



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.

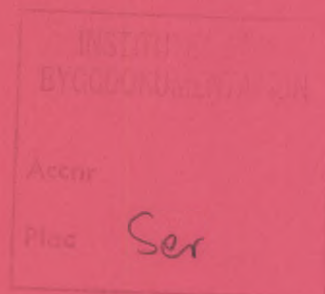


Rapport

R39:1989

Uteluftvärmepump i Fagersjö
Utvärdering

Johnny Andersson
Per Wetterström



R/TL

Byggnadsforskningsrådet

R39:1989

UTELUFTVÄRMEPUMP I FAGERSJÖ

Utvärdering

Johnny Andersson
Per Wetterström

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 830859-5 från
Statens råd för byggnadsforskning till Scandiaconsult AB,
Stockholm.

REFERAT

Rapporten redovisar resultaten av de första två årens drift av uteluftvärmepumpen i Fagersjö och sammanfattar de erfarenheter som kan vara till nytta vid liknande anläggningars tillblivelse och anpassning till bebyggelse och befintliga värmesystem.

Uteluftvärmepumpen i Fagersjö är unik i sitt slag. När den togs i bruk i slutet av 1983 var den världens största uteluftvärmepump. Det var också första gången ett äldre bostadsområde försörjdes med en värmepump av motsvarande storlek.

Driftförutsättningarna för värmepumpen i form av fjärrvärmenät, flöden och övergripande styrning har varit osedvanligt bra och stabila. Det har också varit få omgivande störningar på värmepumpdriften vilket möjliggjort drift och mätningar under skiftande uteklimatförhållanden. Övanstående positiva förutsättningar har möjliggjort en värdefull utvärdering av själva värmepumpen.

I Byggnadsforskningsrådets 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.

R39:1989

ISBN 91-540-5042-1
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm
Svenskt Tryck Stockholm 1989

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

SAMMANFATTNING		1
1	INLEDNING	4
1.1	Utredningar	4
1.2	Projektets syfte	4
1.3	Liknande projekt	5
1.4	Utvärdering	5
2	ANLÄGGNINGSBESKRIVNING	6
2.1	Systemuppbyggnad	6
2.2	Fjärrvärmenät och undercentraler	7
2.3	Panncentral	10
2.4	Värmepump	11
2.5	Driftstrategi	21
2.6	Tekniska data	29
2.7	Byggnad	30
2.8	Miljö	33
3	PROJEKTERING OCH UPPHANDLING	34
3.1	Projektering	34
3.2	Upphandling	34
3.3	Anbud och kontrakt	35
3.4	Tidplan	36
3.5	Besiktningar	37
3.6	Incitamentsavtal	37
4	MÄTPROGRAM	38
4.1	Inledning	38
4.2	Mätprogram och omfattning	39
4.3	Placering av mätgivare	41
4.4	Mätverksamhet	42
4.5	Erfarenhet från mätningarna	44
5	UTVÄRDERING AV LÅNGTIDSMÄTNINGAR	50
5.1	Planerad och uppmätt energiproduktion	50
5.2	Energileverans och effekter	58
5.3	Elenergi, eleffekt och COP	70
5.4	Temperaturer	76
5.5	Drifttider och starter	82
5.6	Tillgänglighet	85
6	UTVÄRDERING AV INTENSIVMÄTNINGARNA	97
6.1	Inledning	97
6.2	Avfrostning	97
6.3	Kapacitetsreglering	102
7	DRIFTERFARENHETER AV VÄRMEPUMPSYSTEMET OCH DESS KOMPONENTER	106
7.1	Drifterfarenheter vid låga utetemperaturer	106
7.2	Värmepumpens dimensionering	113
7.3	Förångare	117
7.4	Kompressor och oljesystem	121
7.5	Ekonomiser	122
7.6	Kondensor	124
7.7	Elsystem	124
7.8	Styr- och övervakningssystem	125
7.9	Köldmedieläckage	126

8	DRIFTERFARENHETER AV KRINGSYSTEMEN OCH DERAS KOMPONENTER	129
8.1	Inledning	129
8.2	Panncentral	129
8.3	Fjärrvärmenät	130
8.4	Undercentraler	130
9	DRIFT OCH UNDERHÅLL	132
9.1	Människa - maskin	132
9.2	Byggnad och driftutrymmen	133
9.3	Servicebehov	140
10	EKONOMI	141
10.1	Inledning	141
10.2	Anläggningskostnader	141
10.3	Energibesparing	142
10.4	Energipriser	143
10.5	Kostnad för producerad värmeenergi	144
10.6	Lönsamhet	145
10.7	Återbetalningstid	147
10.8	Inverkan på lönsamheten av varierande värmefaktor och utnyttjningstid	148
11	FÖRSLAG TILL FORTSATT UTVÄRDERING	151

BILAGOR

1	MÄTGIVARE
2	MÄTGIVARNAS PLACERING (FLÖDESCHEMA)

SAMMANFATTNING

Värmepumpen i Fagersjö var världens största uteluftvärmepump när den togs i drift i december 1983.

I april 1984 fick värmepumpen i Fagersjö dela denna förstaplacering med en lika stor uteluftvärmepump i Hällbybrunn. Båda dessa värmepumpar ingår som led i den satsning Byggforskningsrådet gjort i åtta större värmepumpanläggningar.

Vi har av flera skäl valt att lägga tyngdpunkten på tekniken mer än ekonomin i denna rapport. Tekniken i och kring värmepumpar är något som vi kan påverka och utveckla, ekonomin styrs av helt andra faktorer såsom oljepriser, eltaxor, räntor, lånebilder m m. Inte minst omsvängningen mellan el- och oljepris under 1986 är ett påtagligt bevis för detta.

Utvärderingen grundar sig till stor del på mätresultat som vi erhållit från Mätcentralen för Energiforskning (MCE).

Mätperioden startade 1984 10 01 och avslutades 1986 04 30; därmed erhöles två vintersäsonger vilket vi bedömde som den intressantare delen av utvärderingen.

Som referensår valdes 1985 eftersom det i sin helhet ingår i mätperioden. År 1985 var extremt kallt varför vissa data i utredningen är normalårskorrigerade. Normalårskorrigeringen har skett dels med hänsyn till hela anläggningens energibehov dels till uteluftvärmepumpens energileverans.

Resultatet från utvärderingen är mycket positivt. Vid jämförelse med den BFR-rapport (R69:1985 Fagersjöprojektet) som legat till grund för värmepumpen är avvikelserna energitekniskt förhållandevis små. Anledningen till detta är den extremt höga tillgänglighet värmepumpen har.

På minussidan kan nämnas att det effektmässigt finns en mindre avvikelse hos värmepumpen jämfört med den beräknade effekten.

Årsvärmefaktorn är den som avviker mest och därmed blir elförbrukningen större än planerat.

Värmepumpens energileverans är endast 3 % lägre än planerat, men anläggningens totala energibesparing (oljeandelen) är större än planerat. Anledningen till denna skillnad är att den befintliga anläggningen anpassats till värmepumpdrift och därmed har rena energibesparingar erhållits.

Det kan diskuteras hur den besparade energin skall hanteras. Det viktiga är då att kostnaderna för anpassning av anläggningen hanteras konsekvent och läggs i den vägskål där de hör hemma. Därtill är det tveksamt om besparingen blivit i denna storleksordning om ej värmepumpen varit en pådrivande faktor.

Nedan har vi ställt upp några av de punkter som vi anser bidragit till det övervägande positiva resultatet inkl kommentarer med tanke på framtida anläggningar.

1 Kompetens

I Fagersjö har totalentreprenören varit involverad i projektet från utredning till fullt färdig anläggning inkl driftansvar via ett incitamentsavtal.

Kommentar för framtida värmepumpanläggning

Vi anser det mycket viktigt att beställaren knyter till sig en kompetens som följer anläggningen från utredning fram t o m garantitidens utgång, eventuellt längre. Det är viktigt att ett klart och tydligt ansvar definieras av beställaren. Det är viktigt att det är samma personer som följer anläggningens alla skeden. Därmed skapas ett personligt ansvar för det slutliga resultatet. Eventuellt skulle kontrakterade anställningar kunna komma ifråga.

Inte minst viktigt är att kunna stoppa ett påbörjat projekt om ofördelaktiga förutsättningar framkommer.

2 Ägarförhållanden

Fagersjöanläggningen är lämplig beträffande ägandet. Det är en ägare till värmepump, panncentral, fjärrvärmenät, undercentraler och bostäder.

Därmed kan diskussioner, överväganden och beslut hanteras av en part. En extra åtgärd kan direkt vägas mot dess fördelar.

3 Fagersjöanläggningen

Till sitt grundutförande är anläggningen i Fagersjö lämplig att anpassa till värmepumpdrift. Fjärrvärmenätet har relativt kort ledningslängd och stora rördimensioner. Antalet undercentraler (30 st) har vardera ca 30 anslutna lägenheter varför den specifika modifieringskostnaden har kunnat hållas nere. Bostädernas radiatorer har "normal överdimensionering" vilket har haft stor betydelse för möjligheten att hålla låg fjärrvärmetemperatur. Lägre framledningstemperatur har därför kunnat realiseras genom ett ökat värmebärarflöde och större värmeöverföringsytor i tappvarmvattenvärmeväxlaren. Tidigare krävde tappvarmvattenvärmeväxlingen +90°C framledningstemperatur under hela året. Aktuell undercentralkoppling framgår av figur 2.3.

På grund av ovan angivna förutsättningar har man lyckats öka fjärrvärmeflödet och sänka temperaturerna och därmed åstadkomma en minskad temperaturdifferens mellan fram- och returledning till en måttlig kostnad.

4 Incitamentsavtal

I punkt 1 ovan har vi nämnt vikten av att någon med kompetens följer anläggningen från idrifttagandet till garantitidens utgång, helst längre.

I Fagersjö har man i detta avseende valt incitamentsavtal som ett lämpligt alternativ. Till en fast kostnad och för en viss del i vinsten, i detta fall totalentreprenören driftansvaret för anläggningen. Härmed erhålls minst tre fördelar. Anläggningsägaren får ut optimal energibesparing. Anläggningsägaren får ett facit på vad anläggningen kan prestera under sakkunnig skötsel. Anläggningsägarens driftpersonal lär sig anläggningen under en längre tid med sakkunnig ledning.

1 INLEDNING

1.1 Utredningar

Fagersjöprojektet initierades av BFR under våren 1981.

Projektet är ett led i BFRs satsning på värmepumpkomplettering av befintliga gruppcentraler och var planerat att genomföras i fyra steg:

- 1 Förstudie
- 2 Förprojektering - upphandling
- 3 Detaljprojektering - byggande
- 4 Utvärdering

Steg 1, Förstudie, redovisades vid ett seminarium hos BFR 1982 03 16.

Steg 2, Förprojektering - upphandling redovisas i BFR-rapport R69:1985 Fagersjöprojektet.

Steg 3, Detaljprojektering - byggande, genomfördes under tiden oktober 1982 till december 1983 då anläggningen togs i drift.

Steg 4, Utvärdering, som denna slutrapport avser, har utförts av Scandiaconsult. Mätningarna, som till stor del ligger till grund för rapporten, har utförts av Mätcentralen för energiforskning (MCE) på KTH. Mätningarna har pågått fr o m oktober 1984 t o m april 1986.

1.2 Projektets syfte

Uteluftvärmepumpar har den ojämförligt goda fördelen att värmekällan alltid är tillgänglig. Samtidigt har uteluft som värmekälla påtagliga nackdelar. Den är i bostadsuppvärmningssammanhang alltid omvänd mot värmebehovet, dvs den är som mest svårfångad när värmebehovet är som störst.

Kraven på en uteluftvärmepump är betydligt större såväl termodynamiskt som funktionellt än för jämförbara värmepumpar till bostadsuppvärmning med stabila värmekällor.

Den stora uteluftvärmepumpen i Fagersjö är unik i sitt slag. När den togs i drift i slutet av år 1983 var det världens största uteluftvärmepump. Därtill är det första gången ett äldre område förses med en värmepump av jämförbar storlek. Anpassningsproblemen är stora och av skiftande karaktär. Då området är representativt för många med oljeeldade gruppcentraler i Sverige har projektet ett allmänt intresse och erfarenheterna kan tillämpas på ett stort antal anläggningar.

1.3 Liknande projekt

Fagersjöprojektet (uteluftvärmepump 2,5 MW) ingår som en av de åtta större värmepumpanläggningar som BFR stödjer ekonomiskt. Dessa är förutom Fagersjö:

- Kungälv, uteluftvärmepump 3,2 MW
- Hällbybrunn, uteluft (2,5 MW) och grundvattenvärmepump (1,7 MW)
- Varberg, uteluft 1,0 MW
- Louden, avloppsvattenvärmepump 5 MW
- Uppsala, avloppsvattenvärmepump 3 x 13 MW
- Visby, avloppsvatten/havsvattenvärmepump 2 x 4 MW
- Lidingö, sjövattnenvärmepump 11 + 3,5 MW

1.4 Utvärdering

Denna utvärdering har som ett syfte att sammanställa de resultat som erhållits från uteluftvärmepumpen under utvärderingstiden. Ett annat syfte är att sammanställa erfarenheter som kan vara till nytta för liknande framtida projekt. Vi anser att vi för denna senare del åtminstone kommit en bit på vägen även om mycket mer kan göras.

Vad som varit värdefullt med denna utvärdering är att det gått att genomföra en utvärdering av själva värmepumpen. På grund av att kringutrustning i form av fjärrvärmenät, flöden, temperaturer, övergripande styrning m m varit av så okomplicerad och stabil karaktär har det funnits en stabil "plattform" som värmepumpen vilat på. Därmed har omgivande störningar på värmepumpdriften varit få och möjliggjort drift och mätningar under skiftande uteklimatförhållanden.

2 ANLÄGGNINGSBESKRIVNING

2.1 Systemuppbyggnad

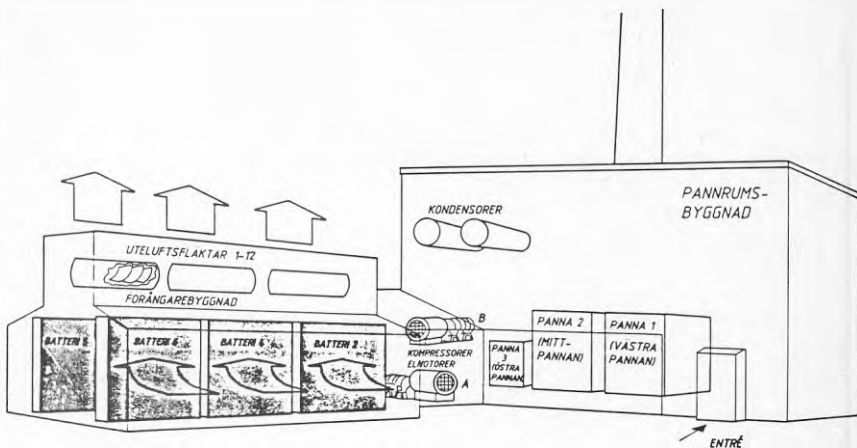
Panncentralen i Fagersjö ombesörjer värmeleverans till ca 800 lägenheter, ett daghem, en skola samt diverse affärslokaler, totalt ca 66 700 m² uppvärmd yta.

Det maximala effektbehovet är ca 4,5 MW.

Panncentralen består av totalt tre oljepannor och en uteluftvärmepump. Två av oljepannorna är på 5,2 MW per styck. En oljepanna är på 1,8 MW och är installerad i samband med värmepumpsinstallationen 1983.

Uteluftvärmepumpen installerades 1983 och är på 2,5 MW avgiven värmeeffekt vid -2°C utetemperatur.

Värmen distribueras via ett fjärrvärmenät till 30 st undercentraler.



Figur 2.1 Röntgenskiss av panncentralen med värmepumpen.

2.2 Fjärrvärmenät och undercentraler

Fjärrvärmenät

Fjärrvärmesystemet är ej ett fjärrvärmesystem i konventionell mening, varför vi helst hade velat använda begreppet distributionsnät. Då det troligen skulle medföra en viss begreppsförvirring har vi valt att även i fortsättningen behålla benämningen fjärrvärmesystem.

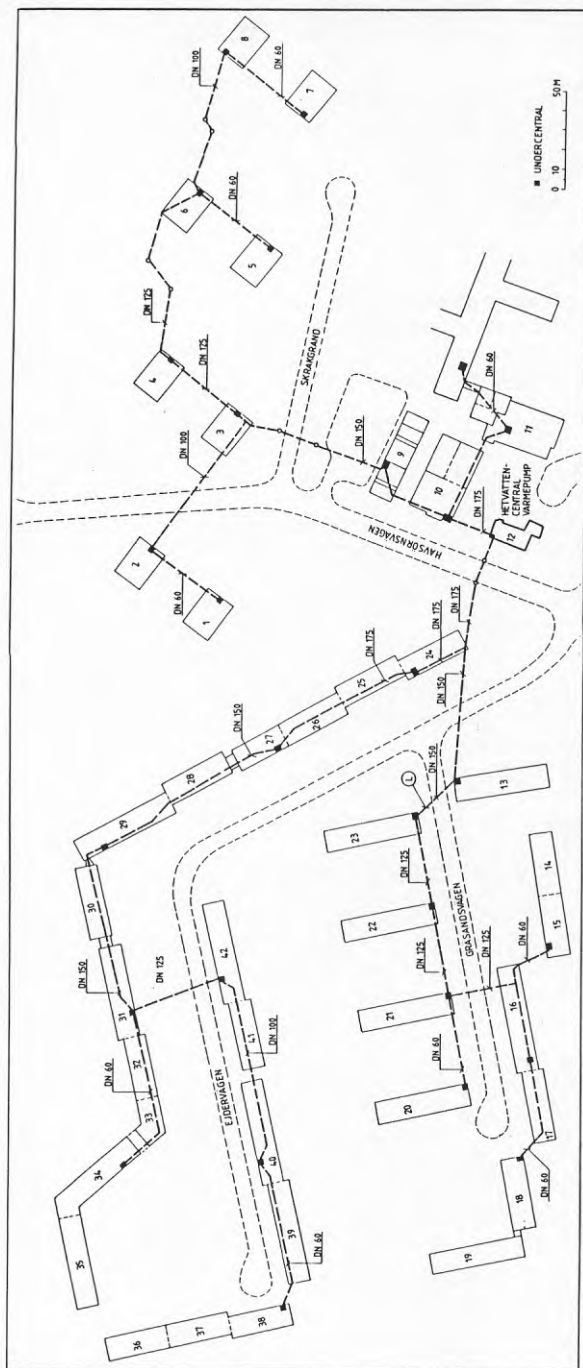
Skillnaderna mot ett konventionellt fjärrvärmenät är i huvudsak tre:

- Det är samma ägare till panncentralen och samtliga undercentraler.
- Flödet i detta fjärrvärmenät är konstant till skillnad mot konventionella fjärrvärmenät, där flödet ofta varierar efter belastning.
- Fjärrvärmeflödet växlas ej mot fastighetens värmesystem, endast beträffande tappvarmvatten sker värmeväxling. I radiatorkretsarna är det vattnet från "fjärrvärmenätet" som passerar radiatorerna.

Fjärrvärmenätet består av en vattenkrets som är uppdelad i en låghusdel (30 hus á 3 våningar) och en höghusdel (8 hus á 8 våningar). Nätet delar sig i panncentralen som har skilda pumpar för de respektive grenarna. Låghusdelens nät är till stor del förlagt inom fastigheterna. Förläggningen framgår av figur 2.2.

I samband med värmepumpinstallationen fanns - se sid 2, pkt 3 - ett behov att öka värmebärrarflödet från ca 200 m³/h till ca 300 m³/h. Detta har åstadkommit genom att installera pump P5 i serie med de befintliga distributionspumparna. Förutom pump P5 har inga förändringar utförts på fjärrvärmenätet i samband med värmepumpinstallationen.

Totala vattenvolymer i fjärrvärmenätet är ca 120 m³ fördelade på fjärrvärmenät ca 70 m³ och radiatorkretsar ca 50 m³.



Figur 2.2 Fjärrvärmenät

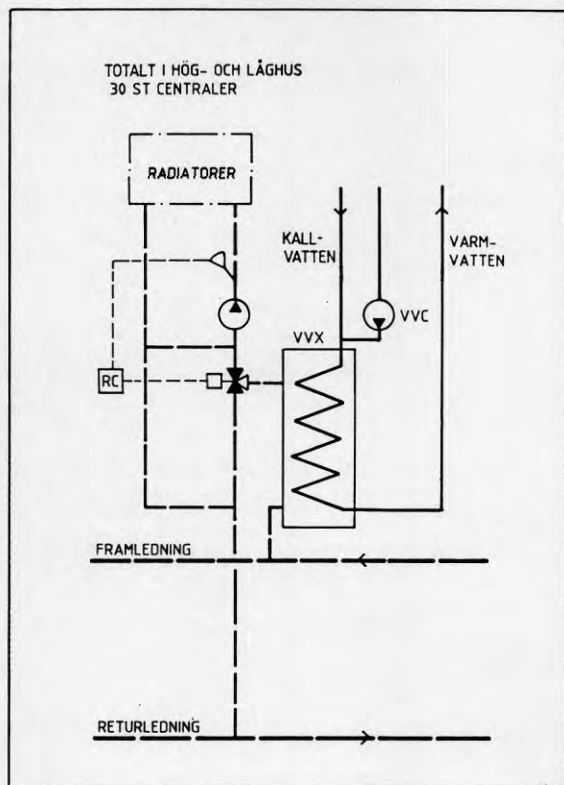
Undercentraler

Som redan tidigare nämnts skiljer sig undercentralerna i Fagersjö mot konventionella fjärrvärmeundercentraler. Anledningen är att någon värmeväxling mellan fjärrvärmenät och radiatorkretsar ej utförs. Fjärrvärmenätets vatten fördelas ut i radiatorerna och den enda värmeväxling som äger rum är för tappvattenvärmning.

Tappvattenvärmningen sker i serie med radiatorkretsen, se figur 2.3 vilket innebär att hela primärvattenflödet passerar tappvattenväxlaren. Erforderlig primärvattentemperatur begränsas därvid.

Tappvarmvattenvärmningen i samtliga undercentraler är ombyggda för att anpassas till värmepumpdrift. Undercentralerna bestod tidigare av tubvärmväxlare och bufferttank och har nu ersatts av större plattvärmväxlare samtidigt som bufferttanken utgått.

Mer om detta kan läsas i BFR-rapport R69:1985, Fagersjöprojektet.



Figur 2.3 Flödesprincip i undercentral

2.3 Panncentral

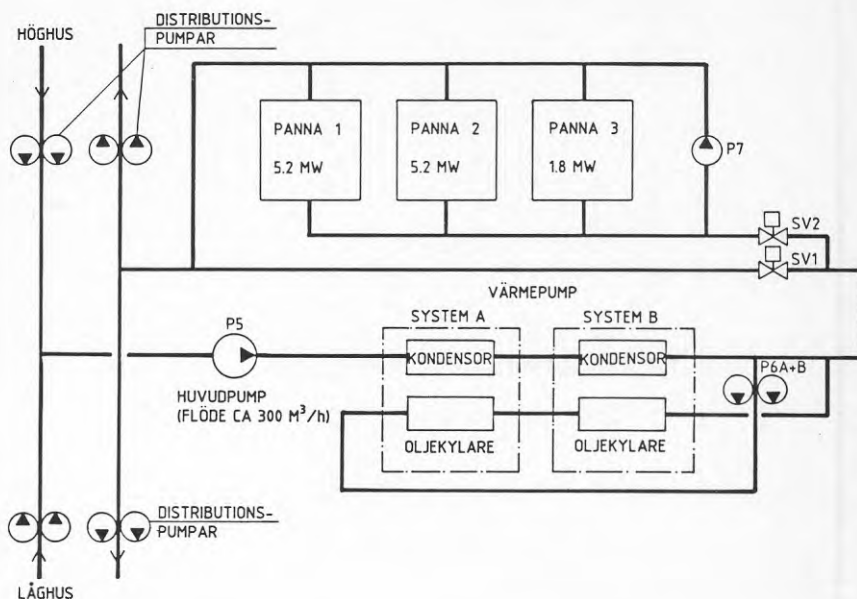
Den befintliga panncentralen uppfördes samtidigt med fastigheterna år 1961. Den bestod då av två oljeeldade pannor á 5,2 MW samt en fastbränslepanna för sopor.

Fastbränslepannan har demonterats och ersatts av en mindre oljepanna på 1,8 MW. De utrymmen som härmed blev över har utnyttjats till vissa delar av värmepumpsinstallationen.

På det översta planet har värmepumpens kondensorer placerats i det utrymme som tidigare var mottagningsstation för sopor. Lediga utrymmen på mellanplanet används för uppställning av pumpar, filter m m, även högspänningsutrustningen är installerad här.

Det nedersta planet inom den befintliga panncentralen berörs mindre av värmepumpinstallationen. Det är främst vissa förändringar av fjärrvärmerör och shuntventiler. Den nya pannan som tar betydligt mindre plats är även den placerad på nedre planet.

Beträffande panncentralens nuvarande utformning se kapitel 2.7 Byggnad.



Figur 2.4 Flödesprincip i panncentral

2.4 Värmepump

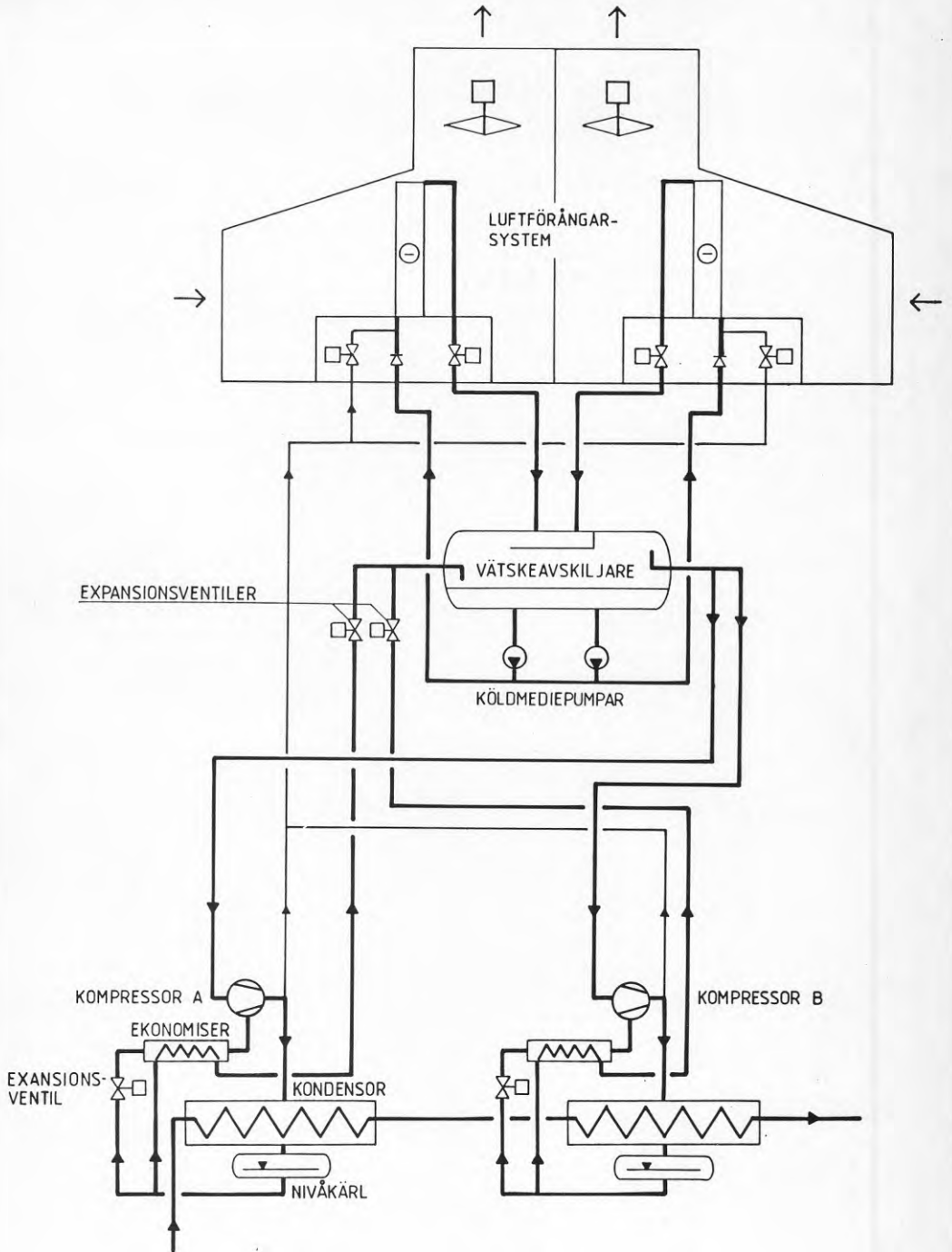
Värmepumpen är placerad i en tillbyggnad till panncentralen, där förångarbyggnaden ger det dominerande intrycket. Endast kondensorererna och viss kringutrustning inryms i den befintliga panncentralen.

Värmepumpen består av en värmepump som innehåller två skruvkompressorer vilka arbetar på ett gemensamt förångarsystem. Förångarsystemet består av en gemensam vätskeavskiljare samt sex förångarbatterier. Kompressorerna arbetar med var sin kondensator som mot fjärrvärmenätet är seriekopplade. Värmepumpen är utrustad med ekonomiserkoppling för respektive kompressor.

Av ovan framgår att värmepumpen består av ett gemensamt köldmediesystem. Köldmedium är R12.



Figur 2.5 Värmepump och panncentral i Fagersjö



Figur 2.6 Flödesprincip, köldmediekrets

Förångare

Förångarsystemet är gemensamt för de båda kompressorerna och består av 6 st förångarbatterier och en vätskeavskiljare.

Varje batteridel består av en separat kanal där luften passerar horisontellt genom förångarbatteriet. Luften sugas genom varje batteri av två fläktar. Fläktarna är placerade i utloppskanalen och kastar luften rakt upp. Fläktarnas varvtal kan styras i två steg, 225 r/min alternativt 450 r/min.

Luftflödet vid lufttemperaturen 0°C och 450 r/min över respektive batteri är 31 kg/s.

De sex förångarbatterierna är alla utrustade med motorventiler för avfrostning. Vid varmgasavfrostning av ett batteri stoppas fläktarna i detta. Varmgasavfrostning sker genom att gas direkt från kompressorerna leds in i batteriet. Den varma gasen kondenserar i de kalla batterirören och avger värme som smälter frosten på batteriytan.



Figur 2.7
Förångarbatteri

För att förhindra den varma gasen att passera direkt genom batteriet utan att avge önskvärd värme, är en överströmningsventil placerad i returledningen. Överströmningsventilen släpper igenom kondensatet och upp-rätthåller kondenseringstrycket i batteriet under av-frostningen.

