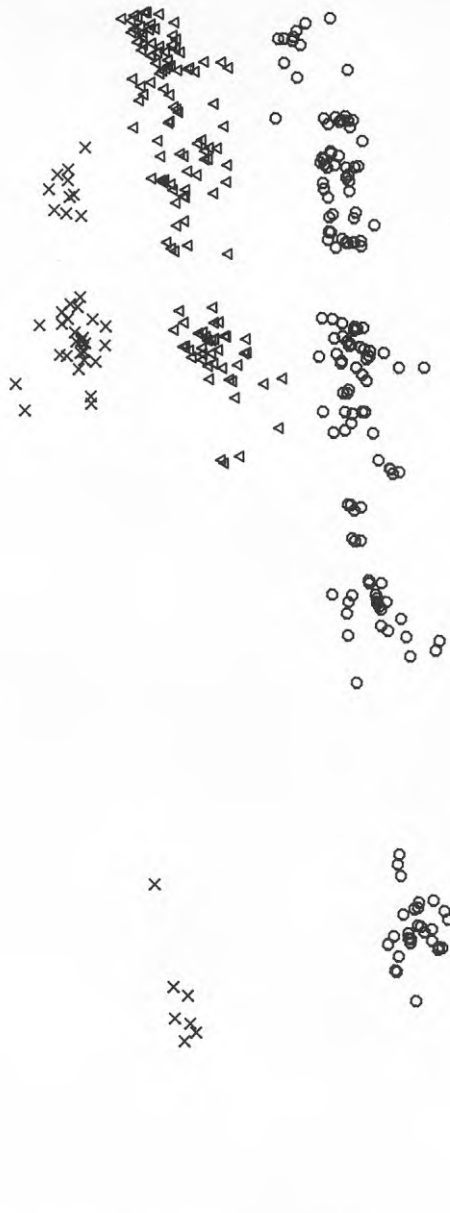
EFFEKT
 MW
 3.00

2.75

2.50

2.25

2.00



61.0 62.0 63.0 64.0 65.0 66.0 67.0 68.0 69.0 70.0 71.0 72.0 73.0 74.0 75.0 76.0
 SPILLVATTENFLODE
 KG/S

LOUDDENS VARMEPUMP
 800101 000000 - 800114 230000

3:34 PM SUN., 3 FEB., 1985

Figur 4:13 29

—— VARMEEFFEKT AGGR A
..... VARMEEFFEKT AGGR B

VARME
MW
3.00

2.00

1.00

0.00

150.

300.

450.

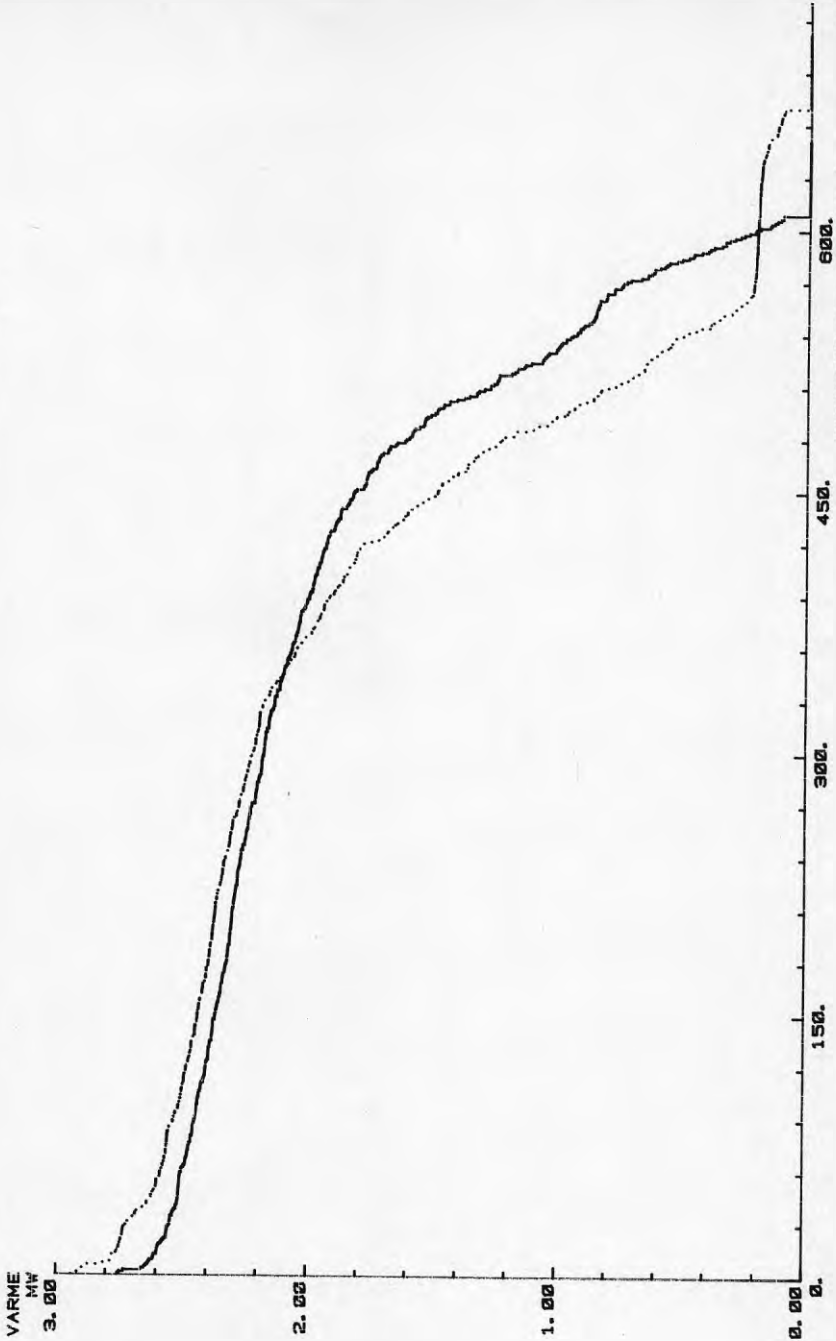
600.

DAGAR

VARAKTIGHET under 2 år

LOUDDENS VARMEPUMP

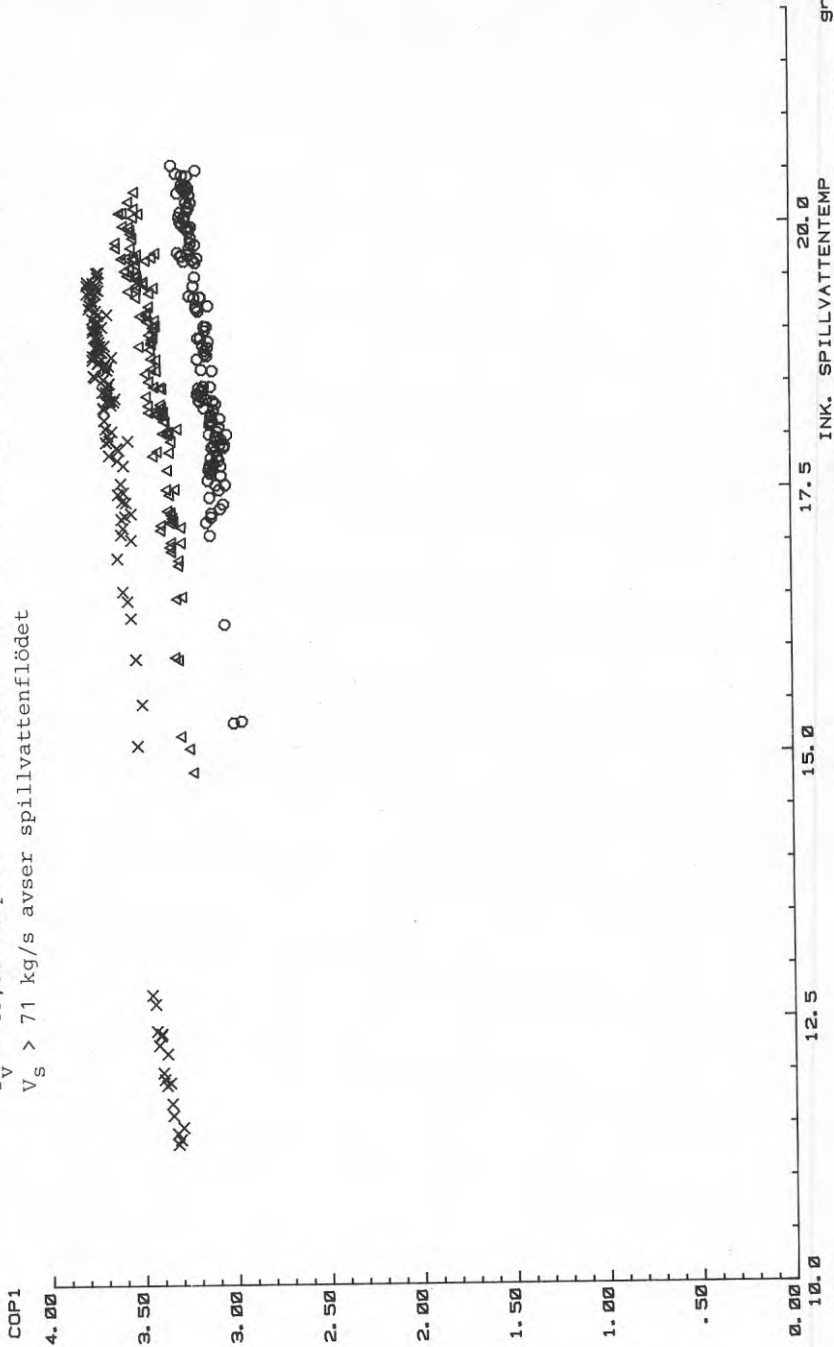
821201 000000 - 841130 000000



8:30 PM SUN., 14 APR., 1985

COP1 Tv=45 C. Vs=71 KG/S O COP1 Tv=55 C. Vs=71 KG/S
COP1 Tv=50 C. Vs=71 KG/S
Tv = 45,50 resp 55°C avser fjärrvärmvattnets temperatur in i resp kondensor
Vs > 71 kg/s avser spillvattenflödet

X
Δ



20.0
17.5
15.0
12.5
10.0

gr C

INK. SPILLVATTENTEMP

LOUDDENS VARMEPUMP

800101 000000 - 800120 230000

4:55 PM WED. 8 JULY, 1995

E k T=45 C, V=71 KG/e

O

E k T=55 C, V=71 KG/e

X A

Effekt
kW
1000.



0. 10.0 500. 1000.

12.5 15.0 17.5 20.0

gr C

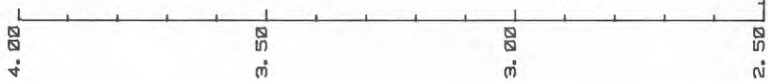
LODDENS VARMEPUMP
800101 000000 - 800120 200000

COP1 Tv=45 C, Tv=16 C O COP1 Tv=55 C, Tv=16 C
 COP1 Tv=50 C, Tv=16 C

T_v = 45,50 resp 55°C avser fjärrvärmvattnets temperatur in i resp kondensor
 T_v = 16°C avser spillvattentemperaturen in i resp förångare

X
 Δ

COP1



5 KOMPONENTPRESTANDA

I detta avsnitt studeras funktionen hos de komponenter som deltar i energitransporten, dvs förångare, kompressor, kondensator och underkylare. De två förstnämnda upptar energi, värme respektive arbete, till processen och de sistnämnda bortför energin som värme. I de flesta av diagrammen utnyttjas förångnings- och kondenserings-temperaturerna (trycken) ty dessa bestämmer effekter och kapacitetsdata.

5.1 Kapacitetsdata

I figur 5:1 - 5:6 visas värmeväxlarnas och kompressorernas kapacitetsdata som funktion av förångnings- och kondenserings-temperaturen. Värmeavgivningens variation beror helt på varierande värmeupptagning i förångaren, ty kompressorernas effektbehov är oberoende av temperaturerna då de är elmässigt begränsade. Man bör då observera att vid en större temperaturdifferens är köldmedleflödet mindre.

Figur 5:7 - 5:8 visar värmefaktorn som funktion av process-temperaturerna. Orsaken till variationen beror helt på skiftningar i förångarens värmeupptagning.

5.2 Carnotska verkningsgrader

Inom kyltekniken används sedan länge en Carnotsk verkningsgrad för att relatera en verklig process prestanda med den ideala Carnot-processen. Denna verkningsgrad definieras ur ekvationen $COP_{2t} = \eta_{2ct} \times COP_{2c}$, där COP_{2t} är den verkliga processens köldfaktor, η_{2ct} carnotverkningsgraden och COP_{2c} Carnot-processens köldfaktor enligt

$$COP_{2c} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

där

T_1 kondenseringstemperaturen [K]

T_2 förångningstemperaturen [K]

Erfarenhetsvärden visar att η_{2ct} varierar mellan ca 0,4 och 0,6, beroende på bl a anläggningens storlek, köldmedium, varvtal och grad av underkylning. För en given anläggning är dock η_{2ct} relativt konstant inom normalt arbetsområde.

I värmepumpsammanhang kan det vara relevant att införa motsvarande verkningsgrad definierad ur $COP_{1t} = \eta_{1ct} \times COP_{1c}$, där

COP₁ är den verkliga processens värmefaktor och COP_{1c} Carnot-processens värmefaktor definierad som

$$\text{COP}_{1c} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Sambanden mellan ovanstående verkningsgrader blir:

$$\eta_{1ct} = \frac{\eta_{2ct} \times \text{COP}_{2c} + (1 - b)}{\text{COP}_{2c} + 1}$$

eller

$$\eta_{1ct} = \frac{\eta_{2ct} \times T_2 + (1 - b) \times (T_1 - T_2)}{T_1}$$

respektive

$$\eta_{2ct} = \frac{\eta_{1ct} \times \text{COP}_{1c} - (1 - b)}{\text{COP}_{1c}}$$

eller

$$\eta_{2ct} = \frac{\eta_{1ct} \times T_1 - (1 - b) \times (T_1 - T_2)}{T_2}$$

där b står för andelen förlustvärme, dvs $\text{COP}_{1t} = \text{COP}_{2t} + (1 - b)$. För exempelvis $\eta_{2ct} = 0,50$, $T_2 = 280 \text{ K}$ och $b = 0,05$ erhålles $\eta_{1ct} = 0,57$.

Det är således mycket viktigt att man tydligt klargör vilken verkningsgrad som avses då man talar om en anläggnings Carnotska verkningsgrad. När man som i detta fall har möjlighet att mäta såväl kyleffekt som, värmeeffekt kan termen b ovan beräknas ut ur ekvationen

$$b = 1 - \frac{\eta_{1ct} \times T_1 - \eta_{2ct} \times T_2}{T_1 - T_2} = 1 + \text{COP}_{2t} - \text{COP}_{1t}$$

Figur 5.9 och 5.10 visar Carnotverkningsgraden, definierad enligt ovan. En liknade definition kan även göras men där man istället för

kondenserings- och förångningstemperaturen använder sig av inkommande värmekälletemperatur (spillvatten) resp utgående värmesänkas temperatur (fjärrvärmevatten). Dessa temperatur representerar tillgänglig temperatur på "gratisvärmen" resp den kvalité som erhållits på den nyttiga värmen ut från anläggningen. Orsaken till att detta samband medtagits  r för att kunna göra en jämförelse med andra värmepumpanläggningar där man inte m ter köldmediets temperaturer eller tryck. Detta uttryck är mindre än den riktiga carnotverkningsgrad beroende på att carnotv rme faktorn blir större enligt definition med vattentemperaturerna. I figur 5.10b  r denna kurva uppritad f r Louddens värme pump.

Förlustfaktorn b ligger mycket nära 0, vilket framgår av figur 5.10c. Detta visar dels på små värme förluster i anläggningen och dels på god mätnoggrannhet.

I figur 5:11  r Carnotv rme faktorn och Carnotk ldfaktorn uppritad i absoluta tal.

Figur 5:12 visar differensen mellan inkommande spillvatten-temperatur och inkommande fj rrv rmeretur.

5.3 Kondensor

För att studera eventuella förändringar med tiden, t ex kA -värdet, kan temperaturverkningsgraden utnyttjas. Den definieras som mediets (i detta fall vattnets) temperaturändring dividerad med differensen mellan mediernas inloppstemperatur.

Temperaturverkningsgraden kan dock inte betraktas som ett mått på hur bra värmeväxlaren  r. Verkningsgraden beror även på värme-kapacitetesfl dena.

I figur 5:13 och 5:14  r verkningsgraden uppritad f r de båda kondensorererna. Verkningsgraden visar små variationer med tiden. Dessa variationer beror främst på olika kapaciteter, temperatur-nivåer.

Värmeväxlarens kA -värde sjunker med ökande kapacitet. Detta beror på den ökande ytbelastningen i kondensorn. F r kondensation i rör gäller

$$Nu = C * \left[\frac{d^2 * \rho * g * \mu}{\nu * \dot{q}} \right]^{1/3}$$

Vid en dubbling av ytbelastningen, \dot{q} , minskar Nu med 20% enligt formeln. Enligt figur 5:15 och 5:16 erhålls ungefär motsvarande minskning av värme övergången. Detta skulle tyda på att det dominerande värmemotståndet i kondensorn ligger på köldmediesidan.

5.4 Underkylare

I underkylaren kyls kondensatet till en lägre temperatur än den som svarar mot kondenseringstemperaturen. Man kan på detta sätt ta tillvara ytterligare värme från processen. Denna värme svarar mot den ökande kylkapaciteten som man erhåller på grund av underkylningen. Ett annat skäl för underkylning är att säkerställa att ingen gas når fram till expansionsventilen.

Figur 5:17 och 5:18 visar värmeavgivningen från de båda värmeväxlarna under två olika år. Orsaken till den stora skillnaden mellan de båda underkylarna är att köldmediet i aggregat A är ca 5°C varmare (beroende på högre kondenseringstemperatur) medan vattentemperatur är som lägst. Detta innebär en större drivande temperaturdifferens.

I figur 5:19 och 5:20 är resp underkylares del av total värmeavgivning från resp aggregat (dvs underkylare + kondensor) framtagen. Underkylarna svarar för ca 10 resp 5% av erhållen värme.

Den effektiva underkylningen är dock lägre, ty i underkylarna sker även kondensering, se figur 5:21. I figuren är andelen underkylning uppritad som funktion av total värmeeffekt från underkylarna. Större delen av deras yta används således till kondensering av köldmedium. Med en köldmediebehållare mellan kondensorn och underkylaren skulle man erhålla en större andel underkyllt köldmedium. Dock skulle belastningen på kondensorn öka vilket skulle tvinga fram en höjning av kondenseringstemperaturen. Värmeeffektavgivningen skulle totalt sett öka.

Värmeväxlarnas funktion under ett längre tidsintervall (2 år) framgår av figur 5:22 och 5:23. Verkningsgraden ligger på en konstant nivå kring 6–7%. Orsaken till det låga värdet är att värmekapacitetsflödet på vattensidan är ca 400 kW/°C medan det på köldmediesidan är ca 15 kW/°C. Ju större andel kondensering som sker i värmeväxlaren desto större blir verkningsgraden.

Figur 5:24 och 5:25 visar underkylarens kA -värde som funktion av värmeeffekten. Ökningen av kA -värdet vid höga effekter kan bero på ökad köldmedieströmning.

5.5 Förångare

Värmetransporten i förångaren bestäms av temperaturdifferens mellan vattnet och köldmediet samt av förångarens prestanda, dess kA -värde. Problemet i anläggningen har varit den försmutsning och flödesminskning som erhållits i förångaren. Detta medför att kA -värdet försämras, varvid temperaturdifferensen ökar för att kunna upprätthålla värmeupptagningen. Detta kan studeras i flera olika diagram. Figur 5:26 visar temperaturdifferensen på inloppssidan mellan vattnet och köldmediet, figur 5:27 och 5:28 visar temperaturverkningsgraden för resp förångare. Verkningsgraden sjunker från en hög nivå, ca 70% efter rengöring av förångarna till ca

40% innan dessa åter rengöres. Försämringen beror på att ν_{in} , figur 5:24 ökar, ty vattnets temperatursänkning är i stort sett konstant.

Förångarens kA -värde som funktion av värmeeffekten redovisas i figur 5:29 och 5:30. Data är framtagna vid ett spillvattenflöde på $73 \text{ kg/s} \pm 2 \text{ kg/s}$. kA -värdet stiger med ökande effekt vilket kan hänföras till en förbättrad värmeövergång på köldmediesidan på grund av den ökande ytbelastningen. Enligt teorin kan värmeöverföringstalet vid fullständig förångning beräknas ur

$$Nu = 1.0 \times 10^{-2} \{Re^2 \times K_f\}^{0.4}$$

Då värmeöverföringen på vattensidan och genom rörväggen är konstant dämpas inverkan av ökad ytbelastning.

Tryckfallet på köldmediesidan uppgår till ca 0.15 bar vilket svarar mot 1.5°C , se figur 5:31. Figur 5:32 visar temperaturprofilen i förångarna vid en driftpunkt. Tryckfallet ingår således i temperaturdifferensen i förångarna.

Kyleffektens varaktighet framgår av figur 5:33, där tidaxeln omfattar 2 år.

5.6 Kompressor

Turbokompressorn bör arbeta med så jämna tryckförhållanden som möjligt och nära dess dimensionerande data. Om man förändrar tryckförhållandet så försämras dess verkningsgrad.

Driftförhållanden kan förändras av två skäl, en intern kapacitetsreglering respektive förändrade temperaturer på värmekällan eller värmesänkan.

För att inte riskera för höga tryck i kondensorn eller isbildning i förångaren är man tvungen att kapacitetsreglera i processen.

Effektregleringen kan ske antingen med ledskenreglering eller by-pass-ventil. Man minskar med dessa metoder köldmedieflödet genom värmväxlarna. Den metod som har bästa verkningsgraden av dessa båda är ledskenreglering, som utnyttjas i första hand. Med denna metod ändras genomströmningsarean för köldmediet och därmed även flödet. Verkningsgradsmaximum är relativt spetsigt, varför det är väsentligt att inte reglera inom för stort intervall. Då man i Loudden endast reglerat några procent är det inte möjligt att studera effekten av reglermetoden.

Vid by-pass-reglering leds delar av den högtryckta gasen tillbaka till kompressorns sug sida efter en expansion. Denna mängd köldmedium deltar således inte i värmeutbytet. Däremot kommer hela mängden att komprimeras och därför erfordras i stort sett samma eleffekt till kompressorn (kondenseringstemperaturen kommer att sjunka och förångningstemperaturen att stiga något eftersom temperaturdifferensen kan minska vid ett lägre värmeutbyte). I figur 5:34 visas Q_1 , \dot{E}_K och COP_1 som funktion av by-pass-ventilens läge. Diagrammet är framtaget vid driftpunkter

med lika förhållande med avseende på spillvatten och fjärrvärmevattnets inkommande temperaturer. Effektbehovet är oberoende av ventilens läge, medan avgiven värme, Q_1 minskar från 2.7 MW till 1.9 MW då ventilen reglerar mellan 10–55%.

Då värmefaktorn är en funktion av parametrarna ovan kommer även den att minska, i detta fall från 3.7 till 2.6.

Som reglermetod är "by-passing" mycket effektivt men den är samtidigt oekonomisk. Eftersom värmepumpinvesteringen är gjord är det motiverat att låta den vara i drift så länge den kan täcka sina rörliga kostnader, i princip vid värmefaktorn > 1 . En förutsättning är givetvis även att ingen annan produktionsenhet har lägre rörliga kostnader.

Cirkulerad mängd köldmedium vid olika driftfall framgår av figur 5:35 och 5:36. Flödet avser driftfall då kompressorn arbetar helt oreglerad. Massflödet är ca 15 kg/s R12.

Köldmediets temperatur efter kompressionen, den högsta i hela cykeln, är som mest ca 90°C, varför någon risk för sönderdelning av köldmediet ej föreligger, se figur 5:37.

Tillfört arbete under 2 år framgår av figur 5:38.

11.00 AM WED., 27 FEB., 1985

VARME, T1 = 50 C

X

VARME, T1 = 55 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen för aggregat A.

+ O

EFFEKT
MW

3.00

2.00

1.00

0.00



Figur 5:1 39

FORANGNINGSTEMP.
gr C

LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 841020 010000

10:44 AM WED., 27 FEB., 1985

VARME, T1 = 50 C

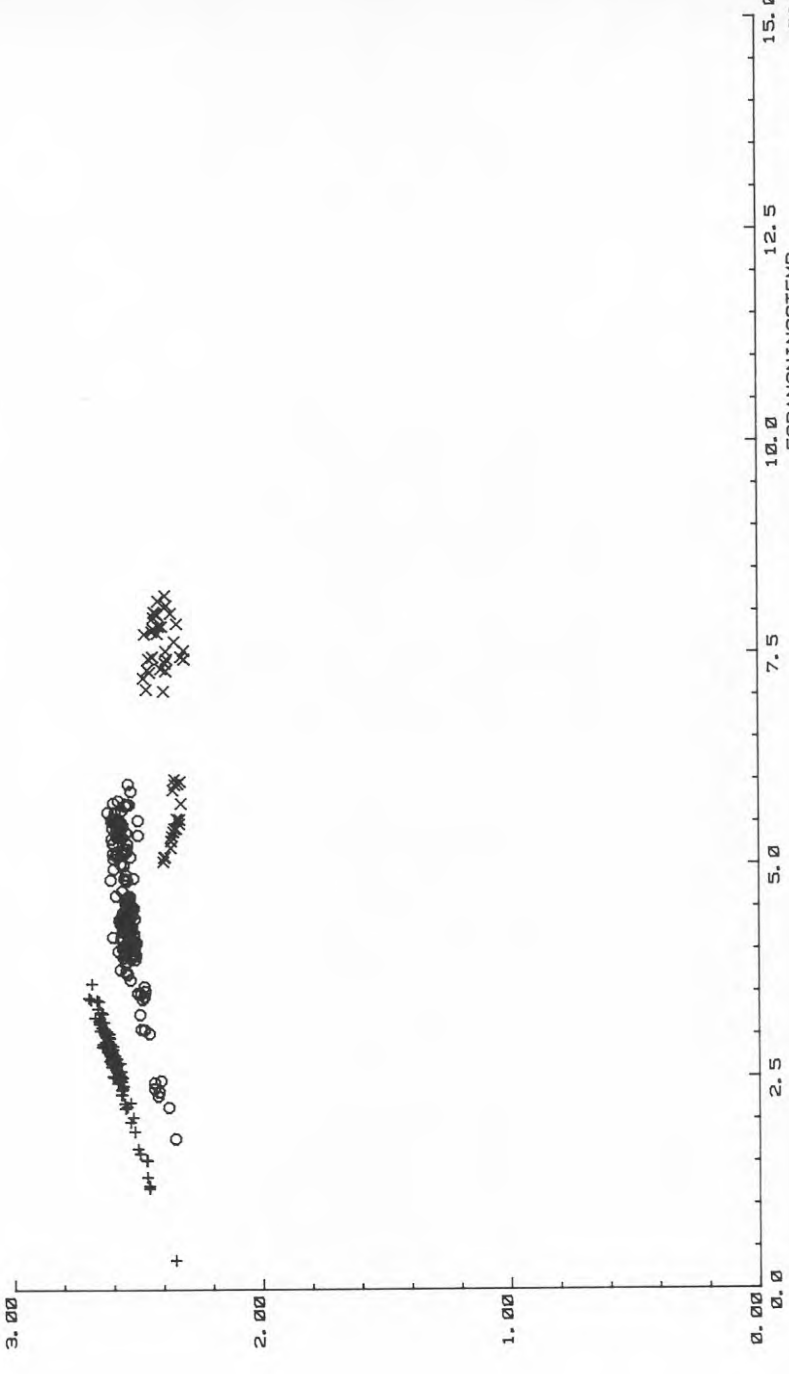
X

VARME, T1 = 55 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen för aggregat B.

+ O

EFFEKT
MW



Figur 5:2 40

FORANGNINGSTEMP.
°C

LOUDDENS VARMEPUMP
840001 000000 - 841020 010000

2.46 PM THUL. 28 FEB., 1985

KYLA: T1 = 50 C
KYLÄ: T1 = 60 C

X

KYLA: T1 = 50 C
KYLÄ: T1 = 55 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen för aggregat A

+ O

EFFEKT
MW
2.00



Figur 5:3 41

FORÅNGNINGSTEMP.
gr C

LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 841020 230000

3:20 PM THU. 20 FEB. 1985

KYLA, T1 = 50 C

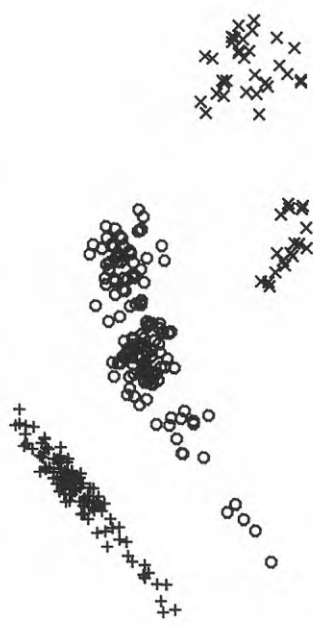
X

KYLA, T1 = 55 C
KYLÄ, T1 = 55 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen för aggregat B.

+ O

EFFEKT
MW
2.00



1.00 2.00 2.5 5.0 7.5 10.0 12.5 15.0
FORANGNINGSTEMP. gr C

LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 841020 230000

11:49 AM WED. 27 FEB. 1985

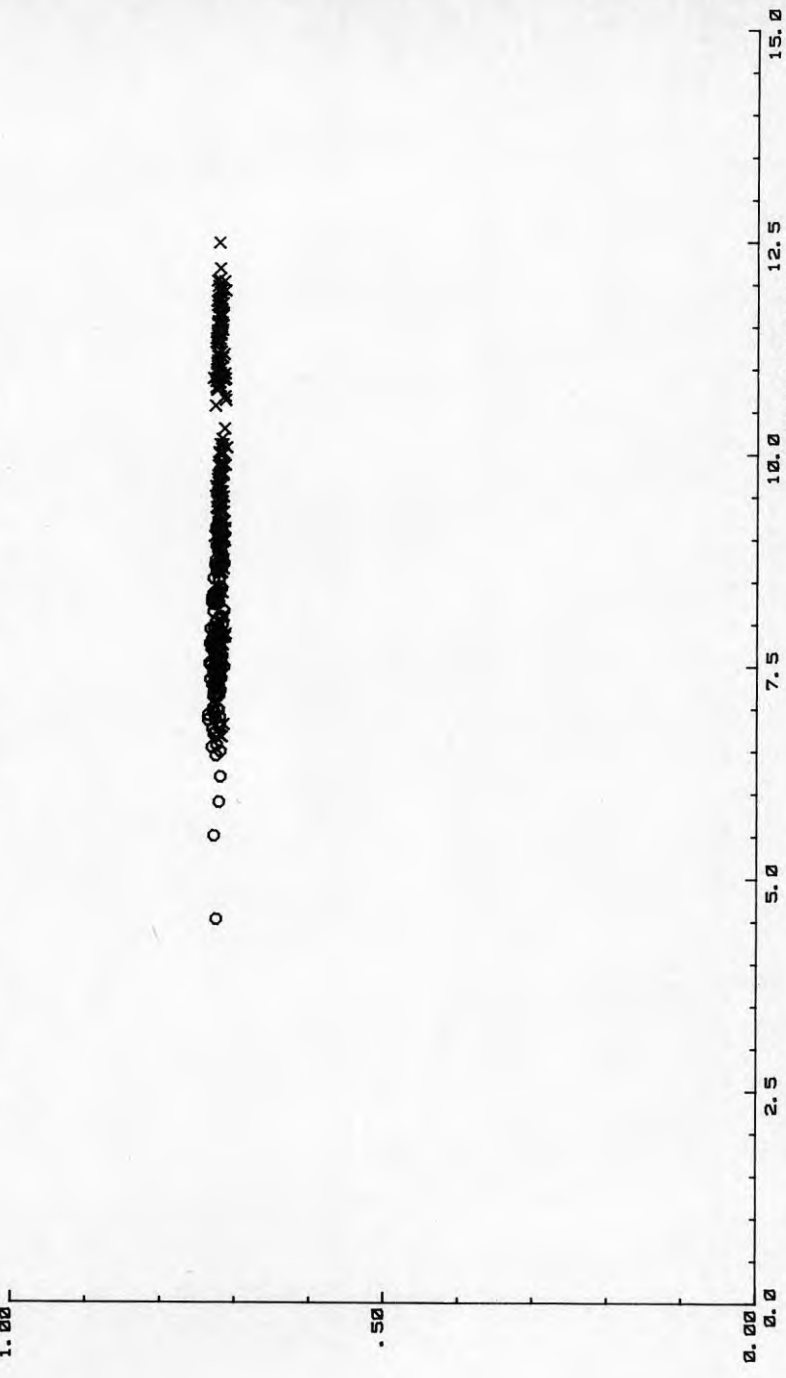
ARBETE, T1 = 50 C
ARBETE, T1 = 55 C

X

ARBETE, T1 = 60 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen för aggregat A.

▲
○
EFFEKT
MW
1.00

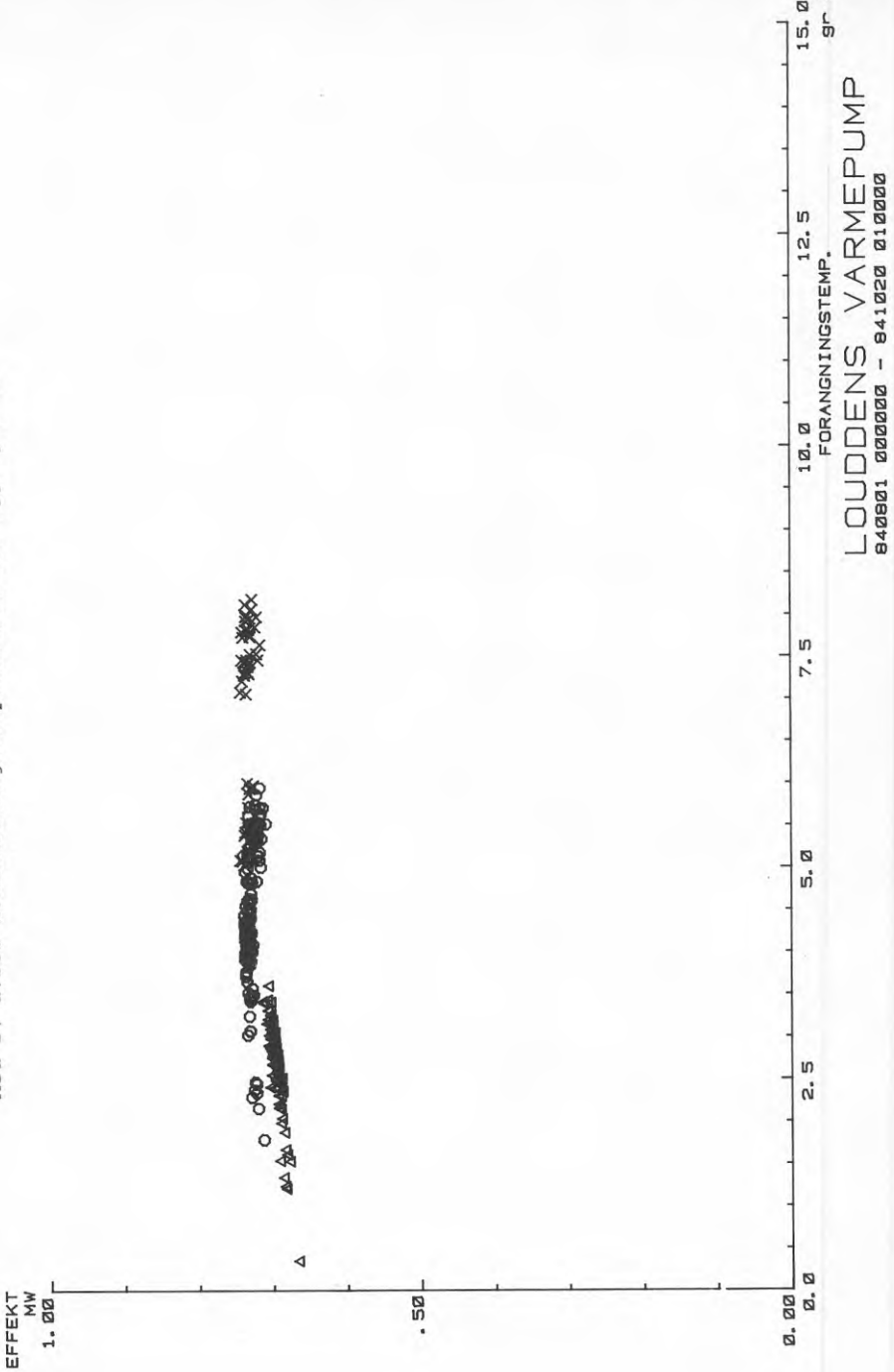


FORANGNINGSTEMP.
gr C
LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 841020 010000

12:54 PM WED. 27 FEB. 1985

ARBETE, T1 = 50 C X ARBETE, T1 = 60 C
ARBETE, T1 = 55 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen för aggregat B.