Vätskeavskiljare

Förångarna är försedda med en gemensam vätskeavskiljare. Denna består i princip av en stor tank vilken samtidigt tjänstgör som köldmediebehållare.

Vätskeavskiljaren är monterad i köldmediesystemet mellan förångarbatterier och kompressorer. Detta för att köldmedievätskan som returneras från förångarbatterierna skall avskiljas från gasen, så att torr gas leds vidare till kompressorerna. Den avskilda köldmedievätskan åter-cirkuleras till förångarna med pump samtidigt som ny vätska tillförs kontinuerligt via expansionsventilerna.

Köldmedienivån i vätskeavskiljarna varierar med hänsyn till anläggningens driftsituation.

Kompressor

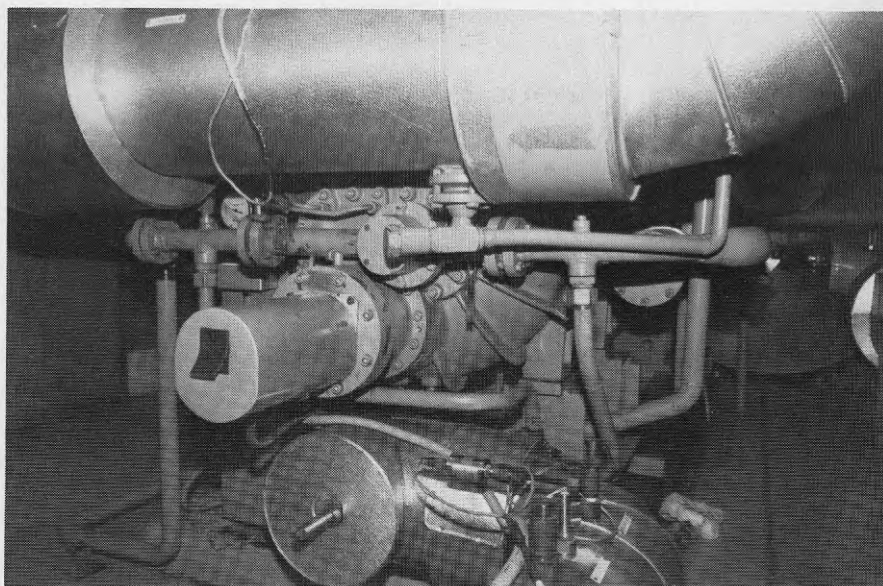
Kompressorerna i värmepumpanläggningen är av typen skruv-kompressorer. De är båda av samma storlek och betecknas SVR 73 E, där E:et talar om att anläggningen är försedd med ekonomiser. (I fortsättningen beskrivs bara ett aggregat.)

Kompressorn arbetar med ett varvtal av 2 950 r/min och kraften överförs från motorn direkt till skruvrotorn utan mellanliggande växel.

Skruvkompressorn startas med direktstart (655 kW/10 kV).

Kapacitetsregleringen sker via en slid, som ligger mellan husets rotorlopp samt under rotorernas centrumlinje. Slidventilen är utformad så att den utgör en del av rotorloppens mantelytor. Sliden är skjutbar i axiell led och då den förskjuts (öppnas) mot avloppet, minskas volymen i gängluckorna så att gas strömmar tillbaka till inloppet utan att någon kompression har skett. Sliden förskjuts hydrauliskt med hjälp av kompressorns oljetryck. Reglering sker med elektriskt styrda magnetventiler som styr oljetrycket till önskat läge av sliden. Minimalt kapacitetsläge motsvarar ca 30 % av full effekt.

Under kompressorns arbetsgång sprutas olja in på kompressorns sugsida. Detta görs dels för att smörja skruvkompressorn och dels för att tätta skruven mot köldmedieläckage. Oljan skiljs senare från gasen i en oljeavskiljare.



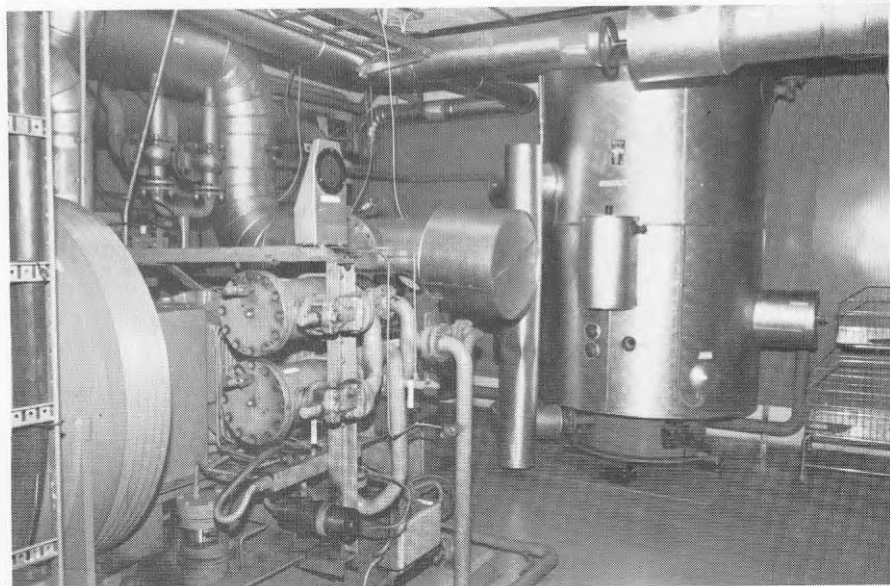
Figur 2.8 Skruvkompressorns gavel. Överst syns den grova sugledningen. Under klena oljerör med oljepumpen i mitten. Den grova utskjutande huven är ett skydd över kompressorns kapacitetsslid. Underst hetgasledningen.

Oljesystem

Oljesystemet består i huvudsak av pump, oljeavskiljare, oljekylare och filter.

Pumpen är placerad på kompressorn och direktdrivs av denna. Pumpen pressar in olja i skruvkompressorn som smörjs och tätas. Oljan följer med hetgaserna ut från kompressorn och avskiljs i oljeavskiljaren.

Oljeavskiljaren består i princip av ett stort kärl genom vilket hetgasen tvingas passera nedifrån och upp. Genom att kärlet har en stor diameter sjunker gashastigheten och oljepartiklarna faller av tyngden ned i oljeavskiljarens botten som tjänstgör som oljereservoar.

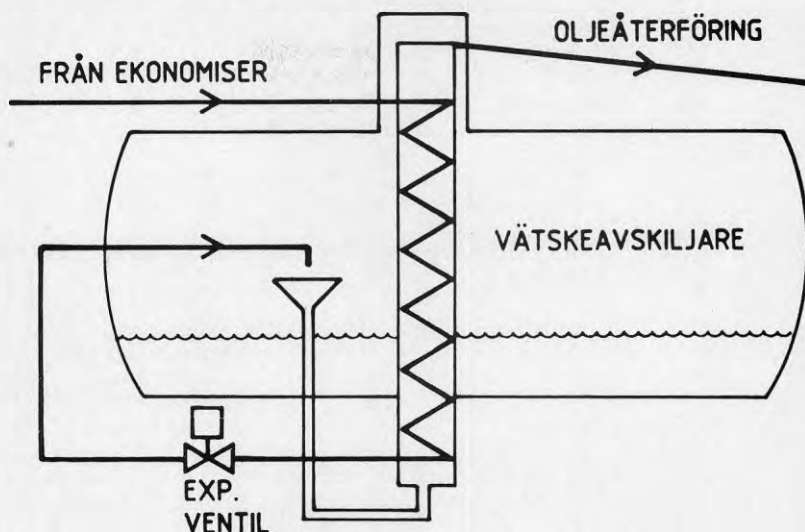


Figur 2.9 Tanken längst bort på bilden är oljeavskiljaren. I figurens mitt syns de parallella tryckoljefiltren som skymmer kompressorn.

Före oljepumpen passerar oljan ett sugoljefilter som förhindrar att föroreningar skadar oljepumpen. Från oljepumpen trycks oljan till kompressorn via en oljekylare och ett tryckoljefilter. Tryckoljefiltret har till uppgift att finfiltrera oljan.

Oljan har en hög temperatur då den transporteras med hetgasen. Oljan kyls därför innan den åter pumpas in i kompressorn. I Fagersjö kyls oljekylarna av fjärrvärmvattnet som efter att det lämnat kondensatorerna i ett delflöde passerar oljekylarna. Oljekylaren utgör således en del av värmeväxlingssystemet mot fjärrvärmenätet.

Trots kompressoraggregatens oljeavskiljare följer en del olja med ut i köldmediesystemet. Denna olja, vilken till en del är löst i köldmediet, måste återföras till kompressorerna. Detta sker med en oljeåterförare (värmväxlare) vilken är monterad på vätskeavskiljaren.



Figur 2.10 Väskeavskiljare, oljeåterföring

Den med olja blandade kalla köldmedievätskan returneras till vätskeavskiljaren och samlas i tratten. Trattens funktion är att oavsett nivå i övriga vätskeavskiljare alltid förse oljeåterföraren med tillräcklig mängd oljeblandad köldmedievätska.

När den varma köldmedievätskan från ekonomisern passerar genom oljeåterföraren sker en häftig uppvärmning och därmed kokning av den kalla köldmedievätskan i oljeåterförarens tuber. Gasens större volym ökar hastigheten i tuberna mot utloppet och oljan rycks med upp på oljeåterförarens topp och dräneras kontinuerligt tillsammans med gasen till kompressorn.

Kondensor

För överföring av värme från köldmediesystemet till fjärrvärmenätet används tubpannekondensorer, genom vilka vattnet strömmar tvåstråktigt. Som tidigare nämnts är kondensorererna placerade på det övre planet i panncentralsbyggnaden vilket således ger stor nivåskillnad och långa hetgas- och kondensatledningar.

För att ytan i kondensorererna skall nyttjas maximalt till kondensering av köldmediegas har en nivåbehållare anslutits till vardera av kondensorererna.

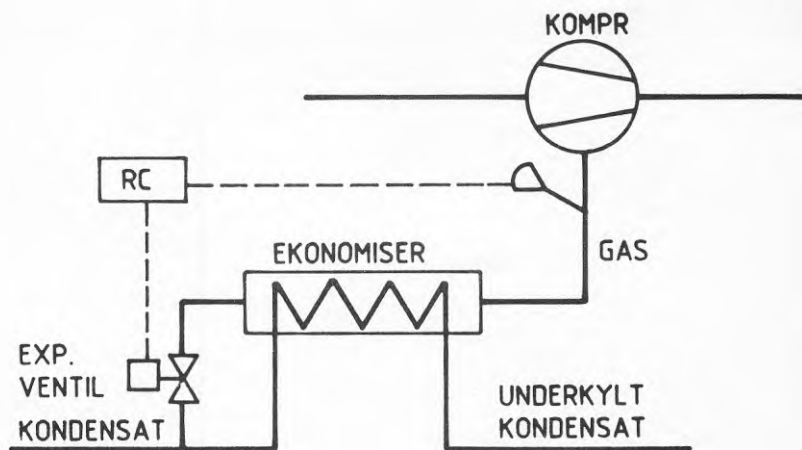
Nivåbehållaren har flera funktioner i systemet:

- För kondensatuppsamling från kondensorn så att kondensorns värmeöverföringsyta maximalt utnyttjas.
- För att säkerställa gasfri vätska genom ekonomiser till huvudexpansionsventil.
- För att säkerställa gasfri vätska till ekonomiserns expansionsventil.
- För att säkerställa gasfri vätska till oljeåterföraren.

Låg nivå undviks genom att expansionsventilens öppningsgrad kontrolleras av givare i nivåbehållare.

Ekonomiser

Kompressoraggregaten är utrustade med ekonomiser. Dessa minskar anläggningens specifika kraftförbrukning och ökar värmefaktorn. Detta erhålls genom under kylning av köldmedievätskan före vätskeavskiljarens expansionsventiler.



Figur 2.11 Flödesprincip, ekonomiser

Ekonomisern är en kylare i kylprocessen som underkyler högtrycksvätskan efter kondensorn.

Ett delflöde av högtrycksvätskan får passera en expansionsventil och ekonomisern (förångare) varvid den större mängden högtrycksvätska underkyls. Härigenom kan en större energimängd transporteras per viktsenhet av det köldmedium som sugts från förångaren.

Det i ekonomisern förångade delflödet avsugs via en mellantrycksport i kompressorn. Härmed uppnås ytterligare en fördel då denna gas endast behöver komprimeras från mellan- till kondensortryck. Utan ekonomiser har detta gasflöde ändå erhållits vid strypning från kondensortill förångartryck ur det då betydligt varmare kondensatet. På grund av skruvkompressorns slidreglering kommer ekonomisern att "kortslytas" och bli verkningslös vid nedreglering under ca 60 %. Se vidare sid 103, kapitel 6.3.

Elsystem

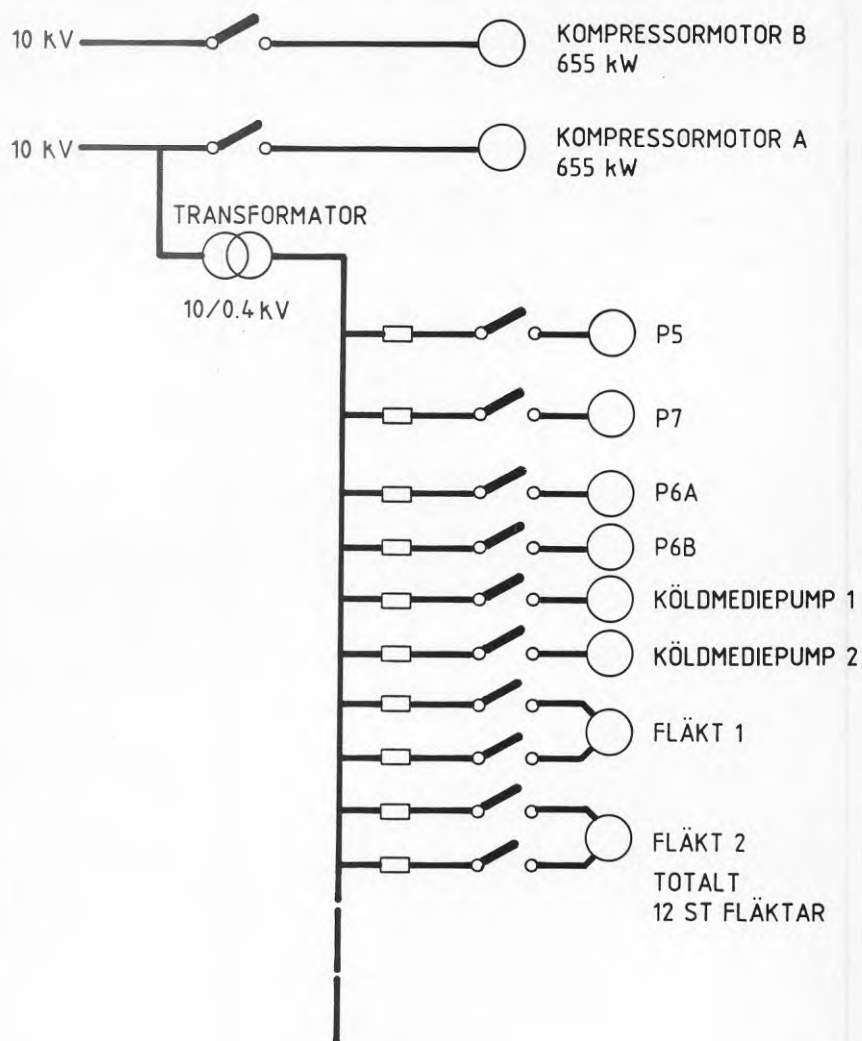
Kompressormotorerna är 2-poliga på 10 kV, med effekten 655 kW.

Stockholms Elverks matning till anläggningen sker i två parallella 10 kV-matningar av vilken den ena utgör en reservkabel.

Vissa startvillkor finns från elverkets sida beroende på årstid samt tid på dygnet. Även antalet starter per dygn är reglerat i avtalet.

Startutrustningen består av en truckbrytare (hjulförsedd startutrustning) per kompressor. Brytarna är placerade på plan 2 i panncentralen.

Kringutrustning matas med 380 V som transformeras ned från en av 10 kV-matningarna. Matning av transformatorn för kringutrustningen sker med samma kabel som matar kompressor A.



Figur 2.12 Princip, elkraftmatning

2.5 Driftstrategi

Anläggningens huvudstrategi är att styra den utgående fjärrvärmemetemperaturen efter ett börvärde som varierar med utetemperaturen.

Som tidigare berörts är detta ej ett fjärrvärmenät i konventionell mening. En av anledningarna är det konstanta fjärrvärmeflödet vilket gör att det endast är fjärrvärmemetemperaturen som är variabel i sammanhanget.

Förutom ren intern reglerutrustning i värmepumpen, såsom styrning av expansionsventiler, ekonomiser, nivåreglering m m, består den övergripande reglerutrustningen av:

- Regulator 1 ("Reg 1")

Regulator 1 styr framledningstemperaturen via värmepumpens kapacitet och pannshuntar (spetsvärme).

- Programpanel 1 ("PC1")

Programpanel 1 styr start och stopp av förångarfläktar.

- Programpanel 2 ("PC2")

Programpanel 2 styr varmgas och suggasventiler vid avfrostning.

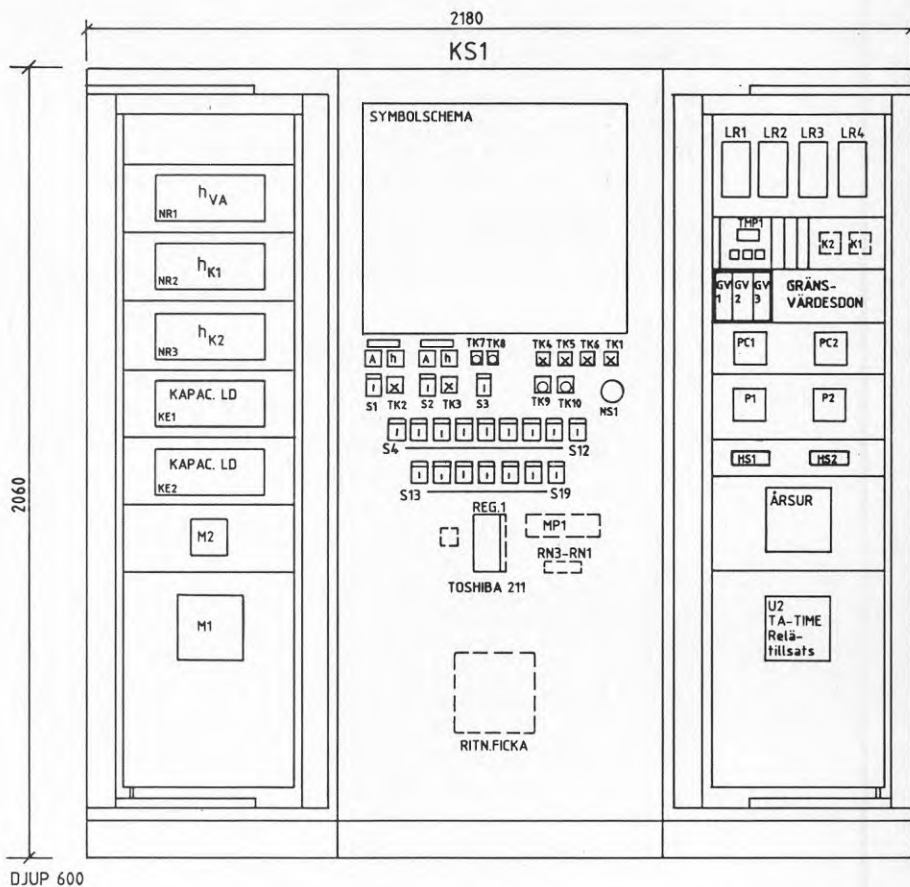
- Gränsvärdesdon ("GV1-3")

I gränsvärdesdonen finns bl a villkor inlagda i form av temperaturer vilka påverkar om och hur avfrostning ska ske.

- Årsur

Detta innehåller villkor för när på dygnet kompressorer får starta, vilken del av året som dessa startvillkor gäller, hel eller halvfart av fläktar m m.

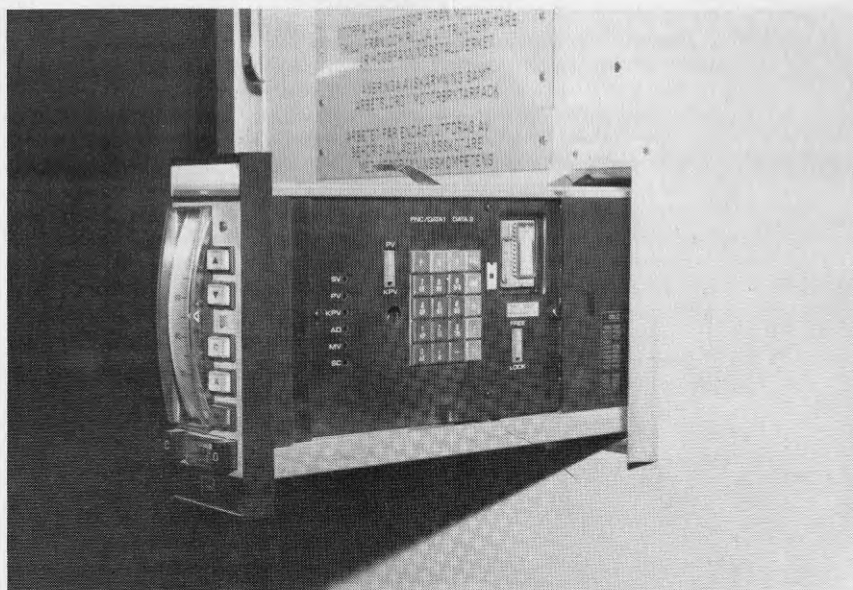
Under utvärderingens gång infördes hösten 1985 behovsstyrd avfrostning efter att tidigare enbart ha varit tidsstyrd.



Figur 2.13 Apparatskåpsritning

Regulator 1 styr utgående effekt som därmed påverkar framledningstemperaturen.

I regulatorn finns ett börvärde i form av en programmerad kurva av framledningstemperaturen som funktion av utetemperaturen. Till regulatorn inmatas ärvärden för utetemperatur och framledningstemperatur. Om ärvärdet för framledningstemperaturen är lägre än motsvarande börvärde ger regulator 1 signal till värmepumpen att öka/starta.



Figur 2.14 Regulator 1 i utdraget läge.

Under förutsättning att den interna övervakningen av värmepumpen medger att kapaciteten kan ökas, styr värmepumpens reglerutrustning ut en signal som öppnar en magnetventil för hydraulisk styrning av kompressorns kapacitetsslid. Vid förskjutning av kapacitetssliden förändras kompressorns kapacitet (slagvolym) och köldmedieflödet ökar varvid även effekten ökar. Om detta ej räcker till för att erhålla tillräcklig framledningstemperatur styr regulator 1 efter viss tidsfördröjning in pannshuntventilerna SV1 och SV2 i sekvens varvid varmt vatten från oljepannorna shuntas ut i framledningen.

Vid övertemperatur på framledningen i förhållande till börvärdet sker det omvända förhållandet.

Som styrstrategi har man valt att lägga gränsen mellan sommar drift och vinter drift till stor del beroende av elverkets bestämmelser. Tiden maj - september benämnes sommar drift och oktober - april vinter drift.

Som framgår under rubriken "årsur" nedan var starttillfällena under vinter drift begränsade. Eftersom man vill undvika starter som ger störningar i elnätet var det viktigt att kompressorerna ej stoppades för ofta. Detta innebar att vid vinter drift reglerades kompressorerna vid behov ned till lägsta kapacitet utan att stoppas. Trots

att detta eventuellt kunde ge övertemperatur på framledningen förblev kompressorerna i drift. Härigenom undveks stopp av kompressorn (vars efterföljande start kanske ej hade fått genomföras). Under utvärderingsperioden har Stockholms Energiverk tillåtit att starter får ske vid alla tider på året och under hela dygnet. Den speciella vinterdriftstrategin har därmed tills vidare upphört att gälla och ersatts av sommar driftstrategi året om.

Om värmepumpen ej är i drift bestämmer årsuret om värmepumpen får starta eller ej. År värmepumpen i drift erhåller värmepumpens interna reglerutrustning en signal om att öka kapaciteten.

Sommar drift har i förhållande till den ovannämnda vinterdriften i det närmaste en omvänd driftstrategi. Eftersom inga begränsningar av starter finns från elverket finns nu möjlighet att prioritera en hög värmefaktor och en minimal elförbrukning.

Detta innebär att en kompressor startas och körs med 100 % när behov föreligger och stoppas helt när behovet är uppfyllt. För att få tillräckliga drift- och ståtider för kompressorn tillåts framledningstemperaturen att variera ca 10°C. Startvillkor är ca +47°C och stopp vid ca 57°C. Vattenvolymen i fjärrvärmenätet används som akkumulator av energi.

Fördelen med detta driftsätt är att värmefaktorn kan hållas högre då skruvkompressorer har mindre goda delastegenskaper beträffande värmefaktorn.

En annan fördel är att endast en kompressor används. Härmed kommer hela förångarytan att betjäna halva kompressoreffekten. Även detta förhöjer värmefaktorn på grund av den högre förångningstemperaturen.

Det är kompressor A som används som 1:a kompressor vid sommar drift. Anledningen är kompressorernas placering där kompressor A, som slits hårdare med denna driftstrategi, samtidigt är den som är lättast att byta ut av de två.

Styrsystemets gränsvärdesdon medger inställning av kompressordrift som funktion av utetemperatur och eltaxor.

Årsur

I årsuret finns inprogrammerat de villkor som styr (medger) start av kompressorerna samt hel- och halvfartsdrift av förångarfläktar.

Det är i huvudsak påfrestningarna på Stockholms Elverks 10 kV-nät som avgör när kompressorerna får startas. Elverket tillåter godtyckligt antal starter under tiden maj - september. Under tiden oktober - april får start endast ske mellan kl 01.00 och kl 03.00. Sedan 1984 10 17 medger dock elverket tills vidare max 4 starter per dygn under oktober - april mellan kl 03.00 och kl 01.00.

När det gäller förångarfläktarna styrs dessa ned på halvfart under sommarnätter för undvikande av buller. Detta gäller under juni - augusti från kl 18.00 till kl 07.00 på morgonen.

Förutom ovan angivna startvillkor som bestämts av elverket och styrs av årsuret, finns ytterligare startbegränsningar från motorleverantören som anges nedan.

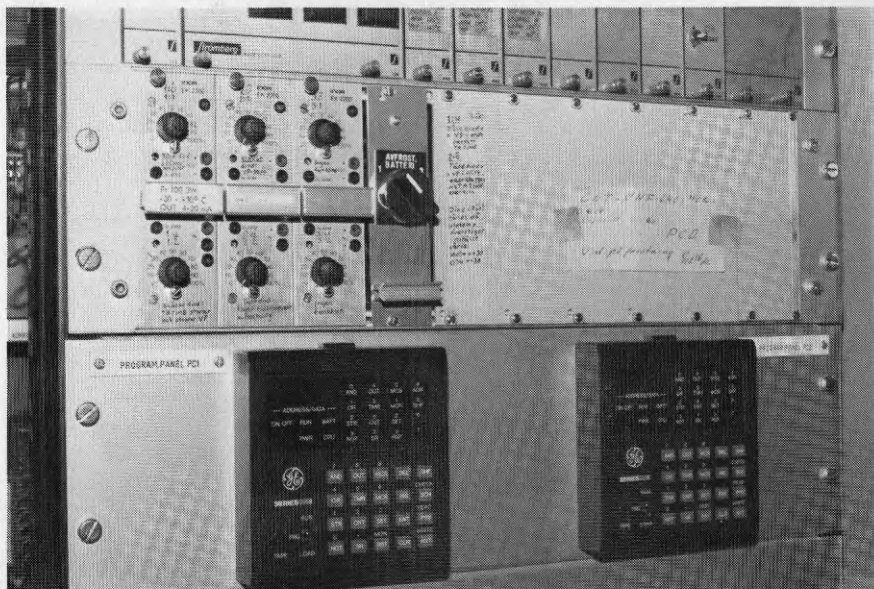
- Max 2 starter/timme
- Max 12 starter/dygn
- Min tid från start till start 15 min
- Min tid från stopp till start 9 min

Avfrostning

Utetemperaturgivaren bestämmer via gränsvärdesdon GV1-3 om stopp- eller varmgasavfrostning skall ske. Vid stoppavfrostning gäller att utemperaturen måste vara tillräckligt hög för att luften skall kunna smälta frosten på batteriytorna. Gränsen mellan varmgas- och stoppavfrostning ligger vid ca +5°C i utetemperatur.

Stoppavfrostning innebär att batteri, som skall avfrostas, får sin köldmediereturledning till vätskeavskiljaren avstängd, medan dess fläkt hålls i drift. Ingen förångning sker då i batteriet, varför uteluften smälter frost på batteriet. Stoppavfrostning sker som en kontinuerlig process där avfrostning av ett batteri alltid pågår.

Varmgasavfrostning innebär att batteri, som skall avfrostas, får sin returledning till vätskeavskiljaren kraftigt strypt, medan tillloppet från vätskeavskiljaren stängs. I stället öppnas en tillloppsledning från kompressorernas högtrycksledning till batteriet, varvid hetgas strömmar in i batteriet och helt eller delvis kondenserar, varvid frost smälter från batteriytan.



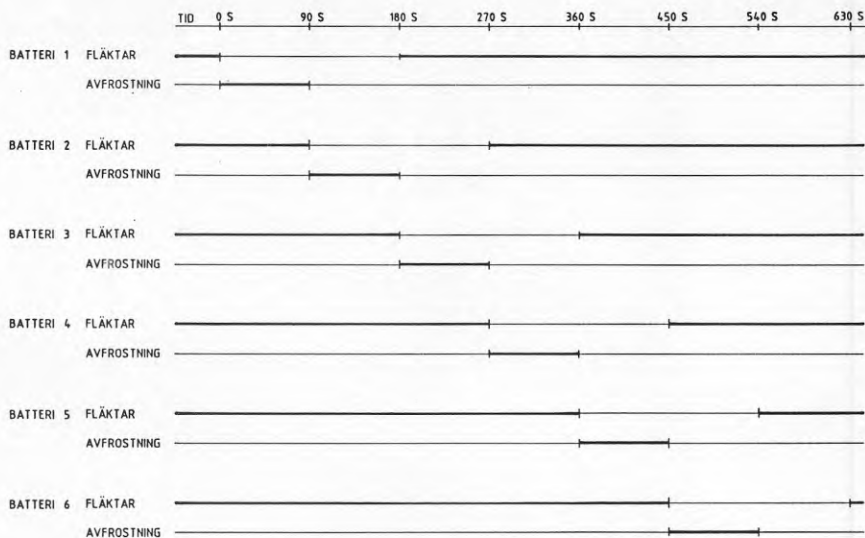
Figur 2.16 Överst till vänster syns gränsvärdesdonen. Nedtill i mitten PC1 och till höger PC2.

Vid hetgasavfrostning avfrostas ett batteri åt gången samtidigt som de återstående fem batterierna hämtar värme ur uteluften.

Avfrostningsförloppen styrs av programmeringsenhet 1 (PC1) och styrningen av förångarfläktarna styrs av programmeringsenhet 2 (PC2). Ett visst samarbete sker mellan PC1 och PC2 då hetgasavfrostningarna kräver att fläktarna för respektive batteri stoppas.

Ordningsföljden vid en hetgasavfrostning för ett batteri är i princip följande:

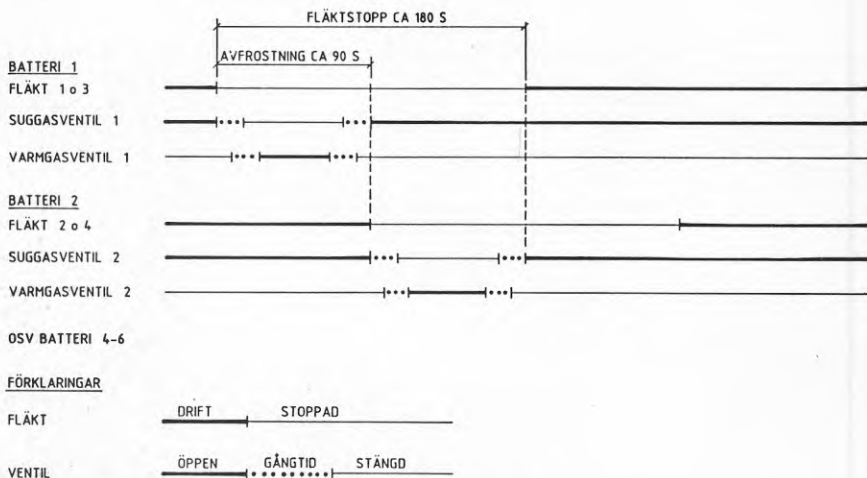
- 1 Stopp av förångarfläktar (2 st).
- 2 Suggasventil stänger.
- 3 Varmgasventil öppnar.
- 4 Avfrostning pågår.
- 5 Varmgasventil stänger.
- 6 Suggasventil öppnar.
- 7 Fläktar startar.



Figur 2.17 Avfrostningstider

Avfrostningscyklerna överlappar varandra när det gäller start och stopp av fläktar. Detta framgår av figur 2.17.

På grund av att ventilerna ej öppnar och stänger momentant utan har en viss gångtid sker även en viss överlappning av ventilernas inbördes start och stopp. Detta framgår av figur 2.18 där endast två av sex avfrostningscykler redovisas.



Figur 2.18 Avfrostningstider, detalj

Hösten 1985 installerades en form av behovsstyrd avfrostning; innan hade avfrostningen enbart varit tidsstyrd.

Den behovsstyrda avfrostningen styrs av temperaturdifferensen mellan utetemperaturen och yttemperaturen på ett rör i ett förångarbatteri.

Yttemperaturgivaren är klamrad vid ett av rören i batteri 2 och skall i huvudsak känna en temperatur som motsvarar ett representativt förhållande i batteriet. Fördelen med en utvändig applikation är att den lätt går att flytta för provning av lämpligaste placering.

Temperaturdifferensen mellan utetemperatur och yttemperatur för avfrostningsstart är ej konstant utan ökar med stigande utetemperatur.

Avfrostningen kan alternativt påverkas av tidreläer och gränsvärdesdon.

2.6 Tekniska data

Förångarbatterier/st (6 st)

Kyleffekt	234 kW
Luftflöde	31 kg/s
Ingående luft	$\pm 0^{\circ}\text{C}$
Utgående luft	$- 7,5^{\circ}\text{C}$
Förångningstemperatur	$- 10^{\circ}\text{C}$
Tryckfall luft	99 Pa
Flänsdelning	4 mm
Antal rör i djup	8
Flänsad längd	4,0 m
Flänsad bredd (höjd)	2,6 m

Fläktar till förångare/st (12 st)

2-hastighetsfläktar

Märkeffekt	4,5 / 0,9 kW
Effektförbrukning vid fullvarv	3,1 kW
Varvtal	450 / 225 r/min
Fläkt diameter	1 580 mm
Tryckuppsättning	160 Pa

Kompressor/st (2 st)

STAL typ SVR 73 EB

Varvtal	2 950 r/min
Slagvolym	2 505 m ³ /h
Reglerbar slagvolym	10 - 100 %
Kyleffekt ($t_1 = 65^\circ\text{C}$, $t_2 = -10^\circ\text{C}$)	942 kW
Axeleffekt	550 kW
Värmeeffekt	1 492 kW

Kompressormotor/st (2 st)

Motoreffekt	655 kW
Driftspänning	10 kV
Varvtal	2 950 r/min
Skyddsform	IP 23

Kondensorer/st (2 st)

Tubpannekondensor

Överföringsyta köldmedium	360 m ²
Överföringsyta värmebärare	105 m ²
Försmutsningsmotstånd	0,0001 m ² °C/W
Värmebärarflöde max/min	400 / 85 m ³ /h
Vattenhastighet i tuber max/min	2,5 / 0,5 m/s
Tryckfall vid maxflöde	60 kPa
Konstruktionstryck hölje/tubsida	2,2 / 1,0 MPa

2.7 Byggnad

Byggnaderna består i huvudsak av:

- Panncentral
- Förångarbyggnad
- Maskinrum för värmepump

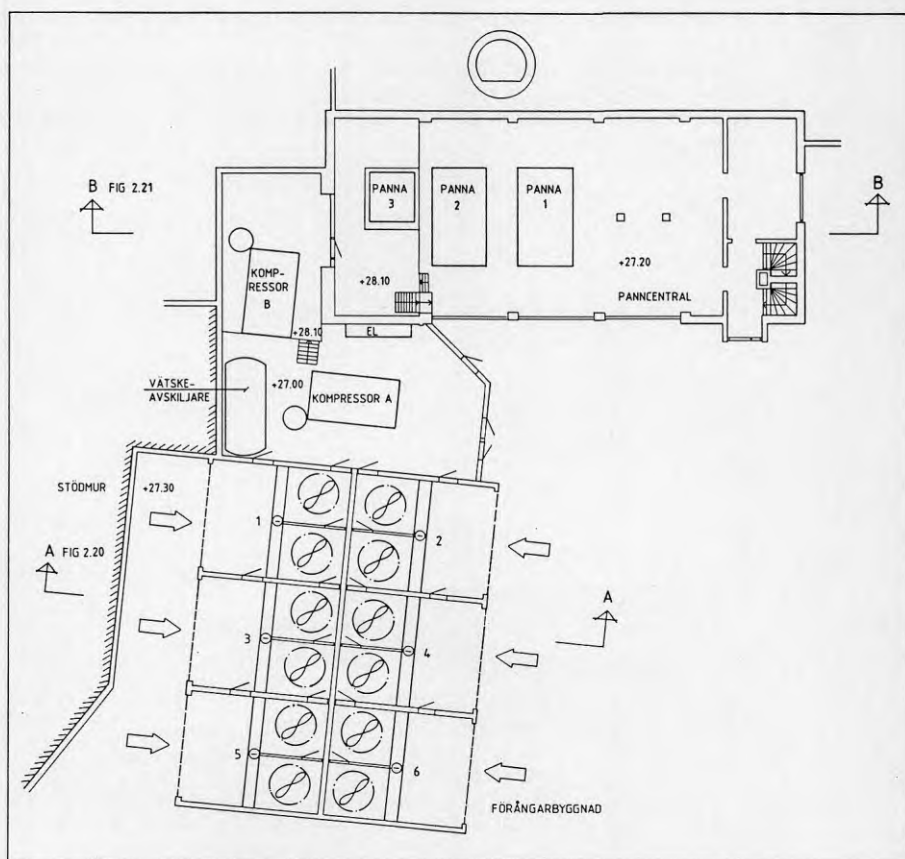
Panncentralen är i tre plan och som tidigare nämnts byggd 1961. Den innehöll ursprungligen två oljepannor, som fortfarande används, och en fastbränslepanna för sopor. Fastbränslepannan är ersatt med en oljepanna och utrymmen som därmed frigjorts på plan 2 och 3 har använts till vissa delar av värmepumpsinstallationen.

Panncentralen innehåller därutöver personalutrymmen, manöverrum, elutrymmen och verkstad. Observeras bör att manöverrummet ej innehåller utrustning för värmepumpens övervakning. Övervakning av värmepumpen sker istället helt och hållet från ett automatiskåp i värmepumpens maskinrum.

Förångarbyggnaden, planmått ca 11 x 15 m, är placerad framför panncentralen i samma nivå som panncentralens nedre plan.

De båda långsidorna utgör intagsöppningar för uteluften som efter nedkylning kastas rakt upp av förångarfläktarna.

I förhållande till omgivningen sitter intagsöppningarna lågt. Det framgår i viss mån av figur 2.20, 7.6 och 7.7 att förångarbyggnaden delvis omgärdas av höjder och byggnader.



Figur 2.19 Planritning över panncentral och värmepump

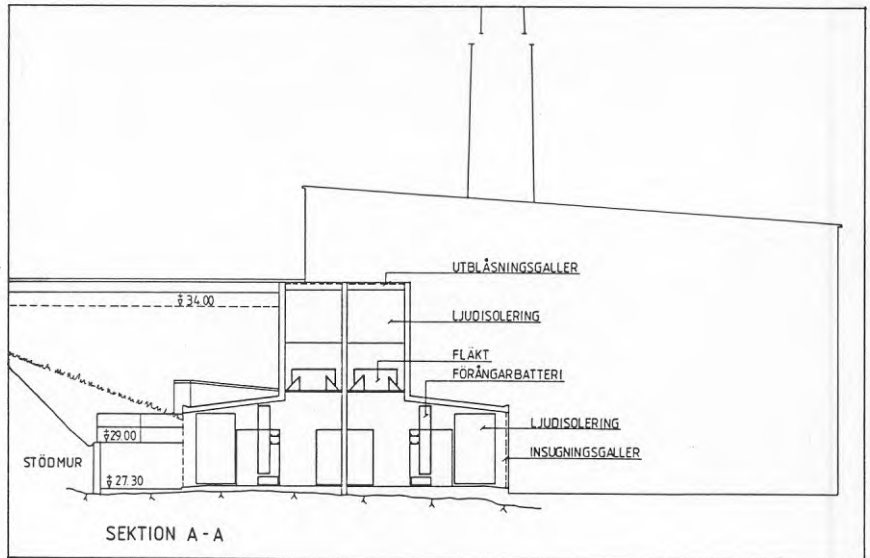
Byggnaden är uppförd i platsgjuten betong. Speciella ljudbafflar av absorberande material finns monterade i luftintagens kanaler, och stora ansträngningar har gjorts för att minimera ljudpåverkan från fläktar och kompressorer till omgivningen.

Ljudmätningar har genomförts vid Fagersjö och de övriga sju större värmepumparna i BFRs utvärderingsprogram. Dessa mätningar finns redovisade i en separat BFR-rapport som visar att ljuddämpningsåtgärderna varit framgångsrika.

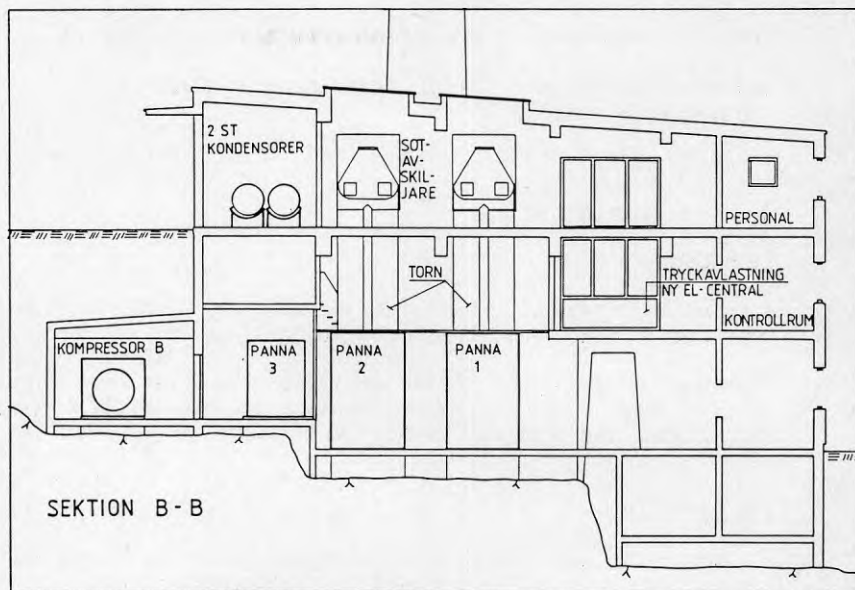
Maskinrummet frånluftventileras via kanaler under förångarbatterierna och ger värmetillskott under normal drift.

Dessa kanaler fungerar även som dräneringsrännor för avfrostningsvatten som leds med fall mot maskinrummet.

Värmepumpens maskinrumsdel är placerad mellan panncentral och förångarbyggnad. Maskinrumsgolvet skiljer i nivå varför kompressor B är placerad ca 1 m högre än maskinrummet i övrigt.



Figur 2.20 Sektion, förångarbyggnad



Figur 2.21 Sektion, panncentral

2.8 Miljö

I denna rapport finns inga miljöaspekter redovisade med undantag av redovisad CFC-användning i kapitel 7.9.

Bullermätning från Fagersjövärmepumpen redovisas i en separat BFR-rapport som gäller bullerutvärdering av åtta större värmepumpar.

Klimatmätningar har genomförts och finns redovisade i separat rapport.

3 PROJEKTERING OCH BYGGANDE

Anläggningsägare: Svenska Bostäder
Totalentreprenör: Skandinavisk Termoekonomi AB
Underentreprenör Stal Refrigeration AB
värmepump:

3.1 Projektering

Förstudie

Fagersjöprojektet startade våren 1981 med en förstudie som redovisades vid ett seminarium hos BFR våren 1982.

Förstudien resulterade i att man beslutade att fortsätta med en mer ingående undersökning om Fagersjöområdet gick att värma upp med en uteluftvärmepump.

Förprojekt

I samband med förprojekteringen utfördes mätningar i panncentral och undercentral. Effekter och dynamiska förlopp fastställdes.

Mätningar och beräkningar utfördes för att bedöma möjligheten att anpassa panncentral, undercentral och hela värmesystemet till värmepumpsdrift.

Framför allt eftersträvades låga fjärrvärmepumpstemperaturer.

Detta resulterade i ett förslag till ombyggnad av undercentraler samt ökat fjärrvärmeflöde.

Val av värmepumpens storlek ingick i förprojekteringen och resulterade i att värmepumpen ensam skulle klara nätets hela effektbehov ned till ca -2°C i utetemperatur.

Förprojekteringen finns sammanfattad i BFR-rapport (R69:1985 Fagersjöprojektet).

3.2 Upphandling

I samband med Fagersjöprojektet diskuterades tre former av upphandling:

- Delad entreprenad
- Generalentreprenad
- Totalentreprenad

De olika entreprenadformerna skiljer sig på följande sätt:

1 Delad entreprenad

Beställaren svarar själv, eller med hjälp av lämpliga konsulter, för projektering, upphandling och genomförande av projektets olika delar (bygg, el, VVS).

2 Generalentreprenad

I princip detsamma som delad entreprenad men ansvaret för samordning av entreprenadarbetena läggs på en av entreprenörerna.

3 Totalentreprenad

Beställaren överlåter allt ansvar för projektering och genomförande på entreprenören och köper i princip en färdig funktion av denne.

I Fagersjö valde beställaren totalentreprenad. När detta val träffats återstod valet av totalentreprenör. Den mest näraliggande lösningen kan synas vara maskinleverantören som har det avgjort största ekonomiska åtagandet (ca 50 % av den totala anläggningskostnaden).

Ett annat alternativ är att välja ett större byggföretag, där man har stor erfarenhet av totalentreprenader och funktionsansvar.

I Fagersjö handlade det om en värmetransport från uteluft via värmepump, panncentral, kulvert, undercentraler till bostäder.

Det totala systemkunnandet och visat intresse för Fagersjöanläggningen blev utslagsgivande och Skandinavisk Termoekonomi AB utsågs till totalentreprenör med fortsatt ansvar för projektering, genomförande och funktion.

3.3 Anbud och kontrakt

Anbud

Anbudet är daterat 1982 08 09 och gäller totalentreprenad (enligt ABT 74) för projektering och utförande av fullt färdig anläggning.

Pris 11 950 000 kronor exkl moms och indexreglering.

Anbudets prisnivå är september 1982.

För fast pris till färdigställande tillkommer 320 000 kronor.

Kontrakt

Kontraktet gäller totalentreprenad (ABT 74).

Kontraktsdatum 1982 12 01.

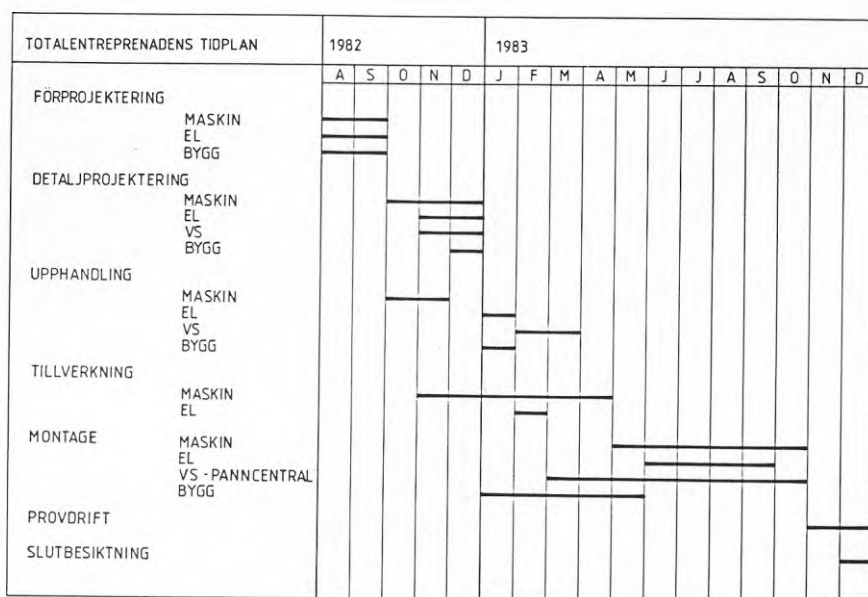
Kontraktssumma 12 270 000 kronor exkl moms. (Beställaren valde fast pris under entreprenadtiden 11 950 000:- + 320 000:-).

Övriga data av betydelse:

- Tillgänglig för slutbesiktning 1983 12 31.
- Förseningsvite 20 000:-/påbörjad vecka efter 1984 04 01.
- Garantitid 2 år.
- Säkerhet under garantitiden 600 000:-.

3.4 Tidplan

I figur 3.1 nedan visas totalentreprenadens planerade tidplan.



Figur 3.1 Totalentreprenadens tidplan

3.5 Besiktningar

Slutbesiktningen indelades i:

- Bygg
- El
- Rör
- Vent
- Kyla

Huvudbesiktningsförrättare var besiktningsförrättaren för bygg.

Slutbesiktningarna genomfördes 1984 02 22 - 1984 02 24.

Entreprenaden godkändes 1984 02 24.

Garantitiden 2 år löpte fr o m 1984 02 24 t o m 1986 02 23.

Brister och fel i entreprenaden skulle vara avhjälpta till 1984 04 30.

Att här redogöra för brister och fel skulle bli något enahanda. De flesta punkter som togs upp i besiktningsutlåtandet gäller uppmärkning och brister i finish i fråga om målning, isolering osv.

Ett fåtal punkter gäller funktionen som vid besiktnings-tillfället ej gav förväntat resultat.

Efterbesiktning genomfördes 1984 05 11 varvid ett smärre antal punkter kvarstod.

Garantibesiktning utfördes 1986 02 19.

3.6 Incitamentsavtal

Avtalet löper på ett år i taget och innebär i korthet att entreprenören mot ersättning samt viss del i besparingen åtar sig service och att hålla anläggningen i optimal drift.

För beställaren innebär detta god service och optimal energibesparing samt långsiktig utbildning av egen driftpersonal på en anläggning med ny och komplicerad teknik.

I avtalet ingår att daglig kontroll och översyn utförs av beställarens personal som vid avvikelser eller problem kontaktar entreprenören.

4 MÄTPROGRAM

4.1 Inledning

För att få kännedom om hur värmepumpen och dess komponenter arbetar, hur den samarbetar med oljepannor samt hur hela värmesystemet fungerar har omfattande mätningar utförts.

Främst har temperaturer, flöden och tider registrerats, men även lägesindikeringar, tryck m m.

I ett tidigt skede bestämdes av BFRs värmepumpgrupp att Fagersjövärmepumpen skulle mätas enligt "kategori tre", dvs med mätningar även av köldmediesidan.

Mätningarna är indelade i långtidsmätningar och intensivmätningar.

Långtidsmätningarna var vid projektstarten planerade till två år (24 månader).

Sommarhalvåret 1985 visade sig innehålla mindre intressant information för utvärderingen varför mätning av sommarhalvåret 1986 ansågs ge jämförelsevis låg utdelning i förhållande till kostnaderna för mätningarna.

Efter två vintersäsonger beslutade vi i samråd med BFR att förkorta långtidsmätningarna till 19 månader, till förmån för intensivmätningar och utvärderingsarbete.

Intensivmätningarna bygger på korta mätperioder där hela anläggningen, alternativt vissa delar, bevakas genom intensivmätningar.

Samtliga mätningar har utförts av Mätcentralen för energiforskning (MCE) vid KTH.

De första kontakterna mellan MCE och oss, som utvärderare av projektet, skedde i juli 1983.

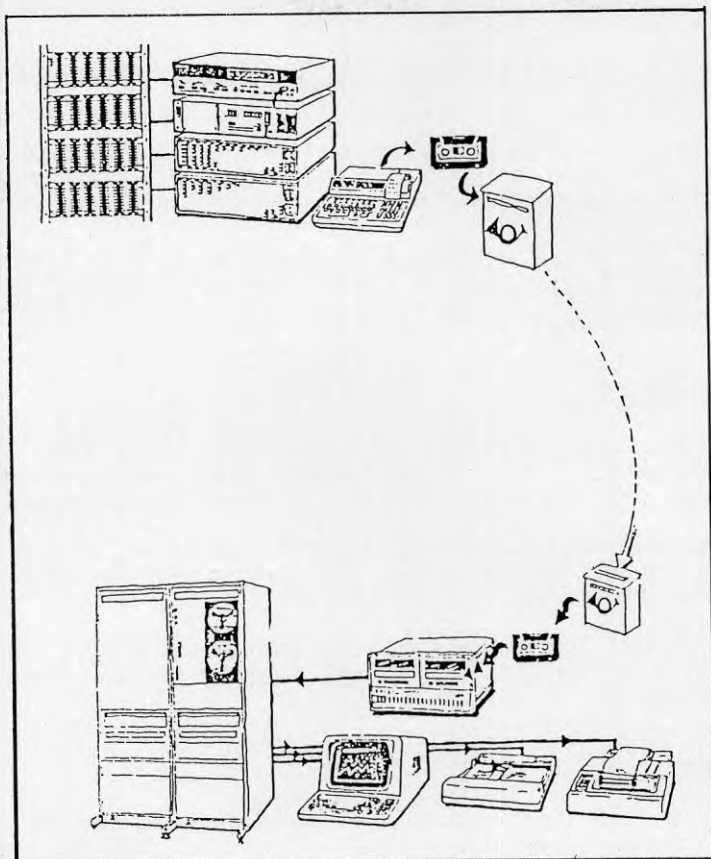
Under sensommaren tog mätprogrammet form och diskussioner med berörda installatörer fördes.

MCE beställde installation av dykfickor, kabelförläggning, mätuttag m m under hösten 1983.

Installationen utfördes av berörda installatörer under tredje kvartalet 1983 varefter värmepumpanläggningen startades upp i december 1983.

Mätsystemet startades upp i augusti 1984 och var i s k provdrift fram till 1984 10 01 då själva utvärderingsprogrammet startades.

Utvärderingsprogrammet pågick kontinuerligt fram till 1986 04 30.



Figur 4.1 Principskiss för hantering av mätdata

4.2 Mätprogram och omfattning

Mätprogrammet bygger på en modell som tagits fram och tidigare använts vid utvärdering av värmepumpar. Som exempel på värmepumpanläggningen kan nämnas Louden, Lidingö, Uppsala.

Utvärderaren har i samråd med MCE bestämt vilka mätpunkter som skall installeras. Sedan har MCE ansvarat för val av mätutrustning, installation, igångkörning samt insamling av mätdata.

Mätsystemet består i korthet av en mikrodator, två mätpunktsväljare samt utrustning för mätning av analoga och digitala signaler. Datorn styr utrustningen, samlar in, bearbetar och lagrar mätvärden.

Långtidsmätningar

Mätvärden samlas upp ute i anläggningen på disketter som var 14:e dag sänds till MCE på KTH.

Disketternas innehåll lagras där på band i väntan på utvärderingen.

MCE levererar månadsvis ett mindre antal s k månadsgrafer till utvärderaren för att denne skall vara fortlöpande informerad om de väsentligaste av senast insamlade data.

Långtidsmätningarna bygger på att mätdata från samtliga mätpunkter samlas in var 5:e minut (12 ggr/h). De analoga mätpunkterna medelvärdesbildas och de digitala summeras. Dessa värden lagras sedan på disketter.

Intensivmätningar

Intensivmätningarna bygger på samma utrustning som långtidsmätningarna. Skillnaden består i att varje mätvärde lagras och att någon medelvärdesbildning ej förekommer.

Tiden mellan mätningarna kan förkortas från var 5:e minut till var 30:e sekund under förutsättning att antalet mätpunkter begränsas till ca 30 st.

Värdena från intensivmätningarna samlas på samma typ av disketter som långtidsmätningarna och lagras slutligen på band hos MCE.

Tabellmätningar

En form av mätningar ute i anläggningen kallas av MCE "tabell". Mätningen kan avläsas direkt på skärmen. Mätpunkternas antal är begränsade till sex stycken som registreras var 20:e sekund.

4.3 Placering av mätgivare

Mätgivarnas placering framgår av bilaga 2.

Av tabell 4.1 nedan framgår hur många givare och mät-punkter som installerats.

Tabell 4.1

Mätstorhet	Mätpunkt	Givare
Temperatur	31	41
Flödesmätare	4	4
Drifttid	43	-
Lägesindikering	8	-
Tryck	7	7
Elenergi	3	3

På grund av risk för temperaturskiktning i vissa rör och svårighet att bestämma den mest representativa mätpunkten för erhållande av en viss temperatur används flera givare vars värden sammanlagras. Detta är anledningen till att antalet temperaturgivare är större än antalet mätpunkter.

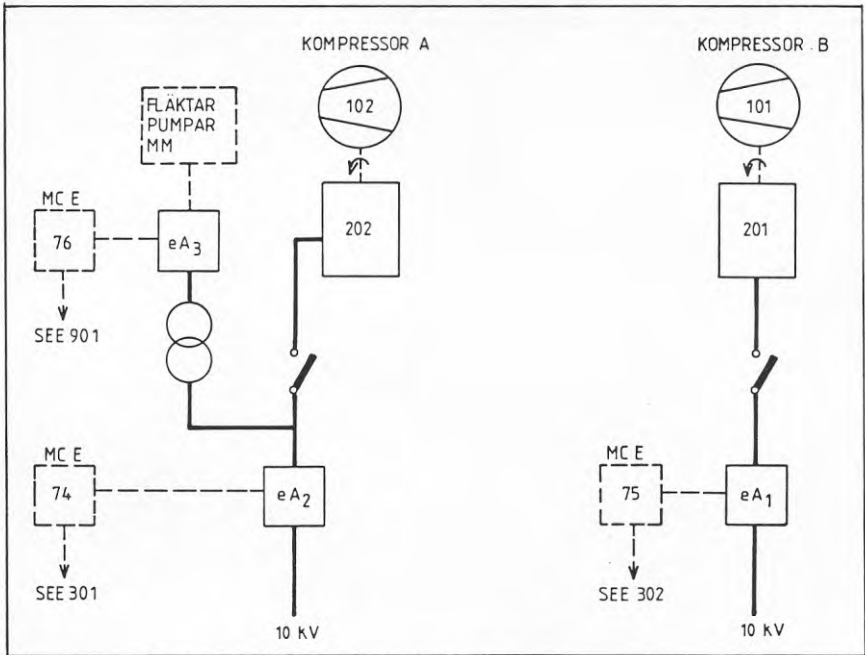
En förutsättning för att mätresultatet skall bli så nära de verkliga förhållandena som möjligt är att mätningen sker på rätt objekt. Detta förefaller självklart men kan i praktiken erbjuda vissa svårigheter.

Möjlighet till förväxling av två objekt är en stor fara. Nedan visade mätning av eleffekter för kompressorerna i Fagersjö är ett exempel som visar på att förväxling lätt kan ske.

Tabell 4.2

Mätobjekt och benämning	Beteckningar	
Kompressorernas benämning hos Svenska Bostäder	102	101
Elmotorernas benämning hos Svenska Bostäder	202	201
Elmätarnas benämning hos Svenska Bostäder	eA ₂	eA ₁
Elmätarnas benämning i MCEs dator ("indexnr")	74	75
Elmätarnas benämning vid datahantering hos MCE	SEE 301	SEE 302
Kompressorernas benämning under utvärderingen	Kompr A	Kompr B

För att inte minska överskådligheten i redovisningen ovan har ej det faktum medtagits att elmätare SEE 301 skall minskas med SEE 901 som hämtar data från index nr 76 osv.



Figur 4.2 Elenergimätning för kompressorer

4.4 Mätverksamhet

Efter ca två månaders provdrift av mätsystemet startade utvärderingsperioden 1984 10 01.

Vissa mätpunkter var vid denna tidpunkt ej installerade, och en del ofullständigheter kunde märkas i det ännu ej helt inkörda mätsystemet. Detta framgår också av vissa diagram och mätdata i utvärderingen.

Som utvärderare var vi medvetna om bristerna, men vi ansåg oss inte kunna uppskjuta starten av utvärderingen längre på grund av årstiden. Vid utvärdering av en ute-luftvärmepump ansåg vi hösten med stigande värmebehov, sjunkande utetemperatur och hög luftfuktighet som ytterst intressant.

Mätpunkter som saknades vid utvärderingens början:

84 10 11 Tryckgivare, slidlägesindikering och temperaturgivare för köldmedium efter förångarbatterier m m installerades.