Figur 5:6

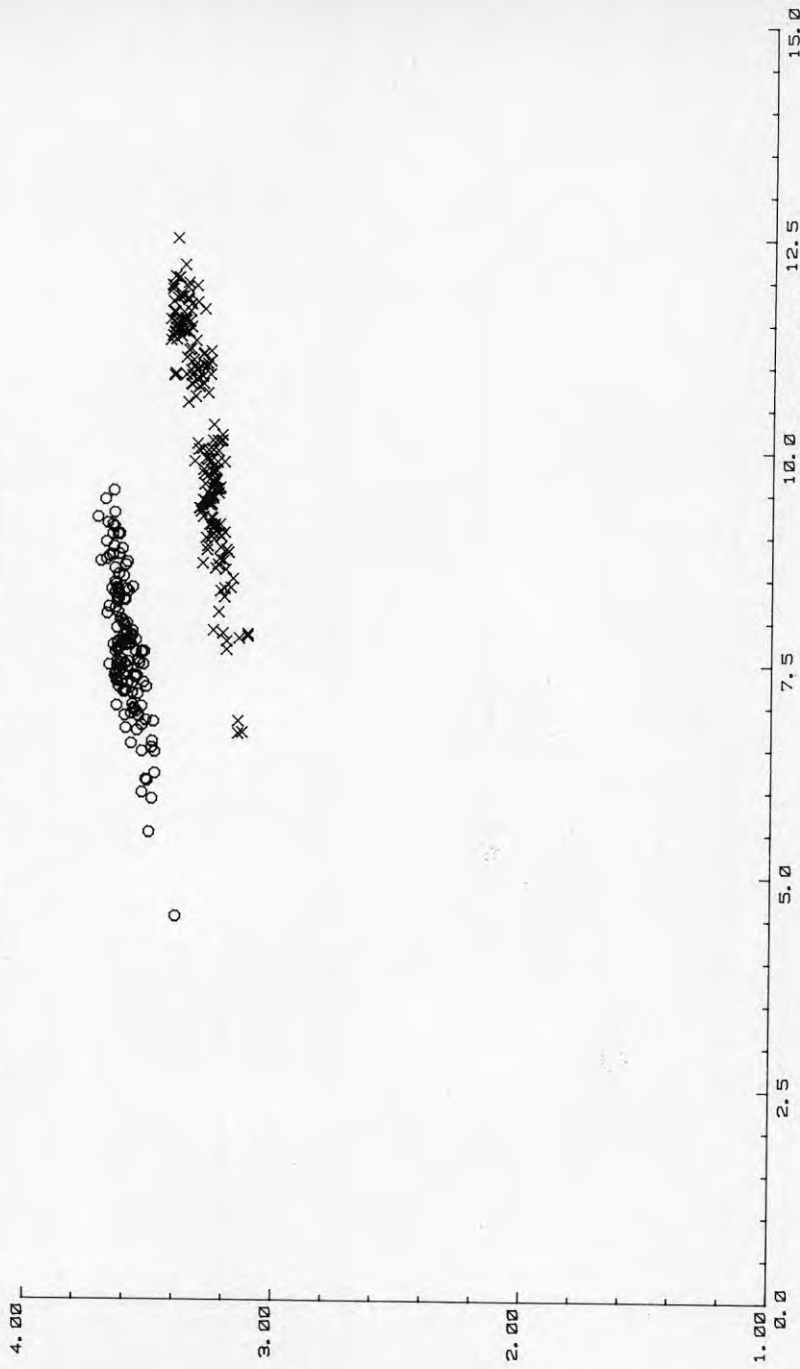
LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 841020 010000

COP1: T1 = 50 C
COP1: T1 = 55 C
X COP1, T1 = 60 C

Med T1 avses kondenseringstemperatur för aggregat A.

△
○

COP1



15.0
gr C

10.0
FORANGNINGSTEMP.

LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 841020 230000

4.48 PM WED., 27 FEB., 1985

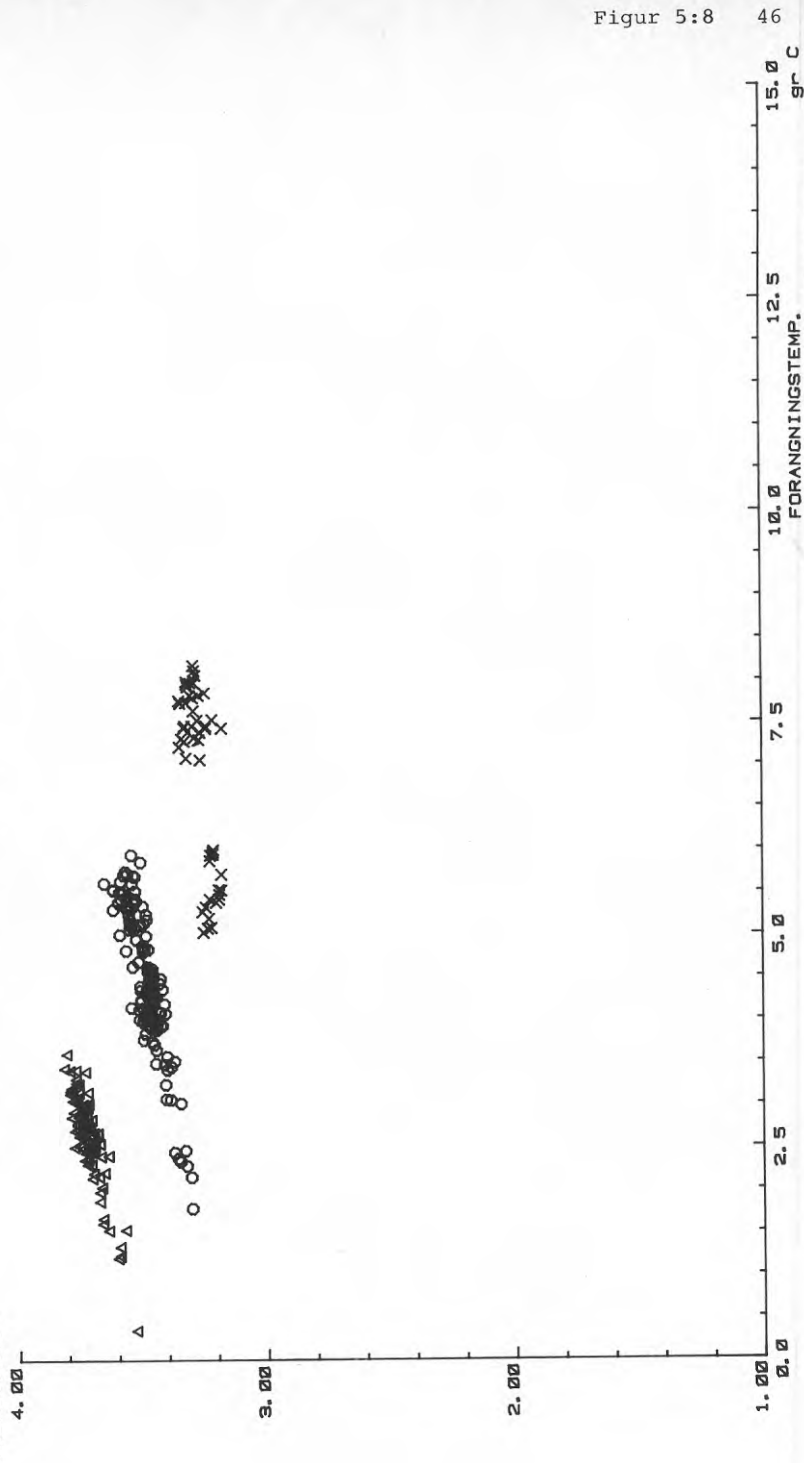
COP1, T1 = 50 C X COP1, T1 = 60 C

COP1, T1 = 50 C
COP1, T1 = 55 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen för aggregat B.

△
○

COP1
Värmeeffektor



Figur 5:8

LOUDDENS VÄRMEPUMP
840801 000000 - 841020 010000

1:54 PM SUN. 14 APR. 1985

CARNOTVERKN. GRAD1 T1=60C

CARNOTVERKN. GRAD1 T1=50C
CARNOTVERKN. GRAD1 T1=55C

X
+

$$\Delta \text{ COP}_1 = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

Def carnotverkningsgrad 1, η_{ct1}

Kurvan avser båda aggregaten.

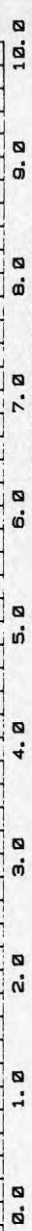
ETA
CT1
100.

75.

50.

25.

0.
-1.0



LOUDDENS VARMEPUMP
800101 000000 - 800120 230000

2:28 PM SUN., 14 APR., 1965

CARNOTVERKN. GRAD2 T1=60C

O

CARNOTVERKN. GRAD2 T1=50C
CARNOTVERKN. GRAD2 T1=55C

$$\eta_{ct2} = \frac{COP2}{T_1 - T_2}$$

Def Carnotverkningsgrad 2, η_{ct2}

Kurvan avser båda aggregaten.

X X

ETA
CT2
100.

75.

50.

25.

0.