Mätproblem och förändringar av mätsystemet vilka är av större betydelse för utvärderingen:

84 10 01 - Elenergimätare SEE 302 för kompressor B
85 02 04 försämrades långsamt på grund av ett kontaktfel i ett mellanrelä. Mätvärdena osäkra från mätperiodens start. Felet uppmärksammades först i december. På grund av att elmätaren och relät tillhörde Stockholm Energi blev felet avhjälpst först 1985 02 04.

84 12 12 - "Voltmetern" (för inkommande analoga
85 01 02 elektriska signaler) ur funktion. Felet avhjälpstes den 19:e december. Nytt fel på voltmetern senare samma dag, upptäcktes först 1985 01 02.

85 01 11 - Fel på datadisketter på grund av sot från
85 01 13 panncentralen. Mätutrymme förseddes med ventilationsfilter.

85 04 30 Mätutrustningen kompletterades i samband med intensivmätningar med ett integreringsverk. Anledningen till detta var att få en bättre uppföljning av värmepumpens energileverans i samband med avfrostningar.

Trots att integreringsverket, inklusive givare av standardutförande, i sig har störst onoggrannhet av mätmetoderna, bedömdes metoden ligga närmare verkligheten på grund av följsamheten i samband med avfrostningar.

85 11 06 Telefonkommunikation installerades mellan MCE och mät datorn i Fagersjö.

Telefonkommunikationen tillkom mot bakgrund av en del störningar som förekommit samt de goda erfarenheter man erhållit vid motsvarande installation vid värmepumpen i Hällbybrunn.

Samtidigt byttes programdisketten för datorn. I och med detta infördes villkorliga mätningar på ett flertal mätpunkter. Detta innebär att dator endast mäter t ex temperaturer på en kompressor under förutsättning att kompressorn är i drift eller varit i drift ett visst antal sekunder före mätningen.

Förutom ovan nämnda händelser har enskilda mätpunkter fallit ur under längre eller kortare tid. Rent allmänt kan sägas att mätvärden från tryck- och temperaturgivarna för köldmediesidan ofta har fallerat. Detta hör troligen samman med vibrationer från kompressorerna.

4.5 Erfarenheter från mätningarna

När vi summerar intrycken av mätningar och mätsystem från planeringsstadiet till utvärdering vill vi göra följande kommentarer.

BFRs värmepumpgrupp hade redan bestämt att det skulle vara mätningar av "kategori 3", dvs mätning även av köldmediesystemet. En hög ambitionsnivå var således bestämd redan från början.

Referensobjekt

Vi hade i viss mån värmepumpanläggningarna i Loudden, Lidingö och Visby som referensobjekt; dessa utvärderingar hade påbörjats tidigare och även de var bestämda att baseras på mätningar enligt "kategori 3".

Omfattning

Med ovanstående utgångspunkter blev mätprogrammet mycket omfattande. Detta beror på att Fagersjöanläggningen (på 2,5 MW) innehåller nära tio gånger fler rörliga komponenter att bevaka jämfört med t ex ASEA-Stals sjövattenvärmepump på Lidingö på 11 MW.

Till detta skall läggas att Fagersjövärmepumpen för uteluft ständigt påverkas av skiftande temperatur, fukt och snö. Avfrostningar inträffar med några timmars mellanrum och påverkar varje gång omställning av 12 st motorventiler och tolv fläktar samt påverkar kondensering, förångning m m. Detta skall jämföras med samma värmepump som ovan som kontinuerligt arbetar under samma förhållanden flera veckor i följd.

Installation

Med facit i hand är vi nöjda med själva installationen. Vi och MCE fick tidvis kämpa för att få mätare flyttade och placerade efter våra önskemål.

Vi anser att vi startade rätt med att vara mycket noggranna med installation av flödesmätare och övriga givare. Om inte flödesmätare och dykrör kommer på rätt plats före igångkörning av anläggningen kommer de med all säkerhet aldrig att hamna rätt. Det medför allt för omfattande ingrepp att ändra i en redan idrifttagen anläggning. Ofta måste driften stoppas vilket är känsligt i fjärrvärmesystem.

Ett exempel på känslig installation var flödesmätaren för fjärrvärme. Den är kanske den viktigaste mätgivaren i hela anläggningen eftersom effekter och energimängder beräknas med hjälp av flödet. Vi ansåg att flödesmätarens dimension (DN 250) var för stor, samt att den var olämpligt placerad efter en pump.

Flödesmätaren var av magnetisk induktiv typ med ett arbetsområde på 1 m/s till 10 m/s.

Fjärrvärmeflödet 300 m³/h ger en hastighet av 1,7 m/s och vi ansåg att vi kom farligt nära det område där flödesmätarens noggrannhet lätt påverkas.

Vi erhöll aldrig någon mindre dimension på flödesmätaren trots många och långa diskussioner med leverantörer och entreprenörer. Anledningen var ekonomisk. Faktorer som byten av pumpar och försening av entreprenaden inverkade. Se även bilaga 1:5.

Däremot erhöll vi flyttning av flödesmätaren till en, som vi ansåg, lämplig horisontell raksträcka av fjärrvärmeledningen.

Mätstart

Mätprogrammet var inte helt intakt vid utvärderingens början.

Kanske var inkörningstiden två månader av mätprogrammet för kort?

Mätavbrott

De mätavbrott som inträffat har varit mest störande då det gällt hantering av energimängderna.

Med hjälp av beräkningar samt jämförande kontroller anser vi oss ha ett tämligen säkert underlag för de månadsvärden där mätavbrott förekommit.

Telekommunikation

De uppkomna mätavbrotten, samt goda erfarenheter från motsvarande system i Hällbybrunn, ledde till att en telefonförbindelse installerades mellan mätdata i Fagersjö och MCE i december 1985. Denna förbindelse gav en påtaglig förbättring av flera skäl. Mätningarna kunde nu kontrolleras dagligen; mätavbrott kunde ofta startas om via förbindelsen. Dessutom innebar telekommunikationen en klar fördel för oss som utvärderare när det gällde att få dagsaktuell information från anläggningen. Mer om detta under mätdataöverföring.

Mätdataöverföring

Disketten som lagrar mätdata är fylld efter ca 14 dagar varefter personalen från MCE byter ut disketten och levererar den inlästa till MCE. Vid MCE läses mätdata från disketten över till band och lagras där i avvaktan på utvärdering.

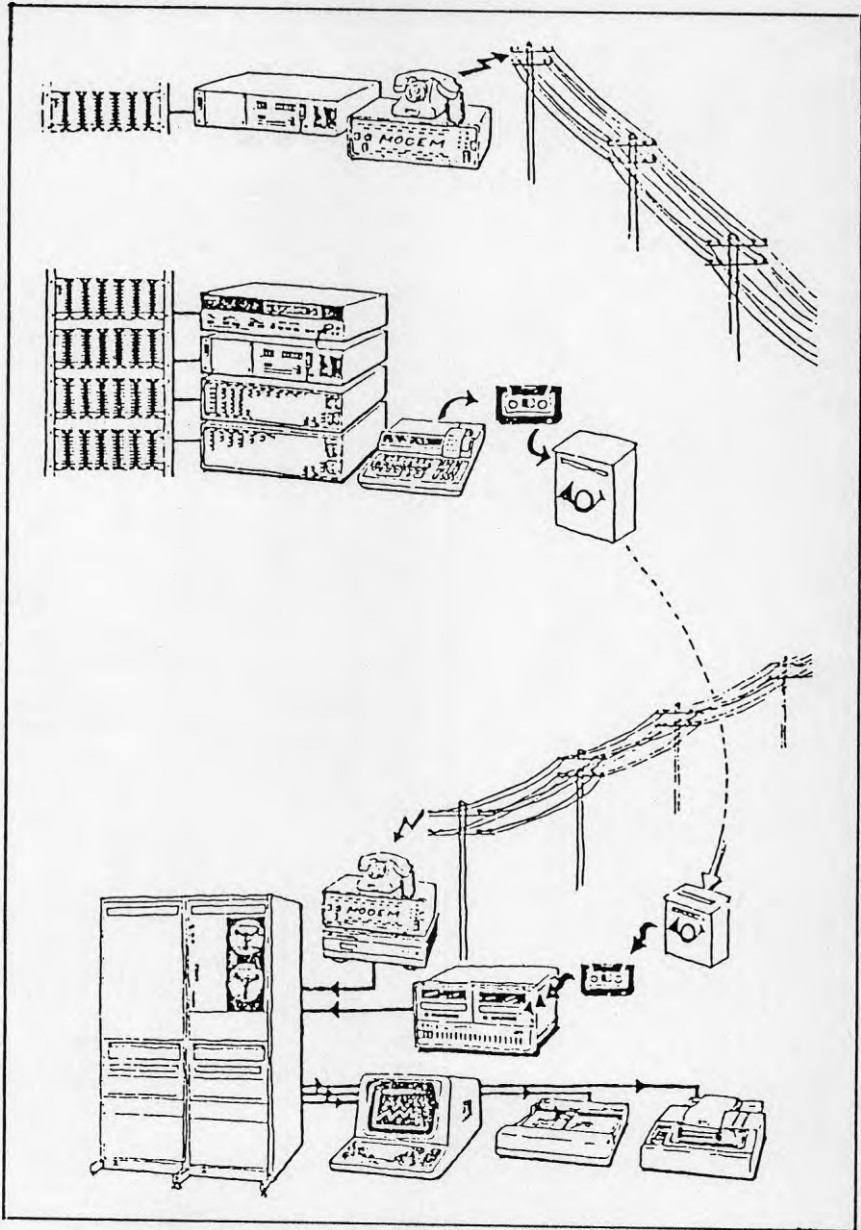
MCE utför ett begränsat antal månadsgrafer från de överförda datalagringarna. Detta för att själva få en

kvittens på att mätsystemet fungerar som avsett samt för att ge utvärderaren en viss information om anläggningens drift. Hanteringen av data via disketter som sänds till MCE för inläsning på band innebär en försening av denna information. Därtill skall adderas att MCE kanske ej alltid kan hantera dessa data omgående.

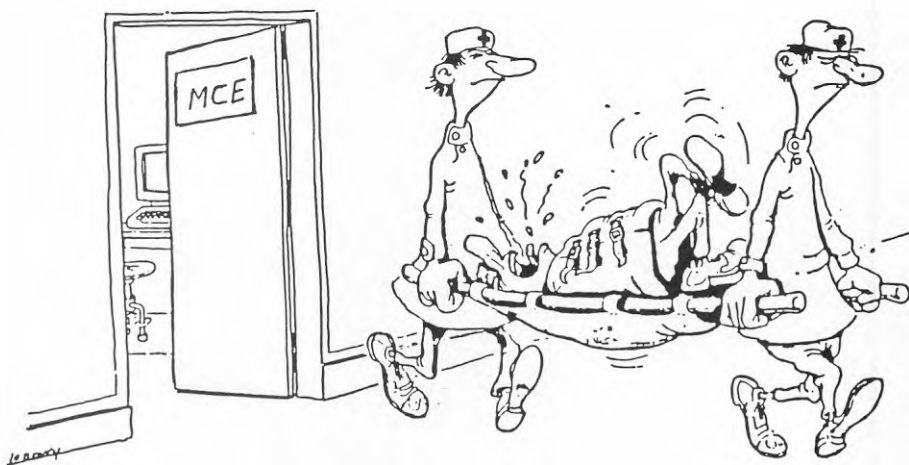
Vi är medvetna om de problem som föreligger med en snabbare överföring av de mycket stora mängder mätdata det är fråga om. Vi som utvärderare såg helst att detta gick att lösa, åtminstone med en begränsad mängd mätdata.

Den mot slutet av utvärderingen införda telekommunikationen via modem känns som ett stort steg i rätt riktning. Med hjälp av denna kunde vi som utvärderare ha direktkontakt med anläggningen och avläsa nuläget på ett begränsat antal punkter åt gången.

Fördelarna var uppenbara, vi kom på detta sätt i fas med anläggningen och var ej som tidigare hänvisad till historiska skeenden och tillbakablickar.



Figur 4.3 Principskiss för hantering av mätdata inklusive telefonkommunikation.



Figur 4.4 Bearbetning av mätdata kan vålla problem som ej bör underskattas.

Bearbetning av mätdata

Bearbetningen av de datalagrade mätdata skulle enligt planerna genomföras på MCE av utvärderaren. Denna del av utvärderingen har för vår del varit det definitivt största problemet, en "flaskhals".

Med tanke på det omfattande mätprogrammet och den stora mängden insamlade mätdata är det viktigt att hanteringen sker rationellt.

Vi använde en stor del av vår tid till att sätta oss in i systemet, men erhöll aldrig den effektivitet i datahanteringen vi ansåg vara en förutsättning för utvärderingens genomförande. Vi valde slutligen att köpa själva datahanteringen från MCE.

Tid och kostnader för datahantering hos MCE bör inte underskattas vid framtida utvärderingar.

Långtidsmätningar

Systemet är mycket bra för insamling av stora mängder mätdata som i efterhand kan hanteras ingående.

En nackdel är tidsaspekten som redan nämnts ovan under Mätdataöverföring. En annan nackdel är att timmedelvärden erhålls genom att tolv femminutersvärden summeras och divideras med tolv. Härmed blir korta förändringar som registrerats under ett femminutersvärde dividerat med tolv och avvikelser blir fullständigt utslätad.

Långtidsmätningarna är till sin utformning uppbyggda för att i efterhand informera om hur ett resultat blev. Långtidsmätningarna är däremot ett starkt begränsat hjälpmedel när det gäller att avslöja varför resultatet blev som det blev.

I december 1985 infördes något som vi valt att kalla villkorliga mätningar för vissa mätpunkter. Bakgrunden var de erfarenheter vi erhöll under sommaren med täta starter och stopp av värmepumpen.

Under sommaren medelvärdesbildades mätresultaten från ståtider och drifttider och av detta gick ingenting att utläsa när det gällde köldmediesystemets temperaturer och tryck. Ett annat exempel var värmefaktorn som kunde pendla från nästan noll till ett par tusen i timmedelvärde.

Anledningen till detta är att vid start och stopp står ej förbrukade effekten i proportion till den avgivna effekten på grund av trögheter i systemet. Vid t ex stopp av en kompressor upphör elförbrukningen direkt, medan kondensorn fortsätter att leverera värme tills den erhåller samma temperatur som fjärrvärmevattnet. Vid den momentana mätningen kan detta leda till en våldsam skillnad som sedan minskas genom medelvärdesbildning till timmedelvärden. Trots detta har alltså värmefaktorer upp mot sextio registrerats vid ett par tillfällen.

När dessa värden hanterades rent matematiskt i datorn erhöles ofta en månadsmedelvärdefaktor av ca sex till åtta. Anledningen till detta är att värden upp mot sextio fick en betydligt större inverkan än de värden som närme sig noll.

När detta uppmärksammats bestämde vi oss tillsammans med MCE att införa villkorliga mätningar. Dessa innebär att mätningarna av vissa givare endast sker under drift samt att värmepumpen skall ha varit i drift i ett visst antal minuter efter starten.

Intensivmätningar

Intensivmätningarna består egentligen av en långtidsmätning där varje femminutersvärde lagras utan medelvärdesbildning. Metodens snabbhet kan ökas och på så sätt förkorta tiden mellan mätningarna.

Vi mätte ned till intervaller på 30 s men då på bekostnad av att antalet mätgivare begränsades till 30 st.

Om denna intensivmätningssmetod kan sägas mycket. Här nedan nämner vi något av det mest påtagliga.

Vad som skall mätas och hur ofta måste bestämmas i förväg varvid MCE programmerar en särskild diskett. I anläggningen byts program och lagringsdisketter för långtidsmätningarna ut mot motsvarande disketter för intensivmätningarna.

Problem 1

Påtagligt ofta kan inte mätningen genomföras som planerats, och såsom disketten programmerats, på grund av driftsituation hos anläggning och nät, väderleksbetingelser etc.

Problem 2

Under provens gång upptäcks ofta behovet av kompletterande prov till vilket det ej finns någon programmerad diskett.

Problem 3

Metoden mäter ej kontinuerligt utan läser med vissa intervaller av givaren. Snabba förlopp är därmed svåra att följa. Själva avfrostningsförloppet på förångarbatte-rierna är alldeles för snabbt för att kunna följas. Se figur 2.17 och 2.18.

Problem 4

Mätresultaten kan ej avläsas på plats utan först efter bearbetning hos MCE. Härmed har tiden mellan mätning och mätresultat gjort att minnesbilder av anläggningens status bleknat; allt går ej heller att anteckna som stöd för minnet.

Problem 5

Man kan ej med säkerhet konstatera om lagring av mätvärden sker under pågående intensivmätning.

Dessa problem har inneburit att många och långa diskussioner förts mellan oss, som utvärderare, och MCE beträffande förbättringar av intensivmätningar. Någon ändring av intensivmätsystemet genomfördes dock ej på grund av att utvecklingstiden var tämligen lång och ett förändrat system därmed ej kunde införas under den pågående utvärderingstiden.

En form av mätning ute i anläggningen kallas "TABELL" av MCE. Den har vissa för- och nackdelar som består av:

- + Avläsning av värden på skärmen direkt ute i anläggningen. Härmed kan man t ex kontrollera lägen hos ventiler och därmed dra slutsatser för nya mätningar.
- + Mätmetoden är snabb, fördröjningen är max 20 s mellan mätning och resultat på skärmen.
- Nackdelen är att alla givare presenterar resultatet med tre decimaler samtidigt som skärmen var 20:e sekund rullar fram nya värden. Det är svårt att veta var man är och att anteckna samtidigt.
- En annan nackdel är att givarantalet är begränsat till maximalt sex per mätning, vilket begränsar överskådligheten i anläggningen.

Med facit i hand kan vi konstatera att vi använde alltför mycket tid till intensivmätningar och diskussioner kring dessa. Vi borde ha börjat tillämpa tabellmätning på ett tidigare stadium.

Metoden har klara fördelar framför allt sedan vi anslutit en printer som dokumenterar resultaten.

Den begränsade överskådligheten med endast sex givare per mätning uppvägs till viss del av att mätresultatet avläses i anläggningen. Härmed kan kompletterande mätningar göras för att erhålla ett bättre helhetsintryck.

Att avläsa mätresultatet direkt i anläggningen är en ovärderlig tillgång som ej nog kan poängteras. Mätresultat kan jämföras direkt mot rådande driftförhållanden och omställningar av anläggningen kan utföras för kompletterande mätningar.

5 UTVÄRDERING AV LÅNGTIDSMÄTNINGAR

5.1 Planerad och uppmätt energiproduktion

Utvärderingen bygger på mätdata från långtidsmätningar. Dessa har insamlats och lagrats hos MCE (se kapitel 4). Bearbetning av mätdata har utförts av MCE efter instruktioner från oss.

Noggrannheten i de uppmätta och beräknade resultaten varierar och vi har valt att redovisa dessa och mätvärdesbehandling i bilaga 1.

Utvärderingen påbörjades 1984 10 01 och avslutades 1986 04 30. År 1985 som i sin helhet ingår i utvärderingstiden har valts som referensår för mätningarna. 1985 var ett ovanligt kallt år.

Planerad energiproduktion är hämtad ur "Förprojektering, Fagersjöprojektet" BFR-rapport R69:1985. I rapportens sammanfattning finns angivet att värmepumpen beräknas ersätta 1 600 m³ olja per år motsvarande 80 % av värmebehovet vid normalår.

På sidan 28 i samma rapport finns ett varaktighetsdiagram redovisat. Samma varaktighetsdiagram finns medtaget i denna rapport, dock med annorlunda längdskalor för att jämförelse lättare skall kunna göras med det varaktighetsdiagram som bygger på uppmätta värden från år 1985.

På nästa sida visas i tabell 5.1 några övergripande värden som snabbt ger en indikering av skillnaden mellan planerat och uppmätt resultat.

Att hela mätperioden 1984 10 01 - 1986 04 30 tagits med beror på att vissa tendenser kan spåras. Hela mätperioden ger i sig inget rättvist resultat vid årsjämförelser på grund av att den innehåller två vintersäsonger och en sommarsäsong. Trots detta har värmepumpens andel av energiproduktionen ökat från 73 % vid årsredovisning till 74 % för hela mätperioden. Under samma tid är värmefaktorn oförändrad 2.18.

Mot bakgrund av att det är en uteluftvärmepump utvärderingen gäller är iakttagelsen intressant, den låga utetemperaturen försämrar förutsättningarna i dubbel bemärkelse. Värmebehovet ökar samtidigt som värmekällan är mer svårfångad.

Tabell 5.1

		Planerat	Uppmätt 1985	Uppmätt 84 10-86 04
Total värme- leverans PC	(MWh)	17 125	17 430	"29 693"
Total värme- leverans VP	(MWh)	13 700	12 715	"21 915"
VP andel	(%)	80	73	"74"
VP elförbrukning	(MWh)	5 500	5 828	"10 048"
COP tot medel		2.49	2.18	"2.18"
Utetemp medel	(0°)	6.3	4.4	"3.1"
Oljeförbrukning	(m3)	400	550	924
Oljebesparing	(m3)	1 600	-	-

Av värdena framgår att man för 1985 inte nått riktigt ända fram till det planerade målet. Det finns vissa omständigheter som förklarar en del av resultaten. År 1985 var ett extremt kallt år vilket inverkar högst påtagligt för en uteluftvärmepump. Därutöver är värmepumpens avgivna effekt lägre än planerat. Se mer under kapitel 5.2 och 7.

Under perioden har hela anläggningen under perioden anpassats till värmepumpdrift. Denna anpassning har inneburit att fjärrvärmetemperaturerna har sänkts och därmed förlusterna. Oljepannorna varmhålls av värmepumpen stora delar av året, med lägre temperaturer och förluster som följd. Undercentraler har byggts om, ny reglerutrustning har installerats. Injusteringar och inregleringar för värmepumpdrift har inneburit energibesparingar i sig utan att värmepumpen inräknas.

Vid korrigerigering av den totala värmeleveransen för 1985 till normalårsvärde med hjälp av graddagsstatistik erhålls 15 480 MWh. Mycket talar således för att värmebehovet under ett normalår sjunkit från 17 100 MWh (2 000 m3 olja) till 15 480 MWh (1 807 m3 olja).

Tabell 5.1 - korrigerad till normalår för 1985 - skulle få följande utseende (se tabell 5.2).

Tabell 5.2

		Planerat	1985 korrigerad till normalår
Total värmeleverans PC	(MWh)	17 125	15 480
Total värmeleverans VP	(MWh)	13 700	12 715
VP andel	(%)	80	82
VP elförbrukning	(MWh)	5 500	5 828
COP tot medel		2.49	2.18
Utetemp medel	(C°)	6.3	("6.3")
Oljeförbrukning	(m3)	400	316
Oljebesparing	(m3)	1 600	1 684 1)

Anm 1: Oljebesparingen är baserad på tidigare oljeförbrukning av 2 000 m3/år.

Utetemperaturen har satts inom citationstecken i tabell 5.2 ovan då utetemperaturen endast förändrats med avseende på värmebehovet.

I tabellen har ej hänsyn tagits till att uteluftvärmepumpen avgivit en lägre effekt år 1985 än vid normalår.

Om ett försök till korrigerings av värmepumpens energileverans skall ske med hänsyn till normalår, måste detta ske dygnsvis. 1985 hade stränga vintermånader då effekten från värmepumpen var lägre. Vissa sommarmånader var varmare än normalåret, men då värmebehovet i anläggningen samtidigt är litet kan värmepumpen ej tillgodogöra sig detta temperaturöverskott. Det råder således även här ett motsatsförhållande mellan effektbehov i anläggningen och värmepumpens effektleverans.

En genomgång visar att värmepumpens energileverans påverkas under januari, februari, oktober, november och december. En sammanställning ger att värmepumpens energileverans vid ett normalår skulle ha ökat med ca 600 MWh till 13 315 MWh. Elförbrukningen skulle öka med ca 230 MWh till 6 058 MWh.

Korrigerings av tabell 5.1 till normalår för värmebehovet och till normalårstemperaturer för värmepumpen skulle få följande utseende (se tabell 5.3).

Tabell 5.3

		Planerat	1985 korrigerad till normalår
Total värmeleverans PC	(MWh)	17 125	15 480
Total värmeleverans VP	(MWh)	13 700	13 315
VP andel	(%)	80	86
VP elförbrukning	(MWh)	5 500	6 058
COP tot medel		2.49	2.20
Utetemp medel	(C°)	6.3	6.3
Oljeförbrukning	(m3)	400	246
Oljebesparing	(m3)	1 600	1 756 1)

Anm 1: Oljebesparingen är baserad på tidigare oljeförbrukning av 2 000 m3/år.

Som vi tidigare nämnt minskar energiförbrukningen genom de åtgärder som vidtagits för att anpassa anläggningen till värmepumpdrift. Oljeförbrukningen minskar med ca 200 m3/år, från 2 000 m3/år till 1 800 m3/år. Detta resulterar i att värmepumpens energiandel ökar, men eftersom den totala kakan minskar blir värmepumpens oljebesparingsdel (ironiskt nog) endast 1 550 m3/år.

Betraktat från värmepumpen är ovanstående resonemang ej helt rättvist.

- 1 Anpassning av en anläggning till lågtemperatur av ovan nämnda omfattning kommer knappast till stånd utan en värmepumpinstallation. Därtill kommer tidskrävande uppföljningar under drift som utan värmepumpen som pådrivande faktor ej skulle kommit till stånd.
- 2 Genom att öka fjärrvärmeflödet kunde framledningstemperaturen sänkas. Elförbrukningen för den därtill installerade pumpen bör därför inte medräknas. Pumpens elförbrukning är ca 260 MWh. Värmepumpens årsmedel COP tot ökar därmed till 2.27.
- 3 Ombyggnad av undercentraler, injustering, vissa ombyggnader i panncentral m m skall ej belasta värmepumpinstallationen kostnadsmässigt.

Varaktighetsdiagram

I BFR-rapport R69:1985 (Fagersjöprojektet) finns i figur 14 ett varaktighetsdiagram redovisat. Detta är indelat i tre zoner vilket motsvarar de eltariffer Stockholms Elverk tillämpar.

Motsvarande diagram (figur 5.1) finns med i denna rapport, men med något förskjutna skalor. Anledningen till att skalorna ändrats är för att öka möjligheterna till jämförelse med figur 5.2 som visar de uppmätta värdena från år 1985.

Område med siffran 1 gäller januari, februari, mars, november och december 1985.

Område med siffran 2 gäller april, september och oktober 1985.

Område med siffran 3 gäller maj, juni, juli och augusti 1985.

Område med enbart siffra motsvarar kylenergi.

Område med siffra och ett E motsvarar elenergi.

Kylenergi + elenergi motsvarar värmepumpens värmeenergi.

Värmepumpens energileverans och elenergibehov år 1985

Sammanställningen nedan är utförd för att passa Stockholms Energiverks eltaxor. Samma månadsindelning finns i varaktighetsdiagrammet i form av ytor 1, 2 och 3.

Tabell 5.4

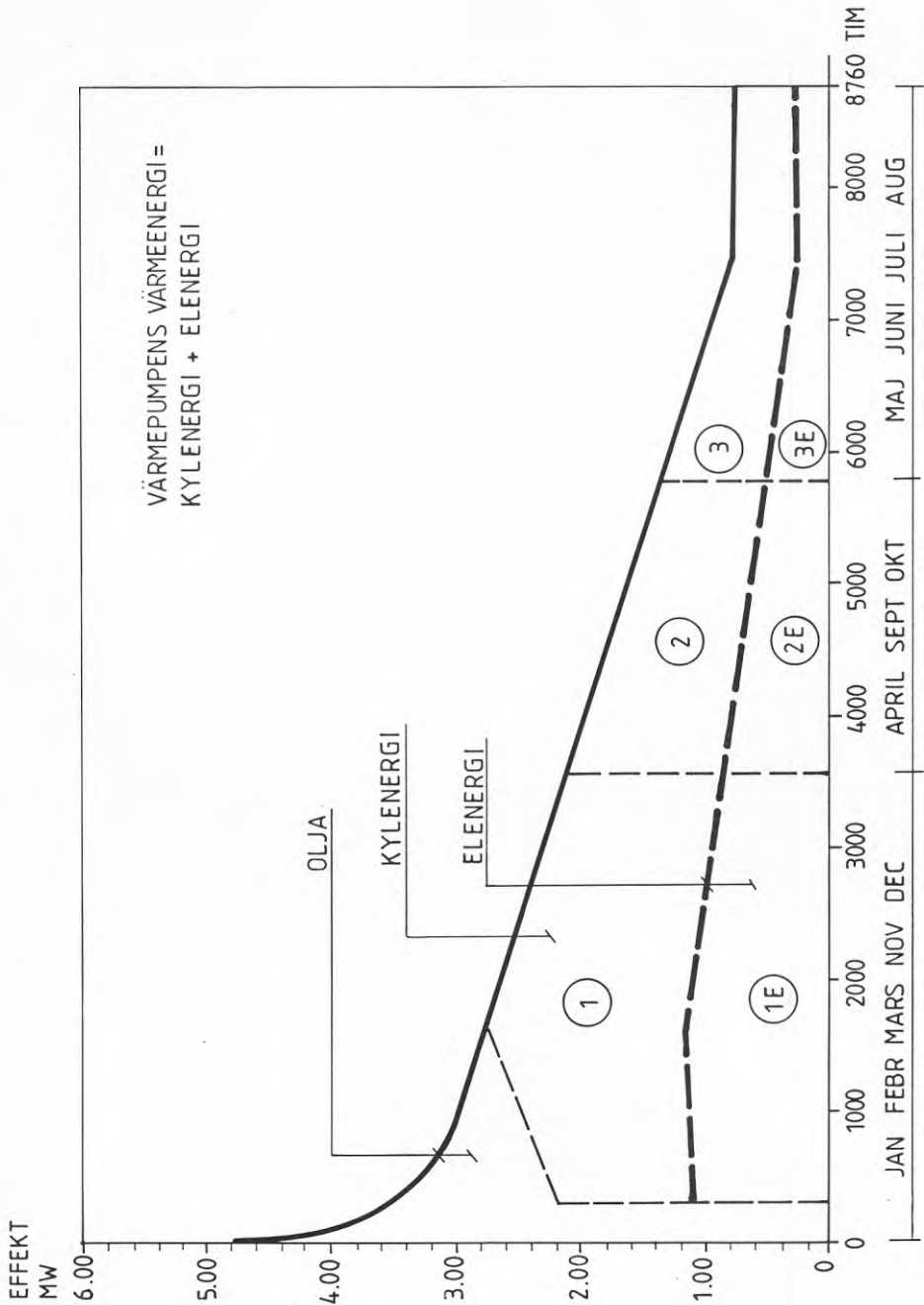
Område	Månad	Elenergibehov (MWh)	Värmepumpens energi- leverans (MWh)
1	Januari	675	1 325
	Februari	591	1 082
	Mars	672	1 536
	November	654	1 516
	December	638	1 229
		<u>3 230</u>	<u>6 688</u>
2	April	672	1 549
	September	404	1 015
	Oktober	569	1 338
		<u>1 645</u>	<u>3 902</u>
3	Maj	416	950
	Juni	233	535
	Juli	146	304
	Augusti	158	336
		<u>953</u>	<u>2 125</u>

Tabell 5.5

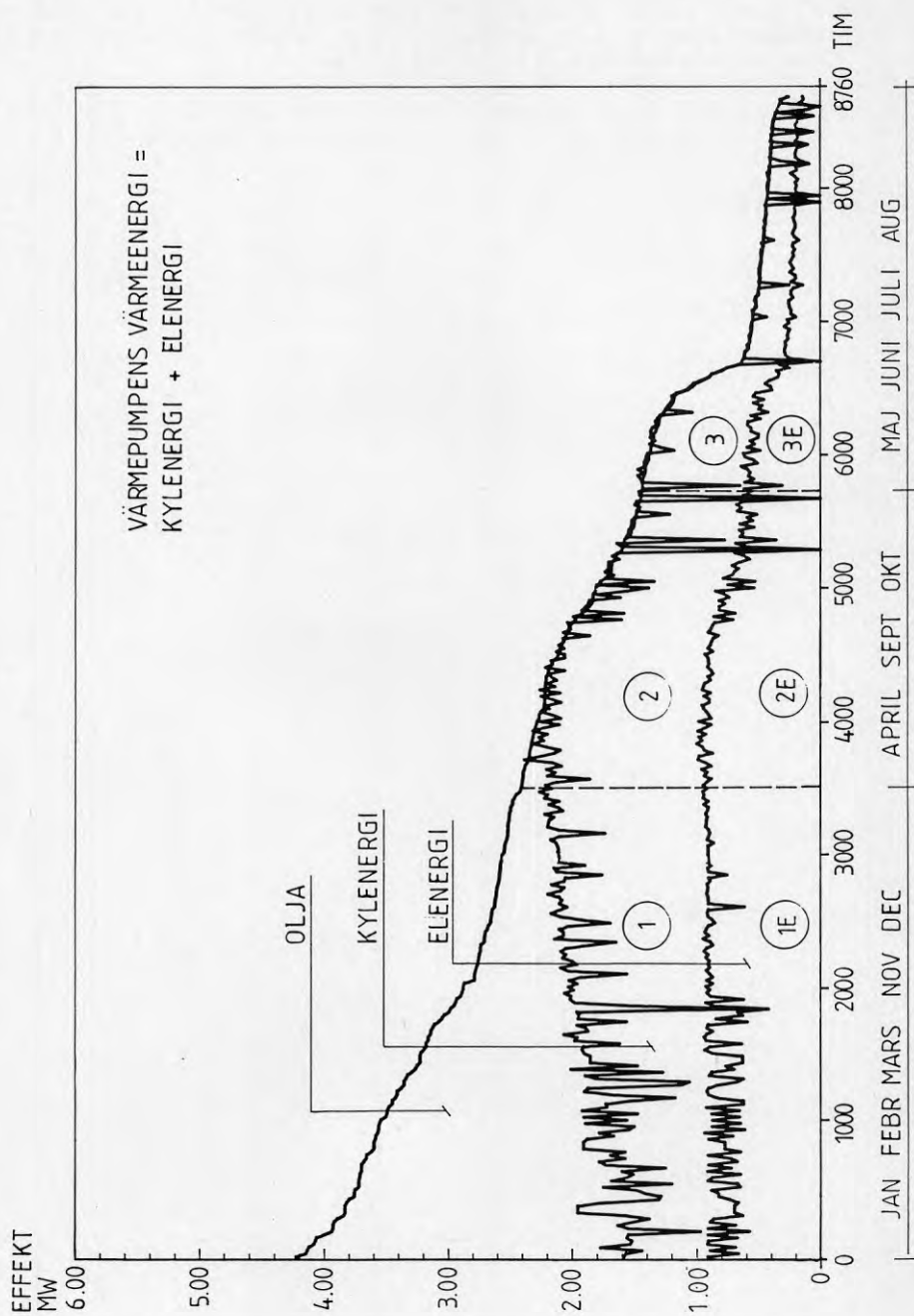
Yta enligt varaktighetsdiagram

Yta	Planerat (MWh)	Uppmätt (MWh)
1E	3 000	3 230
2E	1 500	1 645
3E	1 000	953
	<u>5 500</u>	<u>5 828</u>
1+1E	7 100	6 688
2+2E	3 800	3 902
3+3E	2 800	2 125
	<u>13 700</u>	<u>12 715</u>

Kostnader för energiproduktion se kapitel 10, Ekonomi.



Figur 5.1 Planerat varaktighetsdiagram från utredning (Fagersjöprojektet).



Figur 5.2 Varaktighetsdiagram, baserat på utförda mätningar.

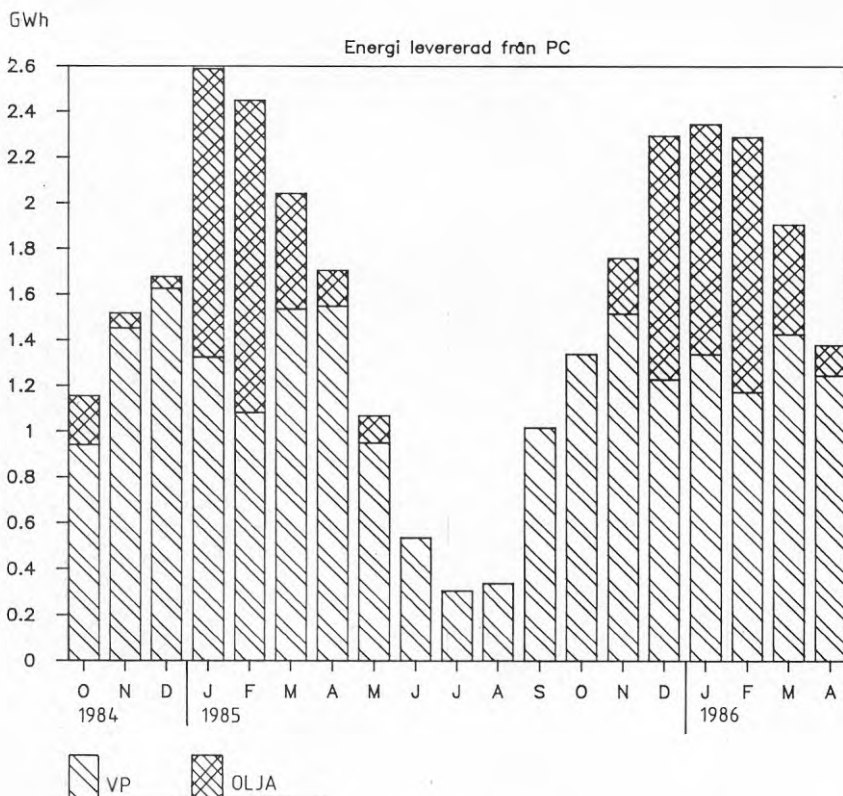
5.2 Energileverans och effekter

I detta avsnitt redovisas producerad energi och anläggningseffekter i diagramform och huvudsakligen fördelade som månadsmedelvärden.

Tabell 5.6 visar uppmätta värden för 1985 samt för totala utvärderingstiden oktober 1984 till april 1986.

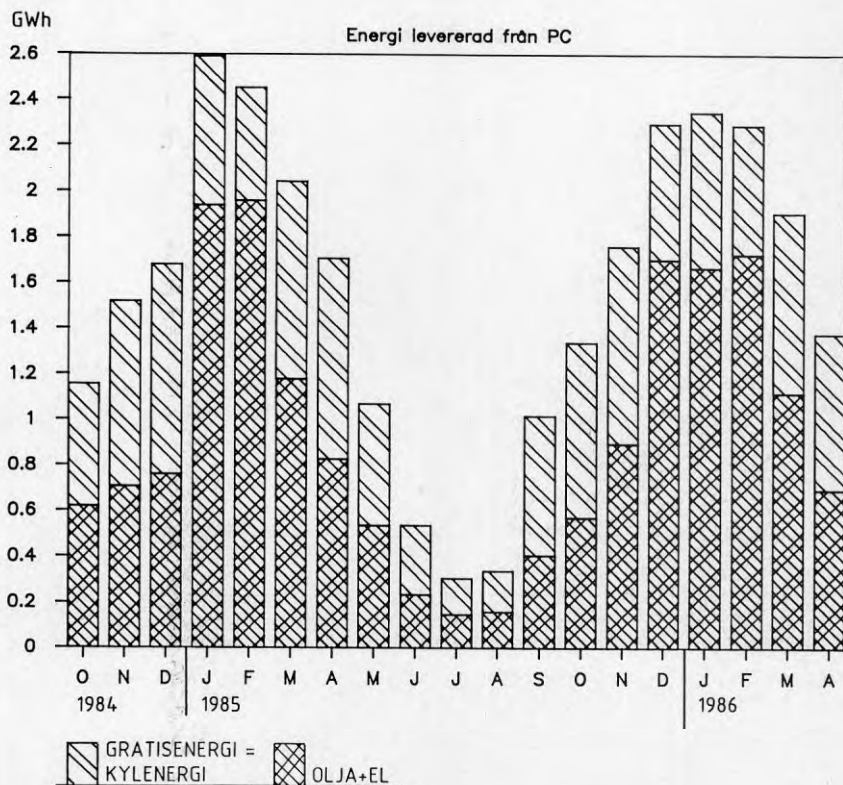
Tabell 5.6

Energiproduktion	År 1985 (MWh)	84 10-86 04 (MWh)
Panncentral (totalt)	17 430	29 693
Oljepannor	4 715	7 778
Värmepump	12 715	21 915
Kondensor A	6 529	11 085
Kondensor B	5 177	8 992
Oljekylare	1 009	1 838
Kylenergi VP	7 683	13 166



Figur 5.3 Energileverans från panncentral fördelat på värmepump och oljepanna.

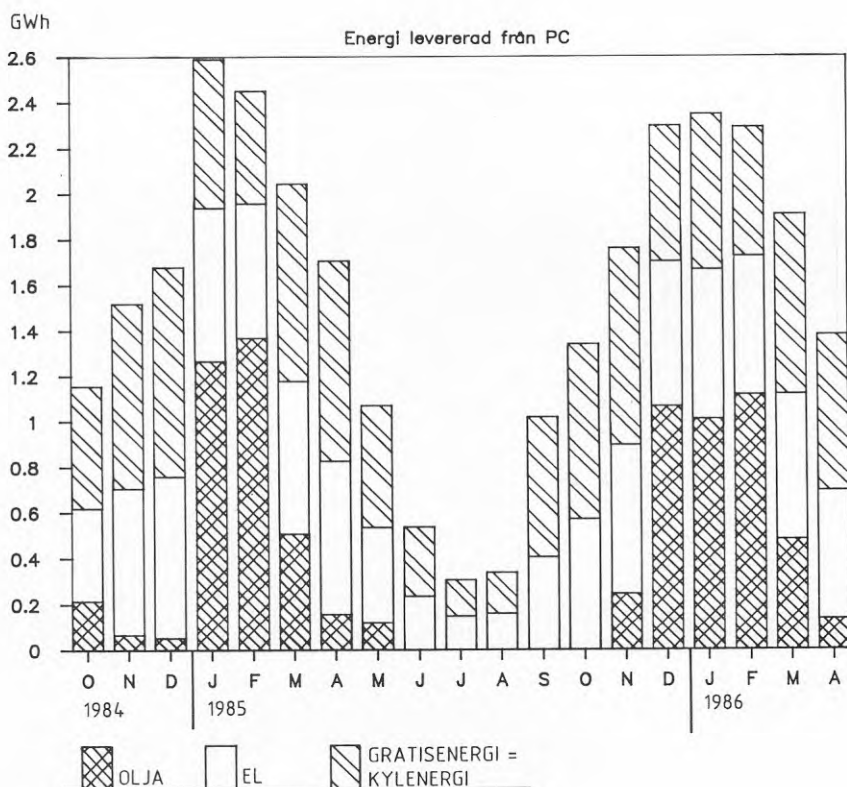
Figur 5.3, 5.4 och 5.5 redovisar egentligen samma sak, dvs månadsmedelvärden av energileverans från PC och VP. Skillnaden består i att vi redovisar kylenergin (gratisenergi) i figur 5.4, därtill har vi valt att lägga kylenergin överst för att lättare åskådliggöra den energiförbrukning som sker i form av el och olja. Figur 5.4 har onekligen vissa fördelar eftersom kylenergin alltid är gratis oavsett vilka el- och oljepriser som råder.



Figur 5.4 Energileverans från panncentral där värmepumpens kylenergi (gratisenergi) redovisas separat.

Vi upplever att figur 5.5 ger en mer realistisk bild av energiproduktionen jämfört med figur 5.3. På grund av att elförbrukningens storlek ej redovisats i figur 5.3 ger den figuren många gånger ett väl optimistiskt intryck av den energi som produceras med värmepumpen.

Av figur 5.3 som är den vanligaste i värmepumpssammanhang redovisas enbart hur förhållandet är mellan värmeproduktion med olja och värmepump. Man vilseleds lätt till att tro att en stor värmepumpandel är det viktigaste. Detta är dock ej hela sanningen vilket figur 5.5 visar.



Figur 5.5 Energileverans från panncentral, fördelat på värmepumpens kylenergi (gratisenergi) och elenergi samt energileverans från oljepannan.

Nedan i figur 5.6 redovisas värmepumpens energileverans och elförbrukning.

Några punkter som kan vara av intresse är:

- Januari 1985

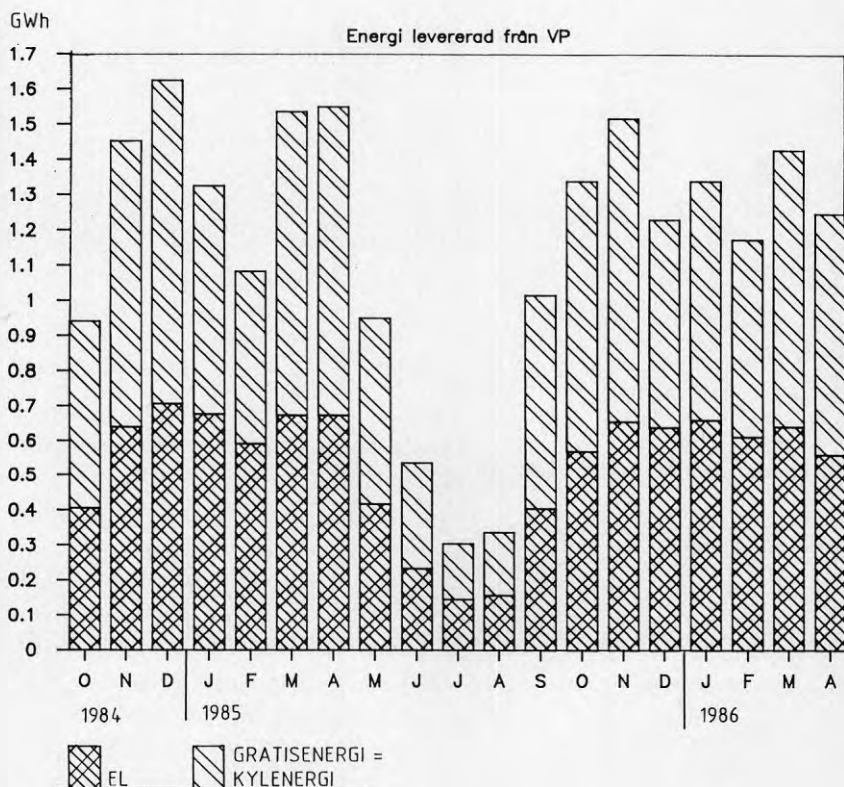
Utetemperaturens medelvärde är $-8,9^{\circ}\text{C}$. Värmepumpen levererade en månadsmedeleffekt av 1 780 kW och behövde samtidigt en eleffekt på 907 kW vilket ger ett COP tot av 1,96.

- Februari 1985

Utetemperaturens medelvärde är $-11,2^{\circ}\text{C}$. Värmepumpen levererade en månadsmedeleffekt av 1 610 kW och behövde samtidigt en eleffekt på 879 kW vilket ger ett COP tot av 1,83.

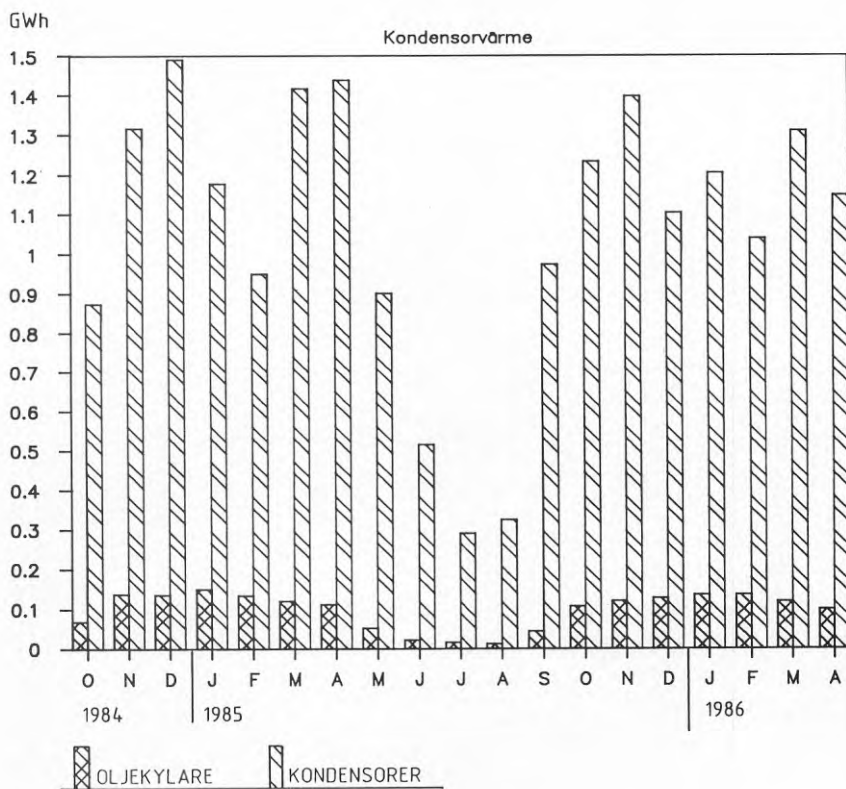
Det var planerat att värmepumpens drift skulle stoppas vid utetemperaturer under -10°C . Ovan redovisade resultat visar att denna typ av värmepump går att ha i drift ned till mycket låga utetemperaturer.

I februari 1985 uppmättes -24°C i utetemperatur utan driftstörningar på värmepumpen.



Figur 5.6 Värmepumpens energileverans och elförbrukning.

Figur 5.7 redovisar den gemensamma energileveransen från kondensorer och oljekylare. Det märks att vid höga hetgastemperaturer (låga förångningstemperaturer) ökar oljekylarnas andel av energileveransen.

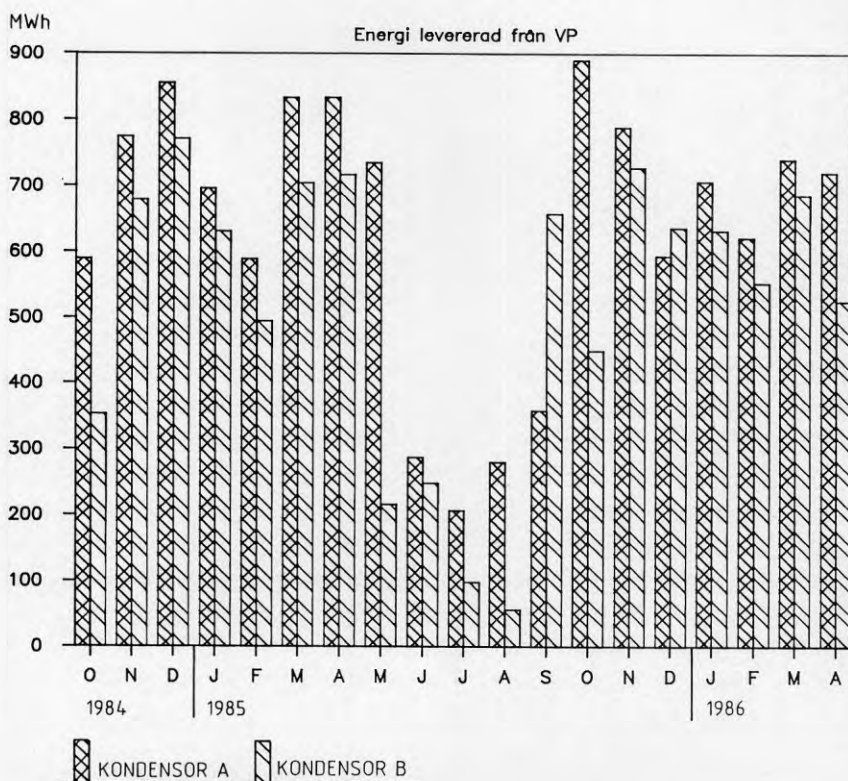


Figur 5.7 Energileverans från kondensorer och oljekylare.

Figur 5.8 ger en månadsvis jämförelse av energileverans från respektive kondensor.

Det framgår att kondensor A svarar för merparten av energileveransen. Anledningen är att kondensor A ligger först i fjärrvärmeflödet och därmed har en lägre kondenseringstemperatur.

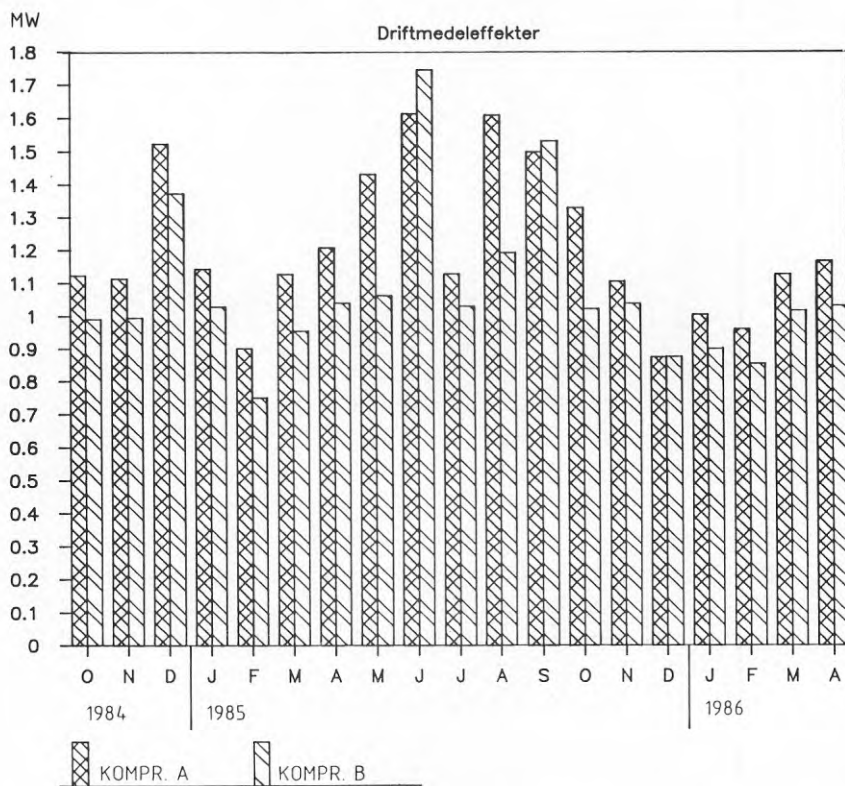
Beträffande sommarmånaderna då endast en kompressor är i drift har man valt kompressor A som första kompressor på grund av serviceskäl. (Se även kapitel 2.5 Driftstrategi.)



Figur 5.8 Energileverans från uteluftvärmepumpens kondensorer.

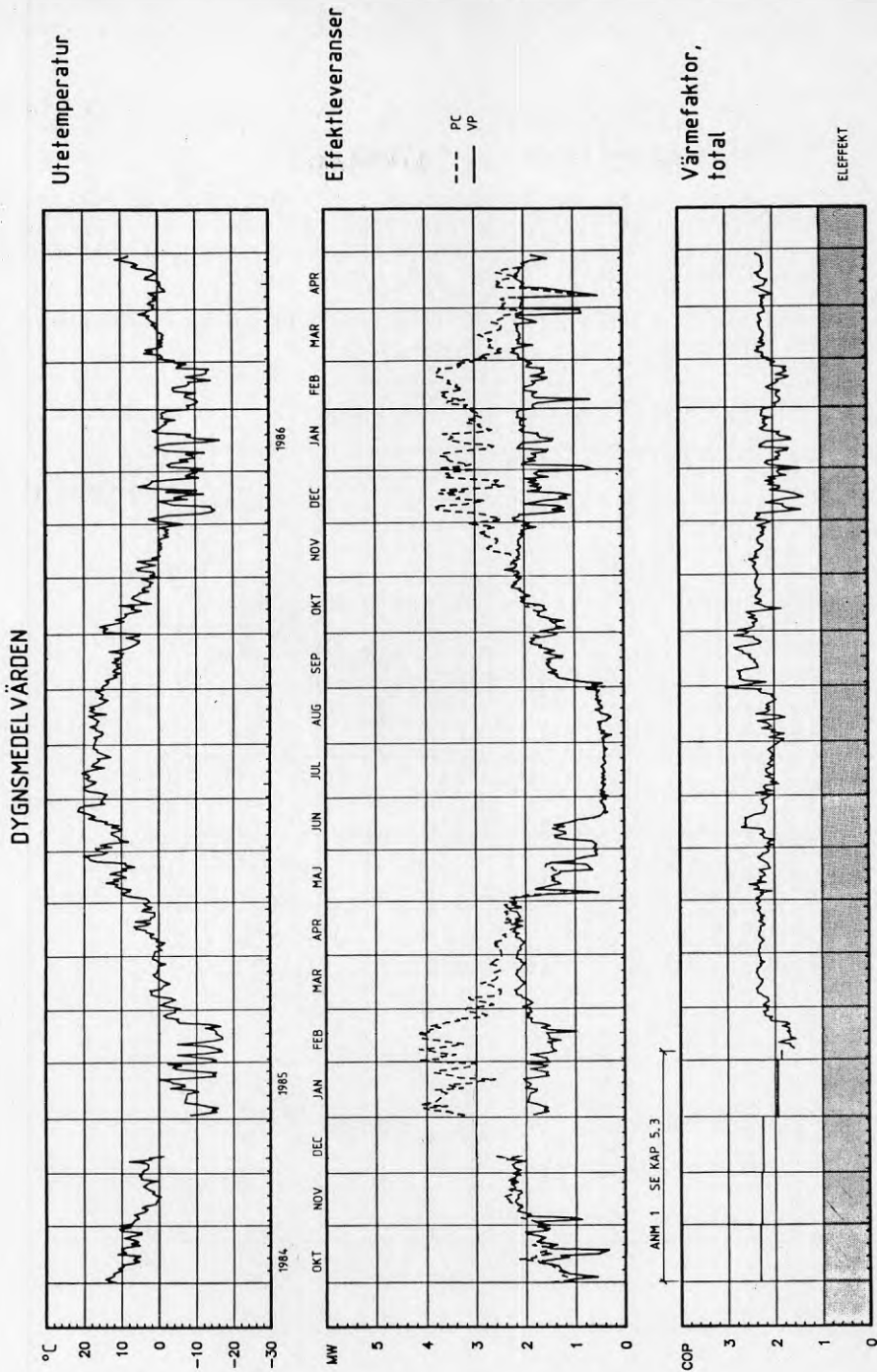
Driftmedeleffekt är ett begrepp som vi valt att införa. Med det menas den genomsnittliga effekt under drift som kondensorn levererar.

Figur 5.9 visar driftmedeleffekten fördelad på kompressor A och B. Det framgår av figuren att kompressor A till övervägande del levererar en något högre effekt än kompressor B. Anledningen är att kompressor A ligger först i fjärrvärmeflödet och därmed har en något lägre kondenserings temperatur än kompressor B. För juni och september månad 1985 är förhållandet det omvända, vilket beror på att kompressor B till största delen har arbetat ensam under dessa månader.



Figur 5.9 Driftmedeleffekt fördelat på respektive kompressor.

Figur 5.10 visar dygnsmedelvärden av utetemperatur, avgiven effekt samt COP. COP samt anm. 1 behandlas i avsnitt 5.3. Figuren visar tydligt motsatsförhållandet mellan utetemperatur, effektbehov och värmepumpens effekt. I värmepumpens effektleverans syns vissa "dippar" som ej kan förklaras med förändringar i utetemperatur eller värmebehov. Anledningen är vissa störningar i form av timslånga driftstopp alternativt effektminskningar av olika orsaker.



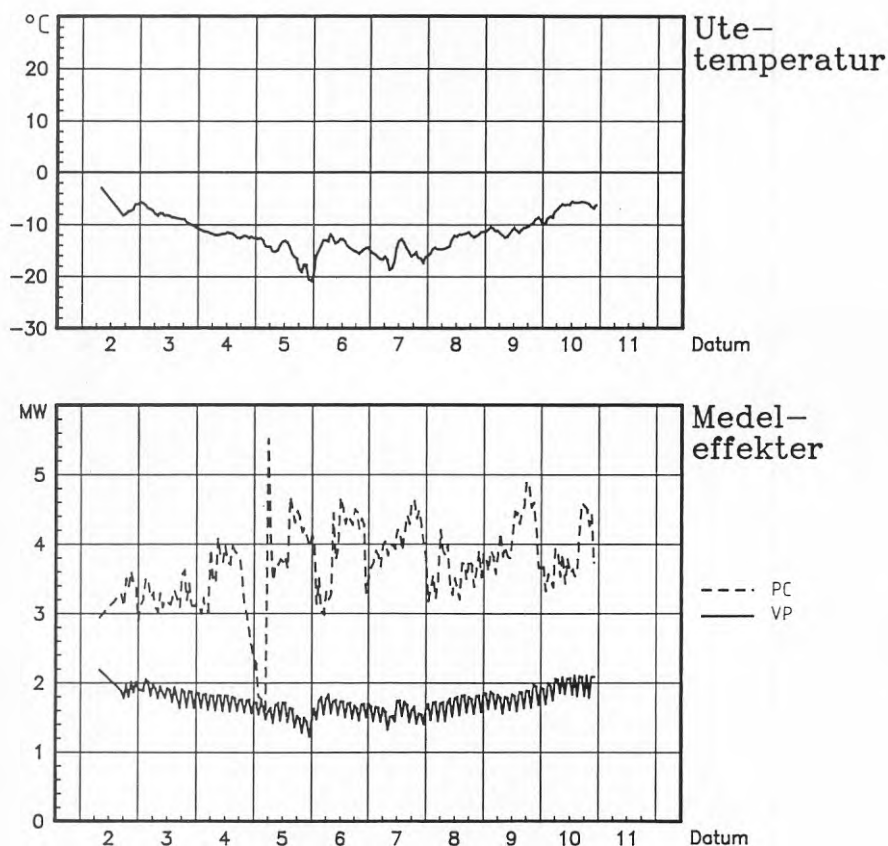
Figur 5.10 Dygnsmedelvärden av utetemperatur, effektleverans och värmefaktor.