-1.0

0.0

1.0

2.0

3.0

4.0

5.0

6.0

7.0

8.0

9.0

10.0

gr C

FORANGNINGSTEMP. T2

800101 000000 - 800120 230000

LOUDDENS VARMEPUMP

800101 000000 - 800120 230000

Figur 5:10 a 48

12:08 PM TUE. 28 APR. 1988

CARNOTV. -GRAD VATTEN 55

+

CARNOTV. -GRAD VATTEN 45
CARNOTV. -GRAD VATTEN 50

Q X

ETA-CT
VATTEN
1.00

.75

.50

.25

0.00

12.5

15.0

17.5

20.0

22.5

25.0



INK SPILLVATTENTEMP

LOUDDENS VARMEPUMP
840010 000000 - 841130 230000

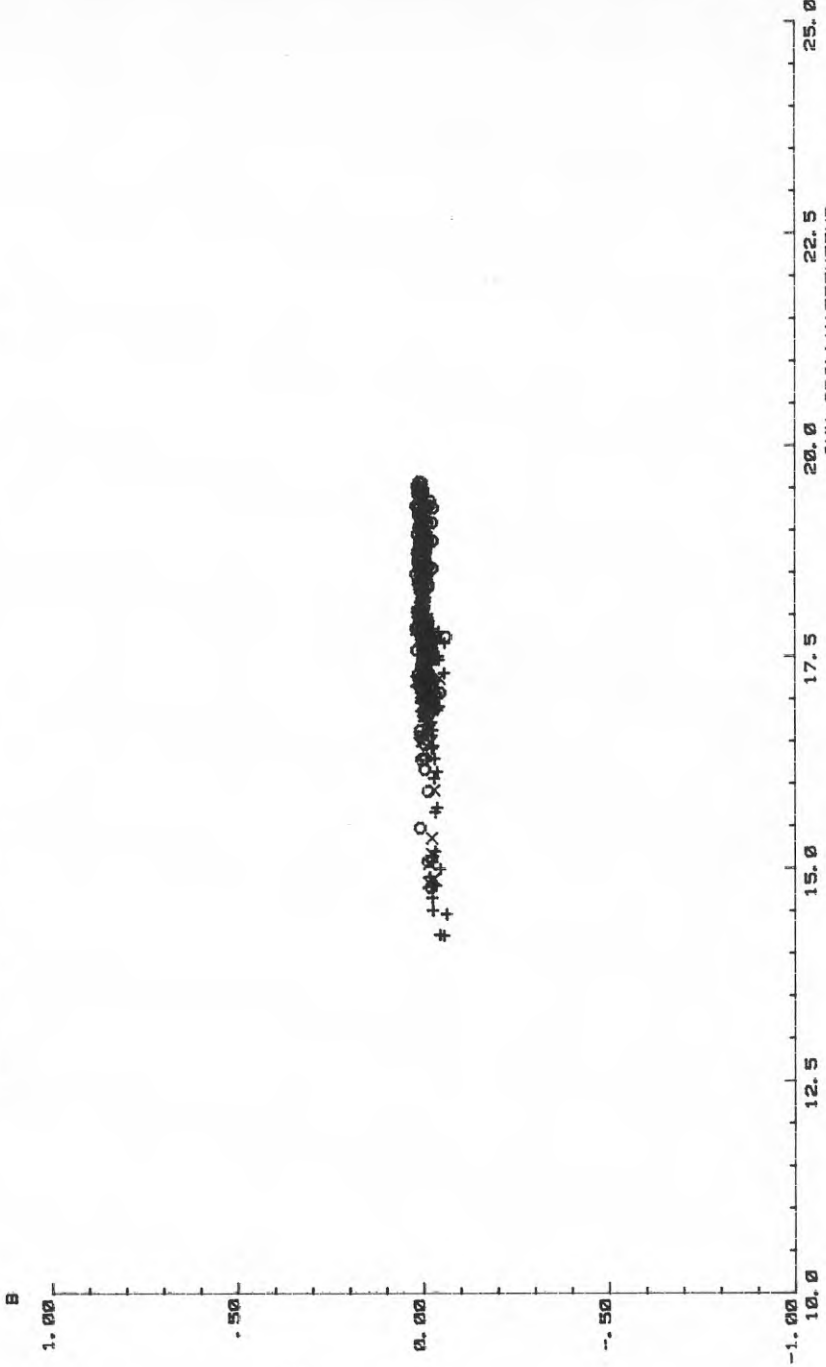
11.48 AM TUE., 28 APR., 1988

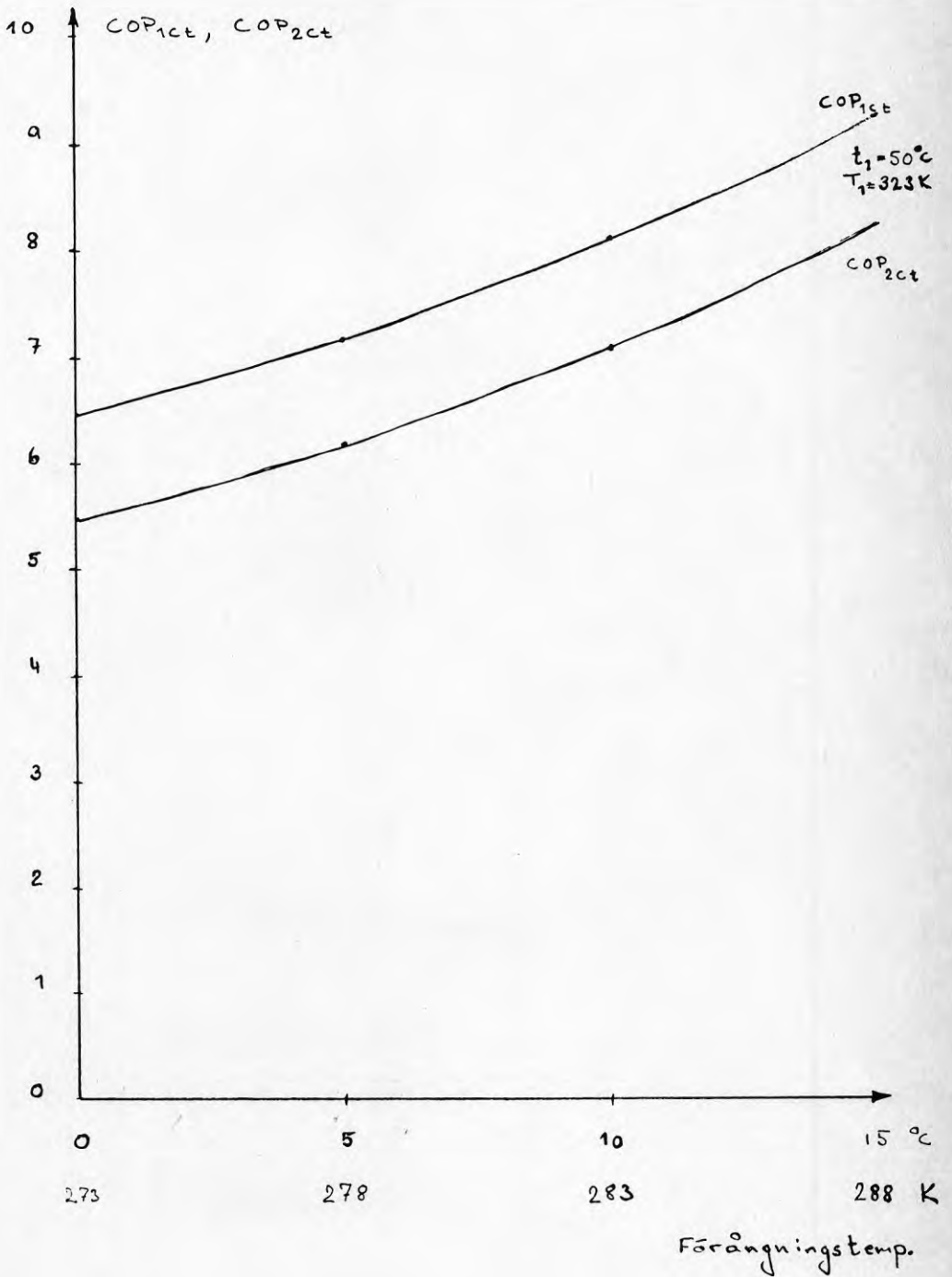
FORLUSTFAKTOR B, 55 C

+

FORLUSTFAKTOR B, 45 C
FORLUSTFAKTOR B, 50 C

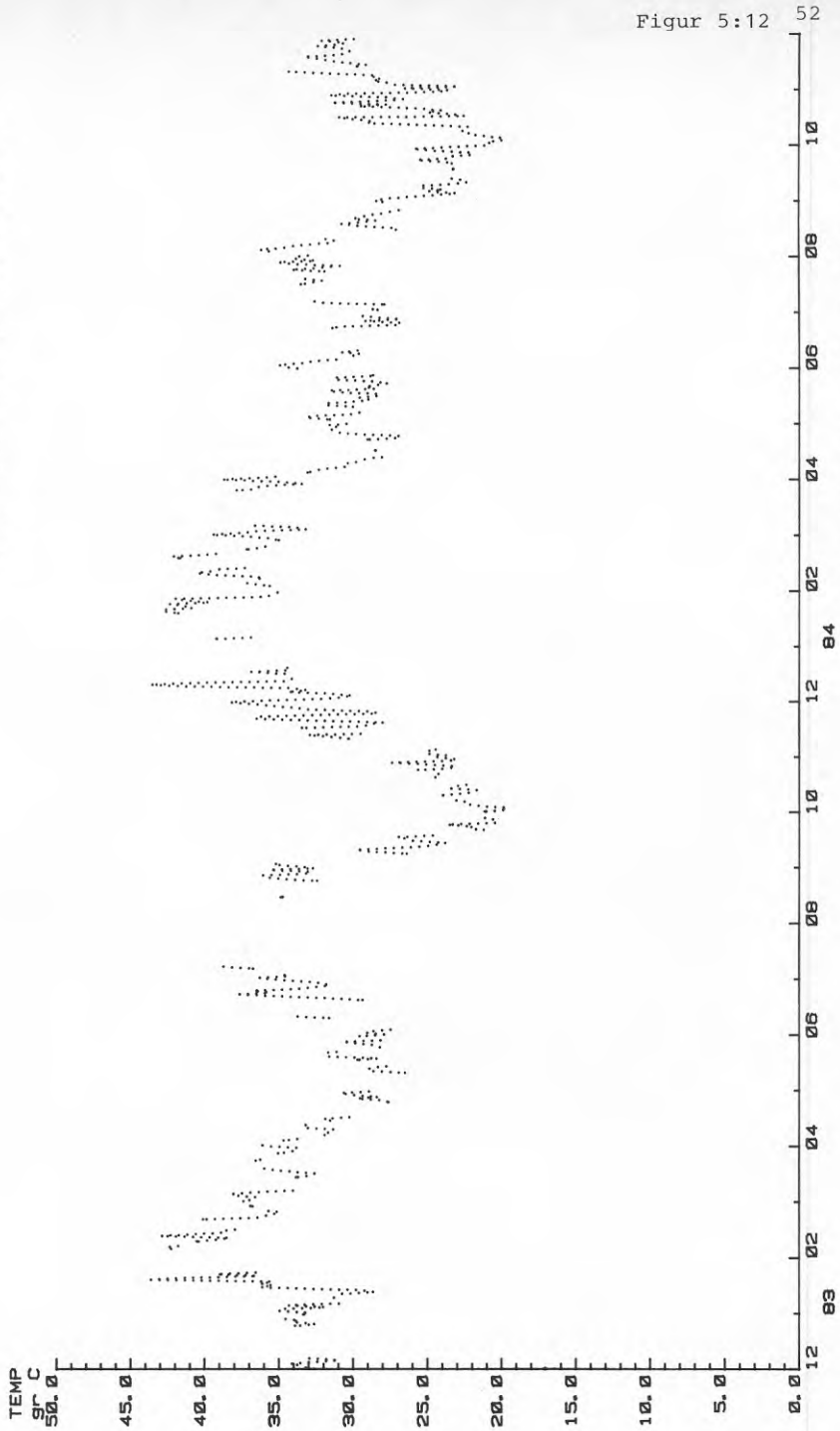
O
X





3:10 PM FRI.. 5 APR.. 1985

..... DIFFERENS FJV SPILLY.
Avser inkommande vattentemperatur

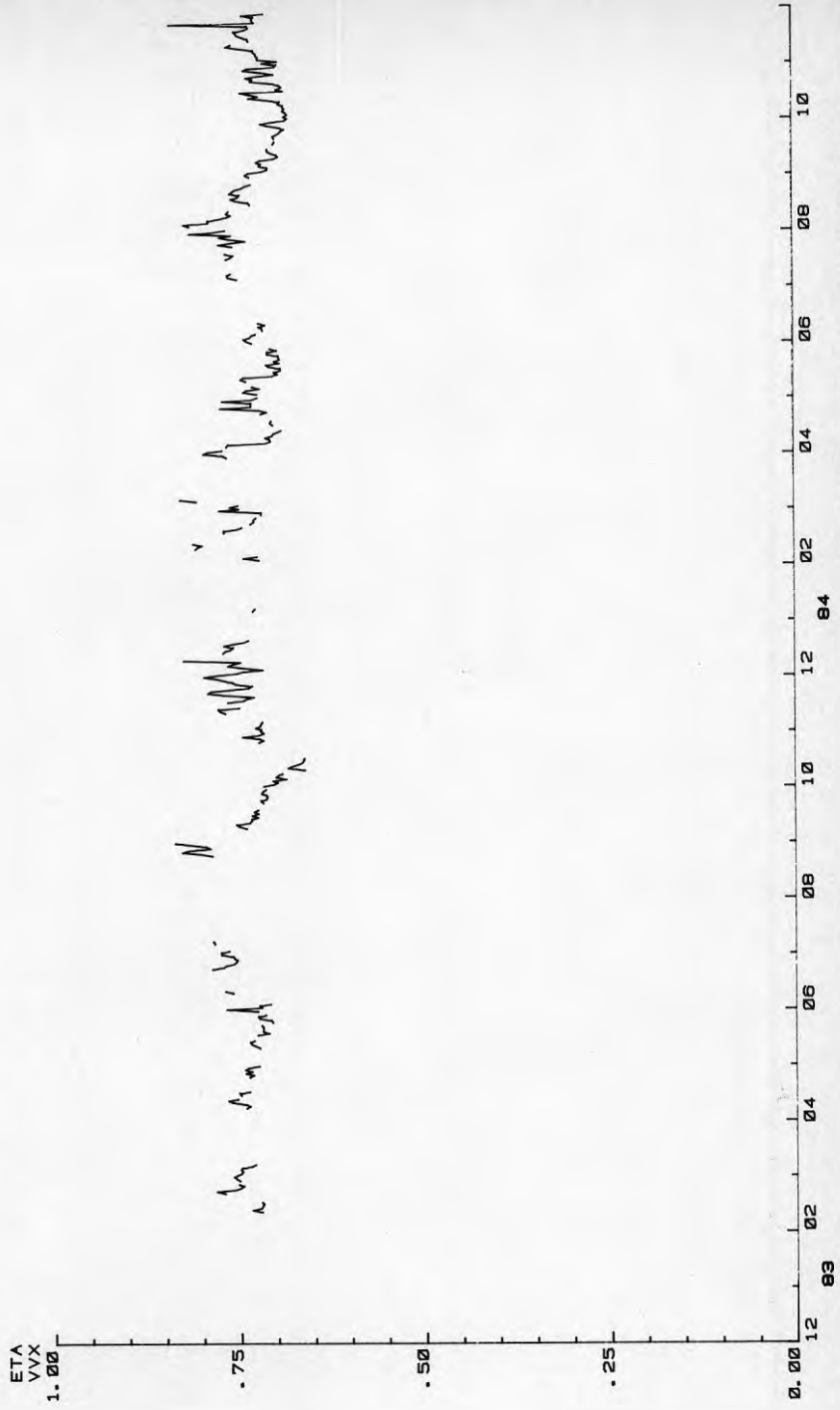


Figur 5:12

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

10:06 PM SUN. 14 APR. 1985

Värmeväxlarverkningsgrad
KONDENSOR A

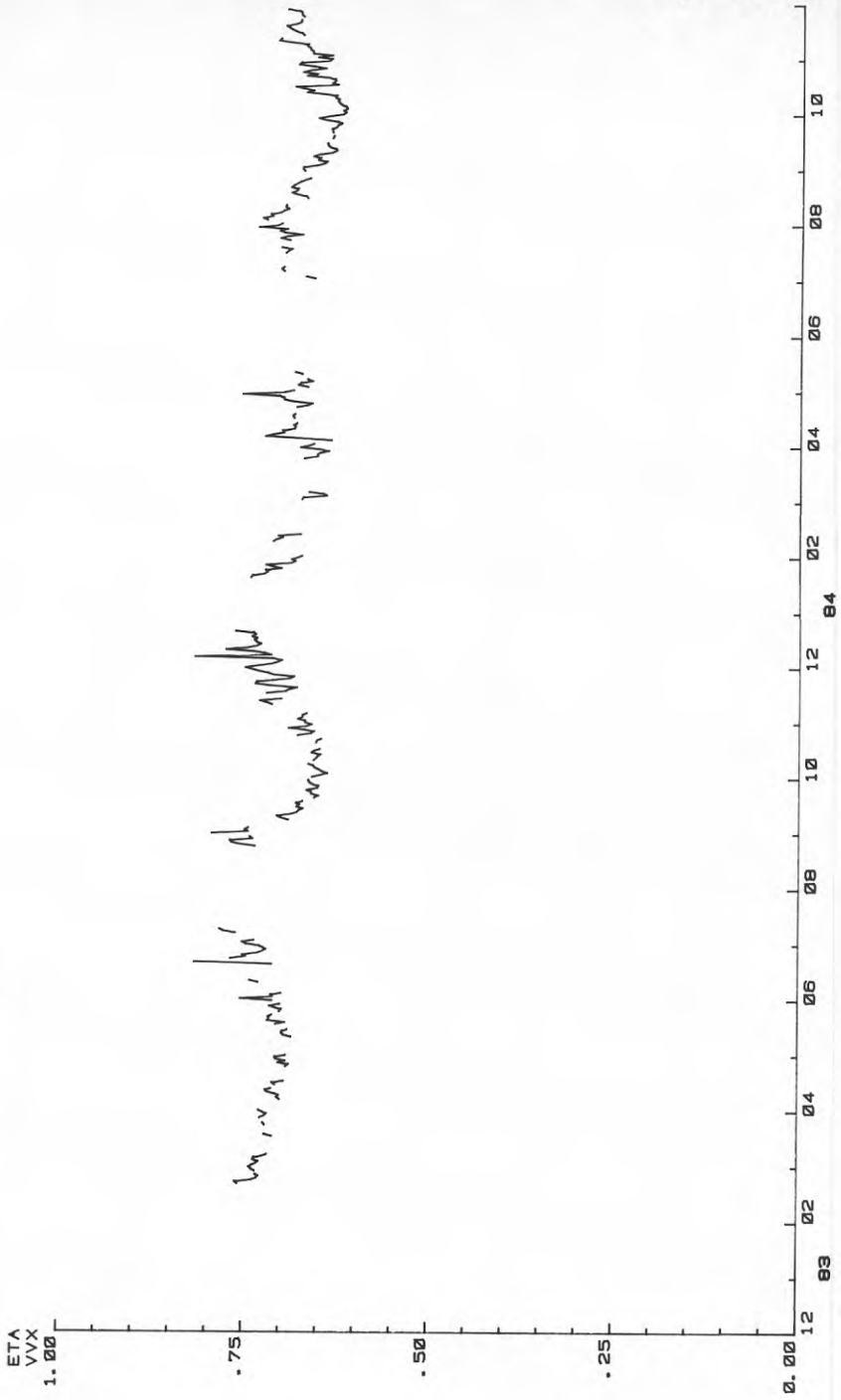


Figur 5:13 53

LOUDDENS VÄRMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

18.26 PM SUN. 14 APR. 1985

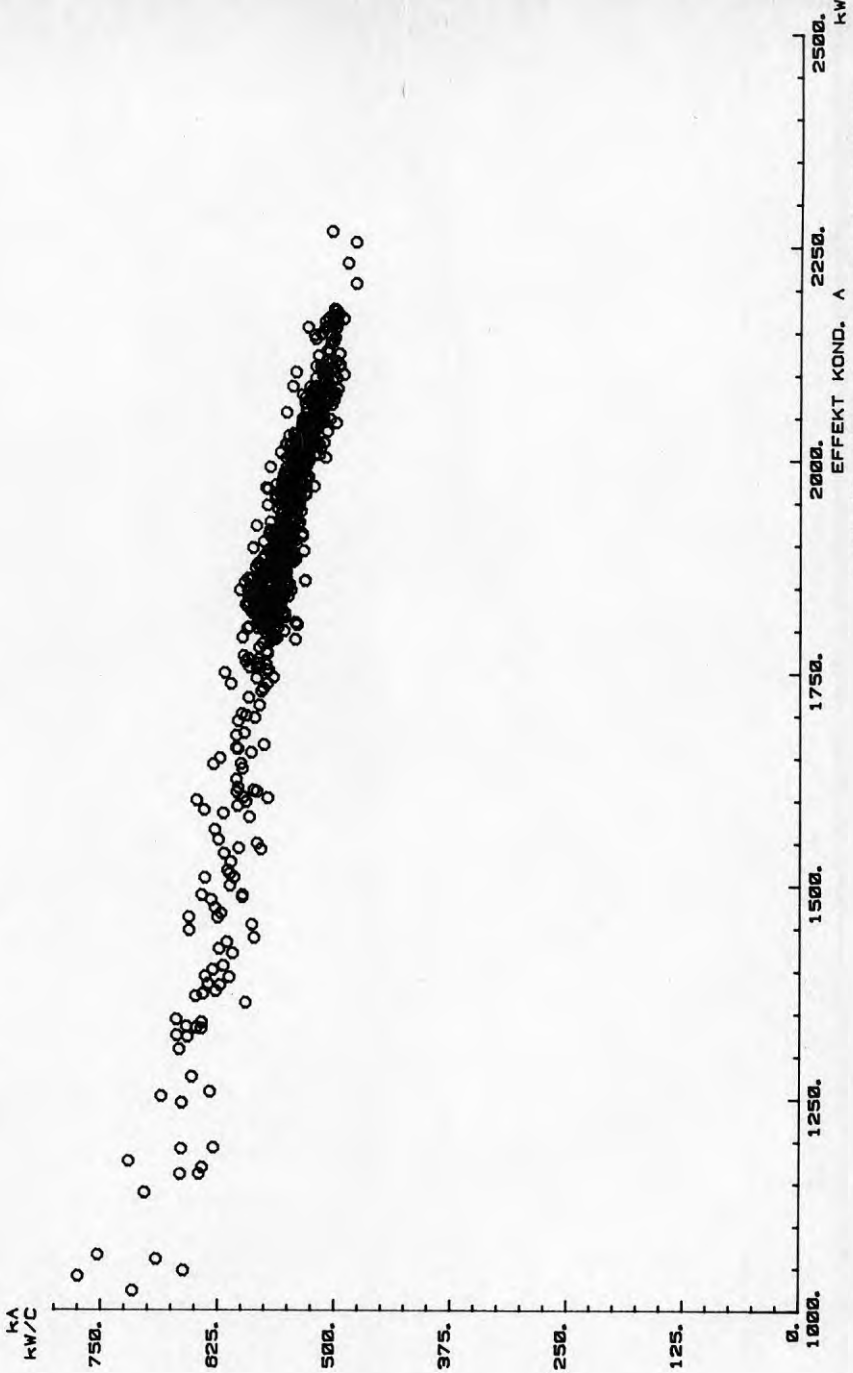
Värmeväxlarverkningsgrad
KONDENSOR B



Figur 5:14 54

LOUDDENS VÄRMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

Total värmeomgångsfaktor
○ KONDENSOR AGGR. A

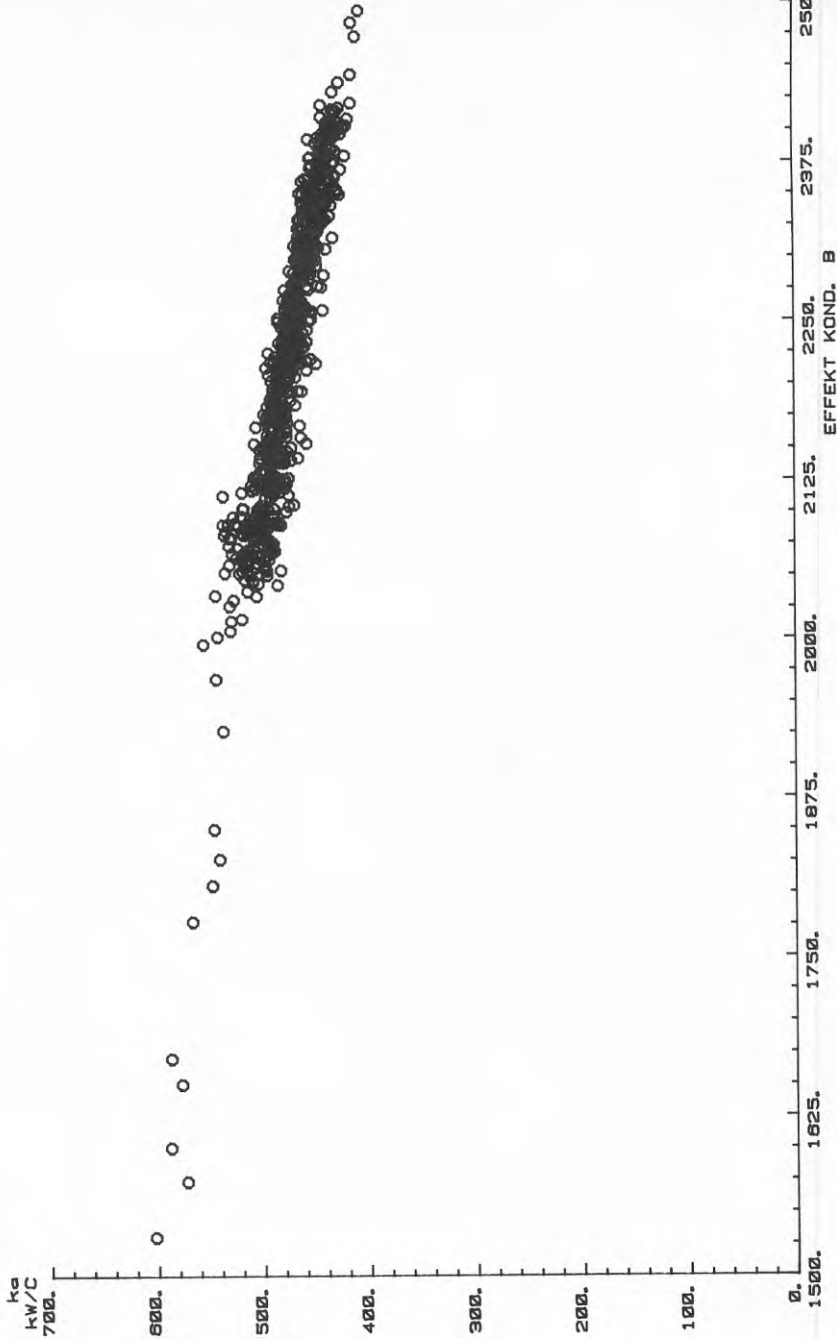


Figur 5:15 55

EFFEKT KOND. A
LOUDDENS VÄRMEPUMP
840001 000000 - 840001 230000

1:56 PM MON., 8 APR., 1985

Total värmeväxlingsfaktor
○ KONDENSOR AGGR. B



EFFEKT KOND. B
LOUDDENS VÄRMEPUMP
840801 000000 - 840831 230000

4:21 PM MON., 25 MAR., 1985

..... UNDERKYLAREFFEKT B

——— UNDERKYLAREFFEKT A



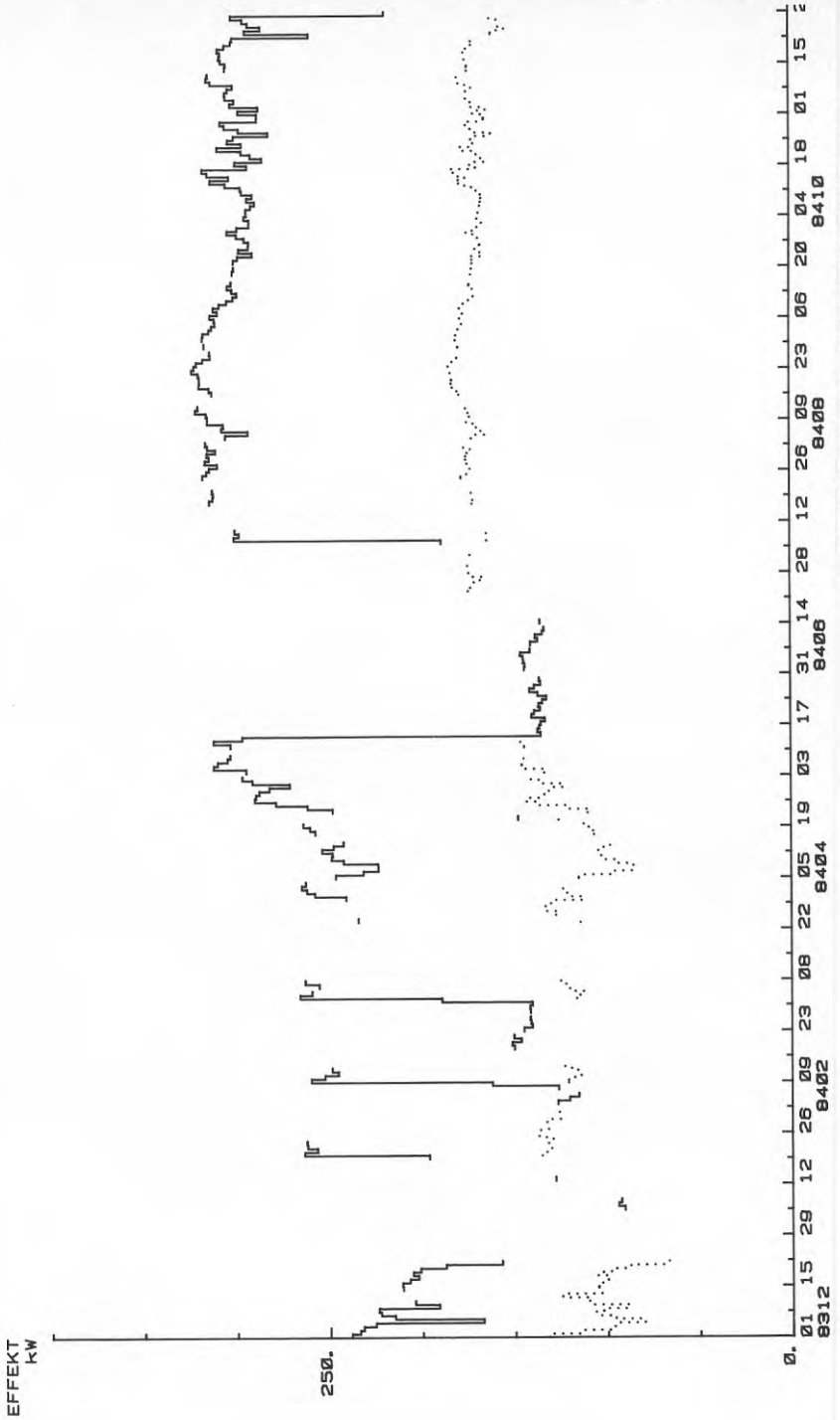
Figur 5:17 57

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 831130 000000

4:17 PM MON., 25 MAR., 1985

..... UNDERKYLAREFFEKT B

_____ UNDERKYLAREFFEKT A



Figur 5:18 58

LOUDDENS VARMEPUMP
831201 000000 - 841130 000000

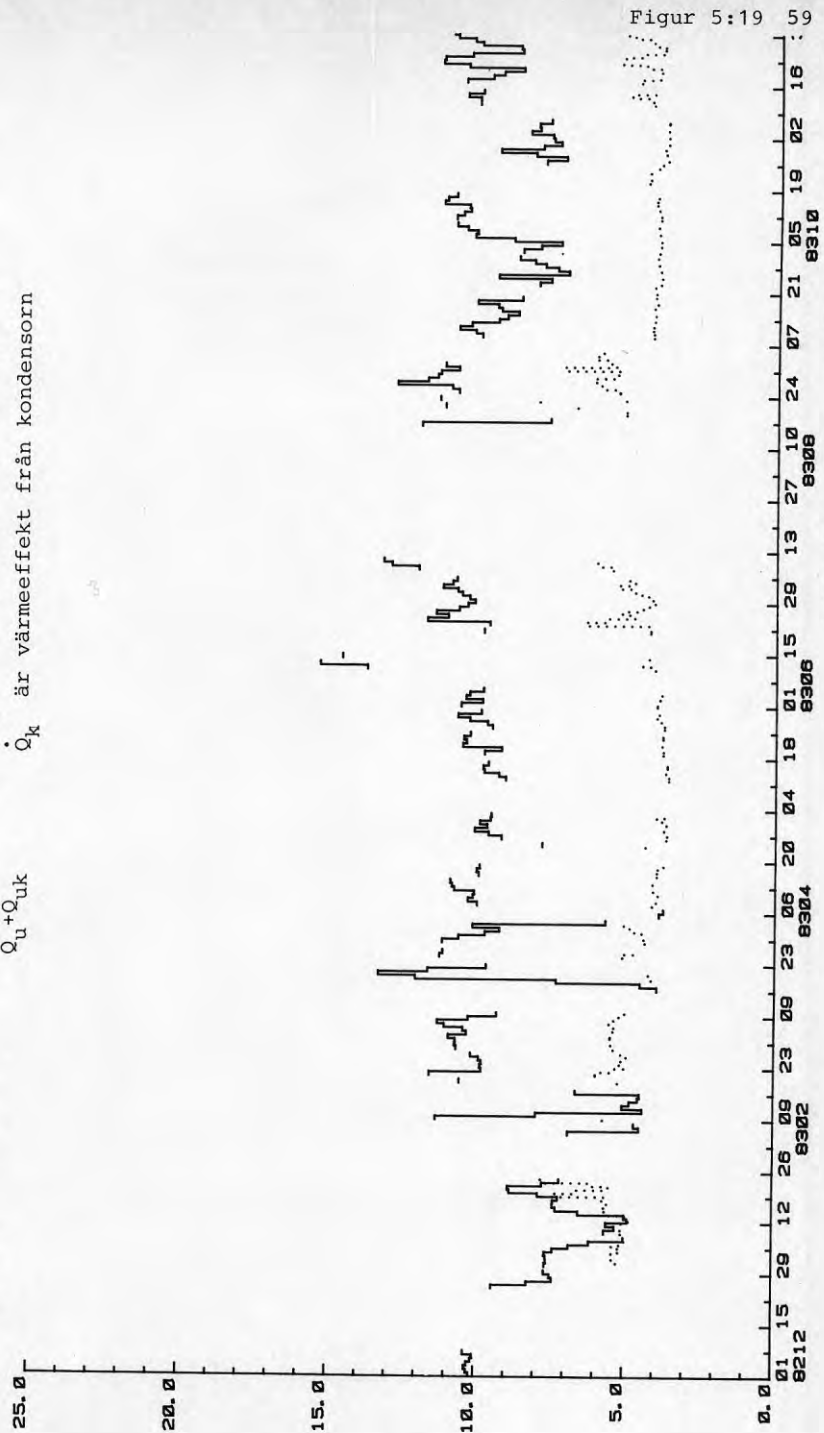
UNDERKYLAR-ANDEL A

..... UNDERKYLAR-ANDEL B

Andel def enligt följande; $\frac{\dot{Q}_{uk}}{\dot{Q}_u + \dot{Q}_{uk}}$

där \dot{Q}_{uk} är värmeeffekt från underkylare

\dot{Q}_k är värmeeffekt från kondensorn



LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 831130 000000

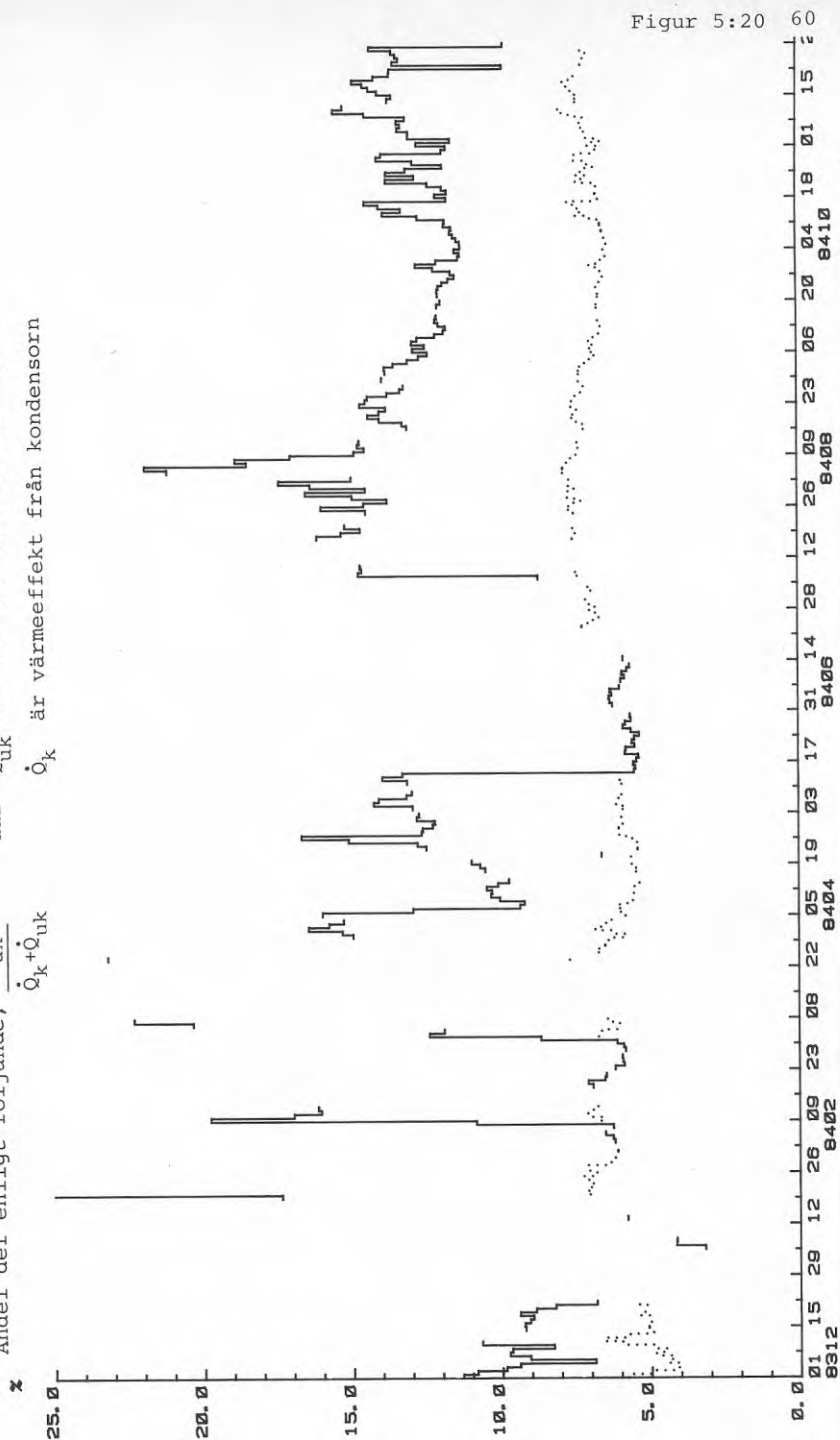
UNDERKYLAR-ANDEL A

Andel def enligt följande; $\frac{\dot{Q}_{uk}}{\dot{Q}_k + \dot{Q}_{uk}}$

UNDERKYLAR-ANDEL B

där \dot{Q}_{uk} är värmeeffekt från underkylare

\dot{Q}_k är värmeeffekt från kondensorn

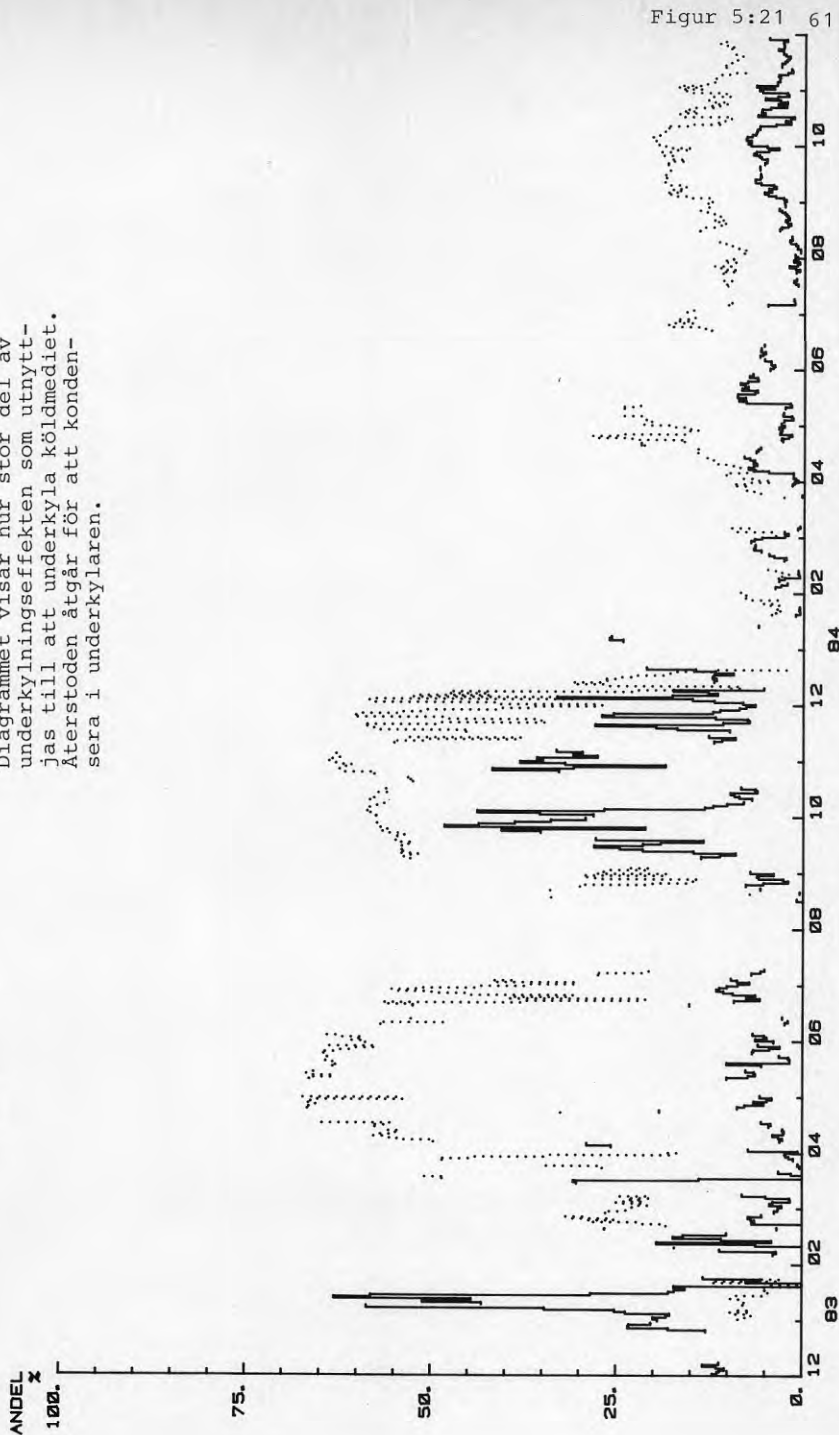


LOUDDENS VARMEPUMP
831201 000000 - 841130 000000

———— UNDERKYLNING A

..... UNDERKYLNING B

Diagrammet visar hur stor del av underkylningseffekten som utnyttjas till att underkyla köldmediet. Återstoden åtgår för att kondensera i underkylaren.



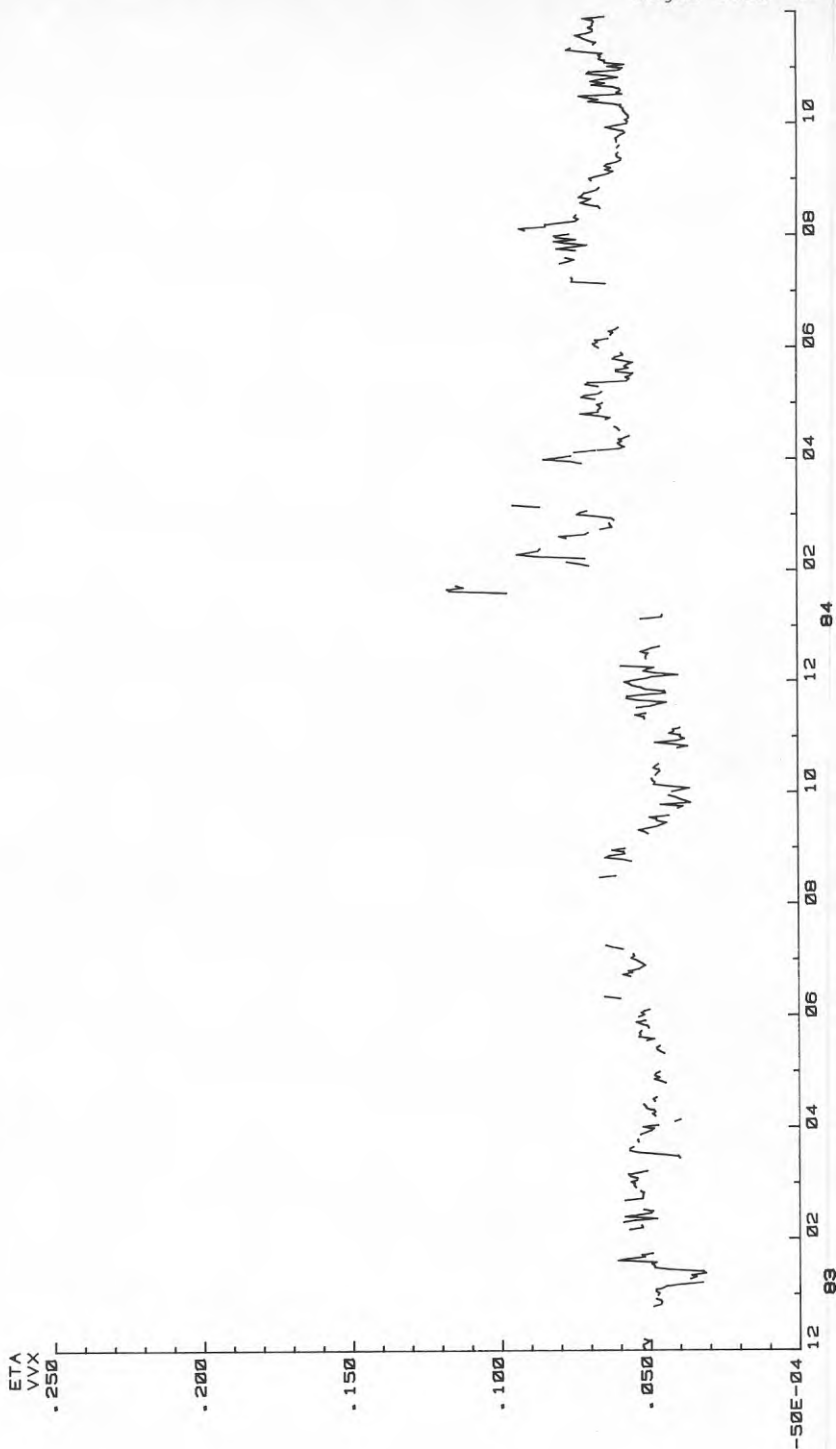
Figur 5:21 61

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

10:17 PM SUN. 14 APR. 1985

Temperaturverkningsgrad

____ UNDERKYLARE A

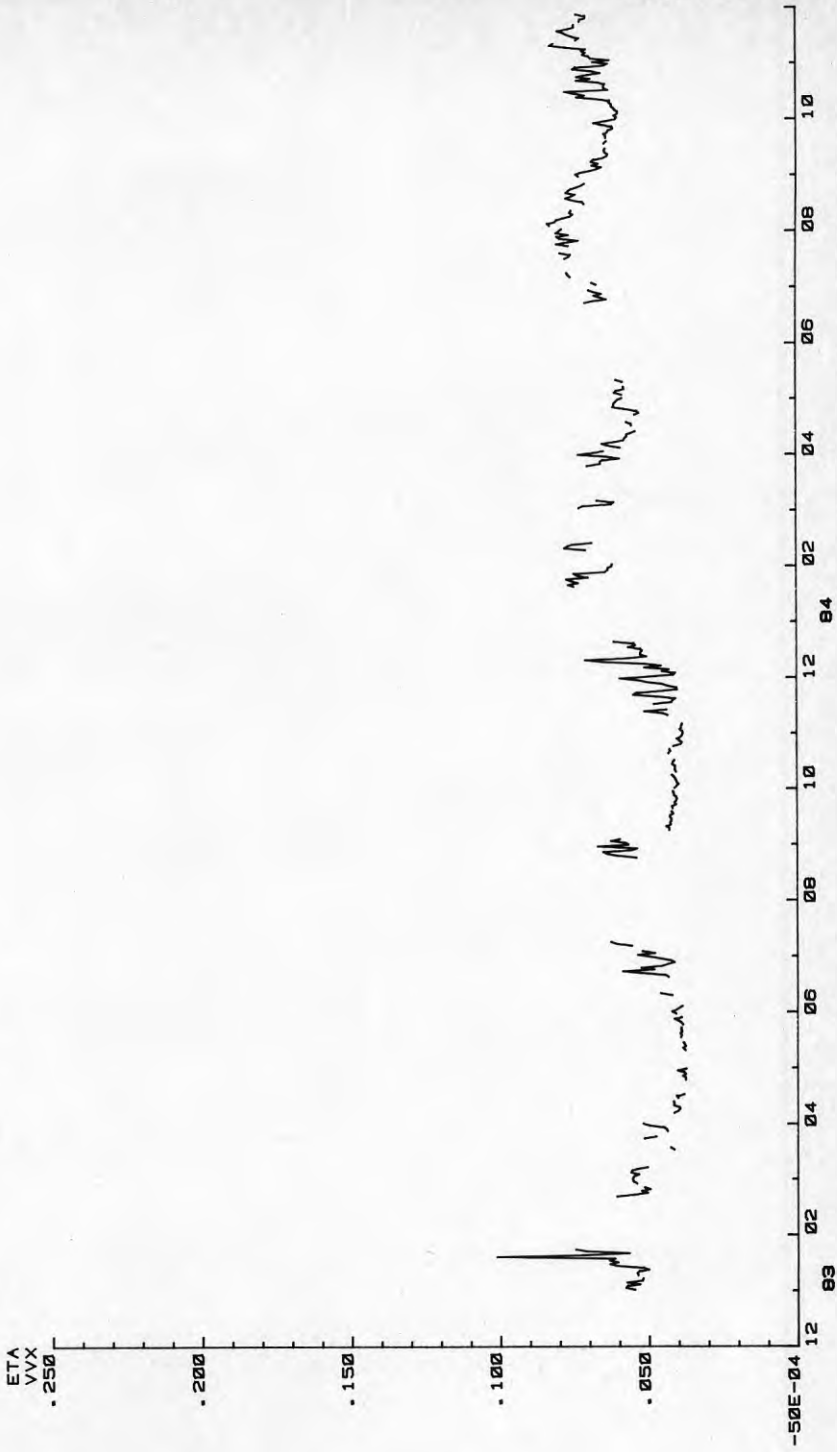


Figur 5:22 62

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

10.32 PM SUN., 14 APR., 1985

Temperaturverkningsgrad
_____ UNDERKYLARE B



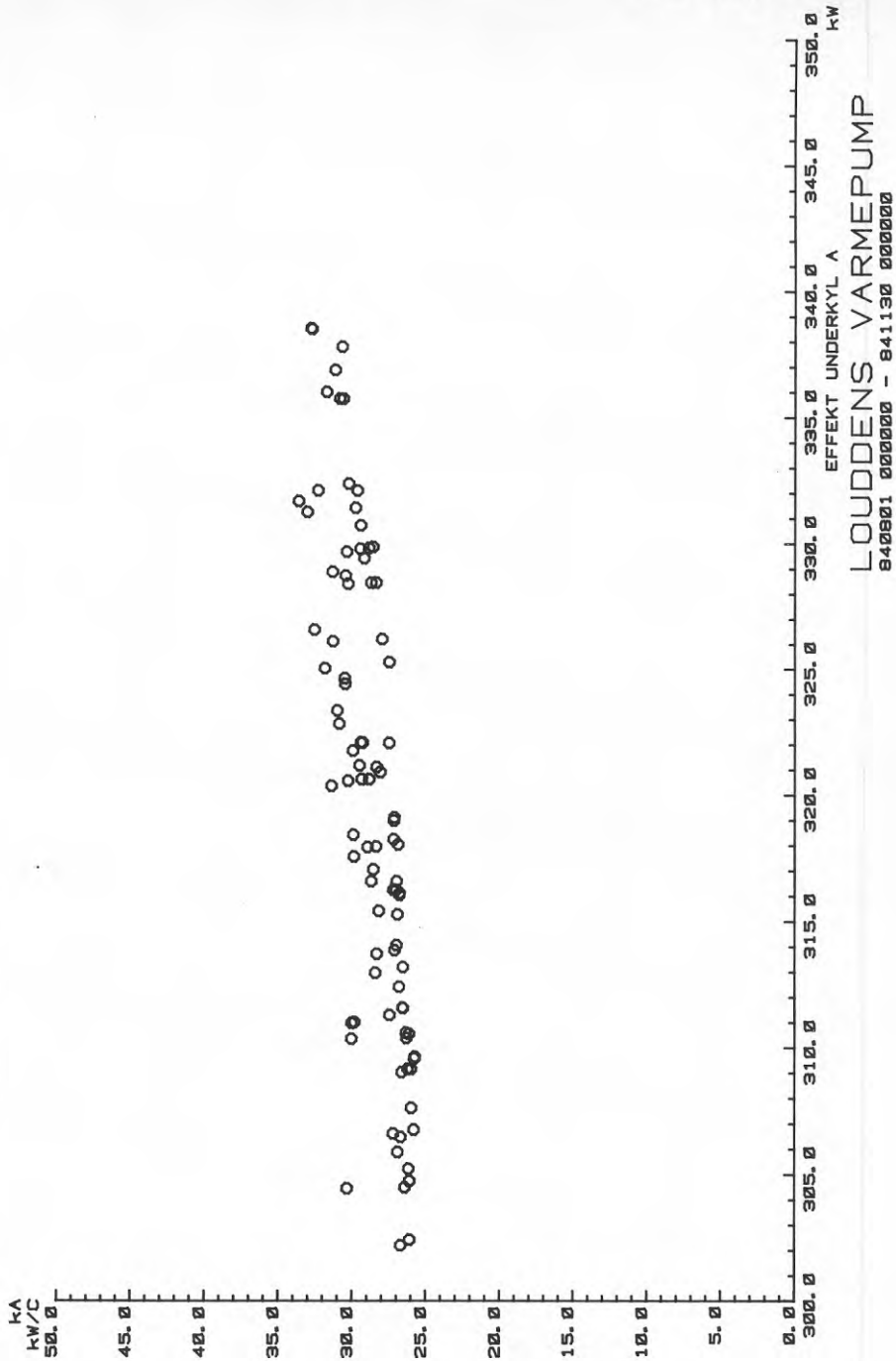
Figur 5:23 63

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

1:48 PM MON., 22 APR., 1985

Total värmegenomgångsfaktor

○ UNDERKYLARE AGGR A

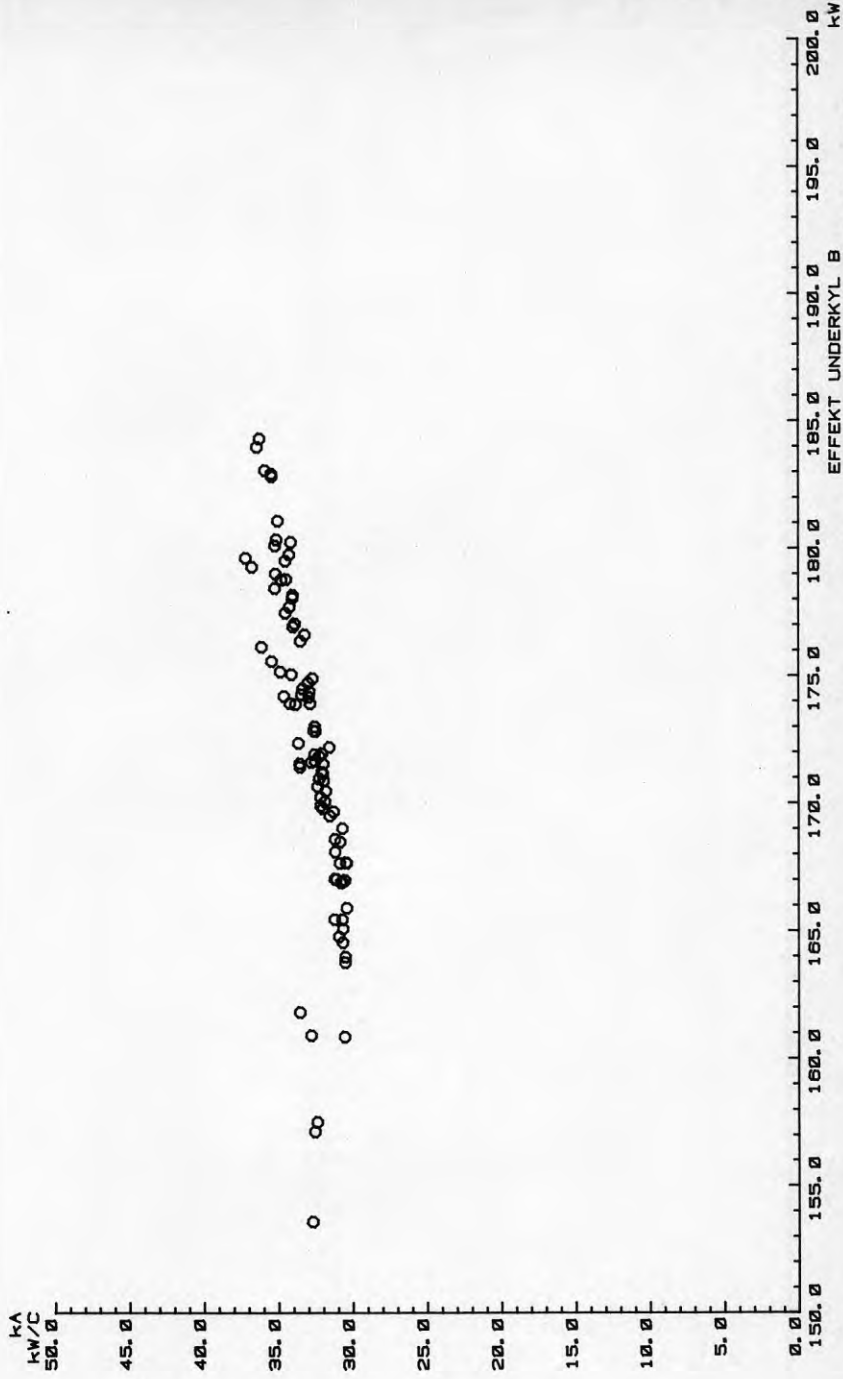


LOUDDENS VÄRMEPUMP
840801 000000 - 841130 000000

2.00 PM MON. 22 APR. 1985

Total värmegenomgångsfaktor

○ UNDERKYLARE AGGR B



Figur 5:25 65

LOUDDENS VARMEPUMP
840001 000000 - 841130 000000

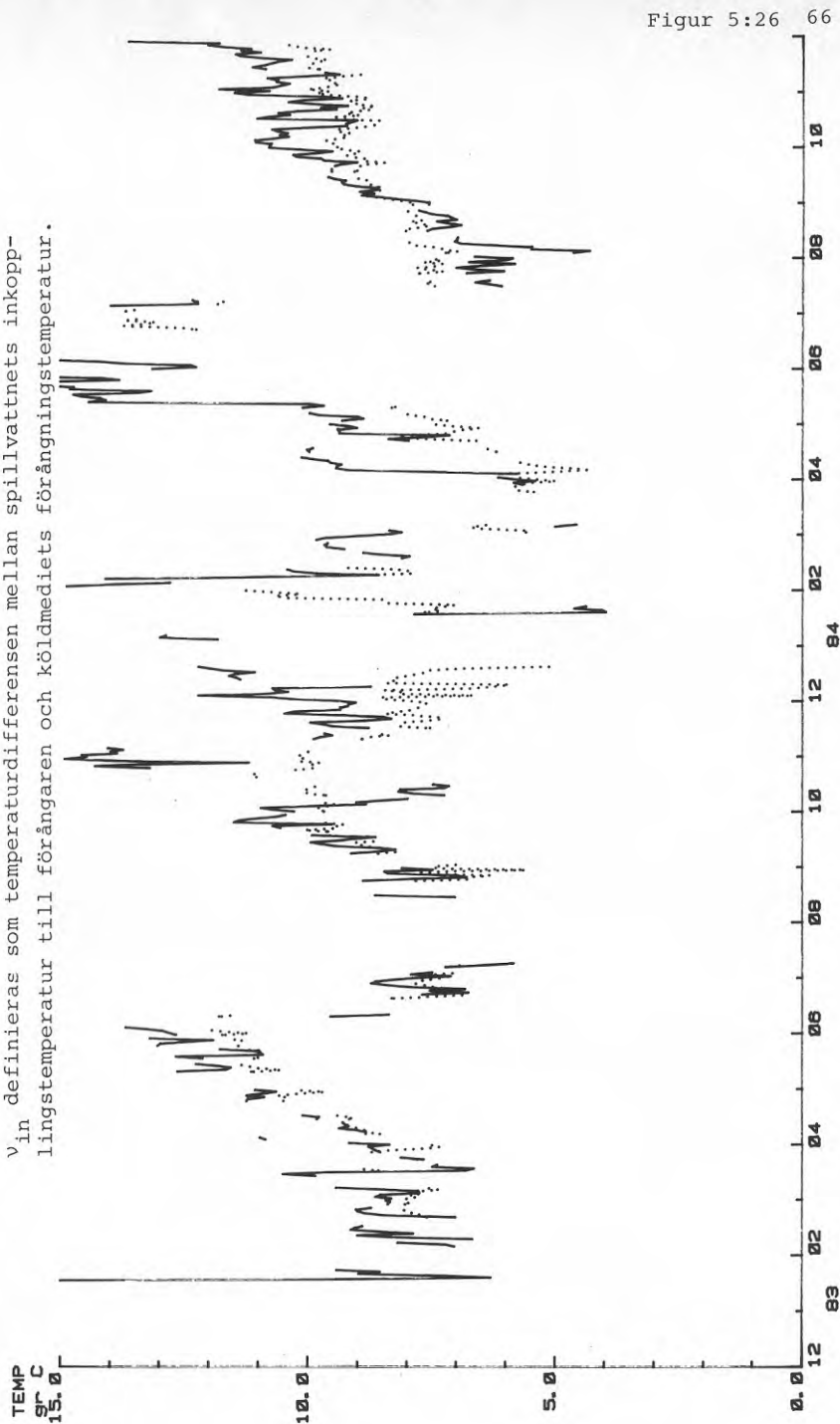
EFFEKT UNDERKYL B

5.17 PM WED. 9 JULY, 1985

FORANGARE A, v_{in}

FORANGARE B, v_{in}

v_{in} definieras som temperaturdifferensen mellan spillvattnets inkopplingsstemperatur till förångaren och köldmediets förångningstemperatur.