Nedan, i figur 5.11, redovisas timmedelvärden av utetemperatur och effekt från en mycket kall period i januari 1985.

Generellt är det intressant att se att värmebehovet påverkas momentant mer av tappvarmvatten än av plötsliga svängningar i utetemperatur.

Detta kan vara en förklaring till att det, på mätningar baserade, varaktighetsdiagrammet (figur 5.2) vid lägsta utetemperatur ej helt överensstämmer med det teoretiska man förväntar sig (figur 5.1).

Värmepumpen levererar ca 1,600 MW vid en utetemperatur på ca -15°C .



Figur 5.11 Timmedelvärden av utetemperatur och effektleverans från en kall period i januari 1985.

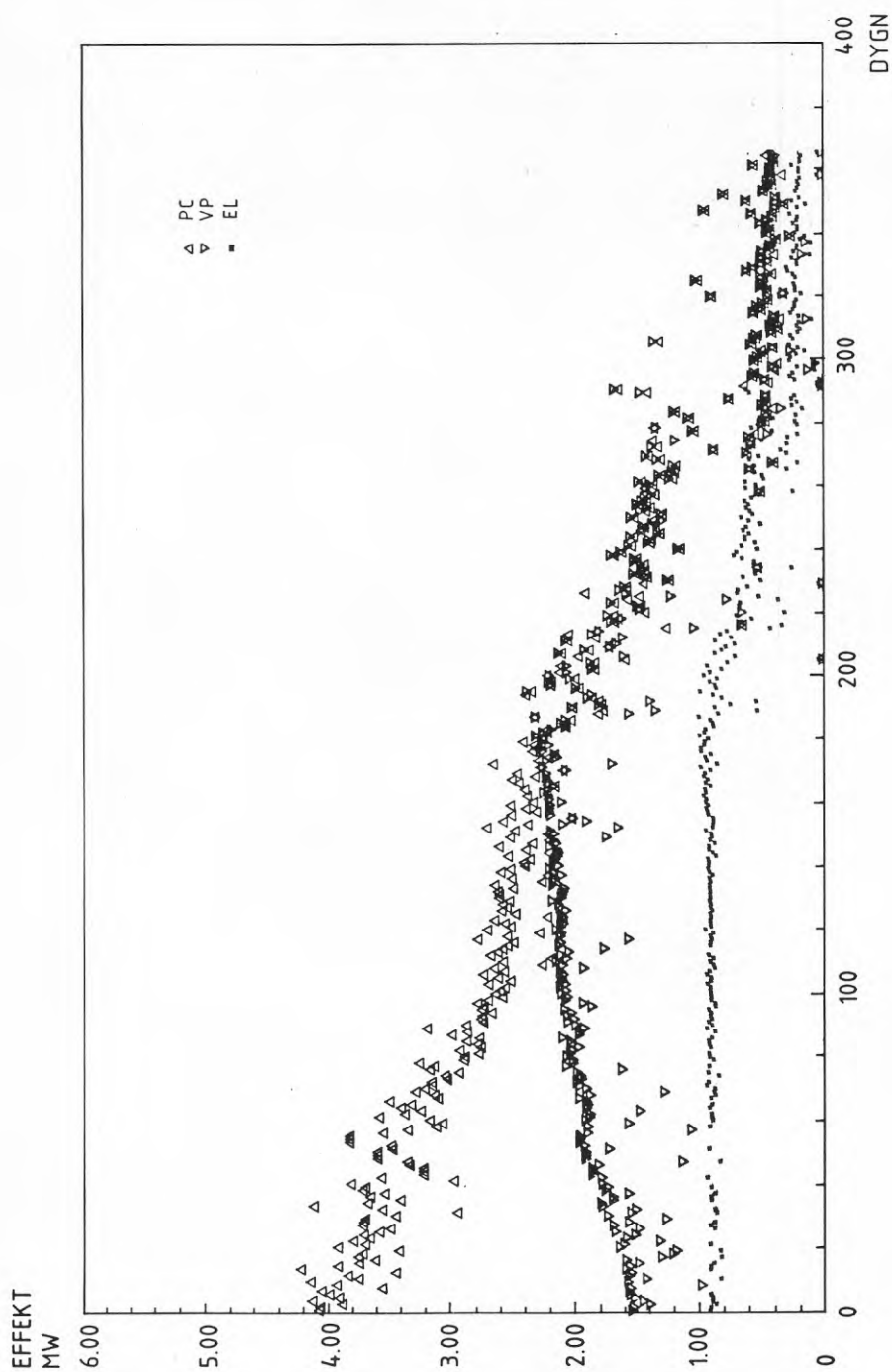
Figurerna 5.12 och 5.13 redovisar konsekutiva dygnsmedelvärden.

Figur 5.12 sorterar effekten efter antal dagar under 1985 medan figur 5.13 sorterar effekten efter utetemperatur. Bilderna liknar varandra av naturliga skäl. De borde vara mer lika varandra om X-axlarna hade varit lika långa.

Precis som i figur 5.11 framgår det att det totala effektbehovet vid en och samma utetemperatur varierar mycket mellan olika dagar.

Värmepumpens effektleverans är förhållandevis stabil och markerar en skarp gräns uppåt.

I figur 5.13 är det glädjande att se att värmepumpens effekt är väl samlad och att den följaktligen arbetar stabilt även vid låga utetemperaturer.



Figur 5.12 Konsekutiva dygnsmedelvärden för värmeeffekter och eleffektbehov under år 1985.



Figur 5.13 Konsekutiva dygnsmedelvärden för värmeeffekter och eleffektbehov i förhållande till utetemperaturen under år 1985.

Värmepumpens storlek och effekt

Värmepumpen är dimensionerad för 2,7 MW avgiven effekt vid $\pm 0^{\circ}\text{C}$ i utomhustemperatur och 90 % relativ fuktighet.

Vi har kunnat konstatera vid både långtidsmätningar och intensivmätningar att värmepumpen ej når upp till denna effekt.

Med samma förutsättningar med undantag av luftfuktigheten som var lägre har den avgivna effekten registrerats till 2 380 kW.

Vid första påseende får man lätt det intrycket att denna effektaavvikelse skulle inverka högst påtagligt på värmepumpens energileverans, men så är inte fallet i Fagersjö.

Om vi jämför med det planerade varaktighetsdiagrammet (figur 5.1) så framgår att värmepumpens avgivna effekt är större än värmebehovet i ca 7 100 timmar per år.

Vid en effekt av ca 2 380 kW innebär det att värmepumpens avgivna effekt är större än värmebehovet i ca 6 700 timmar. Skillnaden i detta avseende är endast 400 timmar per år. Den tid som värmepumpen arbetar med maxeffekt (2 380 kW) ökar därför från 1 400 till 1 800 timmar per år.

Detta innebär en minskad energileverans från värmepumpen som är ca 500 MWh. Detta motsvarar en minskning av värmepumpens energileverans med ca 3,6 % under ett år.

En helt annan faktor är att värmepumpen i praktiken aldrig behövde stoppas som planerats vid utomhustemperaturer under -10°C . Därmed ökar energileveransen med ca 500 MWh men det är en helt annan historia och har ingenting att göra med värmepumpens lägre effekt.

Vi har således sett att den avgivna effekten från värmepumpen i Fagersjö är lägre än planerat men att detta energimässigt endast har marginell betydelse.

Mer om värmepumpens dimensioner i kapitel 7.

5.3 Elenergi, eleffekt och COP

I detta avsnitt redovisas värden för elenergibehov, eleffekter och COP i diagramform och i huvudsakligen fördelade som månadsmedelvärden.

Figurerna 5.5, 5.6, 5.10, 5.12 och 5.13 i föregående avsnitt redovisar eleffekt, elenergi och COP som till viss del ytterligare kommenteras i detta kapitel.

Tabell 5.7 visar uppmätta värden för 1985 samt totala utvärderingstiden.

Tabell 5.7

		År 1985 (MWh)	84 10-86 04 (MWh)
<u>Elenergibehov</u>			
Värmepump totalt	(MWh)	5 828	10 048
Kompressorer	(MWh)	5 032	8 749
Kringutrustning	(MWh)	796	1 299
Kompressor A	(MWh)	2 640	4 530
Kompressor B	(MWh)	2 392	4 219
<u>COP-medel</u>			
Värmepump		2,18	2,18
Kompressorer		2,52	2,50
Kompressor A		2,69	2,67
Kompressor B		2,35	2,32

Figur 5.5 och 5.6 redovisar elenergibehovet. Figur 5.10 behöver en viss förklaring. Anm 1 beror på en krånglande elmätare (se kapitel 4.4). Korrigerings till korrekta månadsmedelvärden har kunnat ske i efterhand men däremot inte till dygnsmedelvärden, varför COP är inlagt som månadsmedelvärde.

En intressant iakttagelse är att COP tot är något högre på hösten än på våren, på grund av höstens högre luftfuktighet. Hög luftfuktighet borde öka avfrostningsbehovet och därför ge lägre COP. Samtidigt innehåller fuktig luft mer energi varför förångningstemperaturen kan hållas högre vilket ökar COP. Detta senare faktum överväger tydligen.

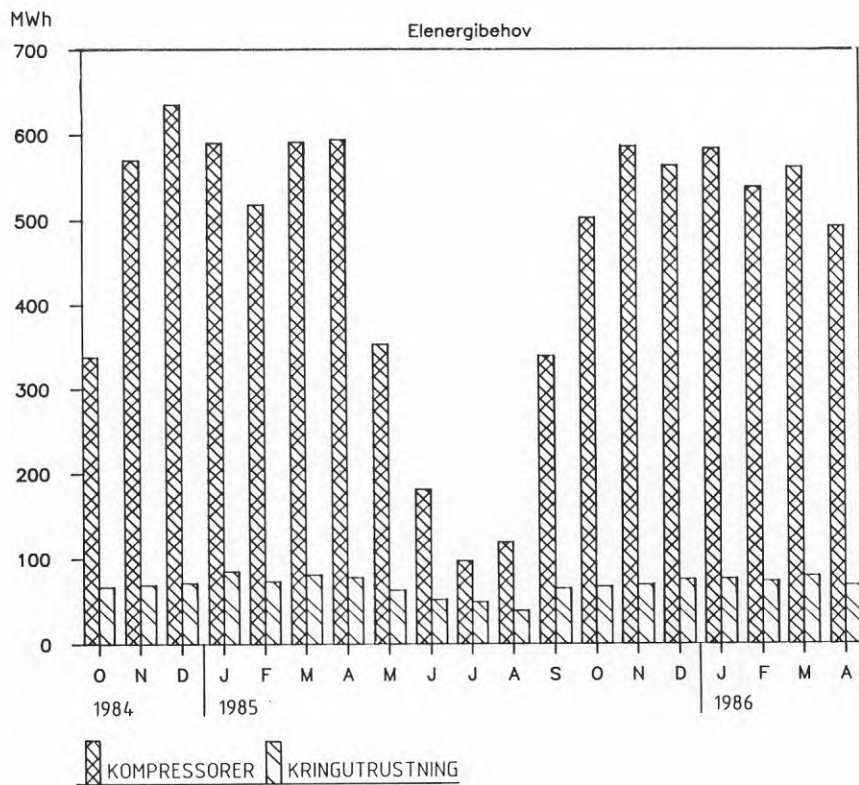
Vid jämförelse med COP för enbart kompressorerna erhålls följande värden:

Tabell 5.8

Period	Utetemp	Fukt	COP komp
Maj 1985	+10,2°C	63 %	2,69
Sept. 1985	+10,1°C	80 %	2,99

Som framgår av figur 5.10 är COP tot på sommaren lägre än på höst och vår samt ungefär jämförbar med vintermånaderna. Förklaringen är naturligtvis att kringutrustningen inverkar mer påtagligt under sommaren då energiförbrukningen till kompressorerna är låg. Detta framgår också av figur 5.14 och 5.15 vilka visar att COP tidvis kan vara ett lätt vilseledande enhet vid bedömning av kvaliteten hos värmepumpar.

Figur 5.14 visar elförbrukningen för kompressorer och kringutrustning. Vad som syns mest påtagligt är kringutrustningens elförbrukning som ej minskar i proportion till kompressorerna. Mest påtagligt är detta i juni, juli och augusti.

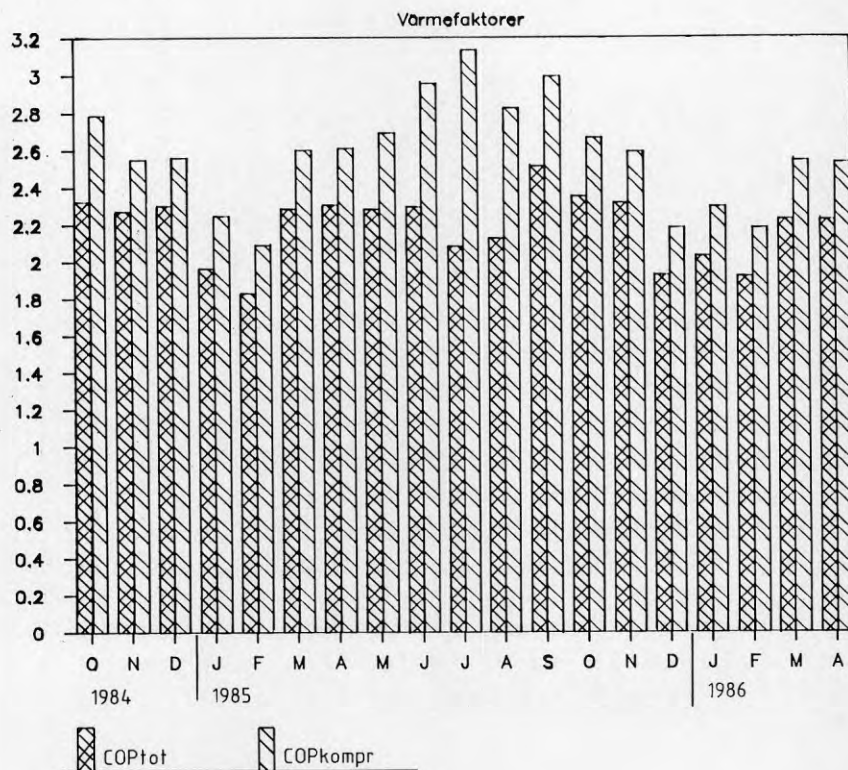


Figur 5.14 Elenergibehov för kompressorer och kringutrustning.

Figur 5.15 visar den totala värmefaktorn (COP tot) och värmefaktorn för kompressorerna (COP kompr).

Kompressorernas värmefaktor är högst i juli 1985 vilket beror på den höga utetemperaturen. Värdet skulle ha varit ännu högre om ekonomiserfunktionen hade varit bättre. Under sommaren 1985 fungerade dessa tidvis ej på grund av dels för högt inställd överhettningstemperatur för strypventilreglering och dels för låg vätskenivå i köldmediebehållarna under kondensorererna ¹⁾. Samtidigt är dock den totala värmefaktorn betydligt lägre på grund av att kringutrustningens relativa effektandel ökar kraftigt under sommarmånaderna, se figur 5.14.

Endast för januari, februari 1985 och 1986 samt december 1985 är den totala värmefaktorn lägre än för juli 1985.

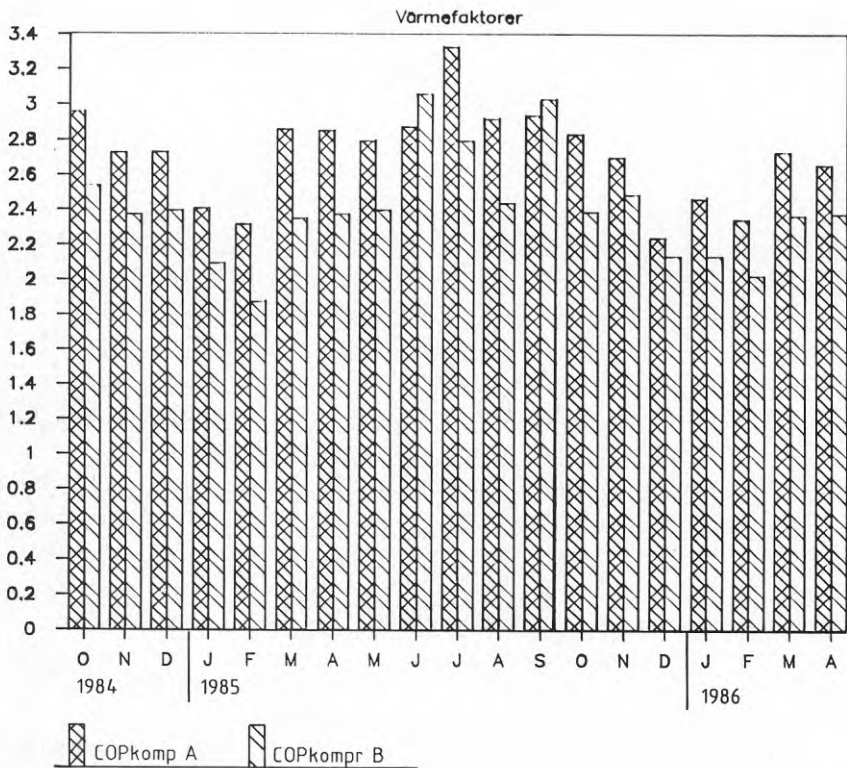


Figur 5.15 Total värmefaktor och kompressorernas värmefaktor.

1) Dessa fel tillrättades under hösten 1985, se figur 5.15 för september månad.

Som syns av figur 5.16 är COP hög för kompressorerna under sommaren.

Kompressor A har under året för det mesta högre COP vilket beror på att den arbetar med lägre kondenseringstemperatur på grund av att den är placerad först av kondensatorerna i fjärrvärmeflödet.



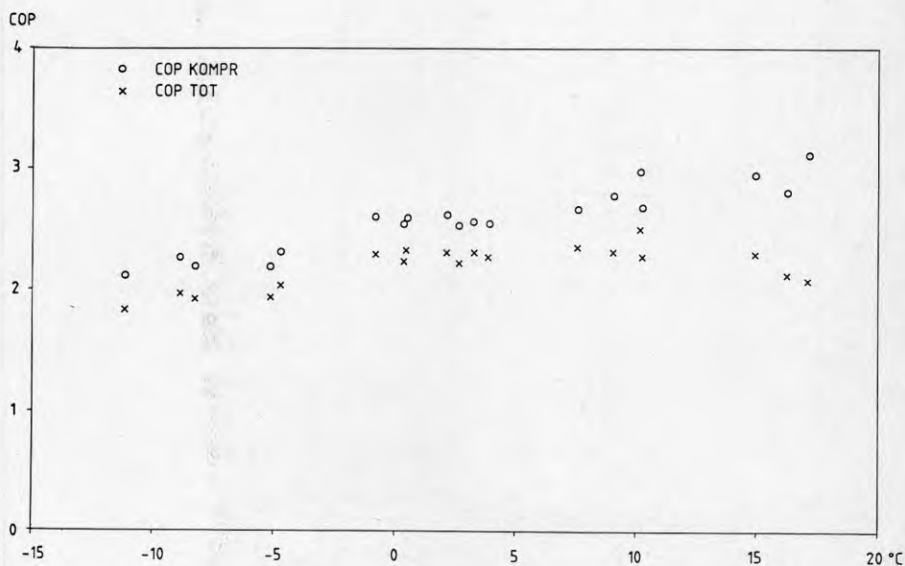
Figur 5.16 Värmefaktor för kompressor A och B.

I figur 5.17 visas månadsmedelvärden av COP för värmepumpen totalt och för kompressorerna som funktion av utelufttemperaturen.

De 38 punkterna i figuren motsvarar ej 38 mättillfällen. Varje punkt i figuren består av ca 700 medelvärden som i sin tur är hämtade från tolv mättillfällen som medelvärdesbildats, dvs varje punkt är baserade på totalt mer än 8 000 mätningar. Det finns i praktiken således ingen mätteknisk spridning mellan punkterna. Spridningen måste i stället bero på att värmepumpen fungerat mer eller mindre bra.

De högsta COP-värdena i figuren vid en viss utetemperatur är intressanta. Det är här, eller t o m över, som COP i en väl fungerande anläggning borde ligga.

Slutligen anser vi att nyttan med en hög värmefaktor ej skall överdrivas vilket framgår av kapitel 10.



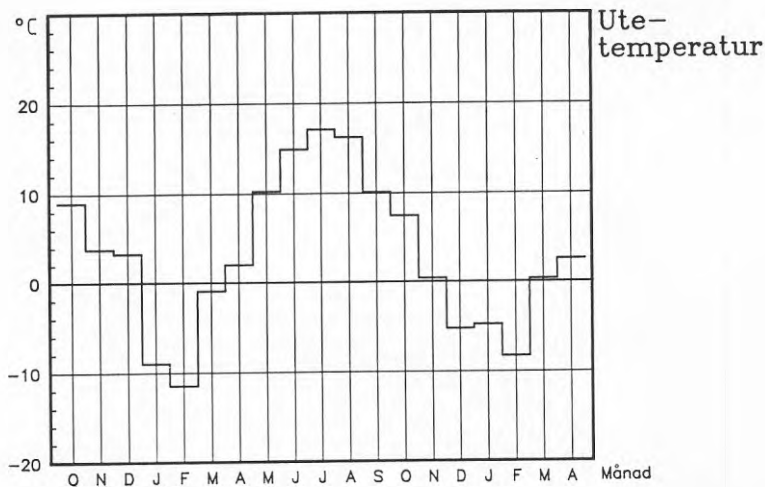
Figur 5.17 Total värmefaktor och värmefaktor för kompressorerna som funktion av utetemperaturen.

5.4 Temperaturer

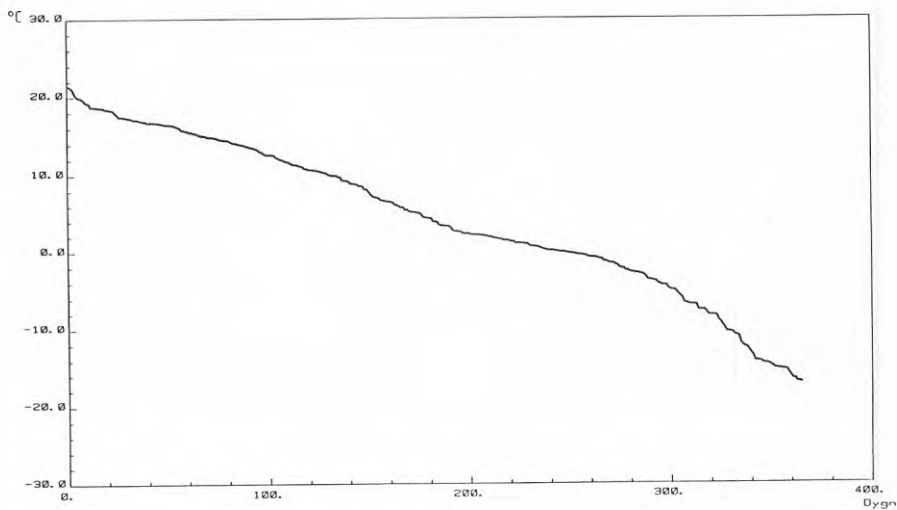
I detta avsnitt redovisas utetemperaturer, fjärrvärmetemperaturer och övriga temperaturdata av intresse.

Utetemperaturer

Utetemperatur redovisas som månadsmedelvärden i figur 5.18. Utetemperaturen i form av varaktighetskurva för år 1985 redovisas i figur 5.19.



Figur 5.18 Utomhustemperaturen som månadsmedelvärde.



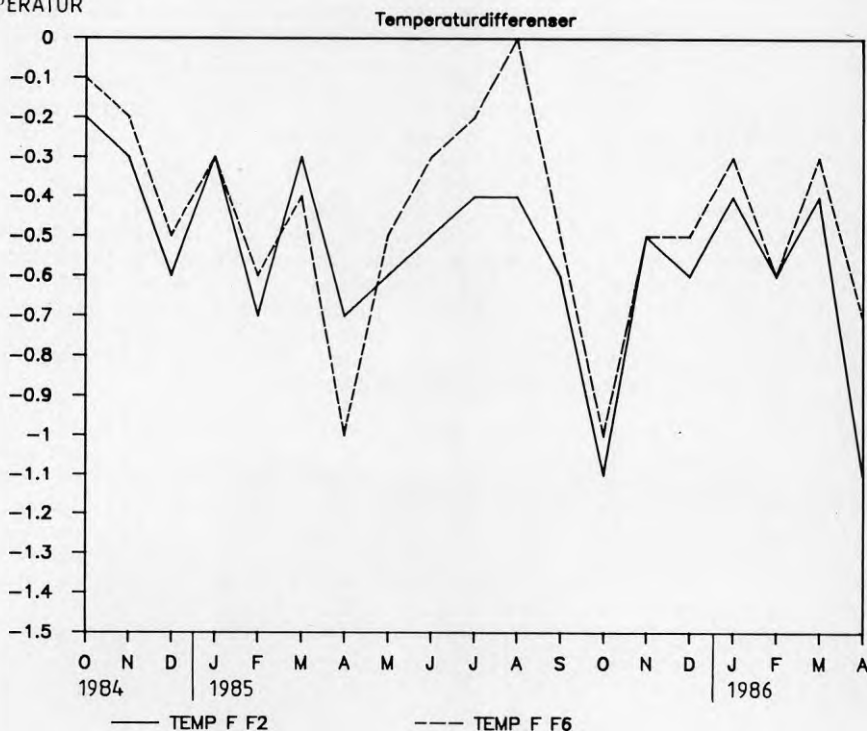
Figur 5.19 Varaktighetskurva för utetemperaturen under 1985.

Lufttemperatur före förångare

För att en uteluftvärmepump skall fungera så effektivt som möjligt är det viktigt att värmekällan, dvs uteluften har så hög temperatur som möjligt. Det är således viktigt att den nedkylda luft som passerat förångarbatterierna ej återinblandas i den luft som tas in. Förångaren i Fagersjö tar in luft i sidorna och kastar den nedkylda luften rakt upp (se kapitel 2.4). Eftersom den nedkylda luften har högre densitet vill den sjunka nedåt. Förångardelen är dessutom kringgärdad av hus och höjder. För att förhindra återinblandning har därför anläggningen utformats så att tillräckliga kastlängder erhålls på den nedkylda luften.

Figur 5.20 visar med sina månadsmedelvärden ett gott resultat i detta avseende. Diagrammet visar differensen mellan utetemperatur och luft före förångare 2 och 6. Mätningarna utfördes enbart på dessa förångare med undantag av april 1986 då givaren från förångare 2 flyttades till förångare 1.

SKILLNAD MOT
UTETEMPERATUR
°C



Figur 5.20 Visar differensen mellan luftens temperatur före förångarbatterierna 2 och 6 jämfört med representativ utetemperatur.

Att differensen vid flyttning av givaren skulle öka var förväntat eftersom förångare 1 har stödmur och slänt placerade närmare luftintaget. Att resultatet med nämnda förutsättningar blev så bra som ovan redovisats är positivt.

Av diagrammet framgår att inblandningen av luft ej är knuten till utetemperaturen.

En påtaglig skillnad märks mellan oktober 1984 och oktober 1985. Skillnaden får antas bero på olika vindriktningar.

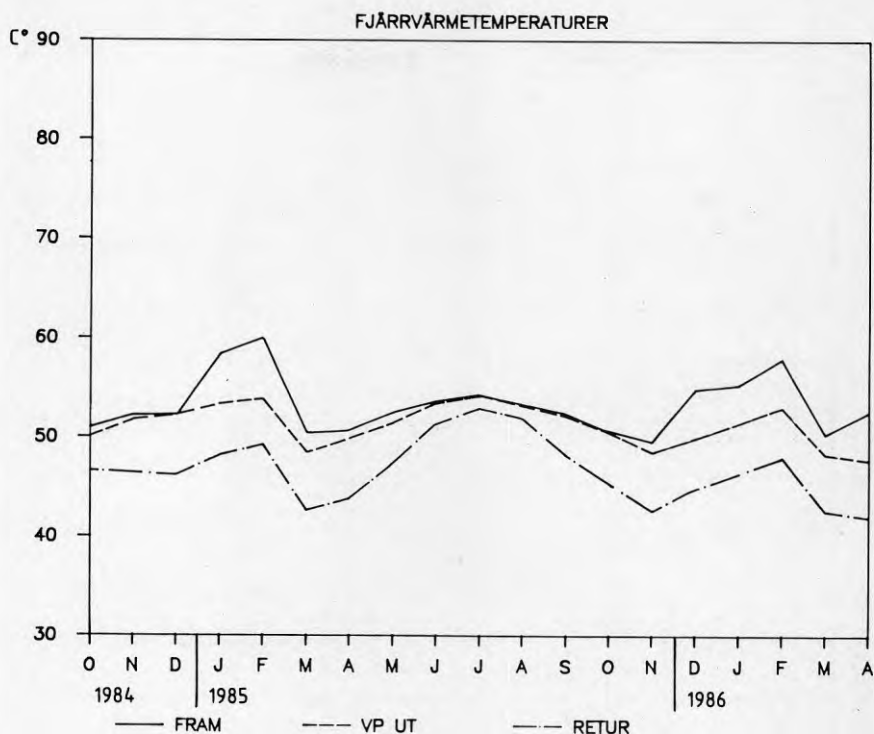
När förångaren börjar bli väsentligt påfrostade men innan avfrostning startar minskar luftflödet och därmed kastlängd vilket vid lungt väder medför ökad återinblandning av luft. Maximalt har en temperatursänkning av 4°C uppmätts motsvarande ca 60 % återluftinblandning.

Fjärrvärmeterperaturer

Figur 5.21 visar fjärrvärmeterperaturerna som månadsmedelvärden under hela utvärderingsperioden. Det är intressant att notera att returtemperaturerna är högst under sommarmånaderna. Detta beror på undercentralernas utformning. Som visas i figur 2.3 kyls fjärrvärmevattnet i radiatorkretsarna först efter att det passerat tappvarmvattenväxlaren. Sommartid behövs ingen värme på radiatorerna varför returtemperaturen hos fjärrvärmevattnet stiger.

Månadsmedelvärdet för den högsta framledningstemperaturen är +60,0°C (för februari 1985, med en utetemperatur av i medel -11,2°C). Denna låga framledningstemperatur har möjliggjorts genom den ombyggnad av värmväxlare m m som redovisas på sid 2, pkt 3. Returtemperaturen samma månad är +49,2°C vilket ger en temperaturdifferens på 10,8°C. Samtliga värden ovan ger således extremt goda förutsättningar för värmepumpdrift.