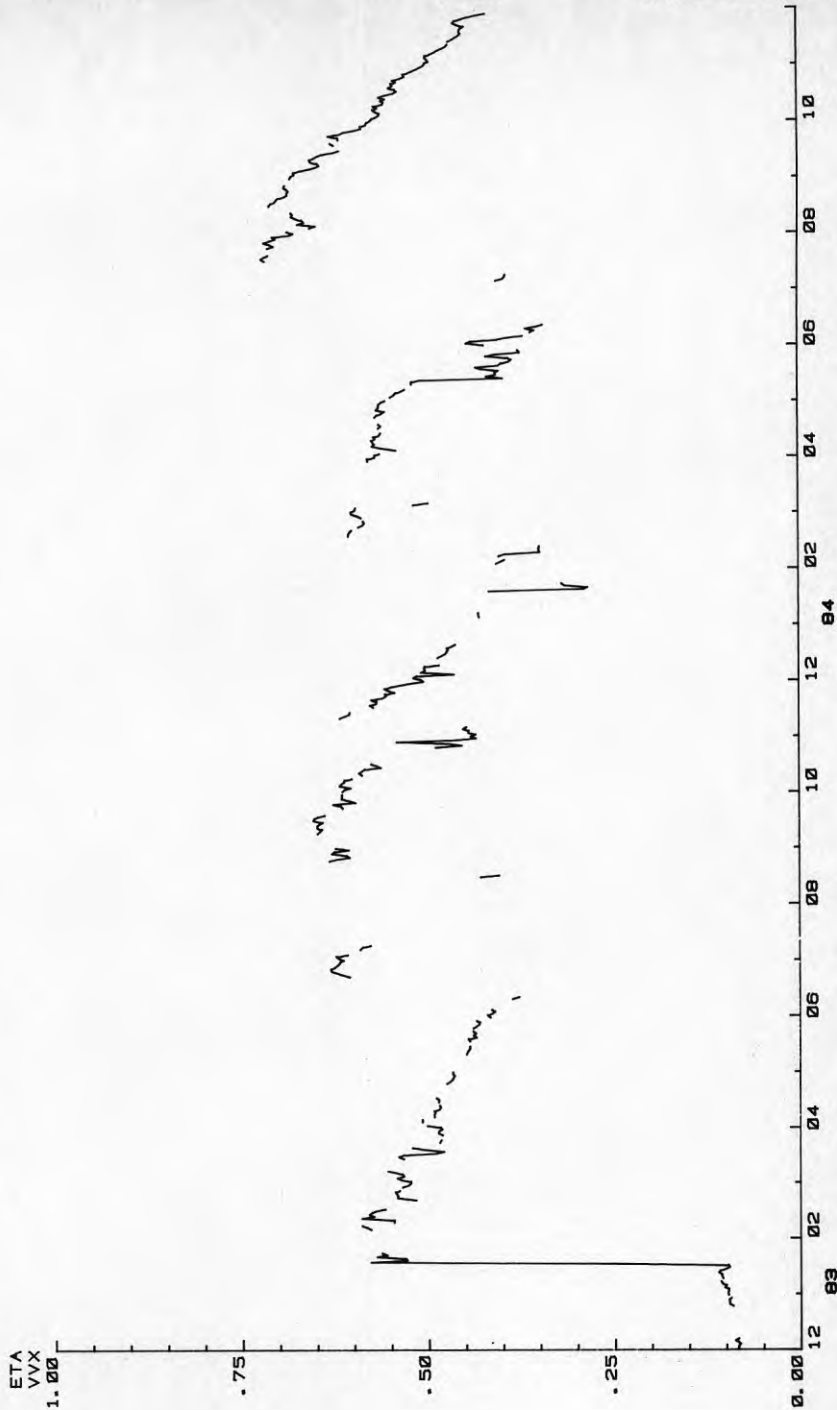


Figur 5:26 66

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

10:13 PM SUN. 14 APR. 1965

Temperaturverkningsgrad
FORANGARE A

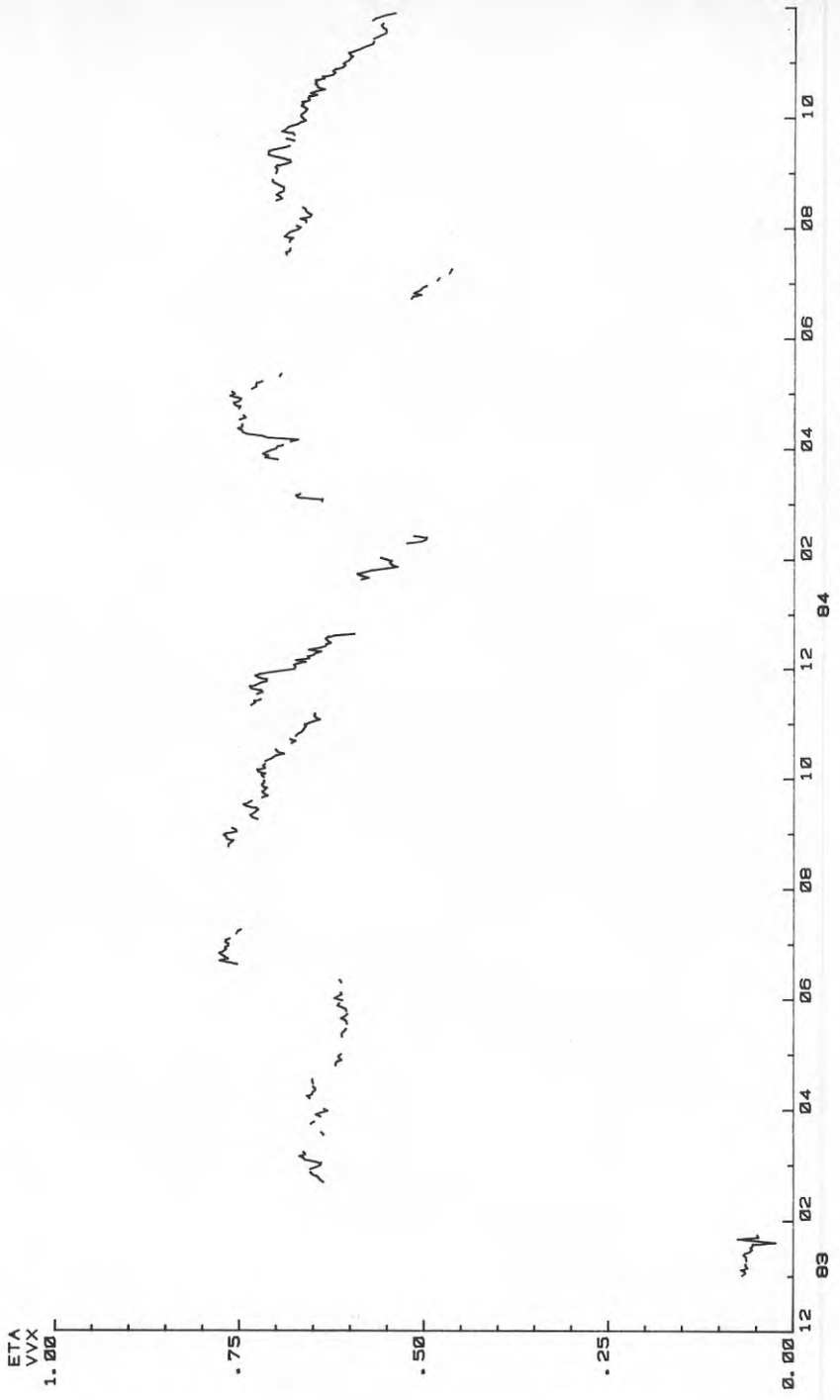


Figur 5:27 67

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

16:28 PM SUN., 14 APR., 1985

Temperaturverkningsgrad
FORANGARE B

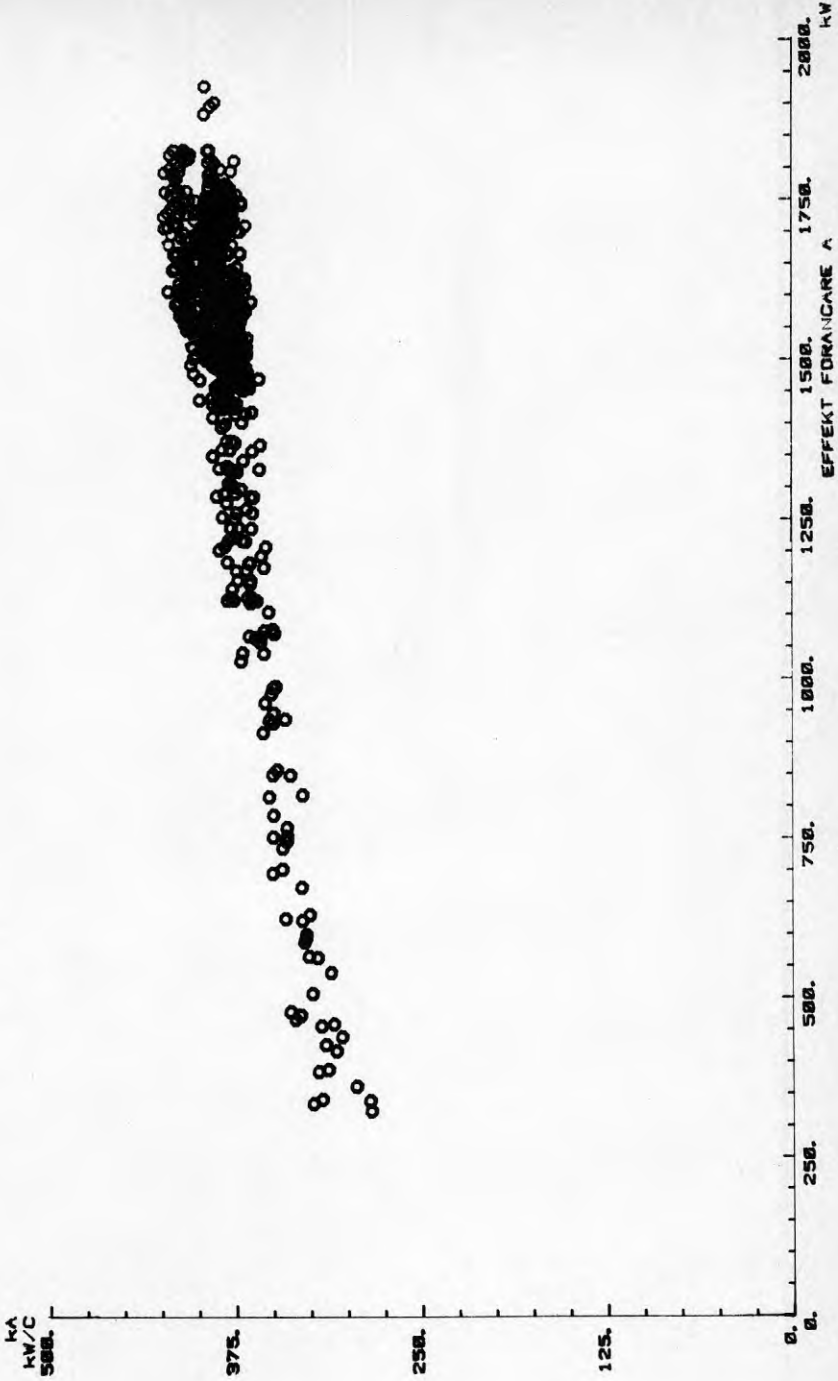


Figur 5:28 68

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

21.42 PM MON. 8 APR. 1988

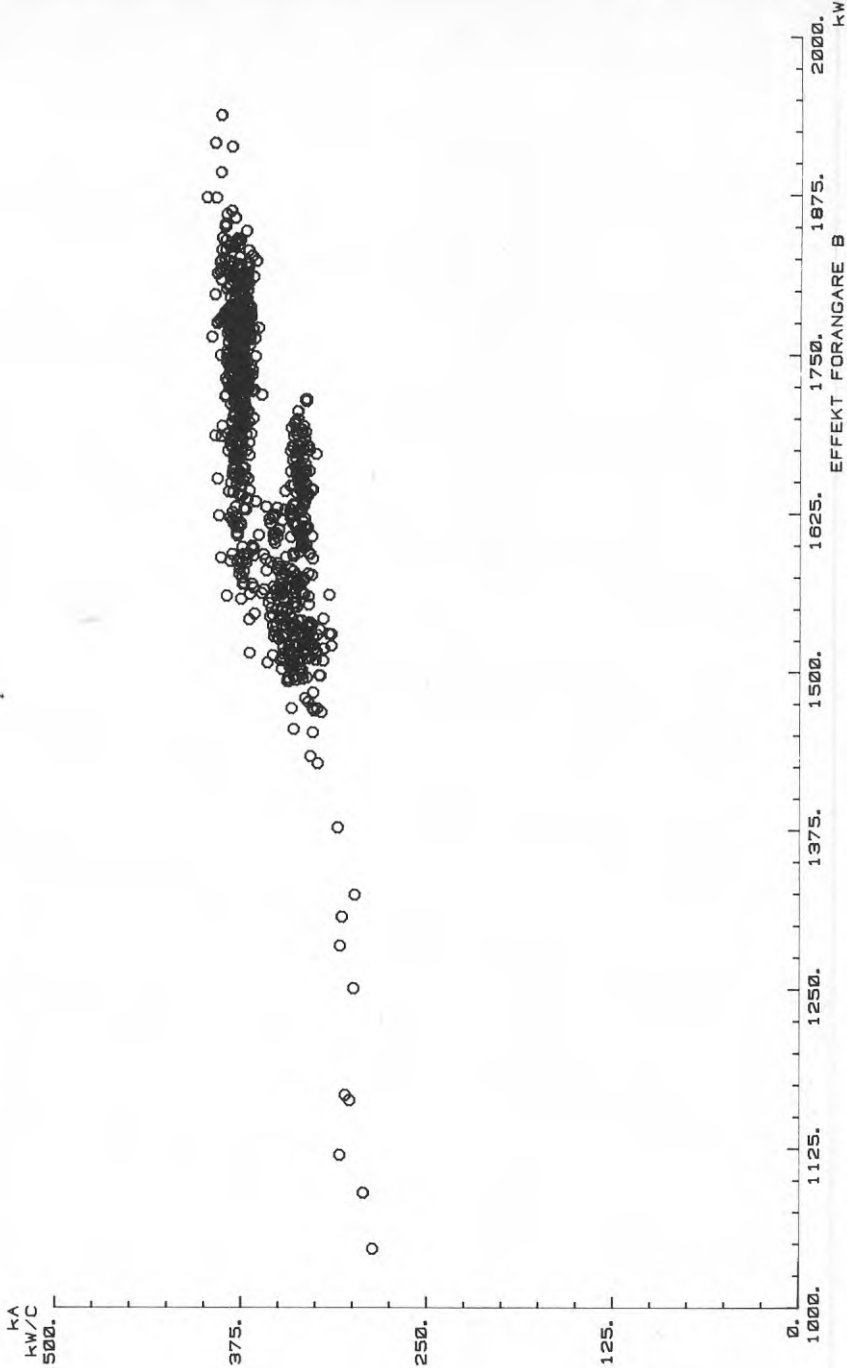
Total värmegenomgångsfaktor
O FORANGARE AGGR. A



LOMME GYMNASIE
54001 KOLA 540031 230000

3:32 PM MON., 8 APR., 1985

Total värmegenomgångsfaktor
O FORANGARE AGGR. B



Figur 5:30 70

LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 840831 230000

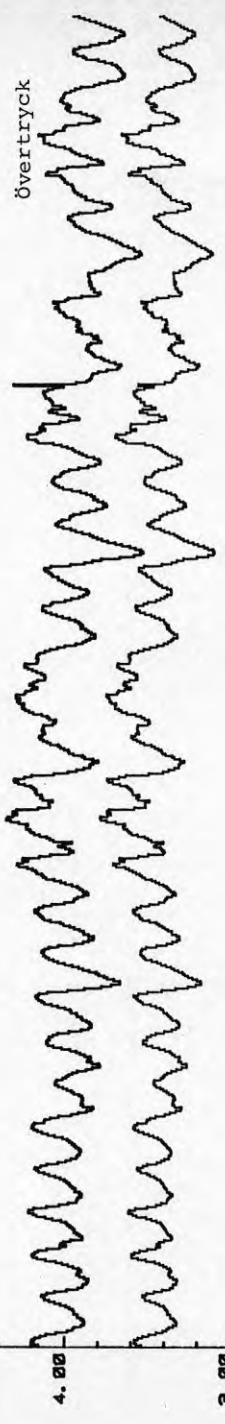
18. 21 AM TUE.. 18 DEC.. 1984

TRYCK FÖRE FORANGARE A
TRYCKFALL FÖRANGARE A

TRYCK FÖRE FORANGARE B
TRYCKFALL FÖRANGARE B

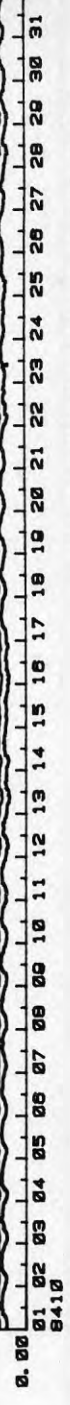
Trycken avser kölmediesidan

TRYCK
Bar



Figur 5:31 71

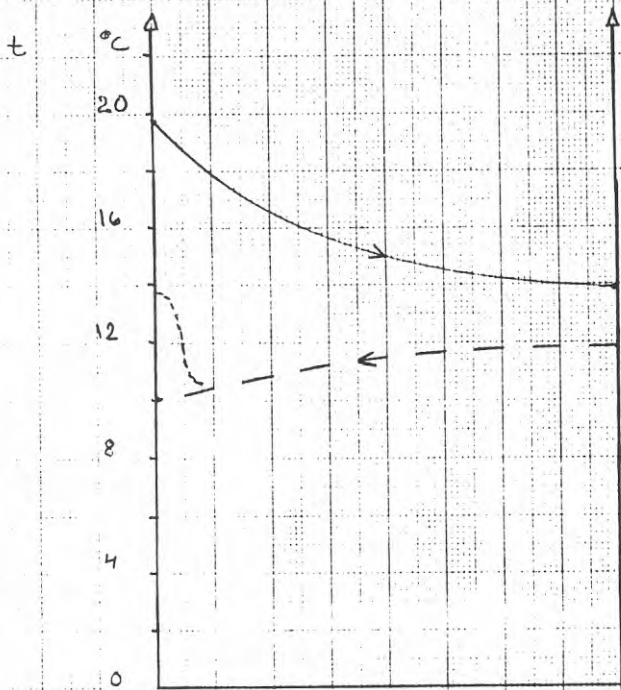
Tryckfall



LOUDDENS VARMEPUMP
841001 000000 - 841031 230000

Data från 840910 000000

Fig 5:32
850218: LS
Laudden



Aggr A

Vatten

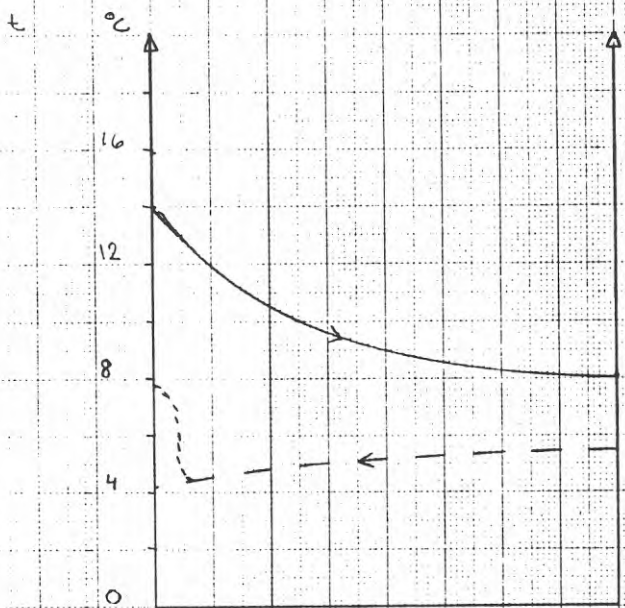
R12 (tryck)

$$\dot{Q}_2 = 1716 \text{ kW}$$

$$\Delta T_m = \frac{9.8 - 2}{\frac{\ln 9.8}{2}} = 4.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$kA = 350 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

$$k = 1813 \text{ W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$$



$$\dot{Q}_2 = 1806 \text{ kW}$$

$$\Delta T_m = \frac{9.8 - 2.5}{\frac{\ln(9.8)}{2.5}} = 5.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$kA = 341 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

$$k = 1767 \text{ W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$$

Vatten

R12 (tryck)

4:00 PM SUN., 3 FEB., 1985

..... KYLEFFEKT AGGR B

—— KYLEFFEKT AGGR A

EFFEKT
MW

2.50

2.00

1.50

1.00

.50

0.00

150.

300.

450.

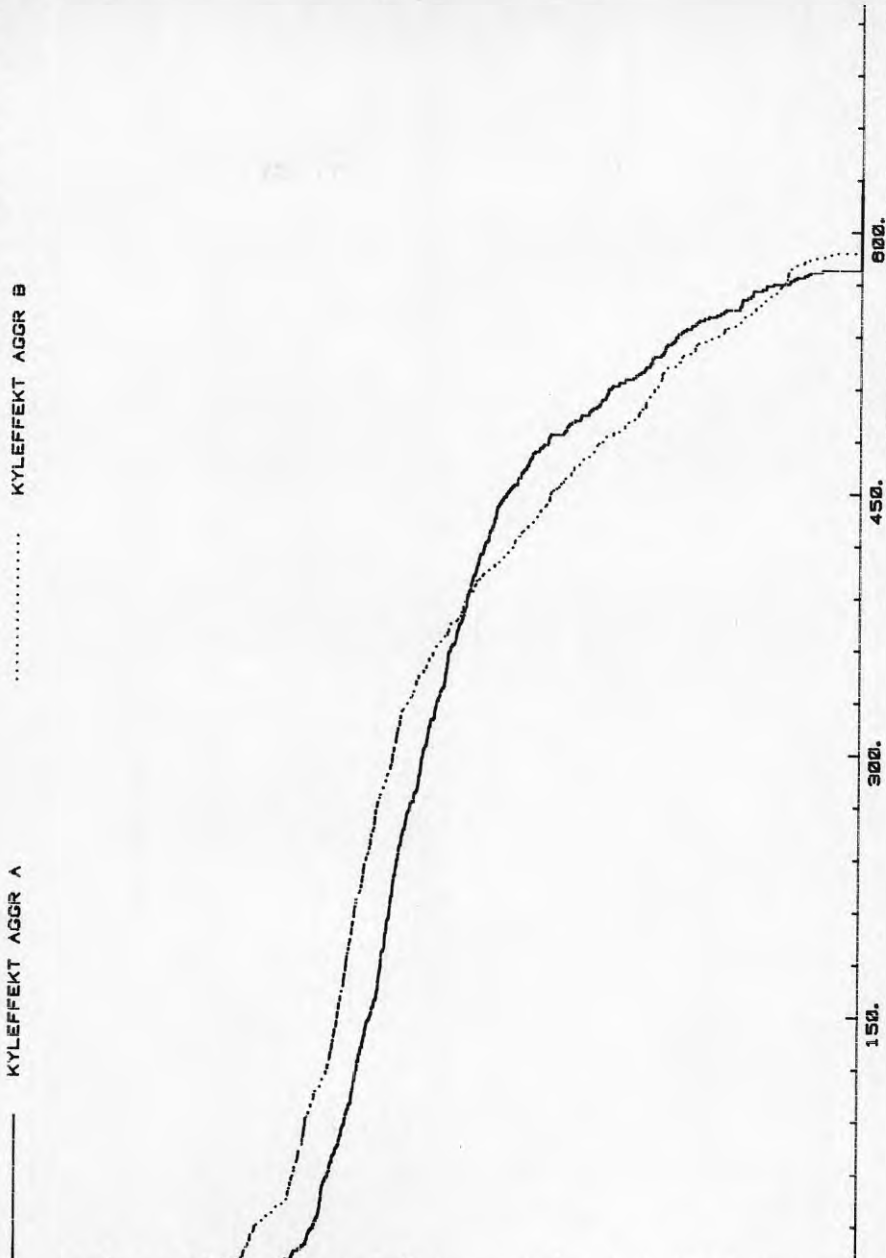
600.

DAGAR

VARAKTIGHET under 2 år

LOUDDENS VARMEPUMP

821201 000000 - 841130 000000



4:31 PM WED., 13 FEB., 1983

VARMEFAKTOR

+

EFFEKT KOMPRESSOR
EFFEKT VARME

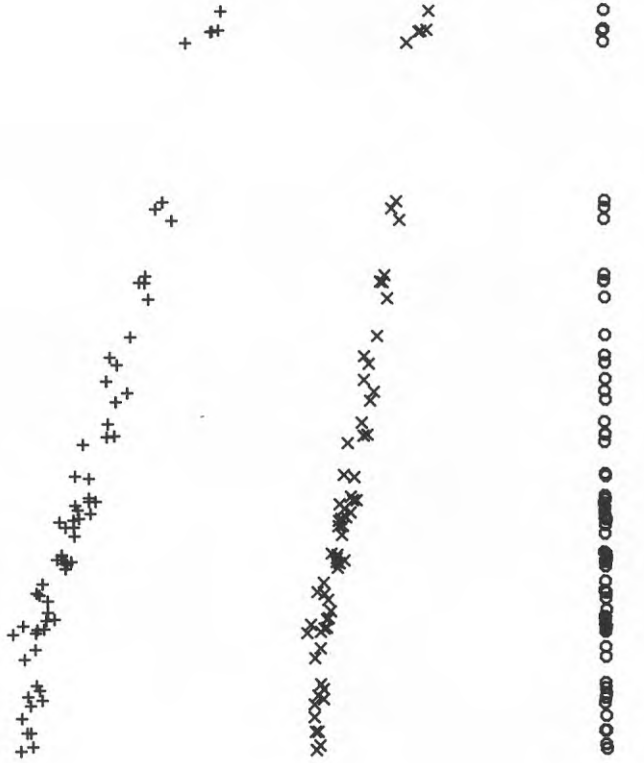
O X

EFFEKT
kW

5000.
4500.
4000.
3500.
3000.
2500.
2000.
1500.
1000.
500.
0.

COP1

4.00
3.50
3.00
2.50
2.00
1.50
1.00
.50
0.00



25.0 50.0

BYPASS-VENTIL AGGR A

LOUDDENS VARMEPUMP
830927 000000 - 831015 110000

4:43 PM FRI., 1 MAR., 1985

FLODE R12, T1 = 50 C
FLODE R12, T1 = 55 C

X

Med T1 avses kondenseringstemperaturen
Aggregat A

+
O

FLODE
KG/S
20.0



Figur 5:35 75

15.0
10.0
5.0
0.0

2.5 5.0 7.5 10.0 12.5 15.0

gr C

FORANGNINGSTEMP.
LOUDDENS VARMEPUMP
840801 000000 - 841020 230000

5:22 PM FRI., 1 MAR., 1985

FLODE R12, T1 = 60 C

X

FLODE R12, T1 = 50 C
FLODE R12, T1 = 55 C

Med T1 avses kondenseringstemperaturen

Aggregat B

+ O

FLODE
KG/S
20.0

15.0

10.0

5.0

0.0

2.5

5.0

7.5

10.0

12.5

15.0

FORANGNINGSTEMP.

gr C

LOUDDENS VARMEPUMP

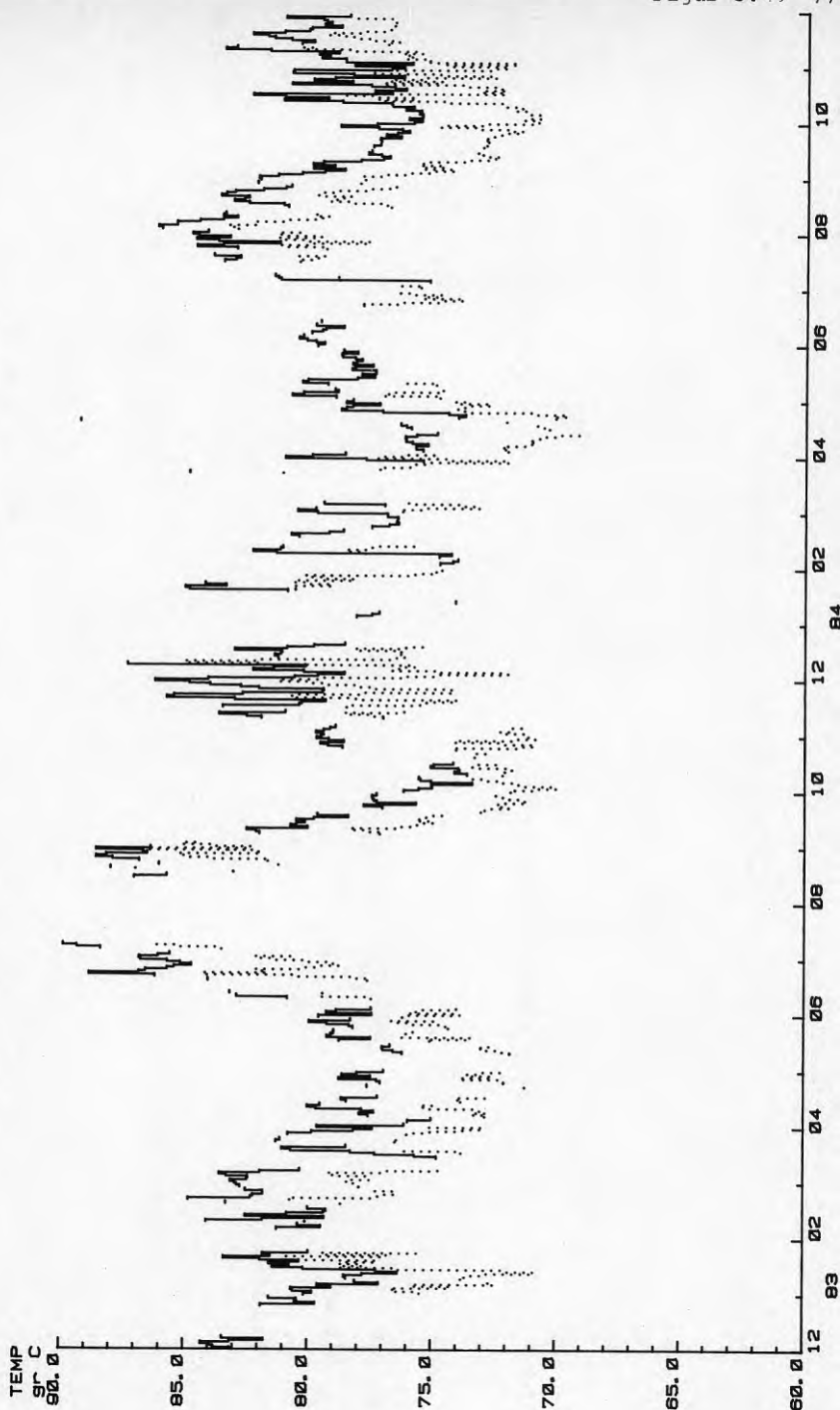
840001 000000 - 841020 230000



3:21 PM MON. 22 APR. 1985

HETGASTEMP AGGR. B

HETGASTEMP AGGR. A



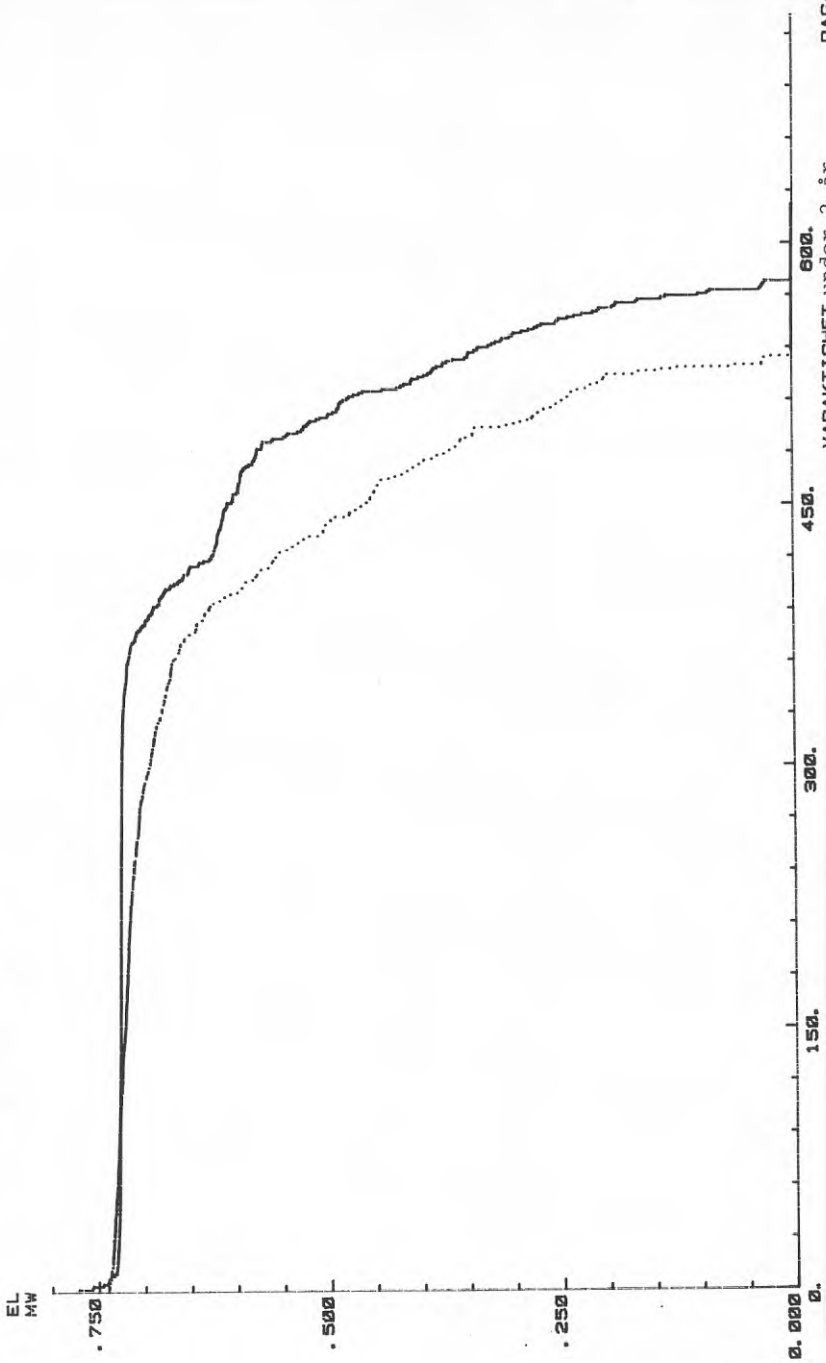
Figur 5:37 77

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

4.16 PM SUN. 3 FEB. 1985

..... ELEFFEKT AGGR B

—— ELEFFEKT AGGR A



000.
VARAKTIGHET under 2 år
LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000
DAGAR

6 VÄRMESÄNKKA

Vattenflödet på fjärrvärmesidan uppgår till 93 kg/s, vilket har legat mycket konstant under två år. Variationerna är endast något kg/s, se figur 6:1, och dessa har en cyklisk variation med ett toppvärde i augusti och minimivärde i februari. Variationen beror på ändrade flöden och tryck i nätet.

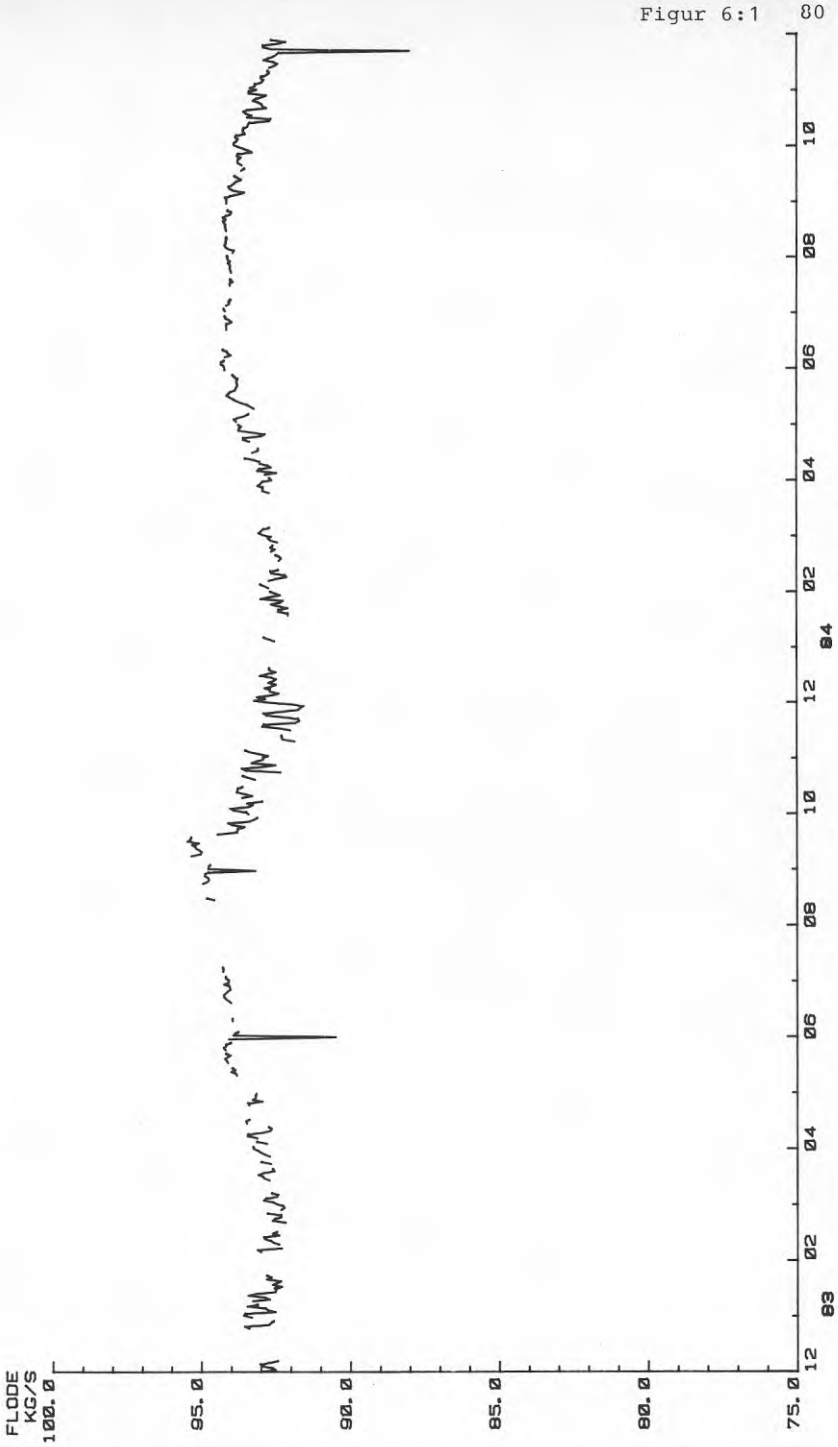
Fjärrvärmereturvattnets temperatur har även det ett cykliskt förlopp med två toppar och två dalar per år, se figur 6:2. Topparna inträffar i februari och augusti och dalarna i maj och oktober. Orsakerna till denna pendling är följande.

Under en stor del av året är flödet och framledningstemperaturen konstant. Returvattentemperaturen sjunker när det erfordras ett större effektuttag under denna period. När man tagit ut tillräckligt mycket ur vattnet som värmeväxlarna i undercentralerna klarar, måste framledningstemperaturen och vattenflödet höjas. Detta medför att returvattnets temperaturen åter börjar stiga. Denna topp inträffar i januari-februari då värmebehovet i fjärrvärmenätet är som störst. Under sommaren beror den höga returtemperaturen på att man inte kan reglera ned flödet tillräckligt mycket, utan blir tvungen att kortsluta mellan fram- och returledningen samt på läckage i undercentralerna.

För värmepumpdrift verkar således höst och vår vara de bästa årstiderna medan returtemperaturen blir hög då värmebehovet antingen är lägst eller högst. I verkligheten torde dock inte vinterfallet bereda några stora problem, då totala flödet är stort och en "normalt" dimensionerad värmepump därför kan avge hela sin effekt vid acceptabel temperaturnivå.

2:43 PM FRI., 5 APR., 1985

_____ FJV-FLODE

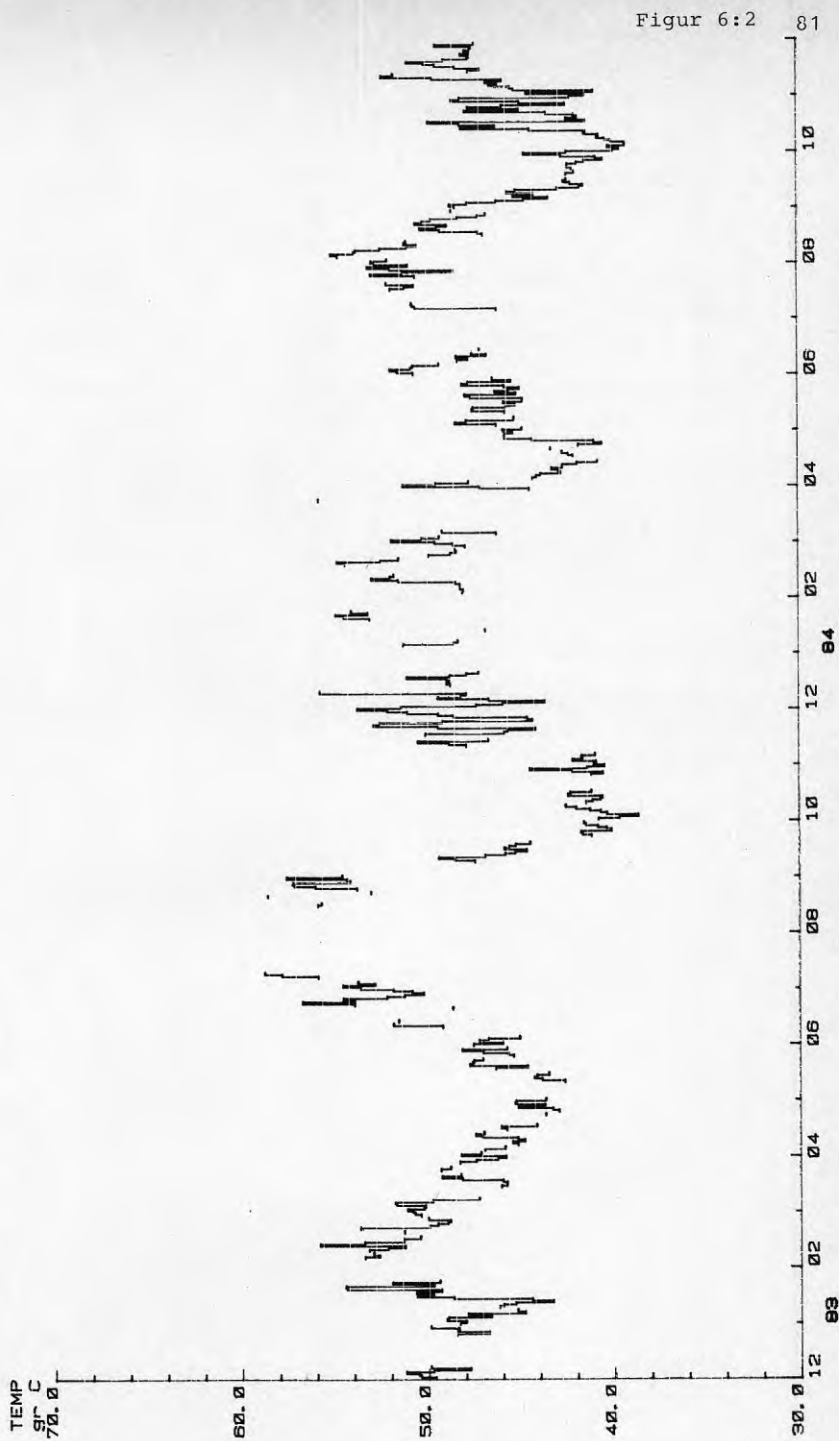


Figur 6:1

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

9:25 AM TUE.. 19 FEB.. 1985

— FJARRVARMERETUR



Figur 6:2

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

7 VÄRMEKÄLLA

Som värmekälla till värmepumparna används renat spillvatten som leds i en drygt 1 km lång kulvert från reningsverket till värmepumpen.

Man erhåller en markant flödesminskning med tiden, se figur 7:1, beroende på ett ökat tryckfall. Detta tryckfall kan härledas till förångarna ty efter rengöring av dessa erhåller man återigen ett högt flöde. Sommaren 1984 installerades ett backspolningsfilter, vilket bidrog till att begränsa flödesminskningen under 3 månader, därefter inträffade återigen ett kraftigt ras. Minskningen är ca 0,1 m³/dygn.

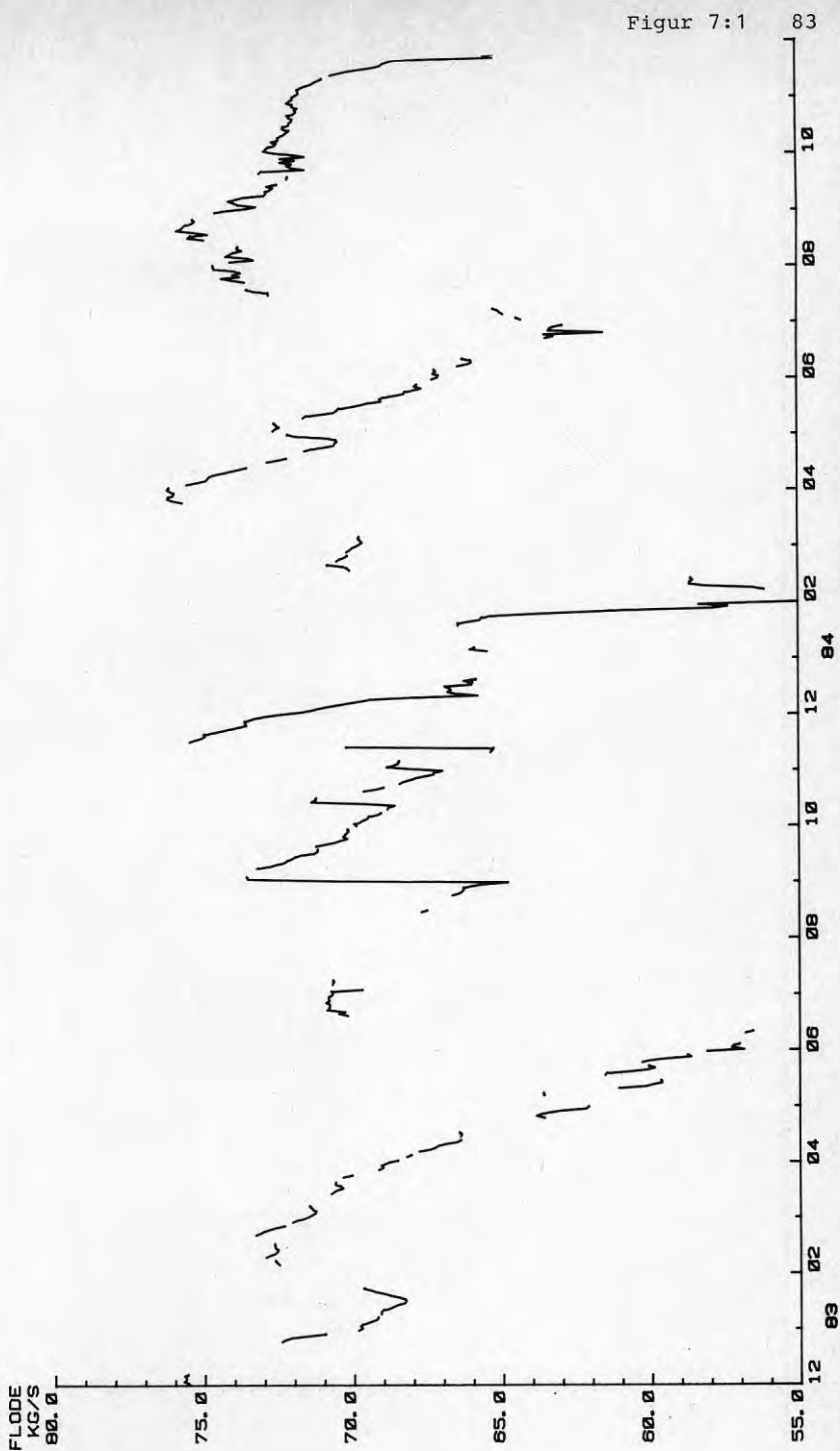
En annan orsak till flödesförändringar kan vara luftfickor som bildas i ledningsnätet.

Spillvattentemperaturen följer samma cykel som sjövattnet. Temperaturvariationen är dock inte lika kraftig mellan sommar och vinter, se figur 7:2 och 7:3. I figur 7:4 är vattentemperaturen från Mälaren in till vattenverken jämförd med temperaturen på det renade spillvattnet.

Figur 7:5 visar det potentiella kyluttaget med strilvattenförångare där vattnet kan kylas till 0°C. Värmeeffekten är ca 30% större än kyleffekten som redovisas i figuren.

2:52 PM FRI.. 5 APR. 1985

SPILLVATTENFLODE



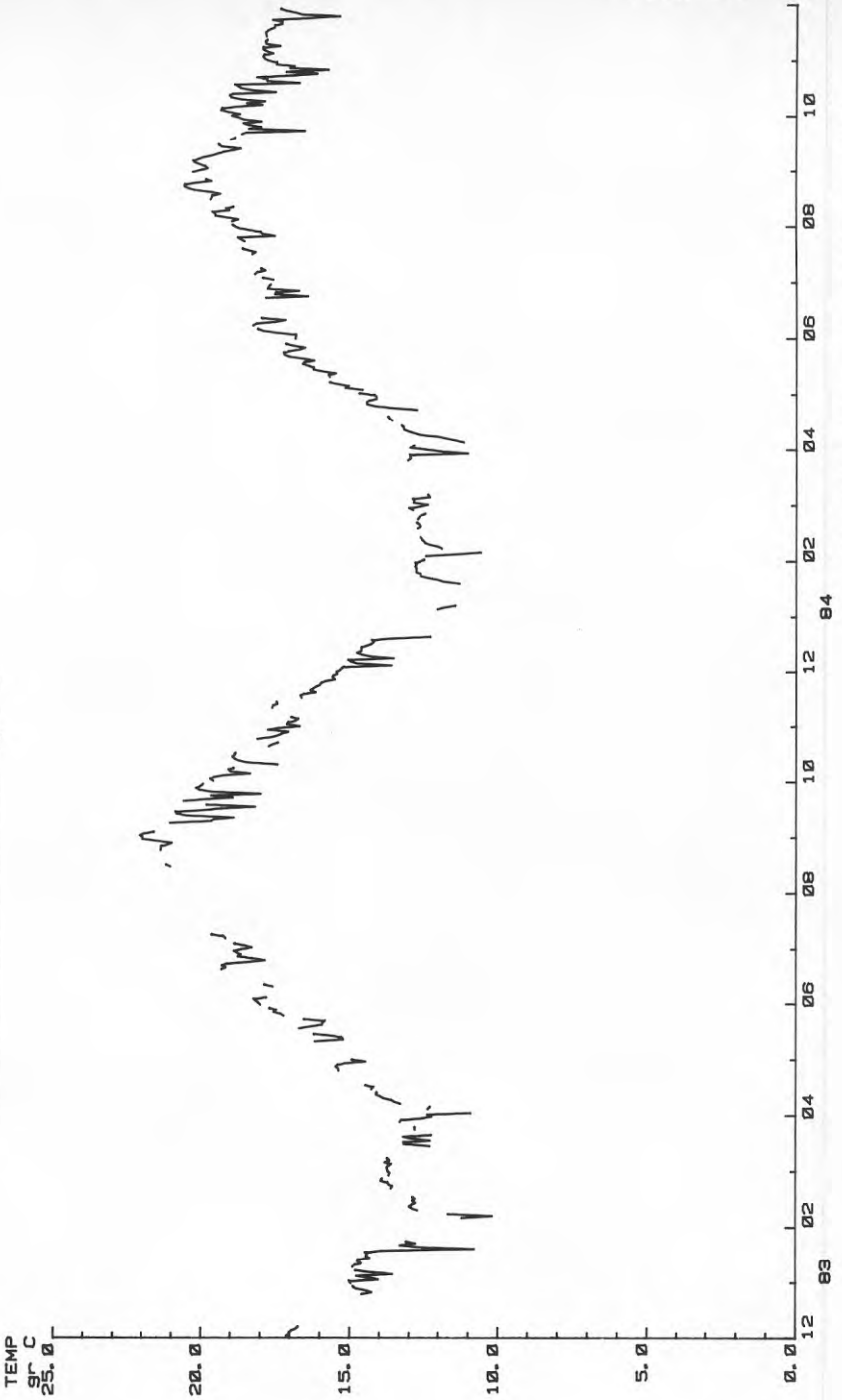
Figur 7:1

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

2:31 PM FRI., 5 APR., 1983

SPILLVATTENTEMPERATUR

Inkommande till första förångaren



Figur 7:2 84

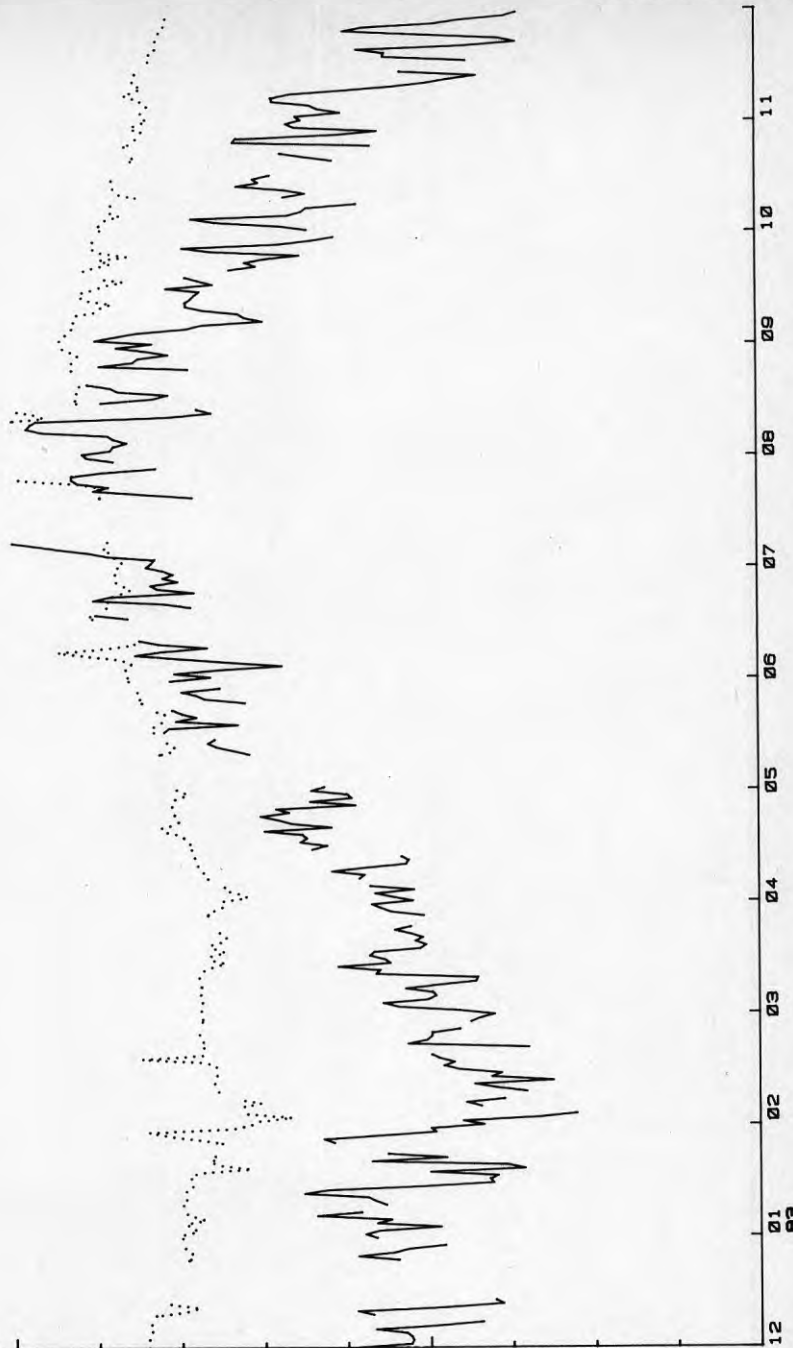
LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

5.16 PM WED.. 27 FEB.. 1985

..... TEMP. SPILLVATTEN

——— TEMP. UTELUFT

TEMP.
GRD C
25.0

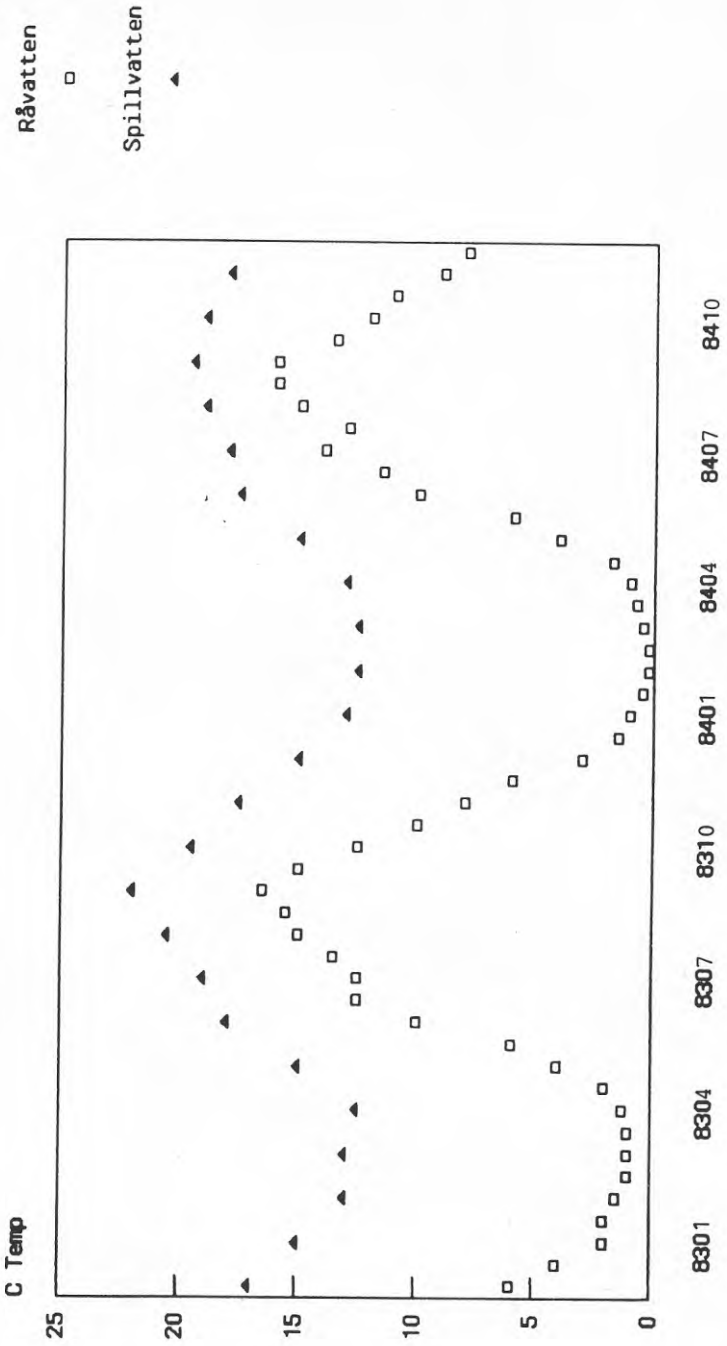


Figur 7:3 85

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 831130 000000

Vattentemperaturer

MÄLAREN RESP LOUDDEN

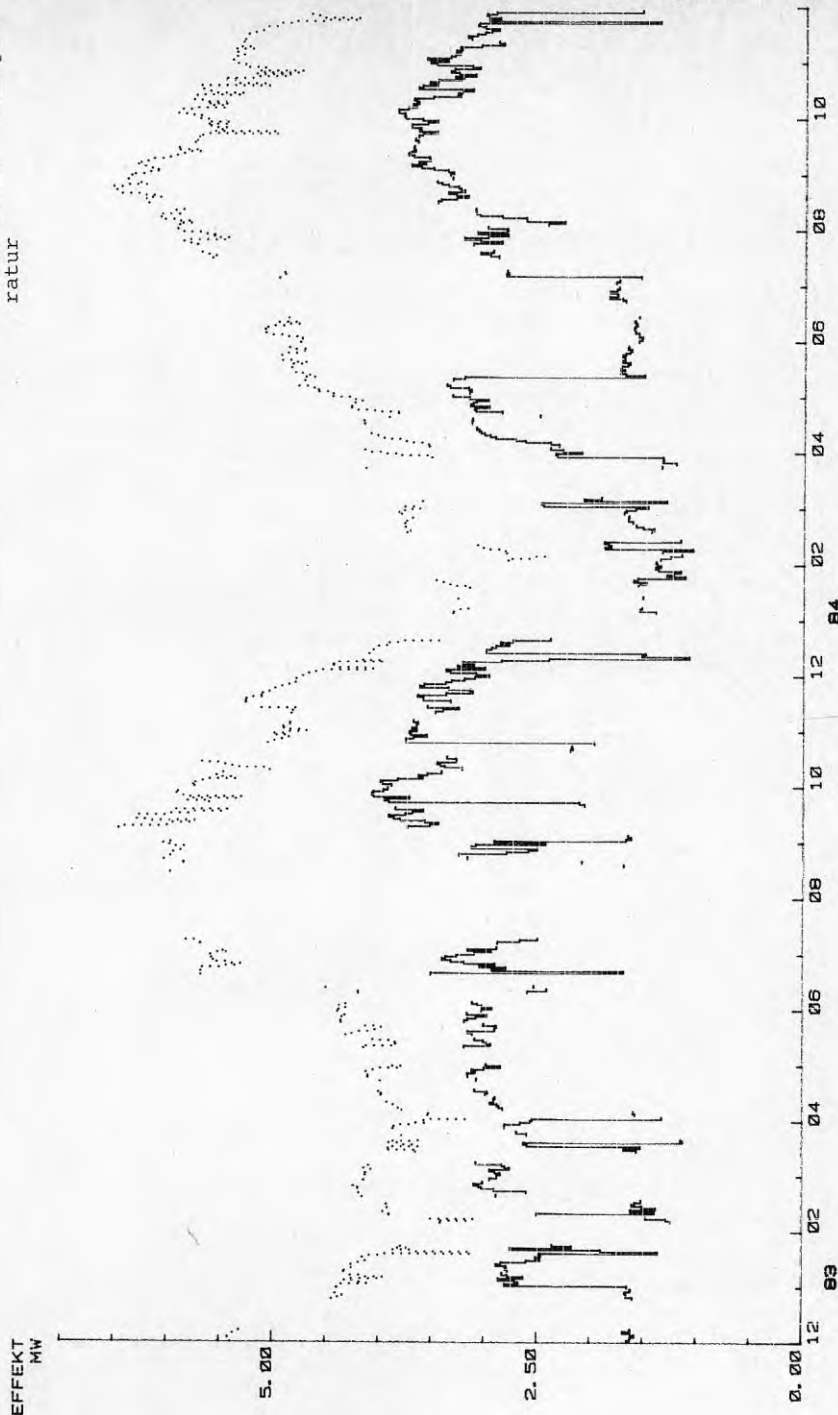


06.13 AM TUE.. 10 FEB.. 1985

KYLEFFEKT

.....

MÖJLIGT KYLUTTAG, vilket medför 0°C i utgående vattentemperatur



Figur 7:5 37

LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 841130 000000

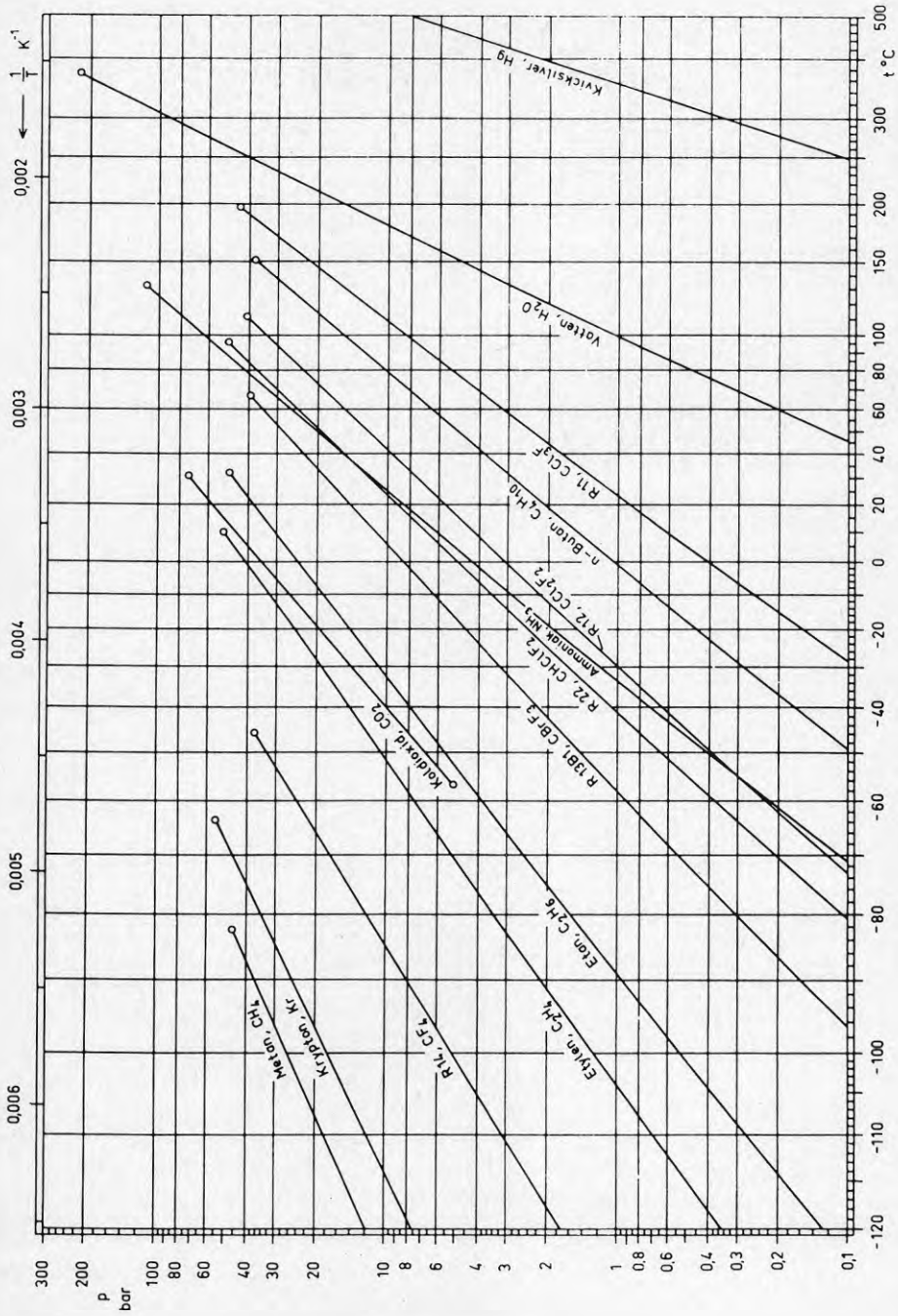
8 KÖLDMEDIUM

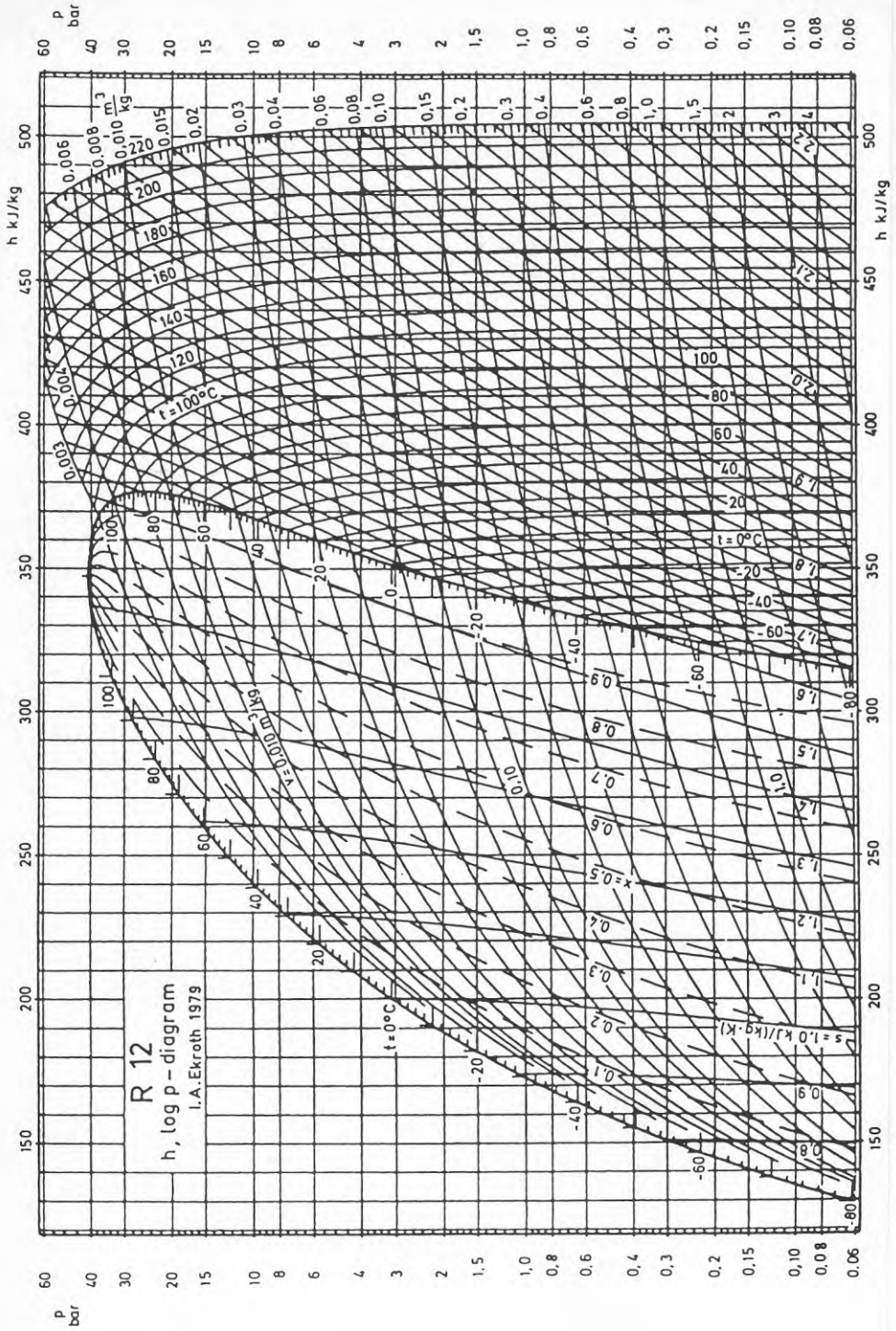
Som köldmedium används R12, vars ångtryckskurva har mycket lämplig karaktäristik för kondensering vid höga temperaturer (60–70°C). Jämför figur 8:1, med data för de vanligaste köldmedierna. Köldmediedata för R12 framgår av figur 8:2.