Den streckade linjen mellan fram- och returledning visar fjärrvärmeterperaturen ut ur värmepumpen. Vad som är mycket ovanligt i värmepumpanläggningar för fjärrvärme är att den högsta utgående månadsmedeltemperaturen (+54,1°C) är förlagd till juli månad. Värmepumpens returtemperatur är densamma som fjärrvärmereturen på grund av kondensatorernas placering i serie med oljepannor och pumpar, se figur 2.4.



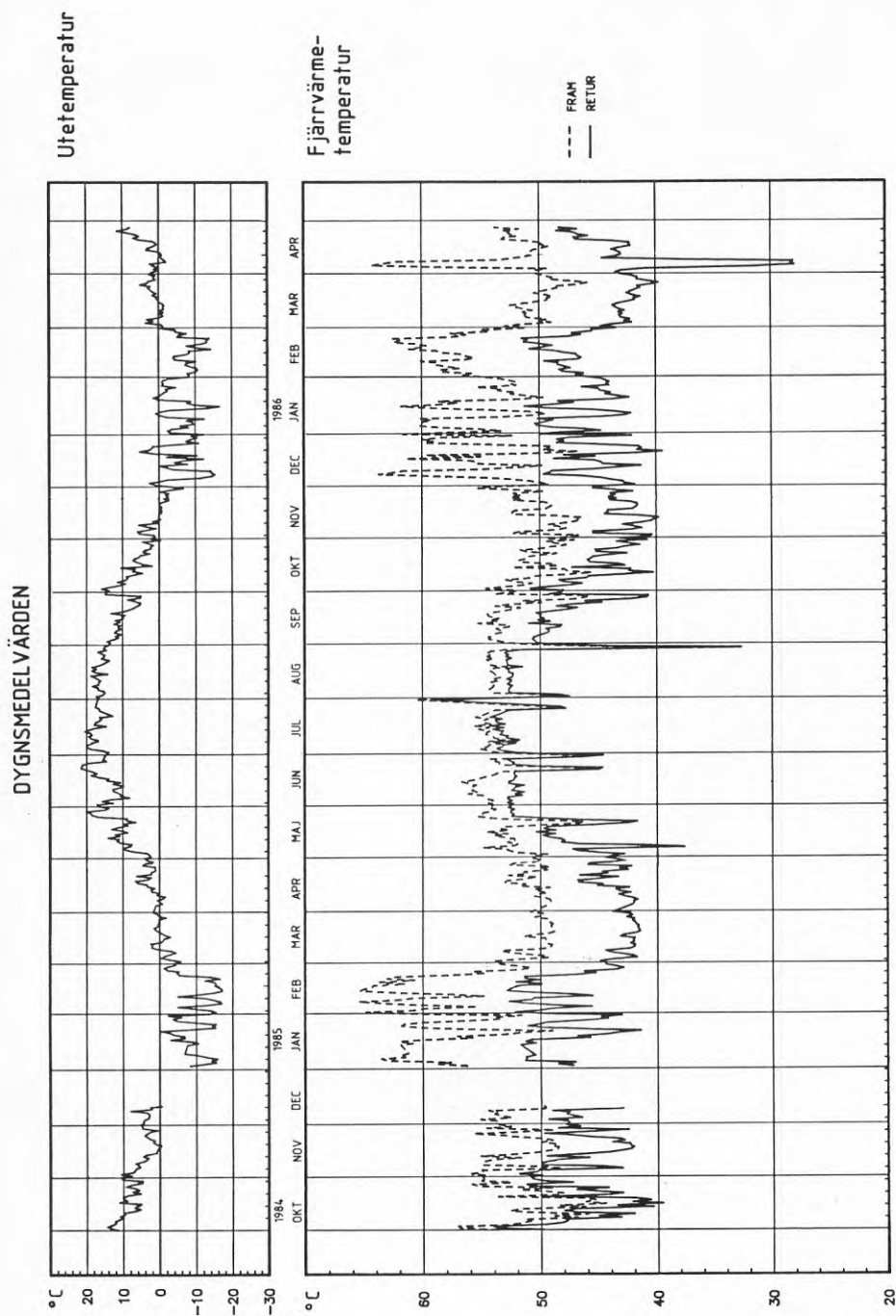
Figur 5.21 Fjärrvärmtemperaturer. Fram- och returledning samt ut ur värmepumpen.

Figur 5.22 visar dygnsmedelvärden för fram- och returledning samt utomhustemperatur.

Nedan redovisas några dygnsmedelvärden av intresse.

Högsta framledningstemperatur	+65.5°C	Febr 85
Högsta returledningstemperatur	+54.3°C	Juli 85
Lägsta framledningstemperatur	+46.3°C	Nov 85
Lägsta returledningstemperatur	+40.2°C	Nov 85

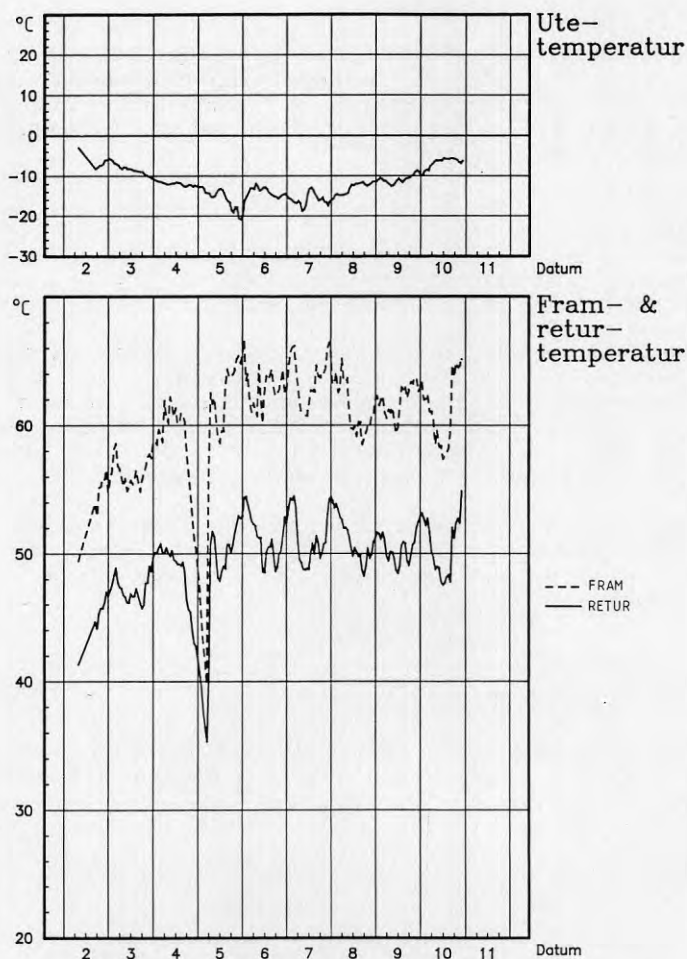
Diagrammet uppvisar extremare värden, men dessa kan hänföras till driftavvikelser i anläggningen.



Figur 5.22 Dygnsmedelvärden av utetemperatur samt fram- och returledningstemperatur för fjärrvärme.

Figur 5.23 visar timmedelvärden för extremt kalla dagar i januari 1985.

Den låga fram- och returtemperaturen den 5:e januari beror på en driftstörning och skall lämnas utan avseende. Vid -21°C ute är framledningstemperaturen $+66,5^{\circ}\text{C}$ och returen $+54,5^{\circ}\text{C}$.



Figur 5.23 Timmedelvärden av utetemperatur samt fram- och returledningstemperatur 1985 01 02 - 1985 01 11.

Förångning och kondenseringstemperatur

R12 används som köldmedium. Vid R12 betraktas +70°C som en övre gräns för högsta utgående värmebärartemperatur då man vill undvika kondenseringstemperaturer över +80°C. Den högsta uppmätta kondenseringstemperaturen är +64°C den 14 januari 1985 vid -5,9°C ute. Fjärrvärmepumpens utetemperatur var samtidigt +60°C. Detta visar på en betryggande marginal till de temperaturer som utgör gränser för värmepumpen.

Den lägsta förångningstemperatur som uppmätts är -36°C under normaldrift, dvs när avfrostningen fungerat tillfredsställande. Utetemperaturen var vid detta tillfälle -24°C. I figur 7.6 visas differensen mellan förångnings- och utetemperatur.

Tryckmätningar

I långtidsmätningarna ingick mätning av tryck i köldmediesystemet.

I efterhand har vi kunnat konstatera att dessa mätningar ej gav de resultat vi förväntat. Dels visade det sig att tryckgivarna hade en benägenhet att vibrera sönder med felaktiga värden som följd, dels att tryckgivarnas värden (i Pa) var svåra att hantera för att erhålla jämförbara kurvor med köldmedietemperaturerna.

För framtida utvärderingar är det vår uppfattning att tryckmätningar endast bör ske under korta perioder och att givarna i mellantiden är demonterade från köldmediesystemet.

5.5 Drifttider och starter

Drifttider och starter i detta avsnitt är kopplade till kompressorerna i värmepumpen och ej själva värmepumpen som enhet.

Tabell 5.9

	Drifttid (timmar)	
	År 1985	84 10 - 86 04
Kompressor A	6 040	10 448
Kompressor B	5 484	9 617

Vinterhalvåret består av januari, februari, mars, oktober, november och december. Sommarhalvåret består av april, maj, juni, juli, augusti och september. Vid fördelning av drifttider och starter på sommar- och vinterhalvåret för 1985 erhålls följande:

Tabell 5.10

	Drifttider	
	Vinter	Sommar
Kompressor A	4 063	1 977
Kompressor B	3 878	1 606

Vinter- och sommarhalvåret skiljer påtagligt när det gäller antal starter. Nedan visas skillnaden för år 1985.

Tabell 5.11

	Vinter	Sommar	Totalt 1985
Kompressor A	64	499	563
Kompressor B	64	359	423

Tabell 5.12

Antal drifttimmar per start blir i genomsnitt:

	Vinter	Sommar
Kompressor A	63,5	3,5
Kompressor B	60,6	3,8

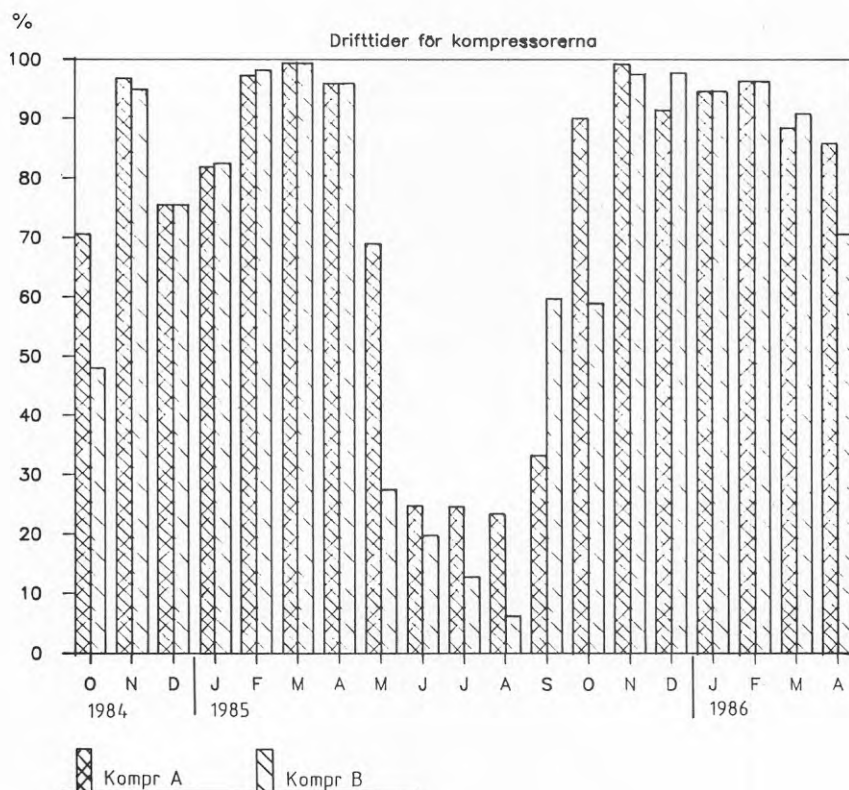
För tiden 1 juli till 30 september 1985 är den genomsnittliga drifttiden per start:

Kompressor A	1,9 tim/start
Kompressor B	2,5 tim/start

Orsaker till den korta drifttiden per start under den varma årstiden är främst två:

- 1 Värme pumpen är förhållandevis stor i förhållande till fjärrvärmenätets maximala behov. (2,5 MW/4,5 MW).
- 2 Den valda driftstrategin sommartid med "on-off"-reglering.

Figur 5.24 visar drifttider i % av total tid per månad för respektive kompressor. Av figuren framgår att kompressor A (vilket också var avsikten) har dragit det tyngsta lasset i drifttid räknat, vilket också framgick av drifttimmarna.



Figur 5.24 Kompressorernas drifttid i procent av månadens totala tid.

5.6 Tillgänglighet

Tillgänglighet för en värmepump kan indelas i:

- Tillgänglig drifttid
- Tillgänglig effektleverans
- Tillgänglig energileverans

Tillgänglig drifttid är det som oftast benämnes drifttillgänglighet. Det är den vanligaste formen att mäta tillgänglighet för värmepumpar.

Vår uppfattning är att detta är ett ofullständigt mått som i vissa sammanhang ger en missvisande information. Vi redogör närmare för detta nedan.

Tillgänglig effekt är ett begrepp som är svårt att er-hålla någon egentlig uppfattning om för uteluftvärme-pumpar utom i de fall där det är helt uppenbart att en effektavvikelse har förekommit. Begreppet effekttill-gänglighet är svårt att i efterhand bedömma och effekten avgörs lämpligast i prestandaprov under väldefinierade förutsättningar.

Tillgänglig energileverans är ett mått vi förordar av flera skäl. För det första har hela värmepumpsinstalla-tionen tillkommit för att den skall leverera energi. För det andra är energi detsamma som produkten av tid och effekt varför de båda tillgänglighetsbegreppen enligt ovan därmed är indirekt redovisade.

Vi vill först redovisa några av bristerna och ofullstän-digheterna med begreppet tillgänglig drifttid.

- a) Vad som mäts är om kompressorn är i drift. Hur mycket energi och vart energin levereras tas ingen hänsyn till. Om t ex avfrostningsautoma-tiken hakar upp sig och avfrostningen pågår onödigt länge, pumpas energiflödet åt fel håll med bibehållen hundraprocentigt tillgänglig drift!
- b) Tillgänglig drifttid tar ej hänsyn till när ett driftstopp inträffar. Antalet timmar som kompressorn varit avställd inverkar därmed lika mycket på tillgänglighetsstatistiken oavsett om kompressorn behöver vara i drift eller ej, t ex sommar alternativt vinter.
- c) Tillgänglig drifttid kan endast mätas på värme-pumpens kompressor. Finns endast en kompressor på värmepumpen är det inget problem då hela värme-pumpen påverkas av den enda kompressorn, men vid flera kompressorer blir problemet annorlunda. Flera kompressorer för en och samma värmepump innebär sämre tillgänglig drifttid, på grund av sannolikheten för att någon av dem är avställd kommer att öka med antalet kompressorer.

Samtidigt som kompressorernas totala drifttillgänglighet minskar med antalet kompressorer ökar värmepumpens totala tillgänglighet med antalet kompressorer!

Resonemanget är detsamma som används inom flygsäkerheten. Flygplanets säkerhet ökar med antalet motorer samtidigt som sannolikheten för att någon motor skall stanna ökar med antalet motorer.

Vår uppfattning är således att det bästa bedömningsunderlaget för en värmepump är tillgänglig energileverans. Detta kan i sin tur kompletteras med tillgänglig drifttid om energitillgängligheten visar stora avvikelser.

Begreppet energitillgänglighet innebär att värmepumpen skall vara tillgänglig för energileverans när energibehov föreligger, vilket kan tyckas självklart.

Lika självklart är ej att service och reparation av en kompressor kan ske utan att inverka på värmepumpens tillgänglighet om den sker när behovet är så lågt att energitillgängligheten kan upprätthållas med den återstående kompressorn i drift. Enligt vår bedömning är det viktigt att underhåll och reparationer kan flyttas från en känslig tidpunkt till en mindre känslig. Detta bör också tillgodoräknas i tillgänglighetsstatistiken.

Enligt detta resonemang ökar energitillgängligheten för en värmepump med antalet kompressorer, samtidigt som drifttillgängligheten minskar med antalet kompressorer.

Av ovan framgår att man med tillgänglig drift inte mäter värmepumpens utan kompressorernas tillgängliga drifttid. Vidare att man mot tillgänglig energileverans mäter värmepumpens energileverans som en enhet. Detta skall ej förväxlas med fallet då man har flera värmepumpar som levererar energi till en anläggning. I de fallen är det värmepumpanläggningen som fått en ökad energitillgänglighet och inte respektive värmepump.

Med ovan angivet motiv har vi således valt att i fortsättningen presentera tillgängligheten som tillgänglig energileverans med vissa kommentarer beträffande drifttider.

I figur 5.24 tidigare redovisas drifttiden för kompressorerna i procent av månadens totala tid. I figur 5.25 - 5.31 redovisas värmepumpens tillgängliga energileverans som skillnaden mellan den energi värmepumpen kan leverera under vissa förutsättningar och den levererade energin. Hänsyn har då tagits till att värmepumpen ej når upp till 2,7 MW vid $\pm 0^{\circ}\text{C}$ i utetemperatur.

Figurerna redovisar dygnsmedelvärden. Övre figuren visar utetemperaturen och den mellersta figuren energileveransen från panncentral och värmepump. Den streckade linjen visar total leverans från panncentralen och det snedstreckade området visar värmepumpens andel av detta. Den nedre figuren redovisar slutligen respektive kompressors

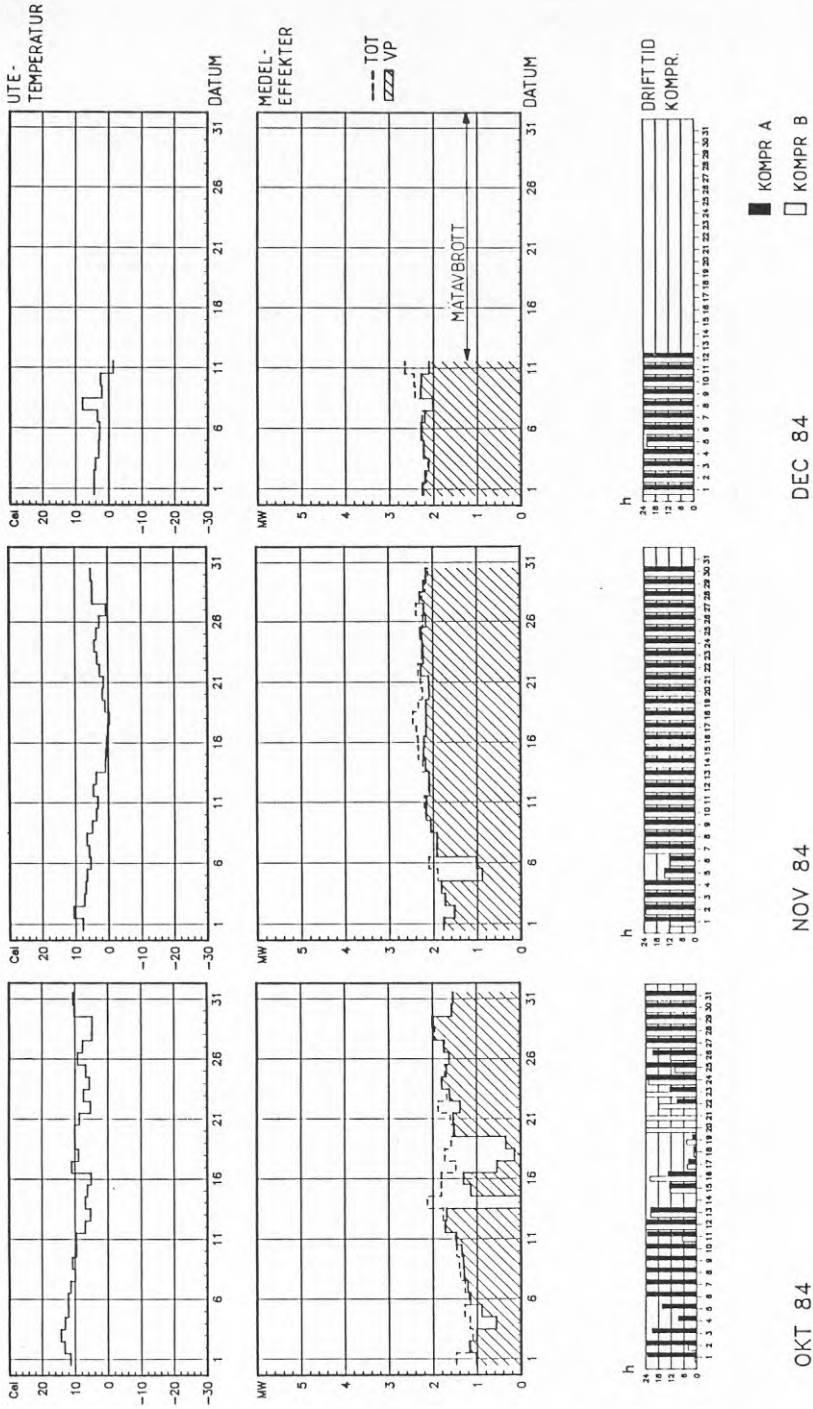
drifttid per dygn. Kompressor A redovisas svart och kompressor B vit.

Energitillgängligheten har under år 1985 varit ca 95 % och är för hela utvärderingstiden 1984 10 till 1986 04 ca 93 %. Dessa värden är inte helt rättvisande då några av felkällorna ej kan hänföras till värmepumpen, men ändå orsakat driftstopp för denna.

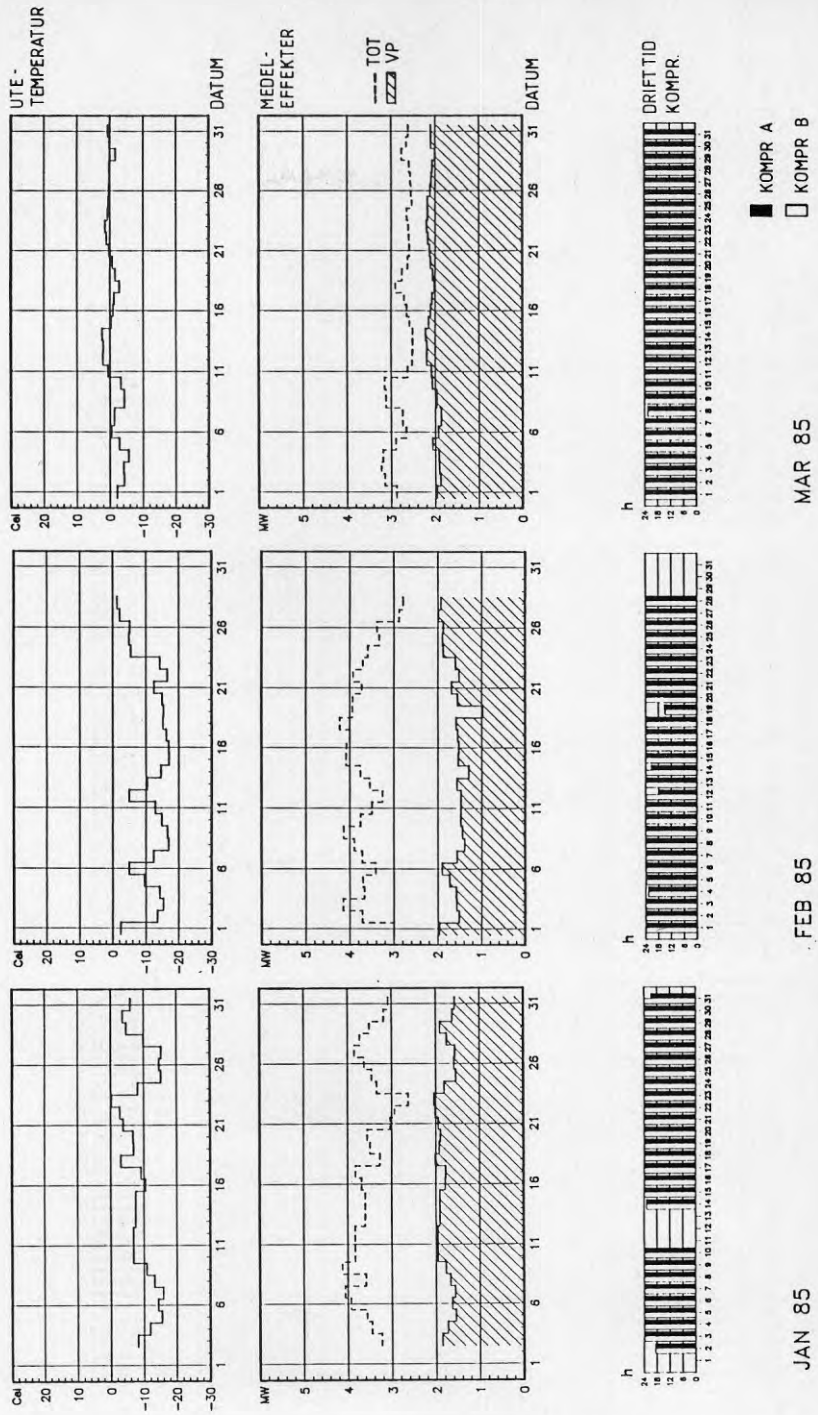
Om energitillgängligheten enbart baseras på felorsaker som orsakats av värmepumpen skulle resultatet sannolikt bli följande: För år 1985 ca 96 % och för hela utvärderingstiden 95 %. Siffrorna bygger på det antagandet att värmepumpen levererat 100 % energi under de avbrott som ej orsakats av värmepumpen.

De redovisade värdena visar ett mycket gott resultat.

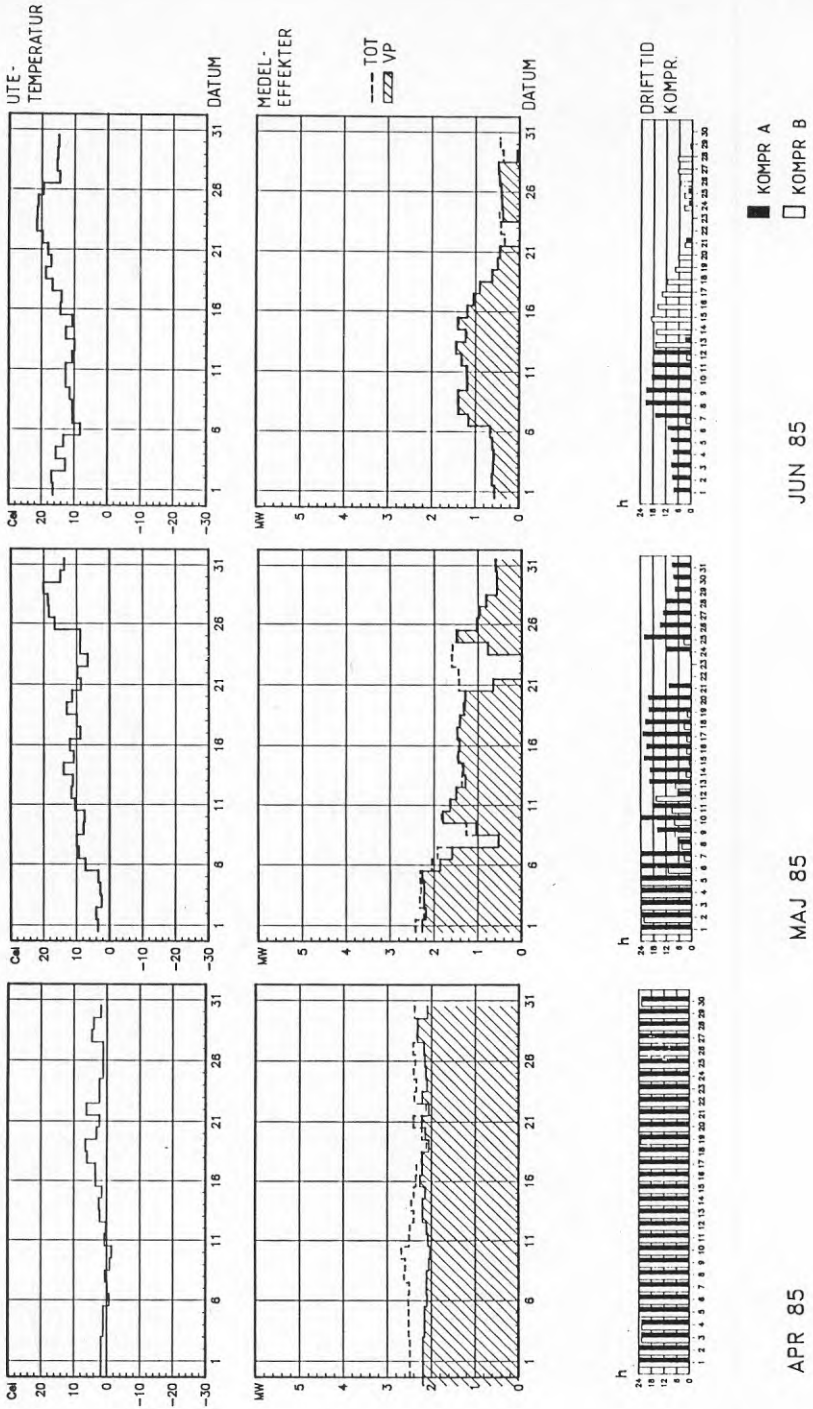
I figur 5.25-5.31 på följande sidor redovisas energitillgängligheten månadsvis. I tabell 5.14 och 5.15 redovisas energitillgänglighet och drifttid månadsvis.