Vid lägre kondenseringstemperaturer 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. Det specifika kompressorenergibehovet blir dock i motsvarande mån lägre, vilket medför att värmefaktorn blir i stort sett lika för R12 och R22.

Underkylningsegenskaperna är även de sämre för R12 än för R22. Detta beroende på lägre värmekapacitet för R12. I underkylaren innebär detta att det åtgår mindre mängd vatten för att kyla köldmediet lika många grader.





9 EKONOMI

9.1 Investering

Värmepumpinvesteringen var på ca 12 miljoner kronor. Under de två första åren låg drifttillgängligheten på ca 75%, vilket innebär 6500 h/år.

Första mätåret erhöles 13.9 GWh värme från aggregat A och 14.0 GWh värme från aggregat B. Det lägre värdet beroende på sämre tillgänglighet. Motsvarande värden under mätår 2 var 14.7 GWh resp 13.2 GWh. Erforderligt arbete till kompressorerna var mätår 1 4.5 GWh resp 4.2 GWh samt för mätår 2 4.7 GWh resp 4.1 GWh.

Följande kalkyl på inbesparad energikostnad kan göras med antagen alternativkostnad för värme 20 öre/kWh och för el 15 öre/kWh.

	<u>A</u>	<u>B</u>
<u>Mätår 1</u> [kr]		
Värme	2780	2800
Arbete	<u>- 675</u>	<u>- 630</u>
Besparing	2105	2170
 <u>Mätår 2</u>		
Värme	2940	2640
Arbete	<u>- 705</u>	<u>- 615</u>
Besparing	2235	2025
Summa besparing	<u>4340</u>	<u>4195</u>

Driftkostnadsbesparingen är efter två år ca 8.5 miljoner kronor, dvs drygt halva investeringen. Detta trots en låg drifttillgänglighet. Varje procent ökad drifttid är värd 35 000 kr per aggregat.

9.2 Rengöringsintervall

Aggregatens prestanda försämras på grund av försmutsning och flödesminskning på spillvattensidan. Det optimala intervallet mellan rengöringar är en avvägning mellan dels förlusten i värmeproduktion och dels rengöringskostnaden. Den senare består av dels kostnaden för rengöring (personal, borstar o dyl) och dels kostnaden för värme-förlusten eftersom aggregaten måste stängas av. Den senare faktorn sjunker ju längre intervallet mellan rengöringarna är, ty värmeavgivningen sjunker.

I följande beräkning har antagits att värmeavgivningen sjunker 1.5 kW/dygn, jmf 4.2.2, och värmefaktorn 0.002 per dygn, jmf 4.3.2. Begynnelsevärde, efter helt rena förångare, är 2.5 MW värme och värmefaktorn 3.4. Rengöring av förångarna innebär 12 timmars produktionsbortfall samt en arbetskostnad på 2500 kr (för båda aggregaten). Alternativkostnaden för värme antas vara 20 öre/kWh och elkostnaden 15 öre/kWh.

Figur 9:1 visar energikostnadsbesparingen på årsbasis som funktion av intervallet mellan rengöringarna. Optimalt är 40 dygn mellan rengöringarna, men det är mycket flackt. 1% försämring av energikostnadsbesparingen sker vid 90 dygnsintervallet.

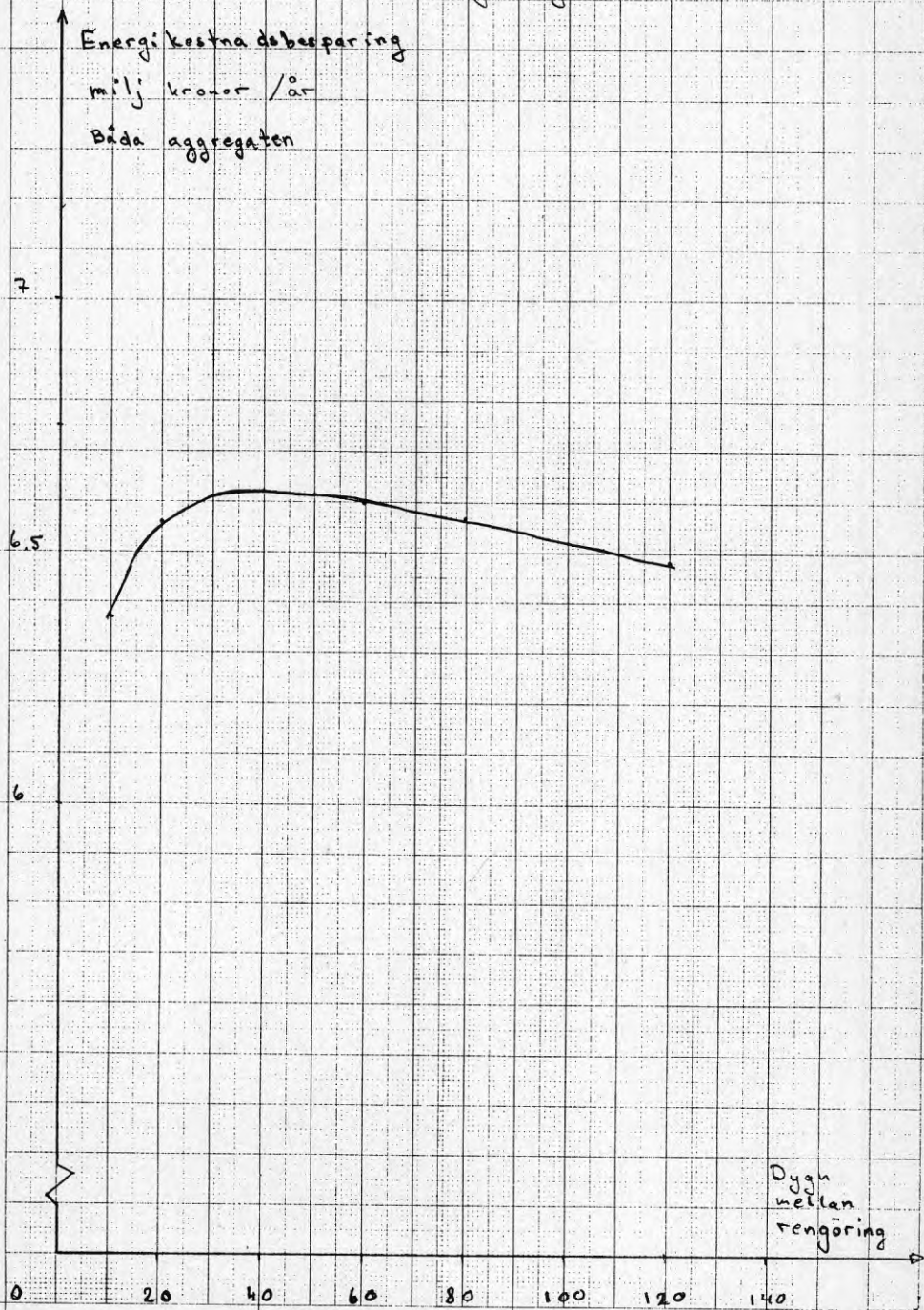
Man bör dock vid driftstopp av andra skäl även rengöra förångarna eftersom man då slipper belasta rengöringskostnaden med produktionsbortfallet.

Givetvis varierar optimum dels med vilka vattentemperaturer som värmepumpen arbetar med och dels el- och värmepriserna. Det optimala intervallet torde dock ligga tämligen konstant kring 40 dygn.

Louddens Värmepump

Optimalt rengöringsintervall

93
Figur 9:1
850419;LS
Loudden



Antal dgn	Ull- fjällen / år	\bar{Q}_1 kW	Q_1 / år	\bar{COP}_1	E_k / år	Verde [kWh]	Q_1	COP_1	E_k	Verde	Penjör	Σ
20	18.25	2485	21769	3.38	6441	6775	2470	3.36	735	168	45625	6562
40	9.125	2470	21637	3.36	6440	6723	2440	3.32	735	82	23	6618
60	6.08	2455	21506	3.34	6439	6670	2410	3.28	735	54	15	6601
80	4.56	2440	21374	3.32	6438	6618	2380	3.26	730	40	11	6567
100	3.65	2425	21242	3.30	6437	6566	2350	3.24	725	36	9	6521
30	12.17	2478	21707	3.37	6441	6750	2455	3.34	735	111	30	6609
10	36.5	2492	21870	3.39	6440	6800	2485	3.38	735	339	91	6370
50	7.3	2462	21572	3.35	6439	6697	2425	3.30	735	66	18	6613
120	3.04	2410	21112	3.28	6436	6514	2320	3.22	720	26	8	6480

BETECKNINGAR OCH DEFINITIONER

\dot{Q}_1	Värmeeffekt	W
Q_1	Värmeenergi	Wh
\dot{Q}_2	Kyleffekt	W
Q_2	Kylenergi	Wh
\dot{E}_k	Kompressoreffekt	W
E_k	Kompressorenergi	Wh
T_1, t_1	Kondenserings temperatur	K; °C
T_2, t_2	Förångningstemperatur	K; °C
COP_1	Värmefaktor	
COP_2	Köldfaktor	
COP_{1C}	Värmefaktor för en Carnotprocess	
COP_{2C}	Köldfaktor för en Carnotprocess	
η_{1Ct}	Carnotska verkningsgraden, baserad på värmefaktorerna	
η_{2Ct}	Carnotska verkningsgraden, baserad på köldfaktorerna	
A	Area	m^2
b	Förlustfaktor	
c_p	Värmekapacitet	J/kg, K
d	Diameter	m
g	Gravitation	m/s^2
k	Värmegenomgångskoefficient	$W/m^2, K$
\dot{m}	Massflöde	kg/s
\dot{q}	Ytbelastning	W/m^2

r	Ångbildningsvärme	J/kg
t	Temperatur	K; °C
\dot{V}	Volymflöde	m ³ /s
ρ	Densitet	kg/m ³
ν	Kinematisk viskositet	m ² /s
K_f	Koktalet	
Re	Reynolds tal	
Nu	Nusselt tal	

REFERENSER

Dersand, S och Nilsson, H, 1982/83, Louddens värmepumpanläggning. Examensarbete Inst för Termisk Energiteknologi, KTH. Stockholm.

Pierre, B, 1972, Kylteknik Ak. 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.

Enström, H, 1983, Some experiences of heat pumps in district heating networks, 16th International Congress of Refrigeration. Paris.

Nilsson, Svante, 1972. Köldmediers kondensation i horisontella och lutande rör. Scandinavian Refrigeration, nr 2. Stockholm

Bilaga innehållande månadsvärden

1. Tabell 1, värmeeffekt för aggregat A och B
 värmefaktor för aggregat A och B
 drifttid för aggregat A och B

2. Graf 1–24, värmeeffekt för aggregat A och B
 värmefaktor för aggregat A och B
 loggboksutdrag avseende driftstörningar

TABELL 1

Månad	Aggregat A			Aggregat B		
	Värme- effekt MW	Värme- faktor COP ₁	Drift- tid %	Värme- effekt MW	Värme- faktor COP ₁	Drift- tid %
8212	1.113	3.27	47	0.994	3.34	41
8301	1.836	3.22	79	1.103	3.01	79
8302	1.892	2.89	93	1.127	3.09	55
8303	1.647	3.02	85	1.633	3.27	77
8304	1.710	3.24	86	1.577	3.44	71
8305	1.675	3.01	82	1.895	3.42	81
8306	1.413	2.88	72	1.687	3.34	71
8307	0.601	2.83	30	0.668	3.22	30
8308	0.935	2.77	50	1.068	3.25	50
8309	2.192	3.46	89	2.459	3.64	94
8310	1.870	3.18	81	2.731	3.81	100
8311	2.110	3.32	88	2.179	3.47	88
8312	1.602	3.14	72	1.411	3.22	70
8401	0.629	2.62	40	0.800	2.78	41
8402	1.649	3.00	81	0.544	2.61	30
8403	0.623	2.75	39	0.850	2.66	45
8404	2.024	3.22	95	1.863	3.27	95
8405	2.256	3.27	96	0.937	3.41	39
8406	1.082	3.21	47	0.711	3.47	28
8407	1.357	2.92	66	1.732	3.19	76
8408	1.977	3.05	93	2.195	3.29	93
8409	2.304	3.42	94	2.387	3.56	94
8410	2.414	3.34	100	2.493	3.48	100
8411	2.182	3.06	99	2.126	3.22	91
Mätår	Värme- effekt MW	Värme- faktor COP ₁	Drift- tid %	Värme- effekt MW	Värme- faktor COP ₁	Drift- tid %
8212- -8311	1.583	3.09	73	1.593	3.36	67
8312- -8411	1.675	3.09	77	1.504	3.18	67

11:55 AM WED., 12 DEC., 1994

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....

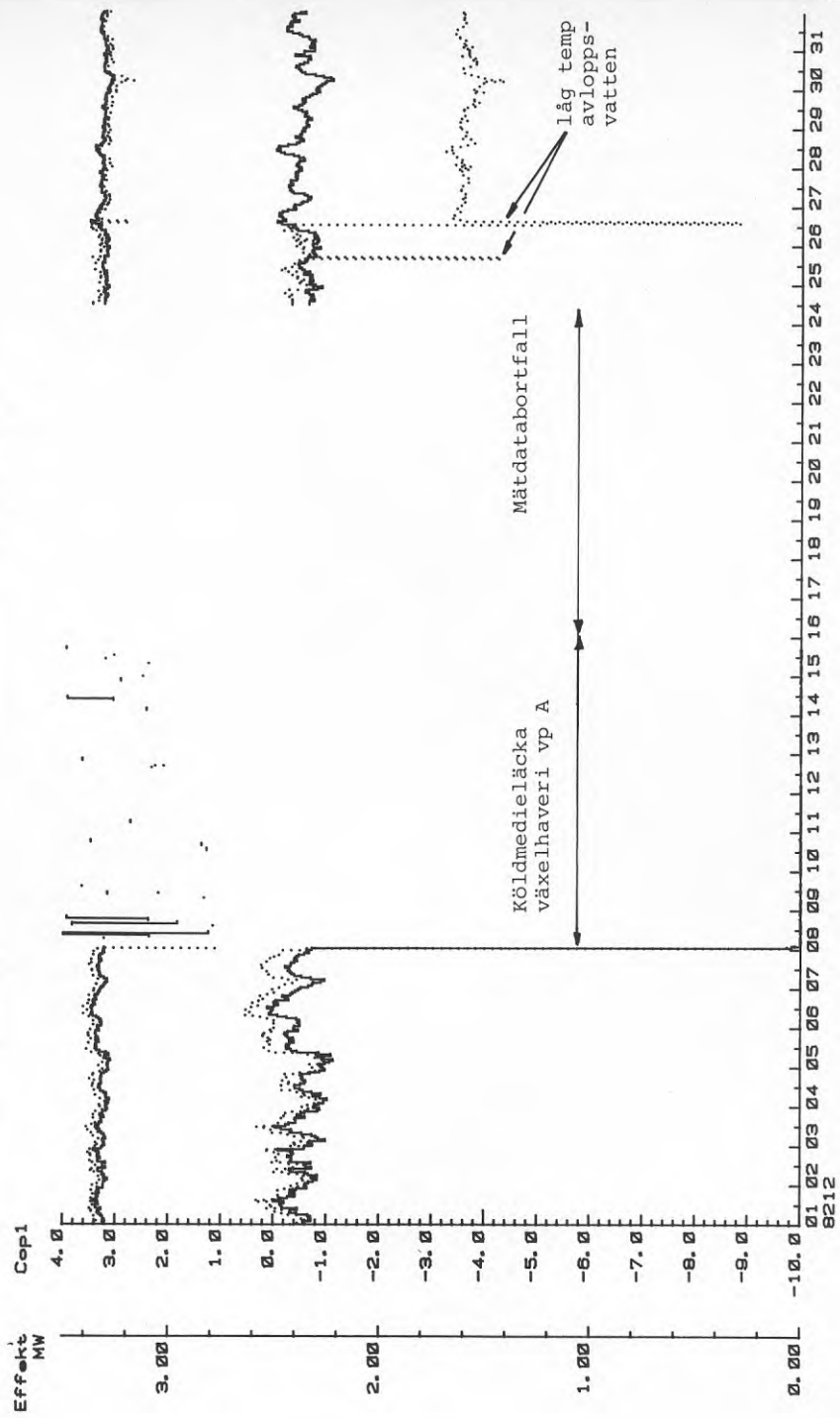
.....

.....

.....

.....

.....



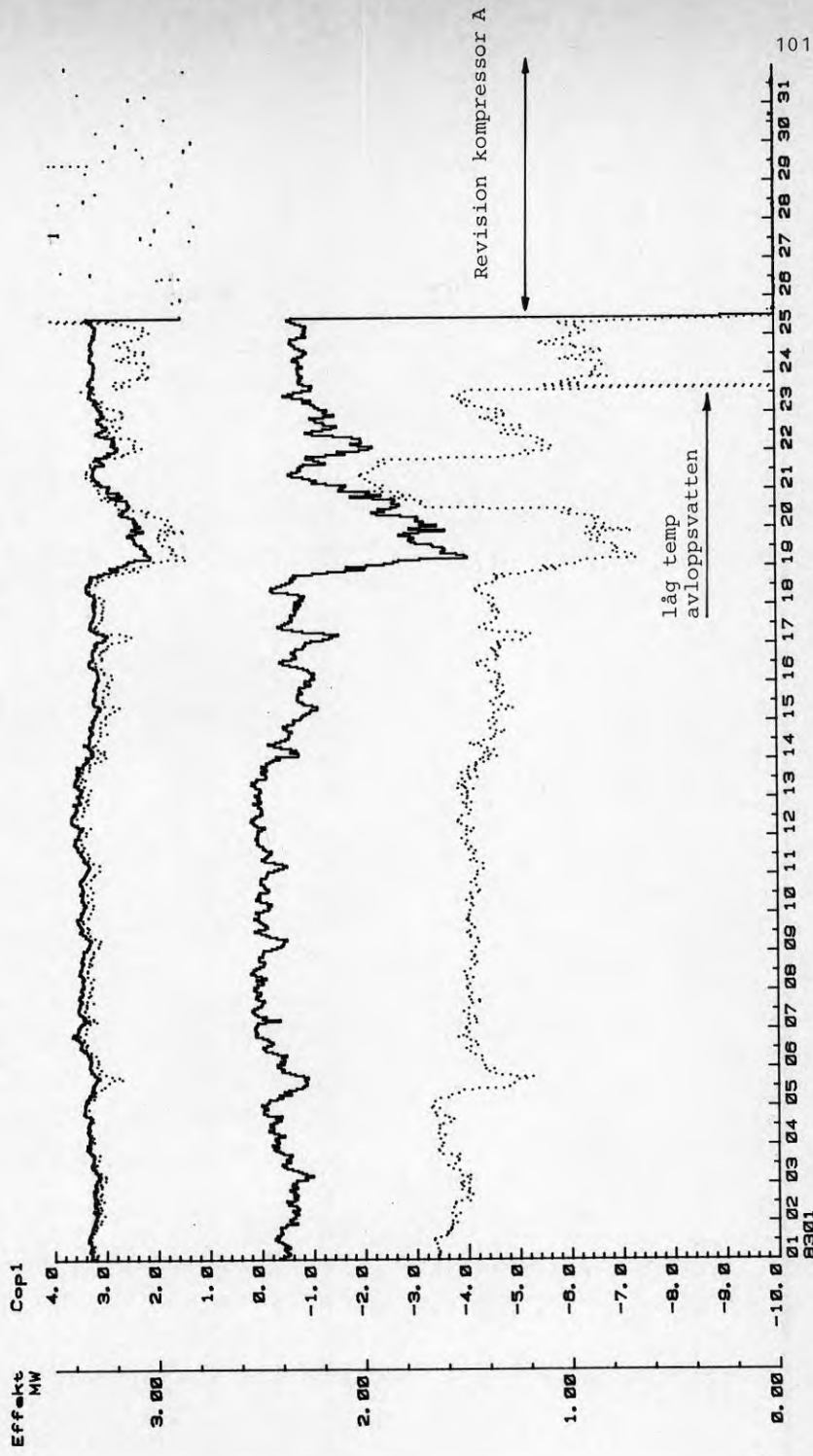
LOUDDENS VARMEPUMP
821201 000000 - 821231 230000

1.48 PM WED., 12 DEC., 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....
.....

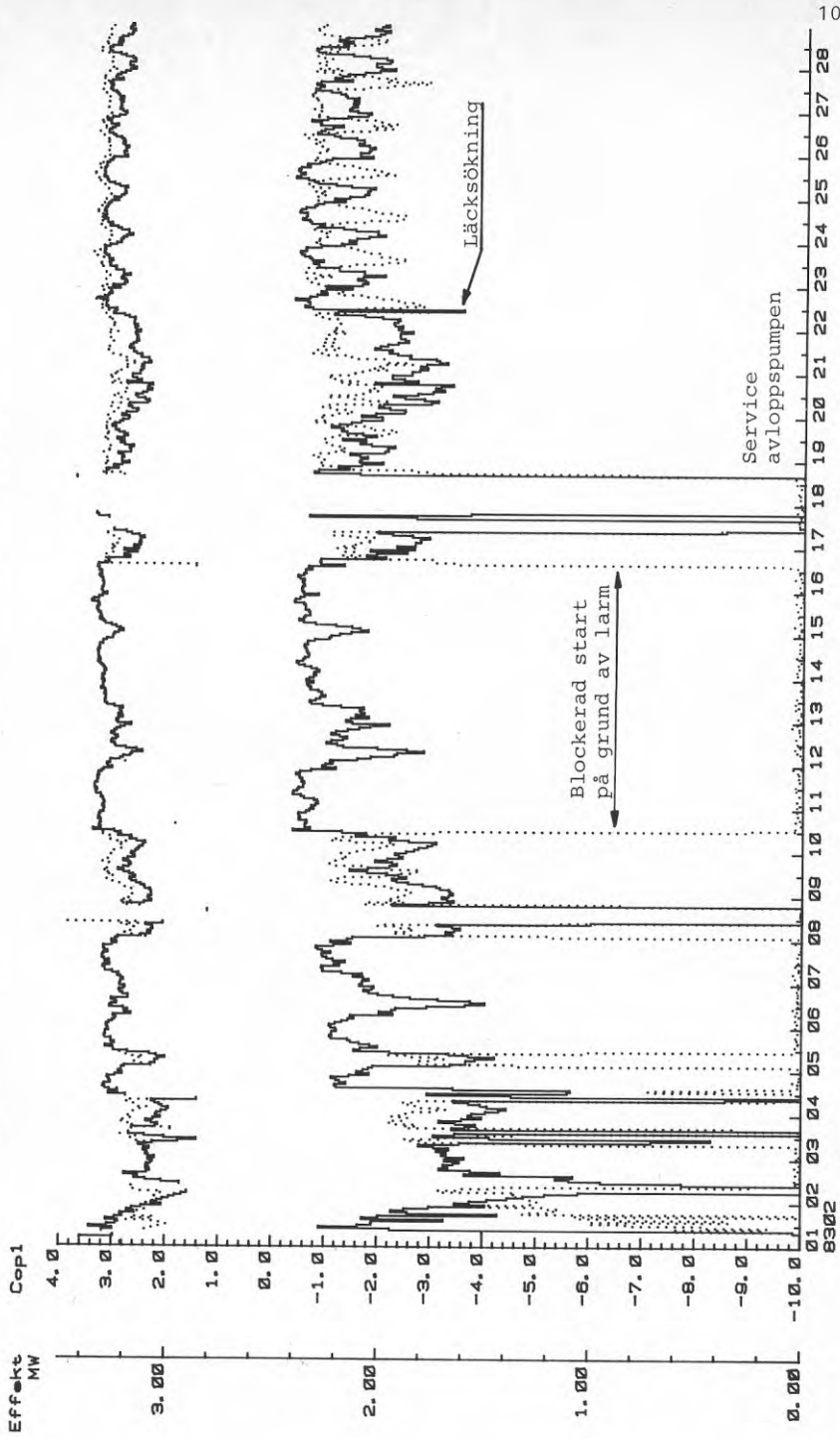
.....
.....



LOUDDENS VARMEPUMP
830101 000000 - 830131 230000

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B

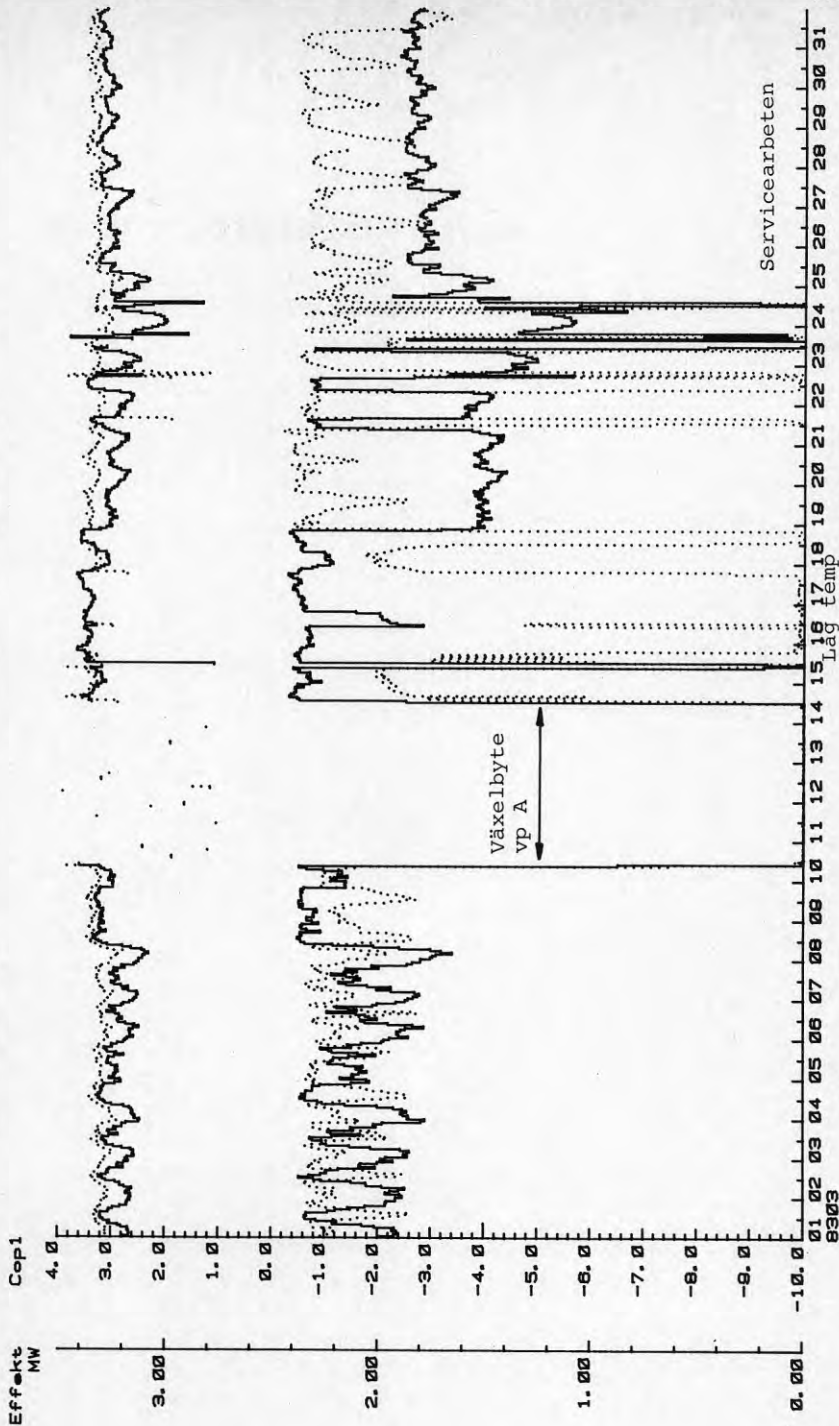


Låg temp
avloppsvatten

LOUDDENS VARMEPUMP
830201 000000 - 830228 230000

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

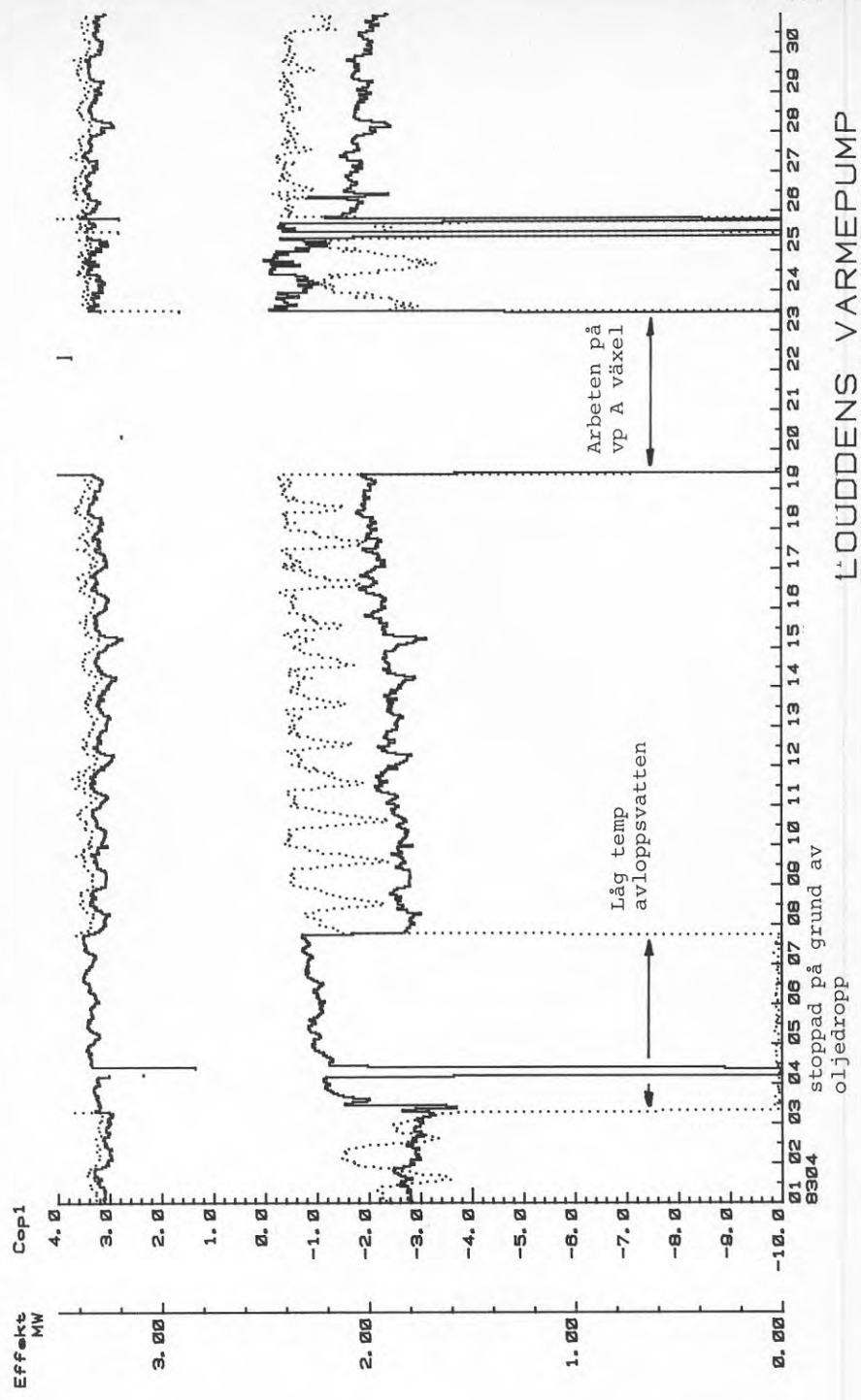
COP1, AGGR A
COP1, AGGR B



avloppsvatten
LOUDDENS VARMEPUMP
830301 000000 - 830331 230000

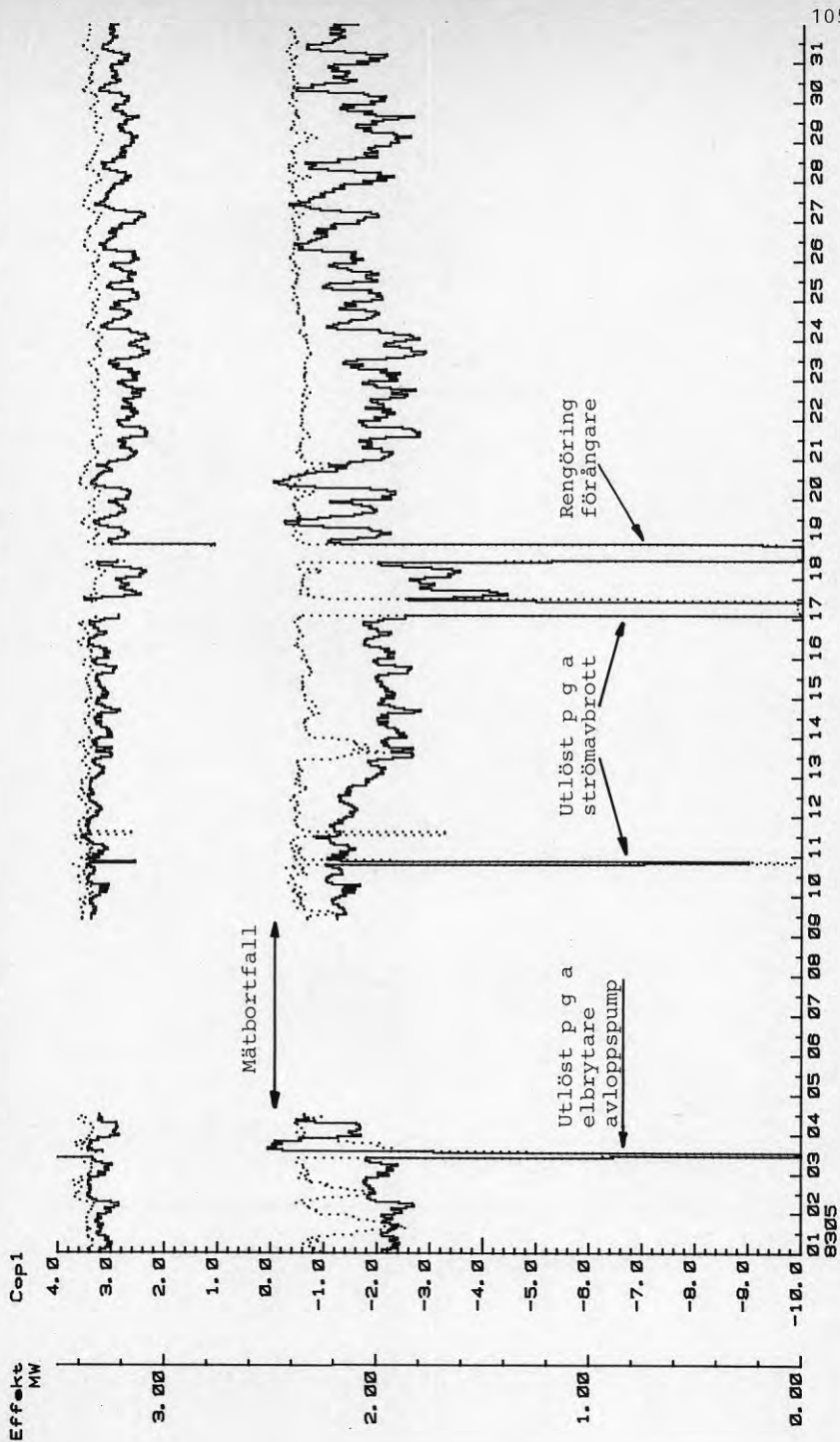
VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B



VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COPI1, AGGR A
COPI1, AGGR B



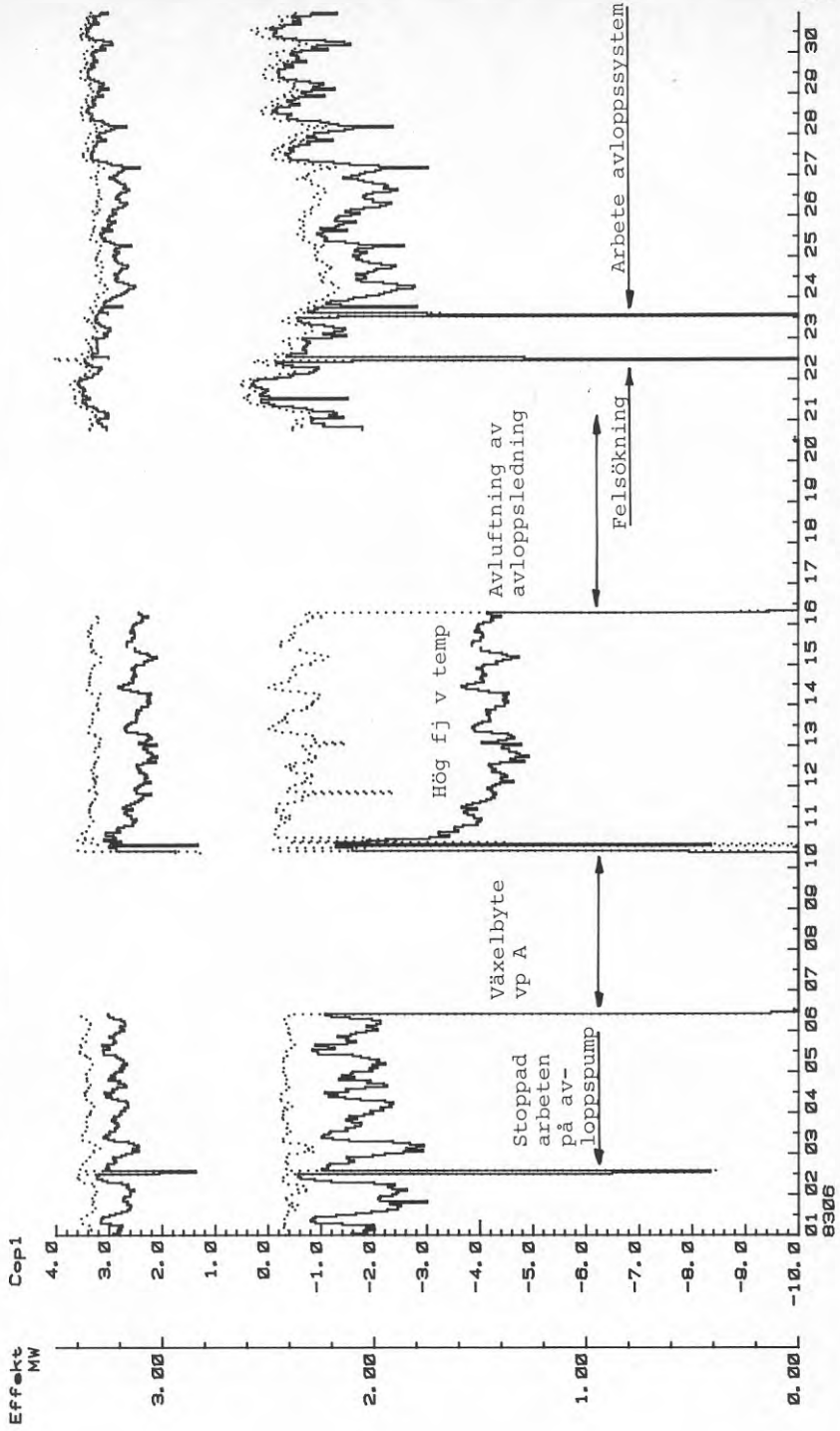
LOUDDENS VARMEPUMP
830501 000000 - 830531 230000

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....
.....

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B

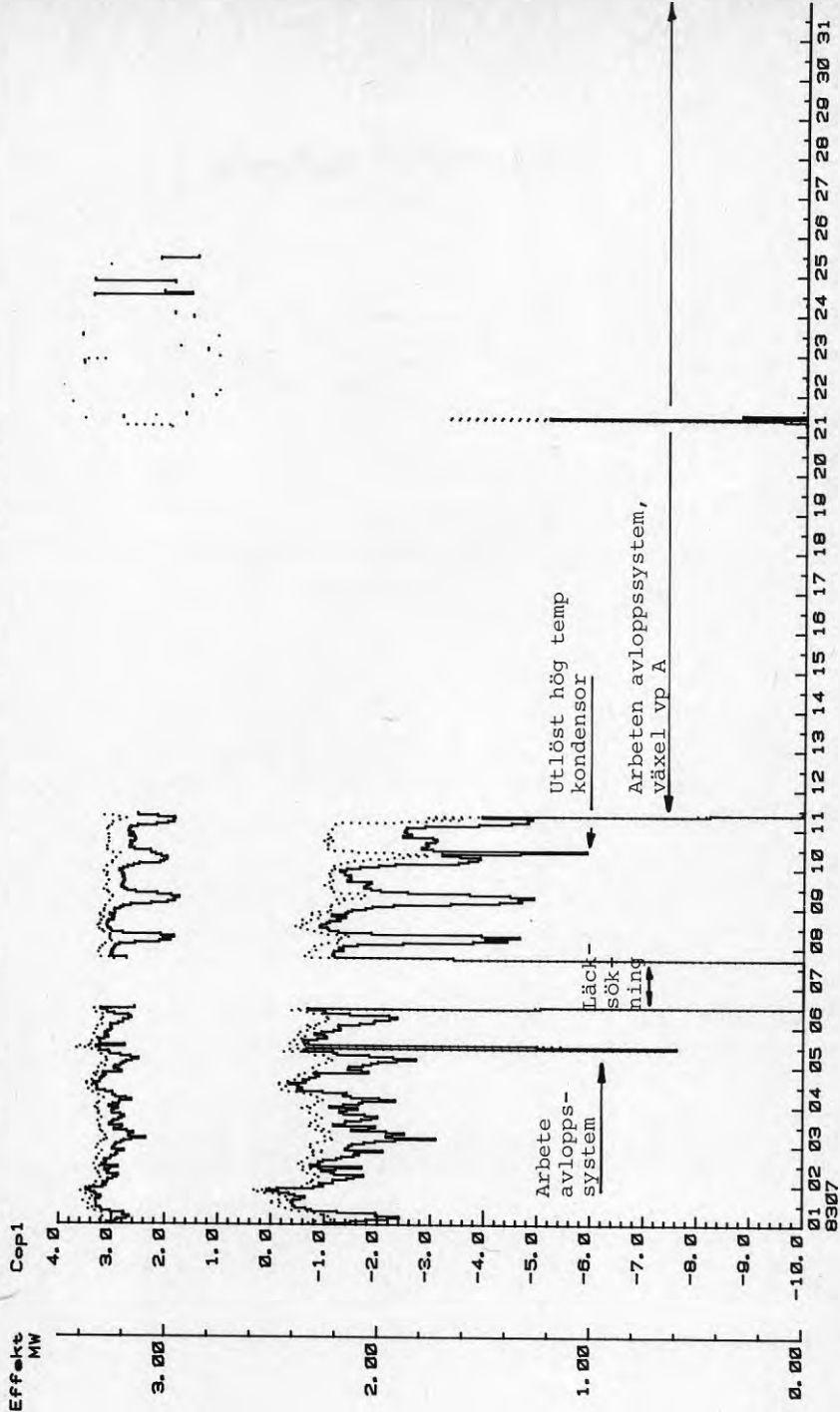
.....
.....



VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....
.....

COPI, AGGR A
COPI, AGGR B

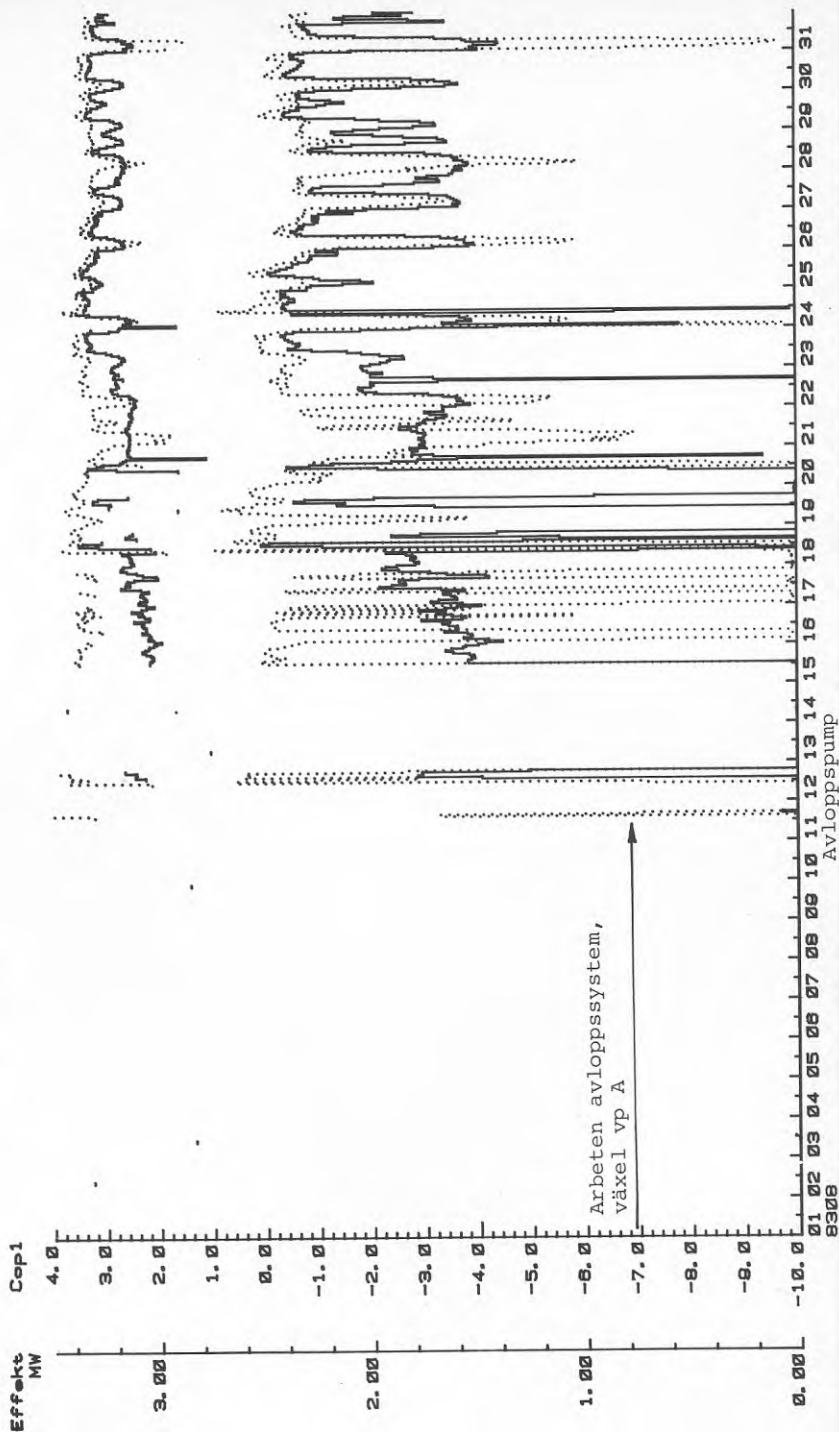


LOUDDENS VARMEPUMP
830701 000000 - 830731 230000

2:17 PM WED., 12 DEC., 1984

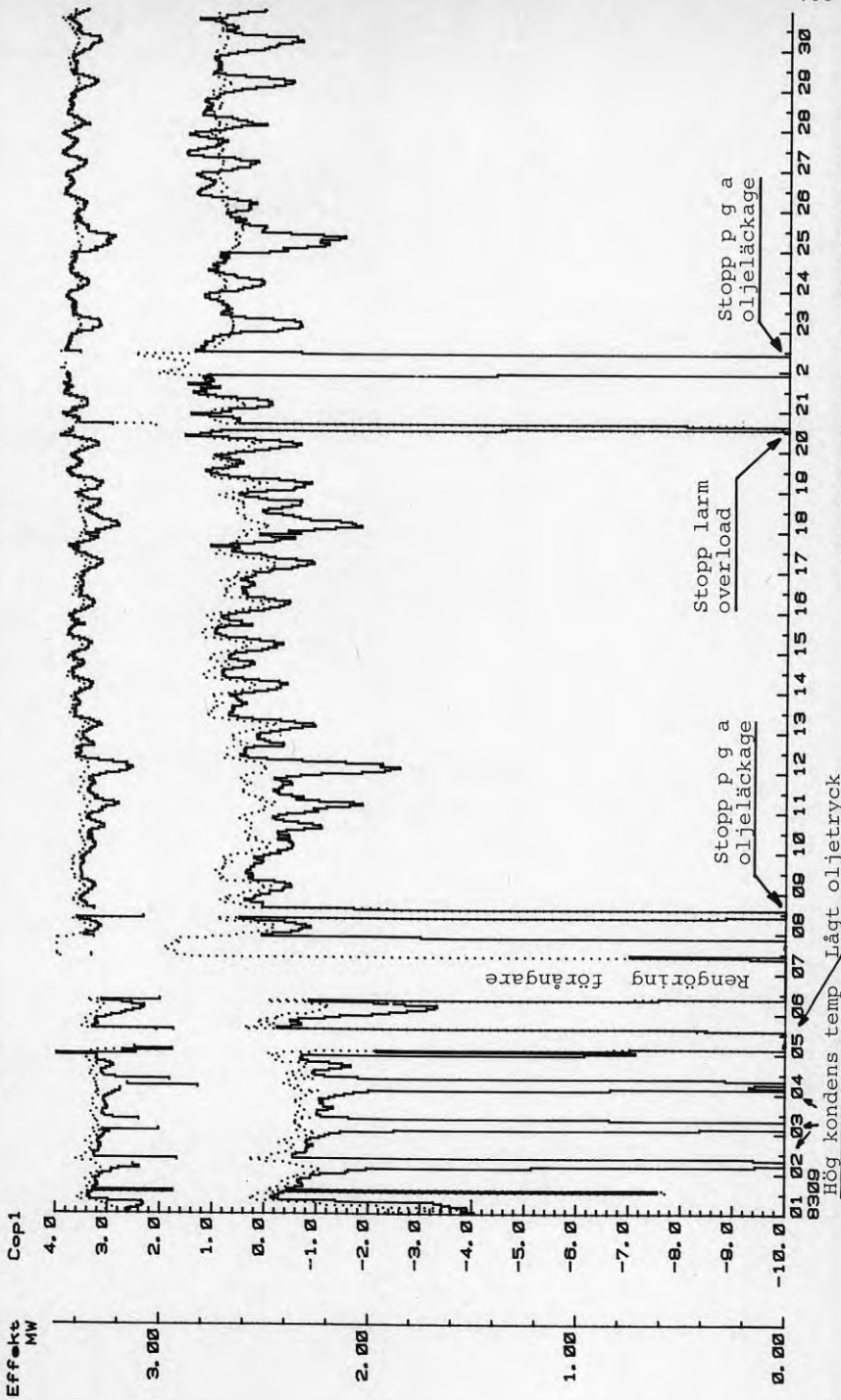
VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B



VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COPI1, AGGR A
COPI1, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
830901 000000 - 830930 230000

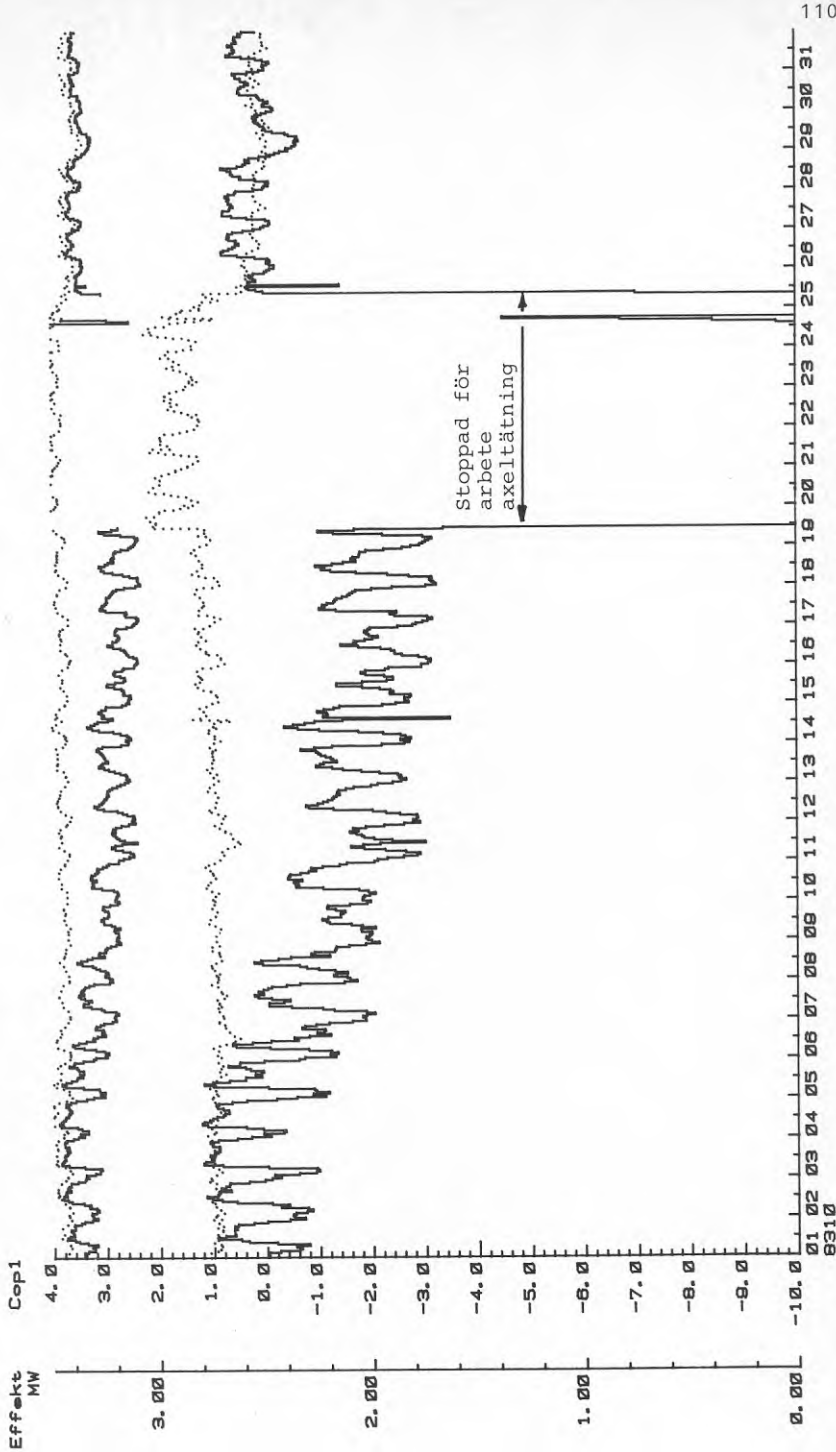
2.26 PM WED., 12 DEC., 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....
.....

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B

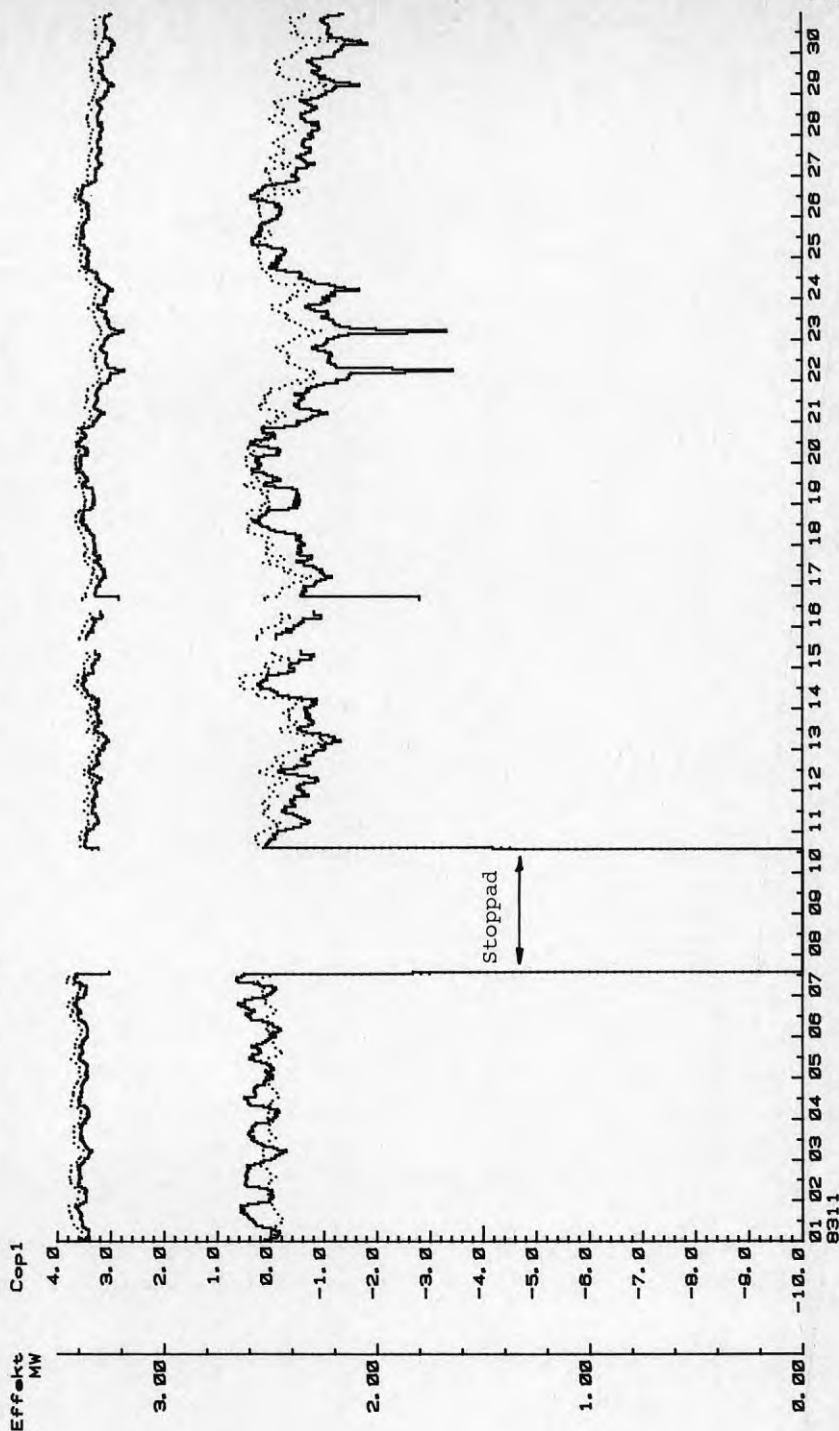
.....
.....



2:31 PM WED. 12 DEC. 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COPI, AGGR A
COPI, AGGR B

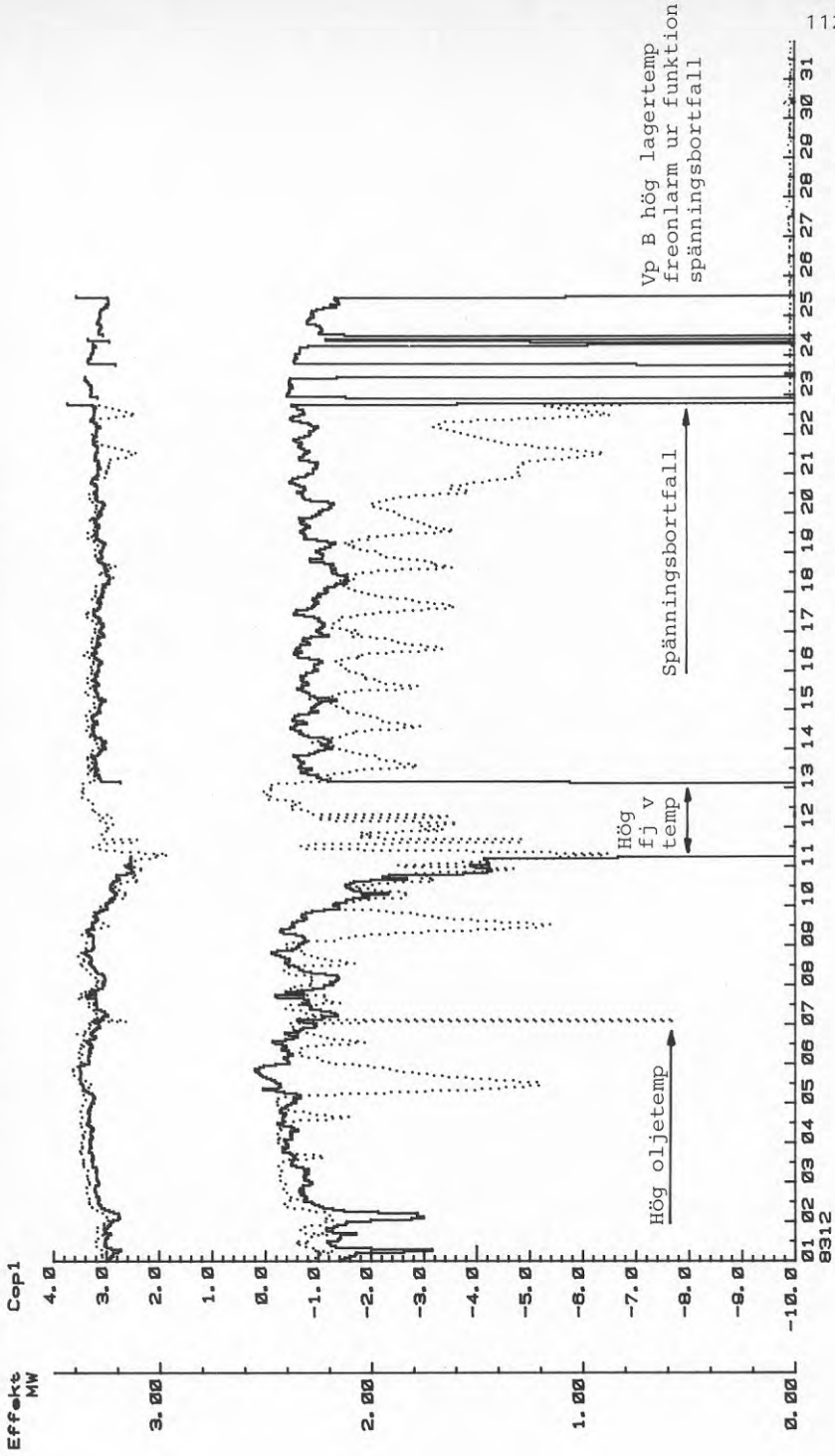


LOUDDENS VARMEPUMP
831101 000000 - 831130 230000

8311
01 02 03 04 05 06 07 08 09 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B

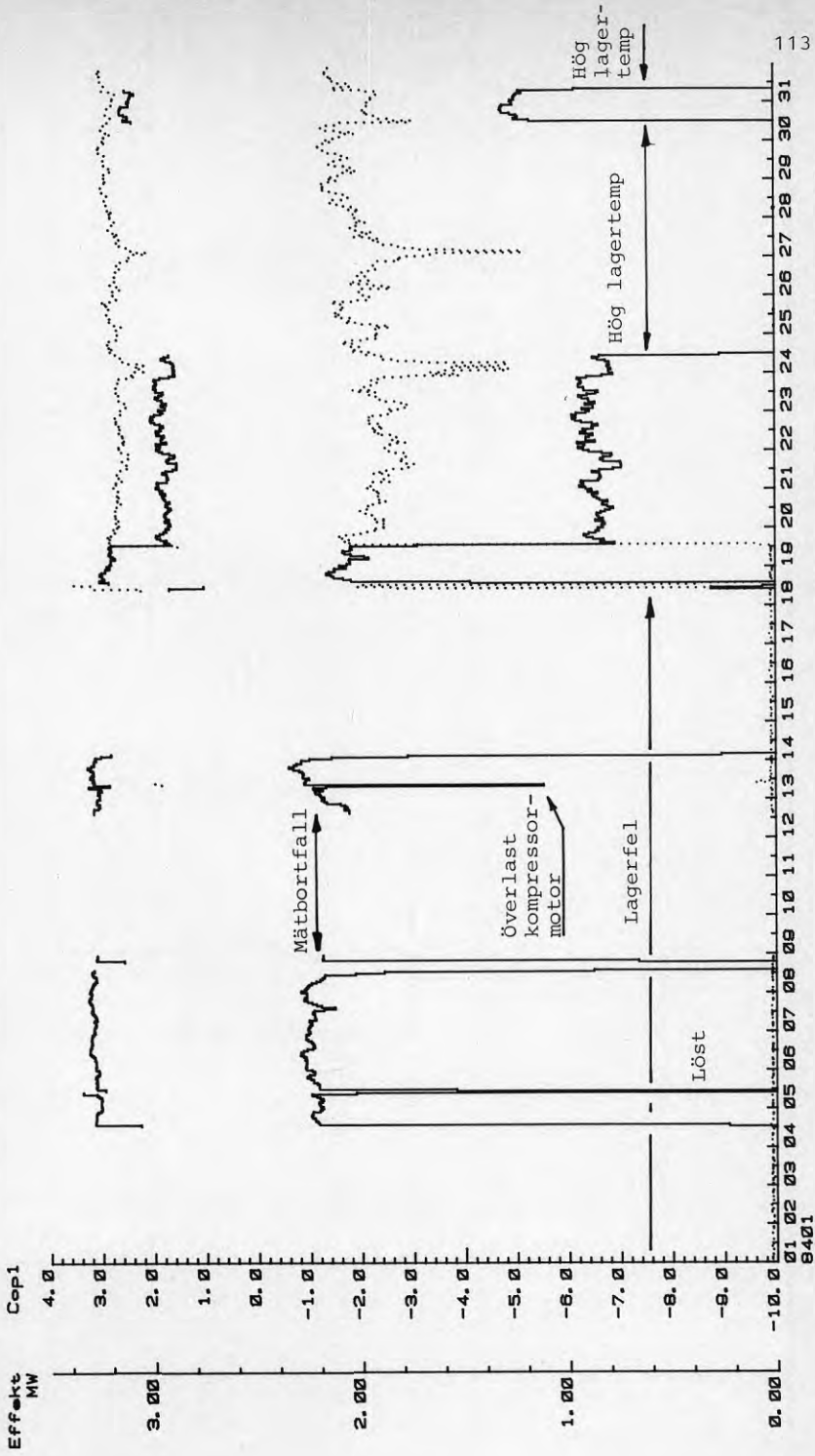


LOUDDENS VARMEPUMP
831201 000000 - 831231 230000

2:38 PM WED., 12 DEC., 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

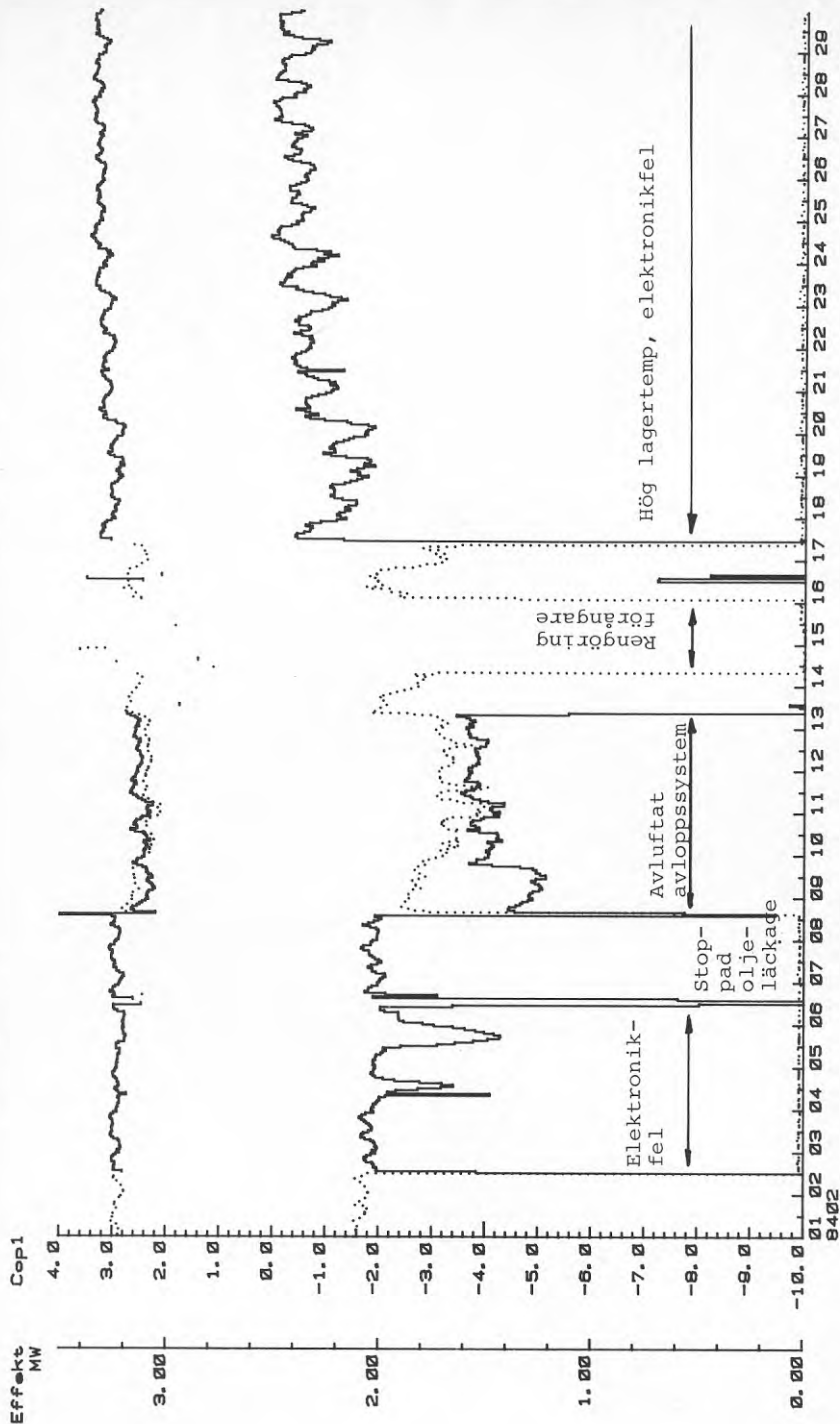
COP1, AGGR A
COP1, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
840101 000000 - 840131 230000

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

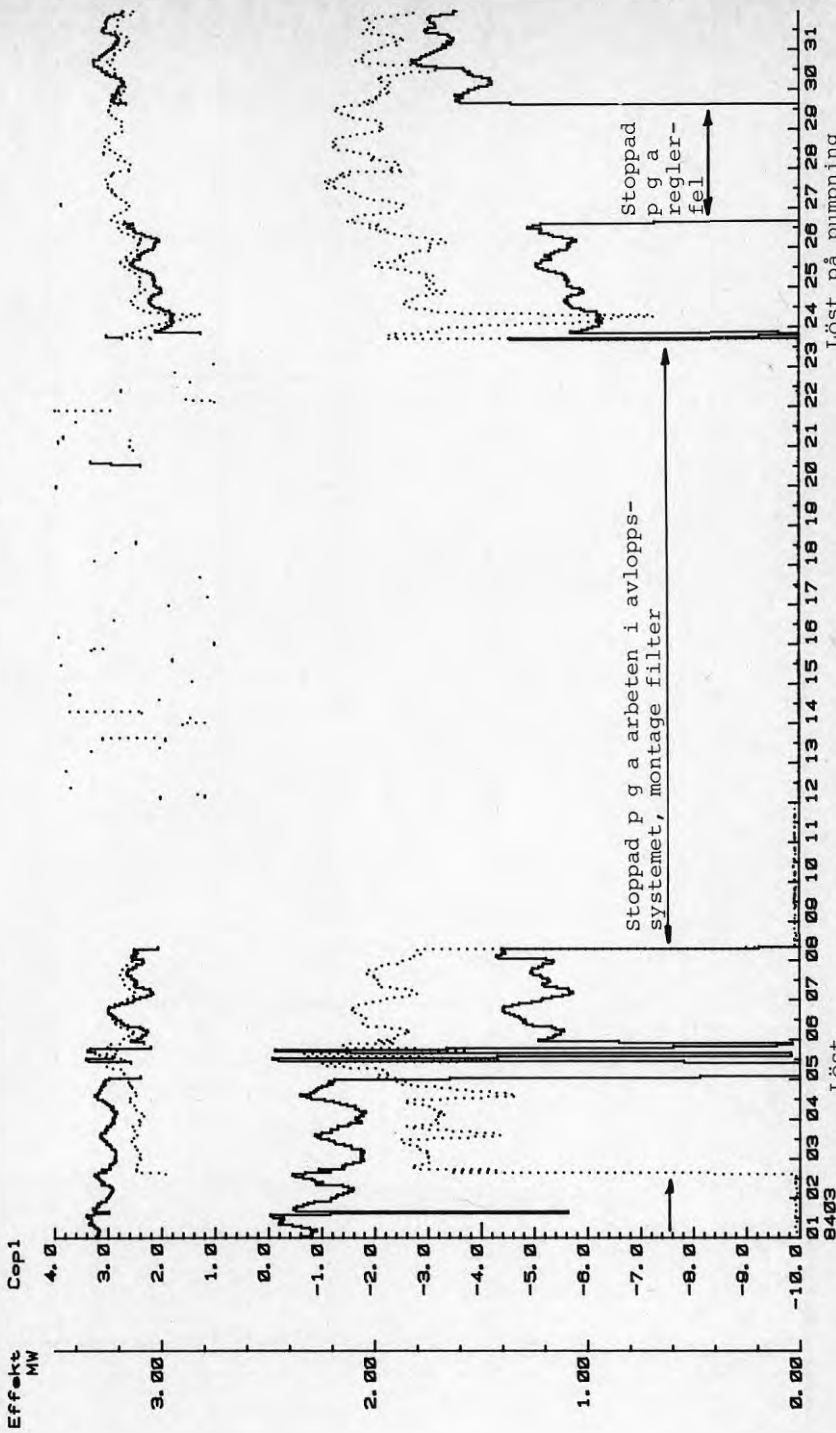
COP1, AGGR A
COP1, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
840201 000000 - 840220 230000

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COPI, AGGR A
COPI, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
840301 000000 - 840331 230000

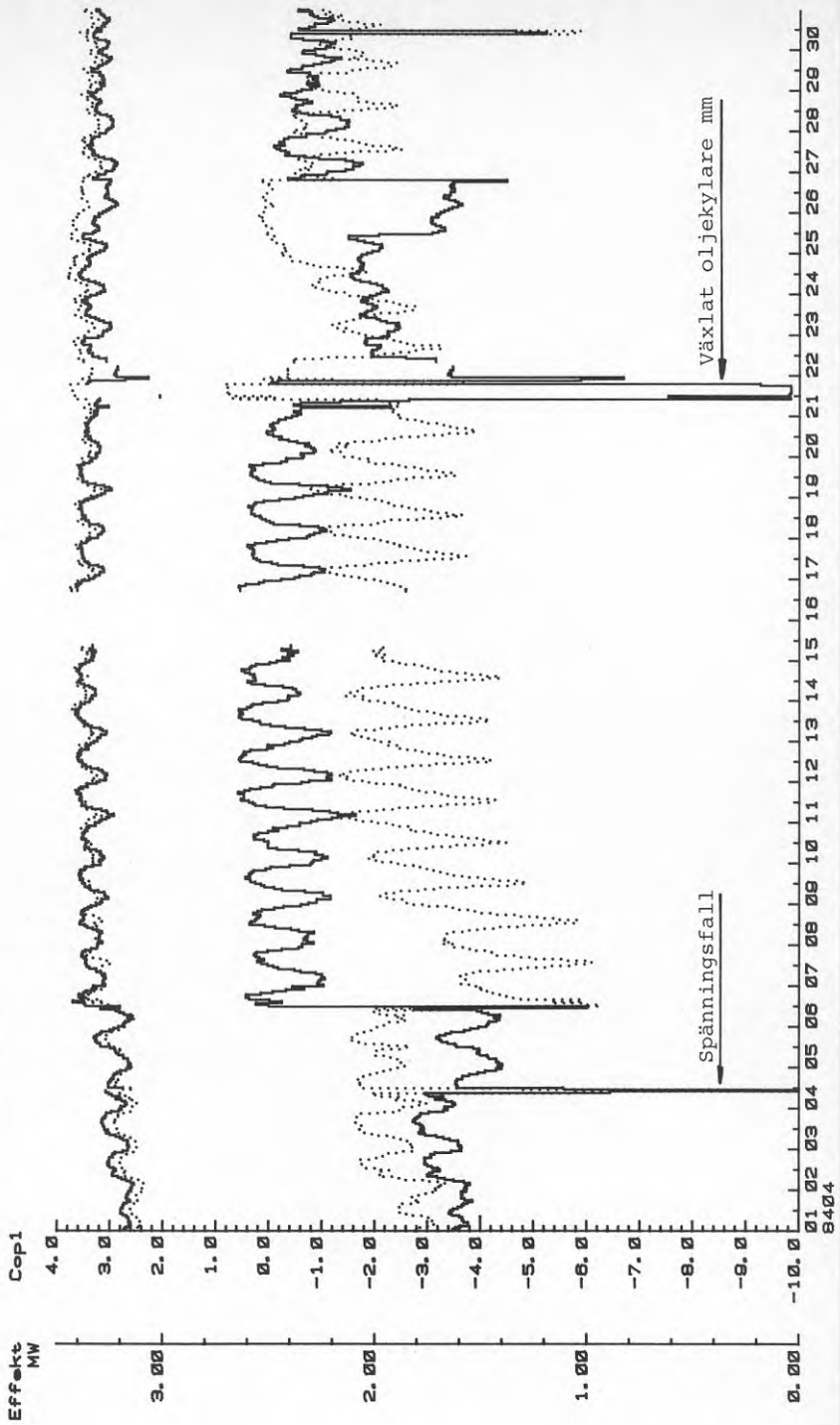
2.54 PM WED., 12 DEC., 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B

.....

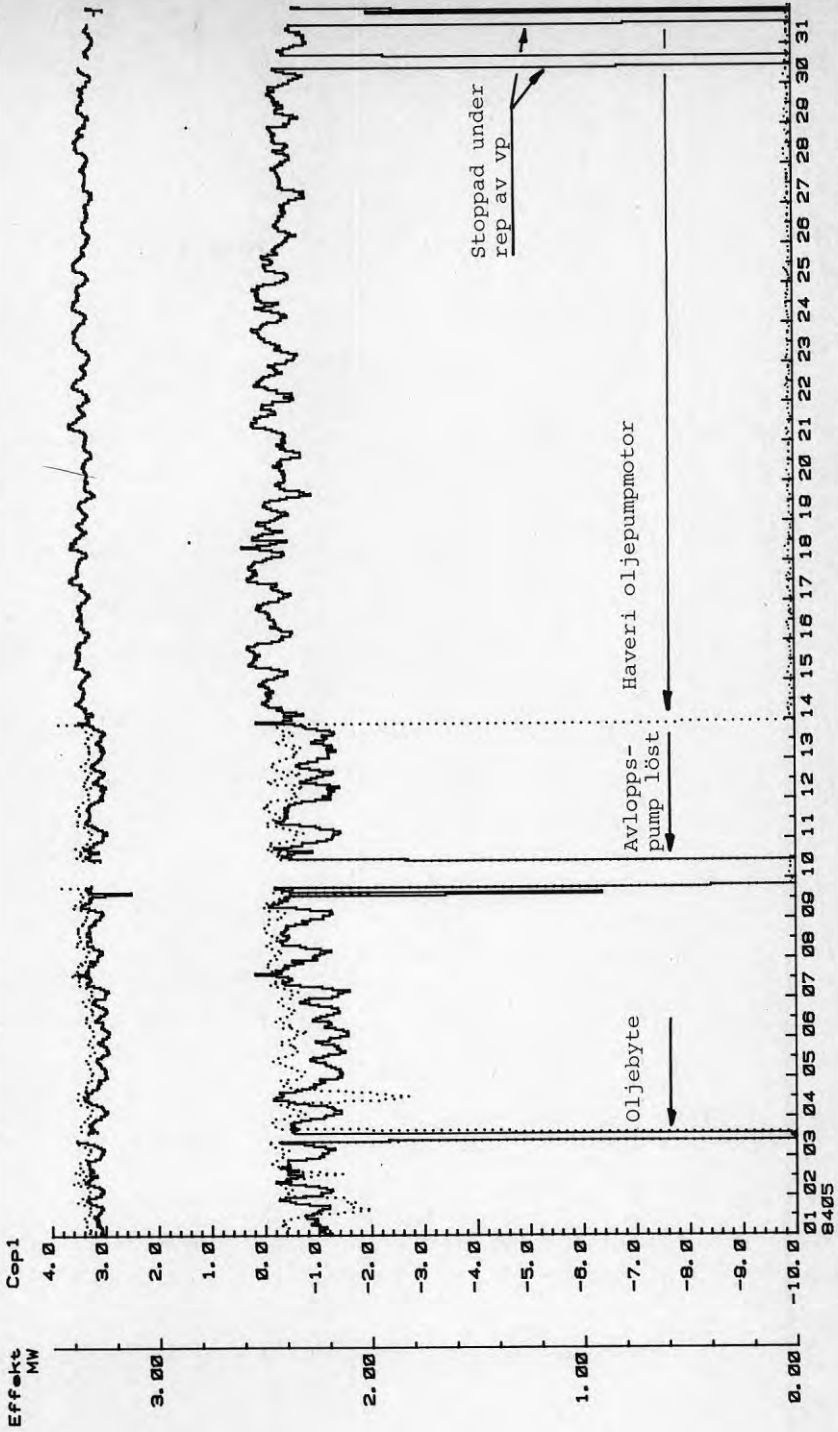


LOUDDENS VARMEPUMP
840401 000000 - 840430 230000

2.59 PM WED., 12 DEC., 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
840501 000000 - 840531 230000

4:41 PM WED., 12 DEC., 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....

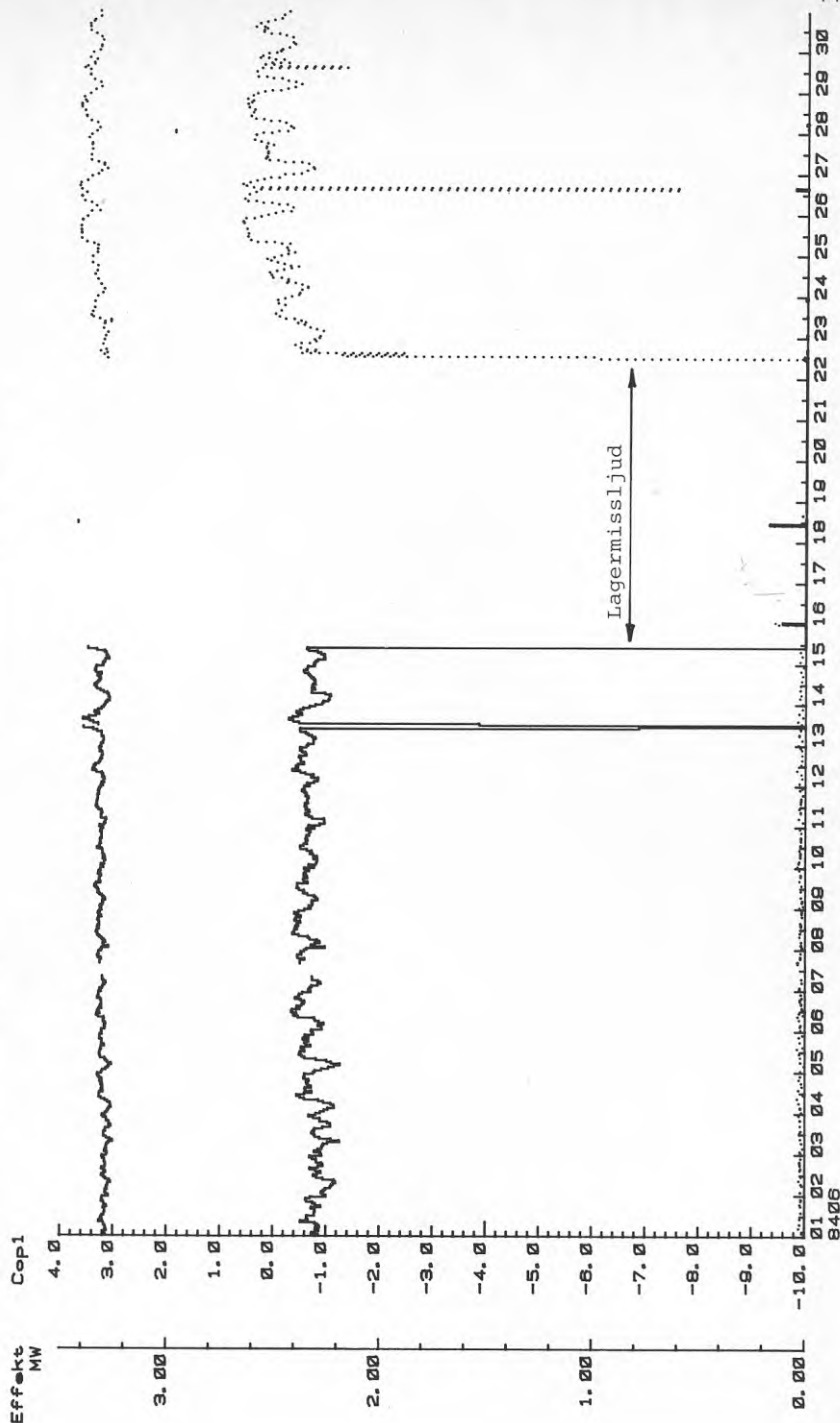
.....

.....

.....

.....

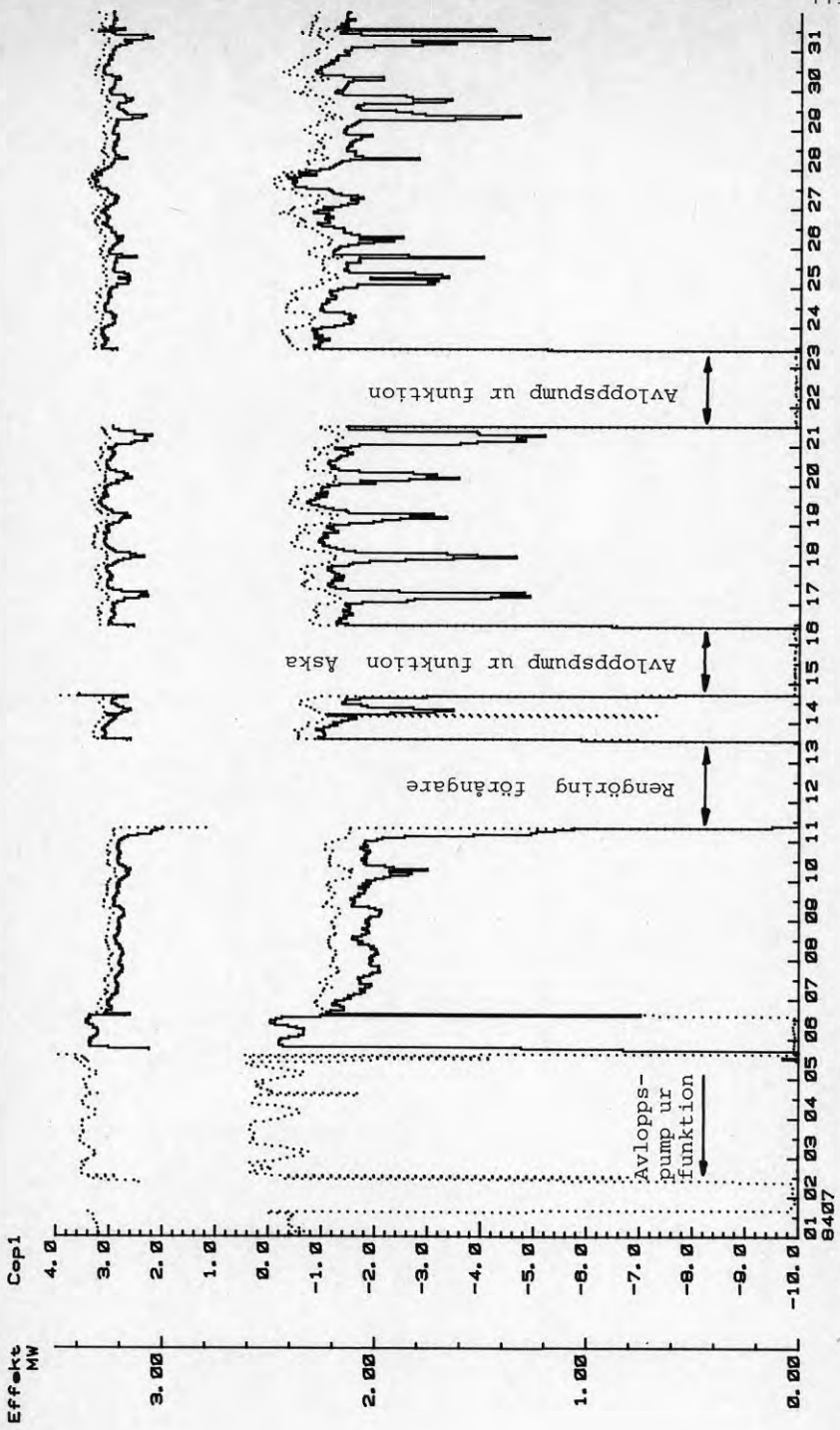
.....



LOUDDENS VARMEPUMP
840601 000000 - 840630 230000

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

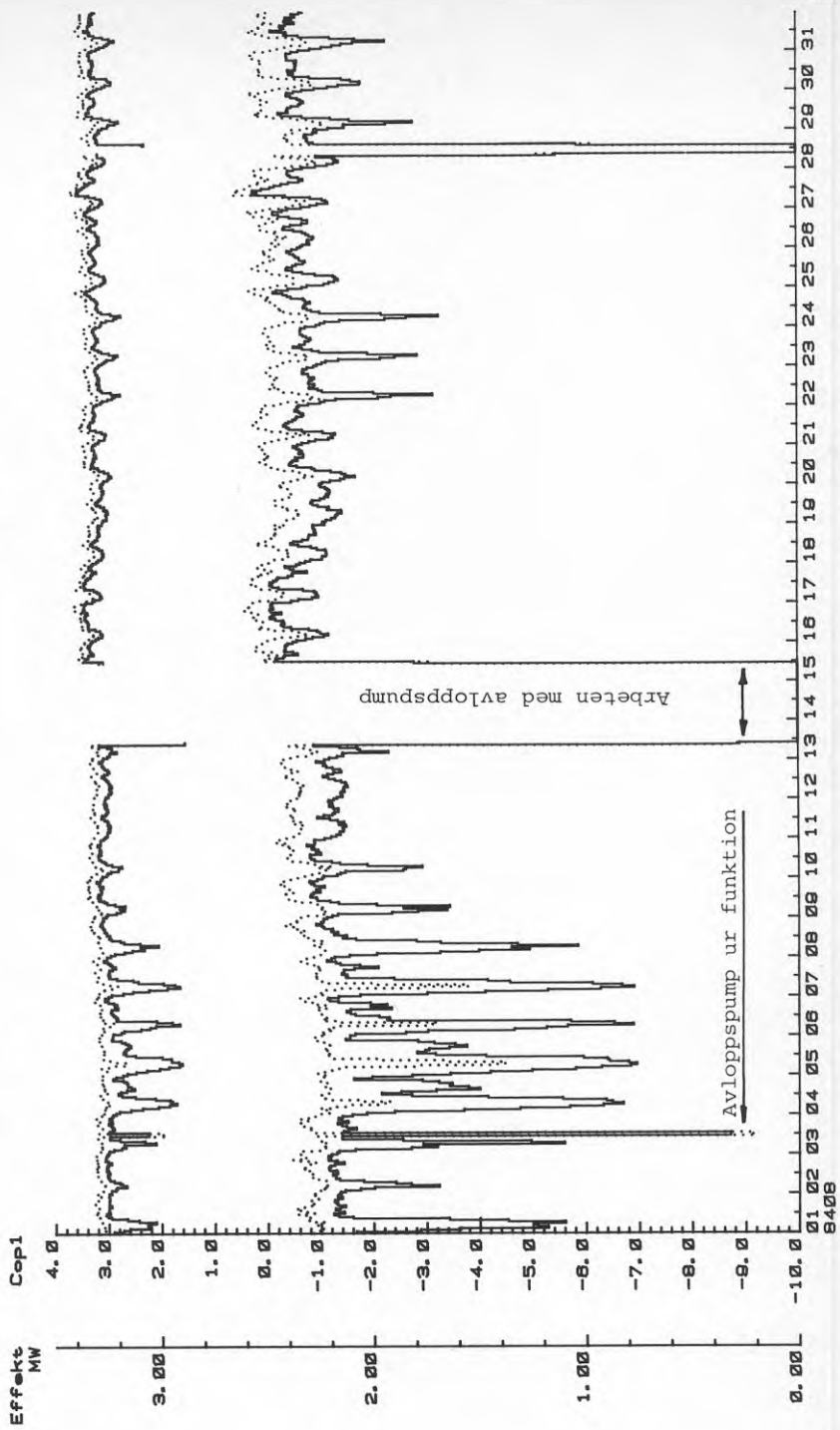
COF1, AGGR A
COF1, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
840701 000000 - 840731 230000

..... VARME, AGGR A
..... COP1, AGGR A
..... VARME, AGGR B
..... COP1, AGGR B

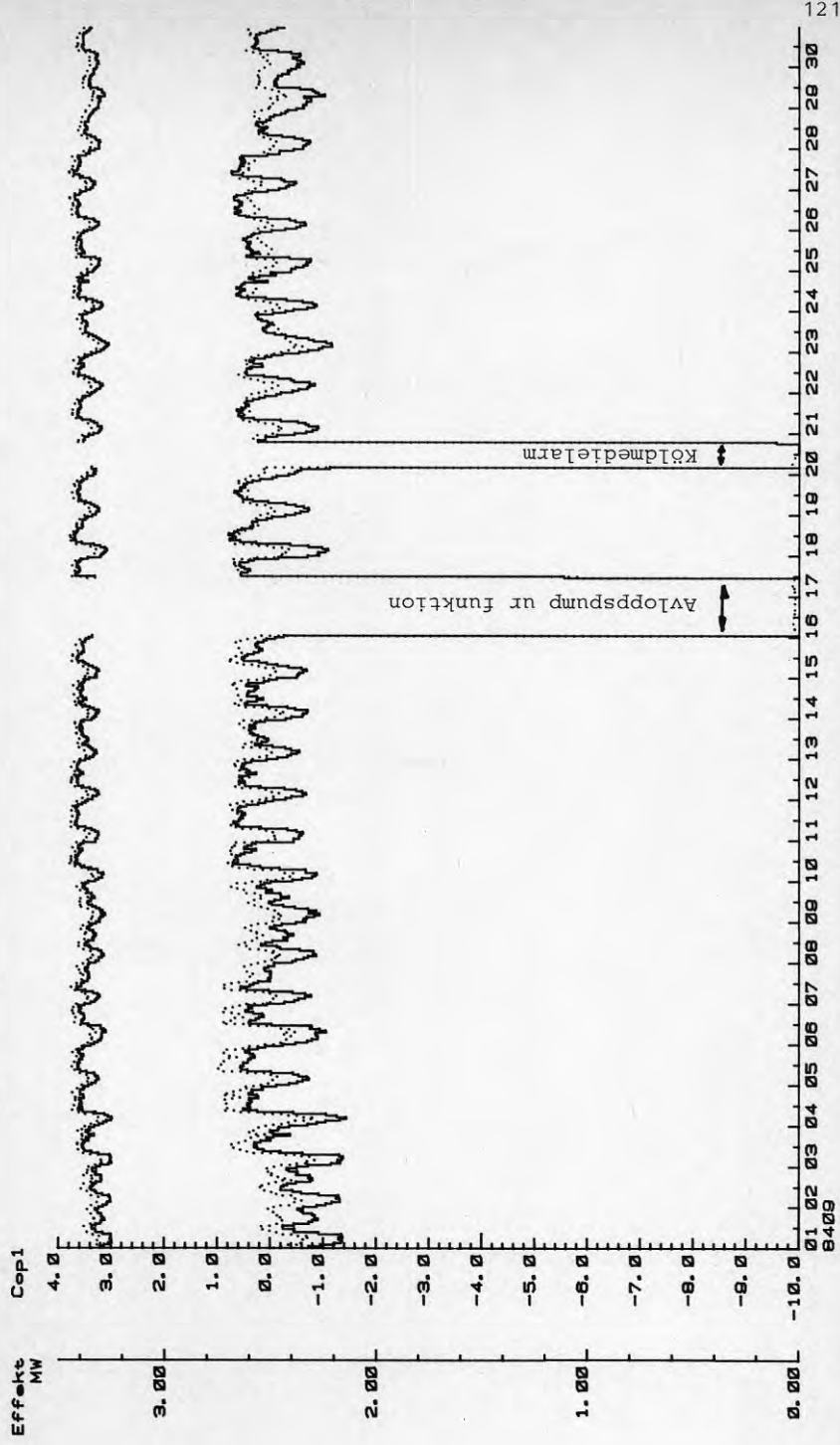
..... VARME, AGGR A
..... COP1, AGGR A
..... VARME, AGGR B
..... COP1, AGGR B



VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....
.....

COP1, AGGR A
COP1, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
840001 000000 - 840030 230000

5.02 PM WED., 12 DEC., 1984

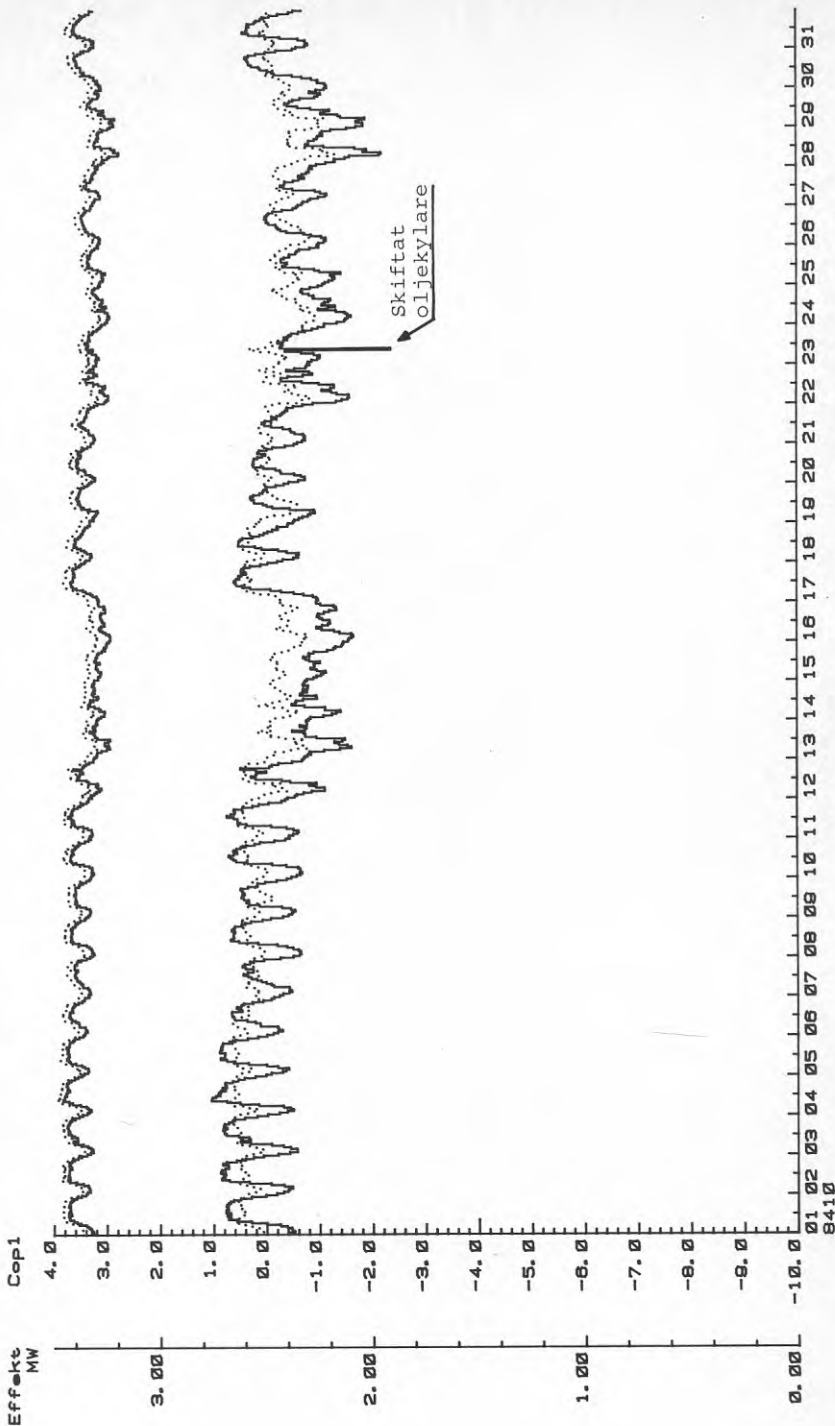
VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

.....
.....

.....
.....

.....
.....

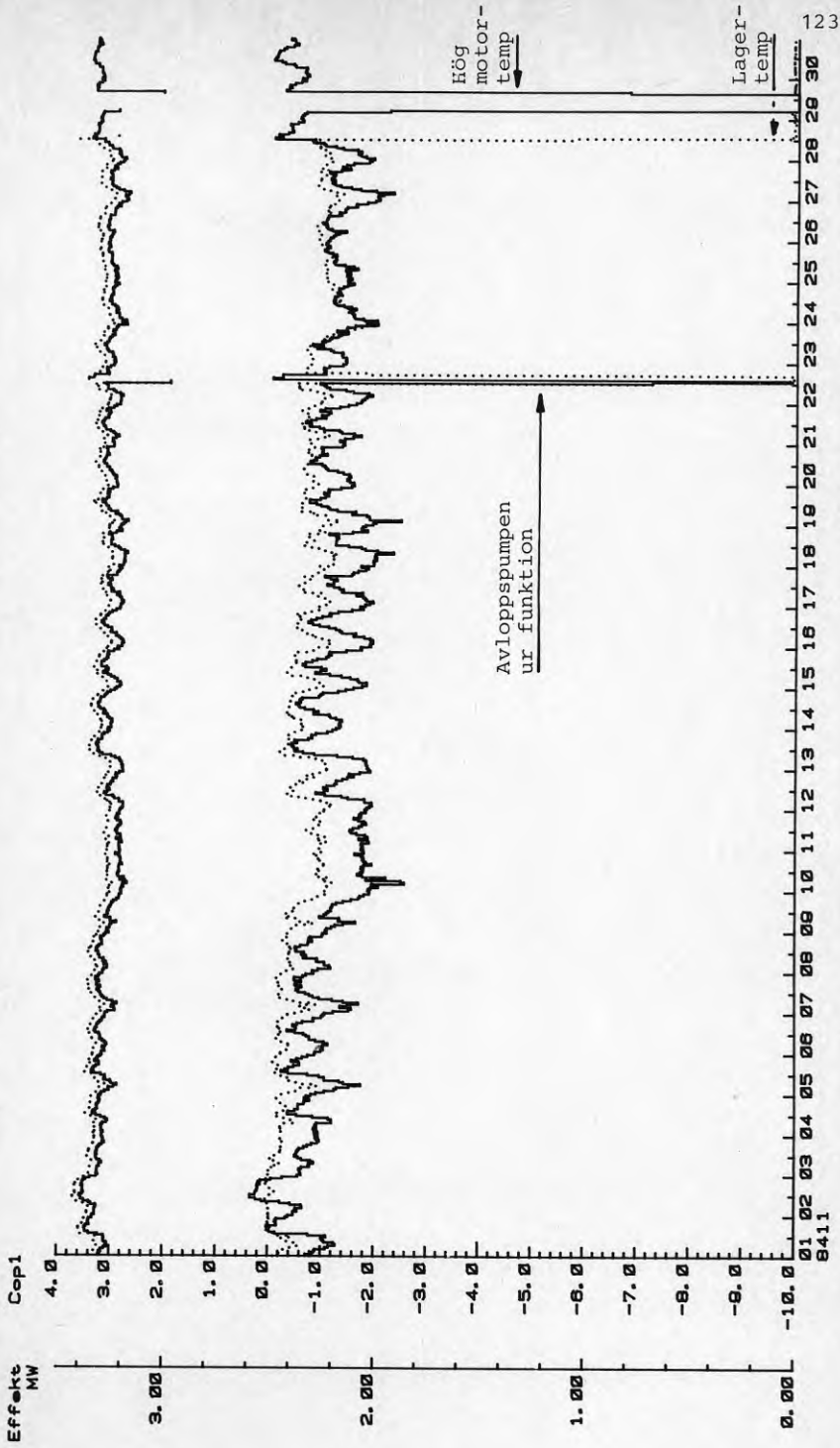
.....
.....



5:07 PM WED., 12 DEC., 1984

VARME, AGGR A
VARME, AGGR B

COPI, AGGR A
COPI, AGGR B



LOUDDENS VARMEPUMP
841101 000000 - 841130 230000



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811419-2
och 830489-9 från Statens råd för byggnadsforskning till
Skandinavisk Termoekonomi AB, Stockholm.**

R16: 1987

ISBN 91-540-4679-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707016

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirka pris: 48 kr exkl moms