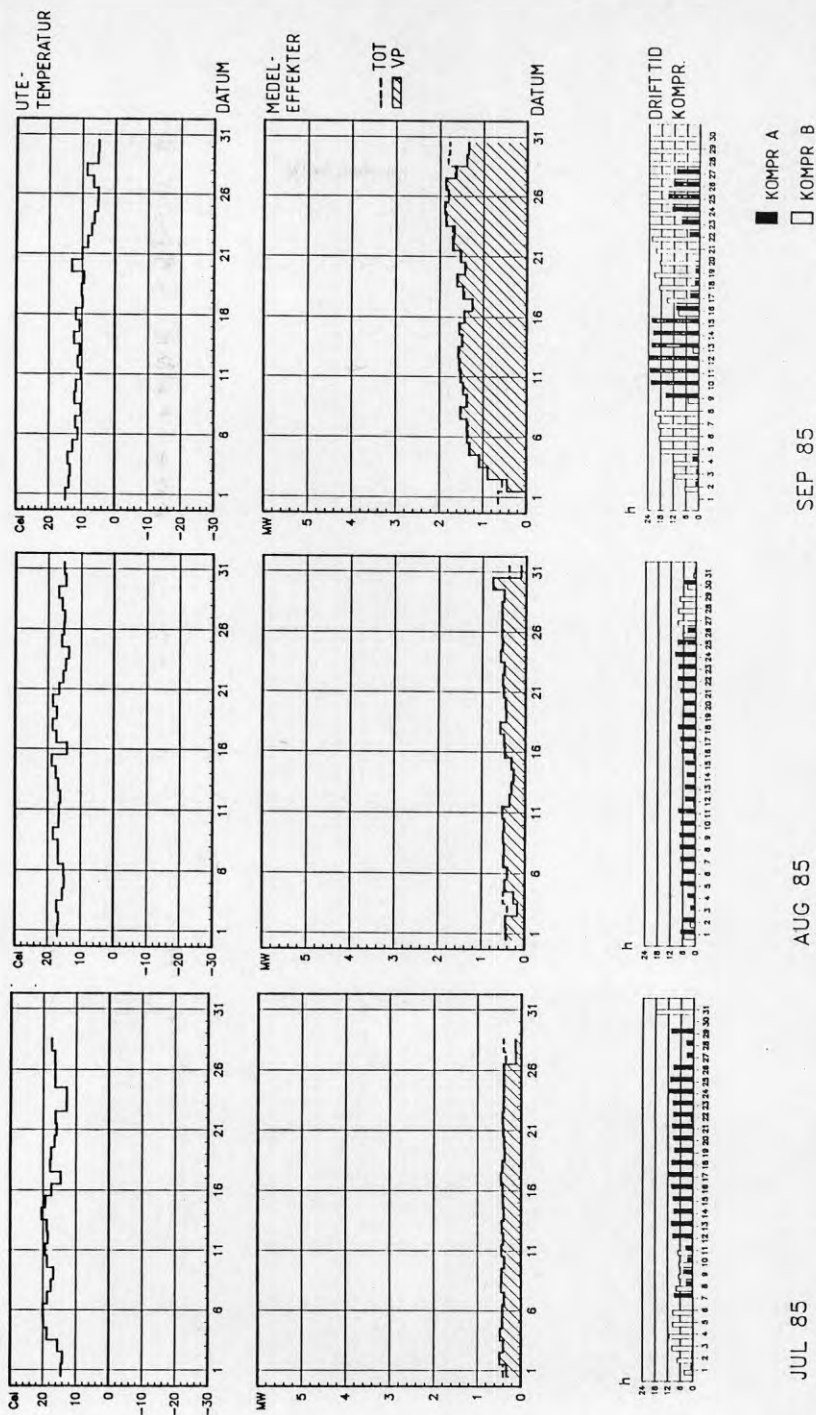
Figur 5.25 Dygnsmedelvärden av tillgänglig energileve-rans för oktober, november och december 1984.



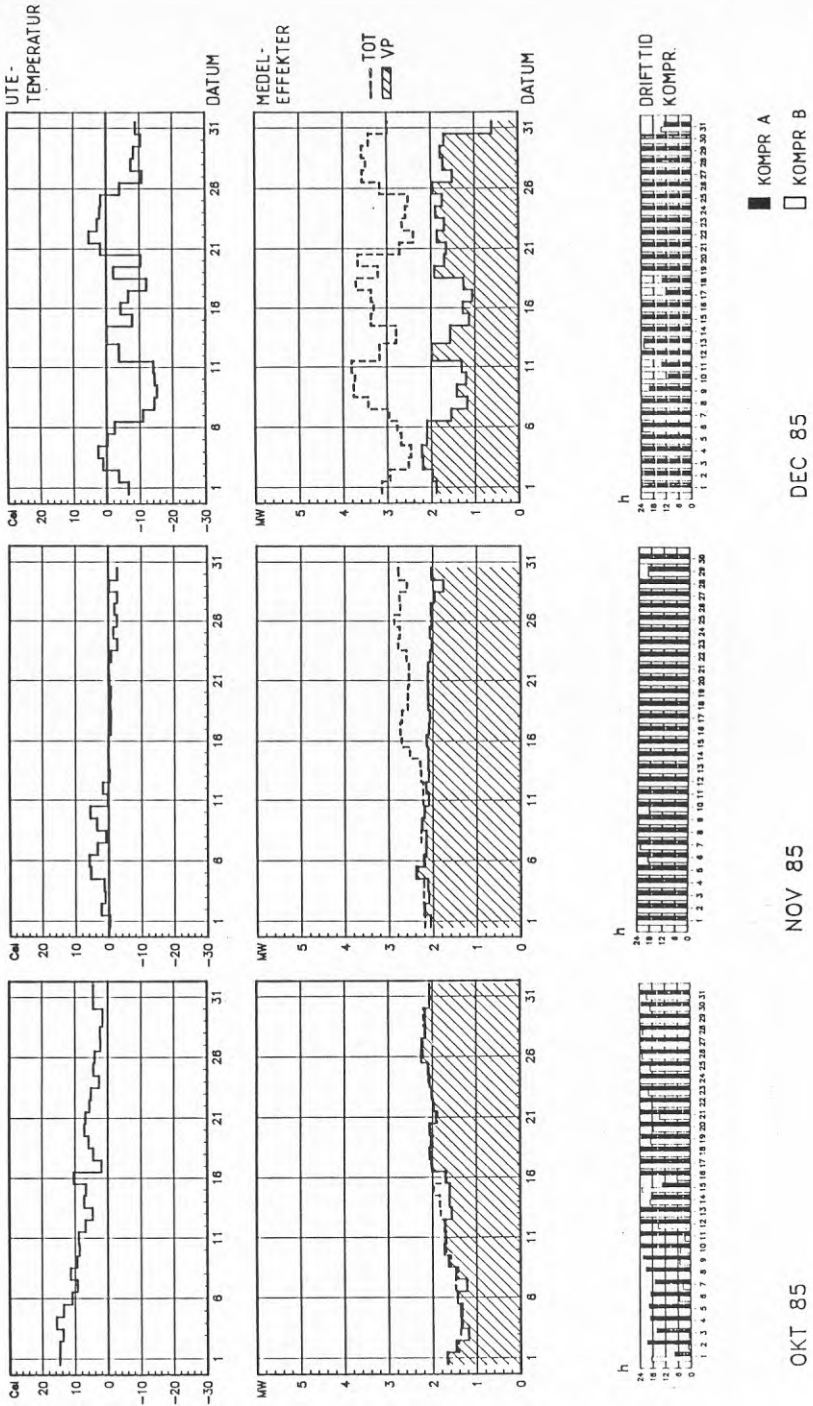
Figur 5.26 Dygnsmedelvärden av tillgänglig energileve- rans för januari, februari och mars 1985.



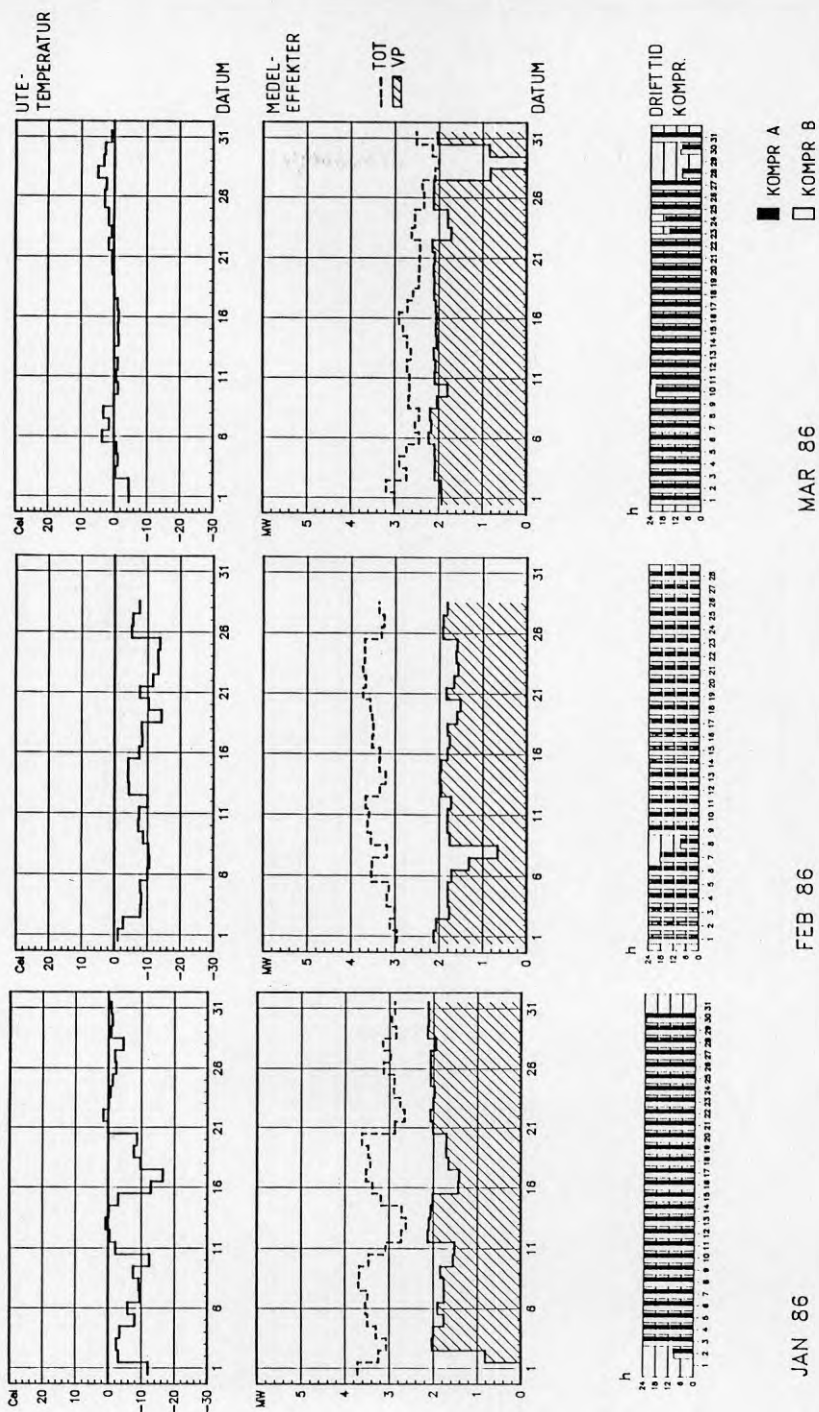
Figur 5.27 Dagnsmedelvärden av tillgänglig energileverans för april, maj och juni 1985.



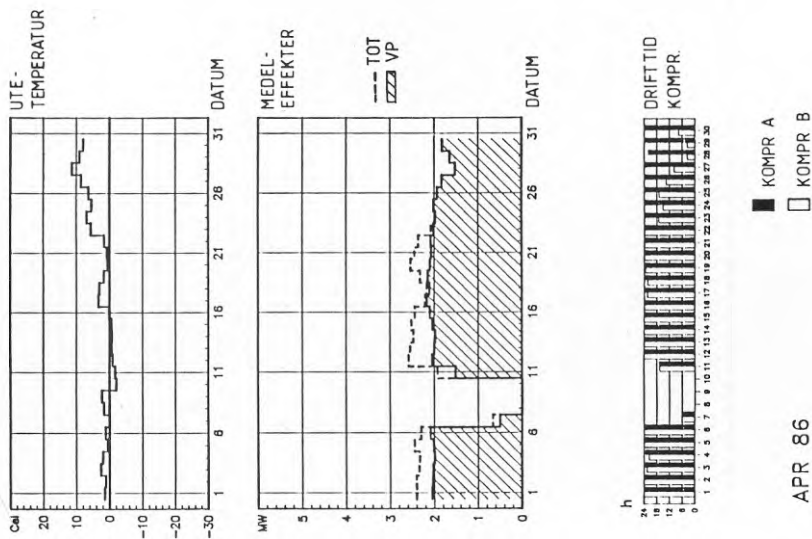
Figur 5.28 Dygnsmedelvärden av tillgänglig energileverans för juli, augusti och september 1985.



Figur 5.29 Dygnsmedelvärden av tillgänglig energileveverans för oktober, november och december 1985.



Figur 5.30 Dygnsmedelvärden av tillgänglig energileverans för januari, februari och mars 1986.



Figur 5.31 Dygnsmedelvärden av tillgänglig energileverans för april 1986.

Tabell 5.13

Månadsvis redovisning av energitillgänglighet

Månad	ET	MD	Felorsak	Anm
84 okt	ca 80	31	1 Oljetrycksvakt	
			2 Oljetrycksvakt	
84 nov	ca 95	30	3 Avfrostningsprogram	
84 dec	ca "99"	11		
85 jan	ca 99	29		
85 febr	ca 96	28	4 Avfrostningsprogram	
85 mars	ca 98	31		
85 april	ca 100	30		
85 maj	ca 86 (98)	31	5 Reglerfel i regulator 1	
			6 Elkabelfel hos elverket	1
			7 Ombyggnad av startfördröjning i ställverk	
85 juni	ca 93	30	8 Felorsak okänd	
85 juli	ca 95	31	9 Felorsak okänd	
85 aug	ca 94	31	10 Service	
85 sept	ca 96	30	11 Avfrostningsfunktion	
85 okt	ca 97	31	12 Avfrostningsfunktion	
			13 Programmenhet PC2	
85 nov	ca 97	30	14 Avfrostningsfunktion	
85 dec	ca 86	31	15 Avfrostningsfunktion	
			16 Styrventil tätar ej	
86 jan	ca 93	31	17 Avfrostningsfunktion	
86 febr	ca 96	28	18 Avfrostningsfunktion upphörde ej	
86 mars	ca 89 (98)	31	19 Ventiler batteri 4	
			20 Felorsak okänd.	2
86 april	ca 83 (100)	30	21 Pannshuntventil orsakade pumphaveri	3

Anmärkning

- 1 I maj 1985 stördes värmepumpens drift av ett elkabelfel hos Stockholms Elverk. Några dagar senare stoppades värmepumpen för kompletteringsarbeten i ställverket. En startfördröjning installerades. Båda dessa stopp påverkade värmepumpen så att energileveransen från denna minskade till ca 83 % trots att inget av stoppen var orsakade av fel i värmepumpen. Siffran (inom parentes) 98 % visar det sannolika utfallet om stoppen ovan ej förekommit.
- 2 I mars 1986 stannade värmepumpen av okänd anledning i början av påskhelgen och blev stående under hela påsken. Felorsaken har ej gått att finna. Värmepumpens driftavbrott blev relativt omfattande på grund av att utgående larm från värmepumpen aldrig installerats. Hade ett utgående larm erhållits borde värmepumpen med stor

sannolikhet återstartats relativt snart, och troligen hade energitillgängligheten därigenom ökat från erhållna ca 89 % till ca 98 % (vilket angivits inom parentes).

- 3 I april 1986 lossnade kopplingen mellan ventil och ventilmotor på en pannshuntventil. I samband med reparation av denna koppling slog ventilen, som är av spjälltyp, igen till stängt läge av de pumpkrafter som fanns i systemet. Detta orsakade en tryckvåg som spräckte pumphuset till oljekylarnas pumpar i fjärrvärmesystemet. Resultatet blev att värmepumpen stoppade under ca fyra dygn tills dess det skadade pumphuset hade bytts ut. Felorsaken hade inget med värmepumpen att göra. Siffran (inom parentes), 100 %, visar det sannolika utfallet om stoppet ej förekommit.

Tabell 5.14 Drifttid

Nedan redovisas drifttiden i procent för respektive kompressor.

Månad	Kompressor		Mättid i % av total tid
	A	B	
1984 okt	70,5	47,9	100,0
1984 nov	96,9	95,0	99,7
1984 dec	99,1	99,1	76,1
1985 jan	99,1	99,6	82,7
1985 febr	97,2	98,4	100,0
1985 mars	99,7	99,7	99,6
1985 april	99,5	99,5	96,3
1985 maj	69,0	27,3	100,0
1985 juni	24,7	19,8	99,9
1985 juli	26,1	13,6	94,4
1985 aug	23,5	6,3	99,3
1985 sept	33,3	59,9	99,6
1985 okt	90,4	59,3	99,5
1985 nov	99,4	97,6	99,7
1985 dec	91,4	98,2	99,5
1986 jan	94,7	94,7	99,7
1986 febr	96,7	96,7	99,6
1986 mars	89,9	92,2	98,4
1986 april	86,1	70,9	99,7

6 UTVÄRDERING AV INTENSIVMÄTNINGAR

6.1 Inledning

Mätdata för intensivmätningar har insamlats och lagrats hos MCE (se kapitel 4). Bearbetning av mätdata har utförts av MCE efter instruktioner från oss.

Intensivmätningarna bygger på att varje momentant mätvärde skall lagras, till skillnad från långtidsmätningarna där momentana mätvärden omräknas och lagras till timmedelvärden. Vid två tillfällen har rena intensivmätningar förekommit.

Den första genomfördes i april 1985. Avsikten med den var att mäta effekter vid olika kapacitetslägen med och utan inkopplad ekonomiser samt att kvantifiera effektminskningen vid avfrostning. Mätningarna resulterade dock i att en mängd mättekniska problem framkom som diskuterades under lång tid framöver med MCE. Mätningen av effekter och energimängder är osäker varför någon redovisning av dessa ej medtagits i rapporten. Från detta mättillfälle har vi valt att redovisa vissa avvikelser i avfrostningsförloppet som iaktogs under intensivmätningarna.

Den andra mätningen utfördes i mars 1986 och gällde samma funktioner som i april 1985. Resultatet från denna mätning finns redovisat i detta kapitel.

6.2 Avfrostning

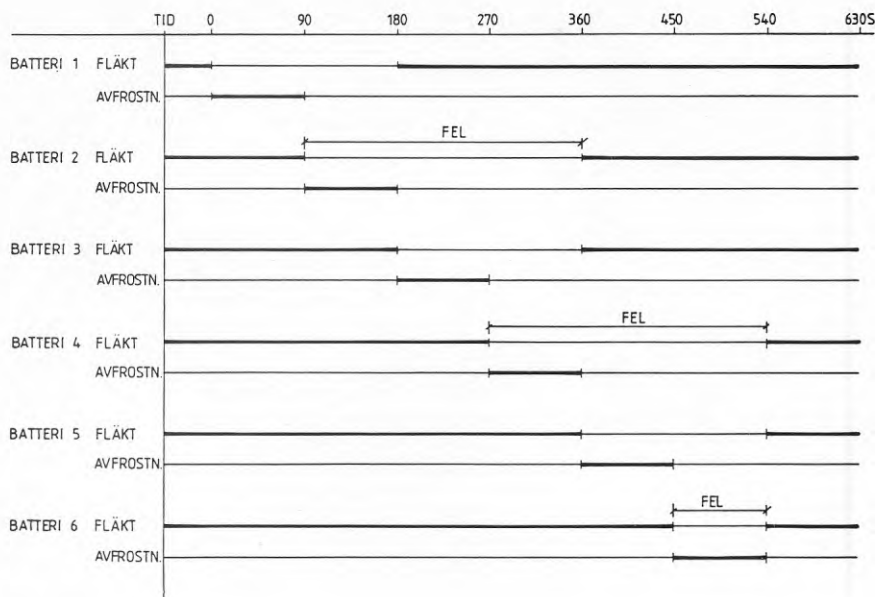
Intensivmätning april 1985

Från mätningarna i april 1985 redovisas nedan avvikelser i styrningen av avfrostningsförloppen.

I figur 6.1 redovisas de uppmätta avfrostningssekvenserna vilka skall jämföras med den avfrostningssekvens (figur 2.17) vilken ansågs vara inprogrammerad.

Avvikelsen består i att starten av fläktarna efter avfrostning ej sker när den var avsedd för batteri 2, 4 och 6. De övriga förloppen stämmer med de planerade.

Fläktarna styrs av programmeringsenhet 2 (PC2) som visade sig innehålla ett programmeringsfel. Eftersom vi ej var helt initierade i funktionen hos PC2 var vi mycket förvånade över avvikelser hos tre av totalt sex fläktpar. Vi levde i den föreställningen att start och stoppsekvenserna var en inprogrammerad cykel som hela tiden upprepades för respektive fläkt. Så var ej fallet, programmeringen visade sig utförd för varje fläktpar för sig och felet var således ett rent programmeringsfel som funnits med från starten av anläggningen.



Figur 6.1 Uppmätt avfrostningssekvens.

Bakgrunden till att respektive fläktpar skall startas ca 90 sek efter avslutad hetgasavfrostning är följande.

Att erhålla en optimal avfrostning är lika svårt såväl när det gäller att påbörja hetgasavfrostningarna som att avbryta dem vid rätt tillfälle.

Påfrostningen innehåller två negativa faktorer. För det första innebär frosten i sig en form av isolerskikt på batteriytan vilket försvårar värmeövergången vilket leder till en lägre förångningstemperatur. För det andra växer frosten på batteriytan och förutom att värmeövergången försvåras minskar utrymmet mellan batteriflänsarna och därmed stryps luftens passage genom batteriet. Därmed stryps också värmetransporten till batteriet. Man har funnit att det mest allvarliga problemet av dessa två är om batteriet ej genomströmmas av tillräckligt med luft.

Hetgasavfrostningen består av en mängd faktorer av vilka endast några få kommer att nämnas här. För det första är det viktigt att avfrostningen kräver ett minimum av energi eftersom energitransporten sker åt fel håll. För det andra är det viktigt att avfrostningen ej är enbart energisnål utan även tidsmässigt kort eftersom avfrostningen stjälar tid av den totalt tillgängliga tiden och därmed minskar värmepumpens aktiva tid som värmeleverantör.

När skall då hetgasavfrostningen avbrytas?

En för tidigt avbruten avfrostning innebär att batteriet ej blir tillräckligt rent och snabbt frostar igen vid värmepumpsdrift.

En mycket noggrann avfrostning är både energikrävande och tar tid. Vattenfilmen på batteriytan förångas då och fördelen är att batteriytan är helt ren vid start av värmepumpsdriften. Tyvärr uppstår frost på batteriytorna mycket snabbt efter avfrostningen.

En kompromiss är att avfrosta tills isen smält men man avbryter avfrostningen med vätskefilm på batteriytorna. Detta har visat sig mest effektivt om vattenfilmen samtidigt fryser fast på batteriytan innan fläktarna startat. Anledningen är att vid direktstart av fläktarna sugts vattnet av luftströmmen ned till batteriflänsarnas bakkant där de fryser till is i form av droppar. Dessa frusna droppar hindrar luftens passage genom batteriet. De fastfrusna vattendropparna har funnits ha en större negativ effekt än om vattenfilmen fryses fast över hela flänsytan.

Metoden med att frysa fast vattenfilm över hela batteriytan är den som tillämpats i Fagersjö vilket förklarar avfrostningsförloppet enligt figur 2.17.

Vi är nu tillbaka vid att detta förlopp ej stämde överens med verkligheten i mars 1985. För batteri 2 och 4 var problemet mindre. Där skedde fläktstarten i båda fallen 90 sek senare än vad som avsetts. Detta innebär endast att värmetransporten till batteriet blev 90 sek försenad efter varje avfrostning. Beträffande batteri 6 var fläktstarten 90 sek för tidig vilket innebär att fläktarna startade samtidigt med att avfrostningen slutade. Vattenfilmen hann följaktligen aldrig frysa fast så som avsetts. Hur mycket denna avvikelse har påverkat hela värmepumpen har aldrig gått att erhålla någon klarhet i.

Vi vet genom maskinpersonal, entreprenören samt egna besök att batteri 6 frostat igen vid ett flertal tillfällen vilket även andra batterier gjort. Det har ej varit något påtaglig skillnad mellan batteri 6 och de övriga batterierna som kan förklaras med felet i programmering.

Intensivmätning april 1986

Figur 6.2 och 6.3 som redovisas på följande sidor är mätdata från en och samma intensivmätning.

Figur 6.2 har använts till att redovisa påfrostning och avfrostning. Uteluftens relativa fuktinnehåll mättes men har i efterhand visat sig vara felaktig. Utetemperaturen var under provet $\pm 0^{\circ}\text{C}$. Under proven styrdes avfrostningarna av den interna automatiken vilket innebär att avfrostningen var behovsstyrd. Tabell 6.1 nedan visar värden från olika driftpunkter i diagrammet.

Tabell 6.1

a)	Effekt efter avfrostning (rent batteri)	2 380 kW
b)	Effekt före avfrostning (igenfrostat batteri)	2 140 kW
c)	Min effekt under avfrostning	900 kW
d)	Tid mellan avfrostningar, inkl avfrostning	80 min ¹
e)	Tid mellan avfrostningar, exkl avfrostning	69 min ¹
f)	Tid för avfrostning	11,2 min ²

Anm 1 Avfrostningen var behovsstyrd under provet, varför tiderna ovan endast gäller för detta prov.

Anm 2 Tiden, 11,2 min, är tiden för stopp av första fläkt till start av sista fläkt. Varmgasventilerna påverkas ca 9 min under denna tid.

Om man leker litet med siffror kan följande värden erhållas:

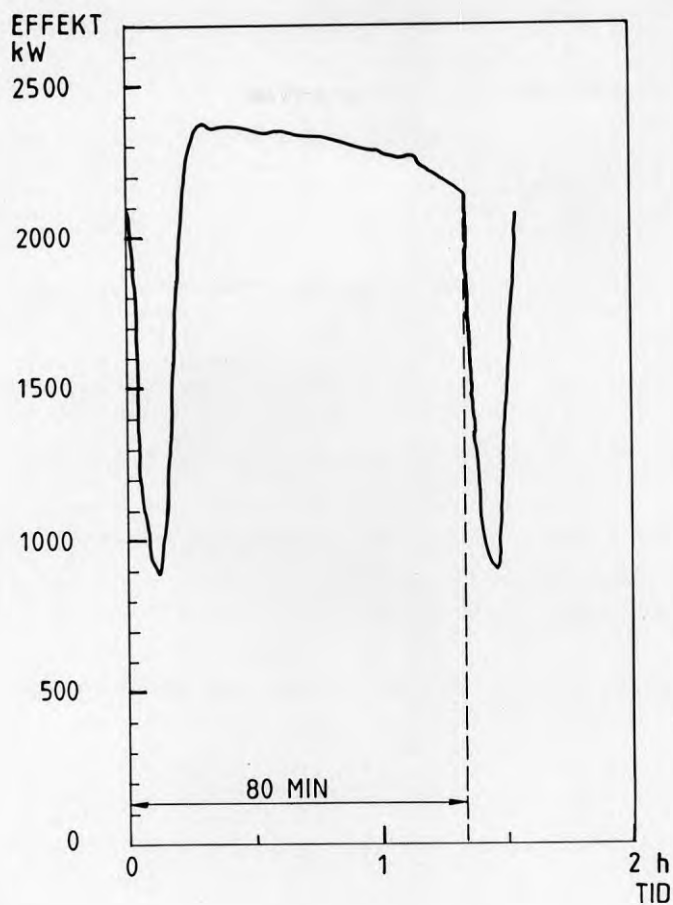
Vi bestämmer oss för att den högsta effekten, 2 380 kW (vid rent batteri), utgör en form av nominell effekt som vi kan jämföra övriga värden med. En cykel skulle då under ideala förhållanden, utan påfrostning och avfrostning, innehålla nominellt $80/60 \times 2\,380 = 3\,173$ kWh.

Av figuren kan framräknas att påfrostningen under denna mätperiod svarar för en energiminskning av 3,5 %. Om detta jämförs med värmepumpens nominella effekt erhålls i början av perioden en effektminskning av 0 % och efter 69 min ca 8,5 %. Om påfrostningen fått fortsätta ostört i ytterligare 13 min bör effektminskningen ha ökat till ca 14%.

Av detta framgår att påfrostningen måste avbrytas i tid. Effekten kommer annars att minska drastiskt, framför allt på grund av att frosten på batteriytorna reducerar luftflödet genom batteriet.

Beträffande avfrostningen kan följande sammanfattas.

- Tiden för avfrostningen är 11,2 min men trots detta påverkas värmeleveransen från värmepumpen under ca 14 min på grund av tröghet i systemet.
- Värmeleveransen under avfrostningsfasen minskar med ca 200 kWh vilket motsvarar 6,3 % av den nominella energileveransen.
- Sammantaget svarar på- och avfrostningarna vid ovan redovisade mätning för en minskning av energileveranserna med ca 9,8 % jämfört med nominell energileverans.



Figur 6.2 På- och avfrostningsförlopp.

Dessa mätningar ägde rum i mars 1986, dvs vid förhållanden vis torr väderlek.

Intensivmätningarna i Fagersjö visar att avfrostningen av uteluftförångare kräver val av rätt komponenter och tålamod vid inställning av styrutrustningen men att resultatet då också kan bli bra.

6.3 Kapacitetsreglering

I april 1986 genomfördes intensivmätning vid olika typer av kapacitetsreglering.

I Fagersjö har man under sommaren när kapacitetsreglering erfordras valt ett start-stopp-förfarande istället för kapacitetsreglering av kompressorerna. Anledningen är att därmed undvika kapacitetsreglering av kompressorerna som ger en försämrad värmefaktor.

Bakgrunden till att mätningen genomfördes var den ofta förekommande diskussionen om kapacitetsregleringens försämring av värmefaktorn, när det gäller skruvkompressorer. Vid en liknande anläggning i Hällbybrunn hade vi tyckt oss finna att värmefaktorn ej förändrades riktigt på det sätt som vi och många med oss förväntat.

Resultatet framgår av tabell 6.2 och figur 6.3 nedan som kan behöva en viss förklaring.

Sju prov genomfördes som vi valt att kalla A - G.

Figur 6.3 visar proven i den ordning de genomfördes i anläggningen och vilken helt bestämdes av praktiska förutsättningar.

I tabell 6.2 är proven sorterade efter avgiven effekt (kapacitetsreglering).

Tabell 6.2

Prov	Slid- läge %	Över- hett- ning °C	Effekt kW	Effekt %	COP kompr	COP tot	t ₂ °C
A	100	12	2 410	104	2,79	2,48	-14
B *	100	24	2 310	100	2,70	2,43	-14
C	100	40	2 000	87	2,69	2,38	-12
D	75	15	1 950	84	2,77	2,40	-10
E	75	32	1 830	79	2,74	2,38	-8
F	50	U	1 440	62	2,49	2,15	-9
G	30	U	1 040	45	2,13	1,77	-11

Slidläge: Läget för kompressorernas kapacitetsslid (kapacitetsslid)

Överhettning: Överhettning på det köldmedium som förångats i ekonomisern

U: Ekonomiserns funktion har helt utgått

t₂: Förångningstemperatur

*: Normalt driftfall vid 100 % kapacitet.

Prov

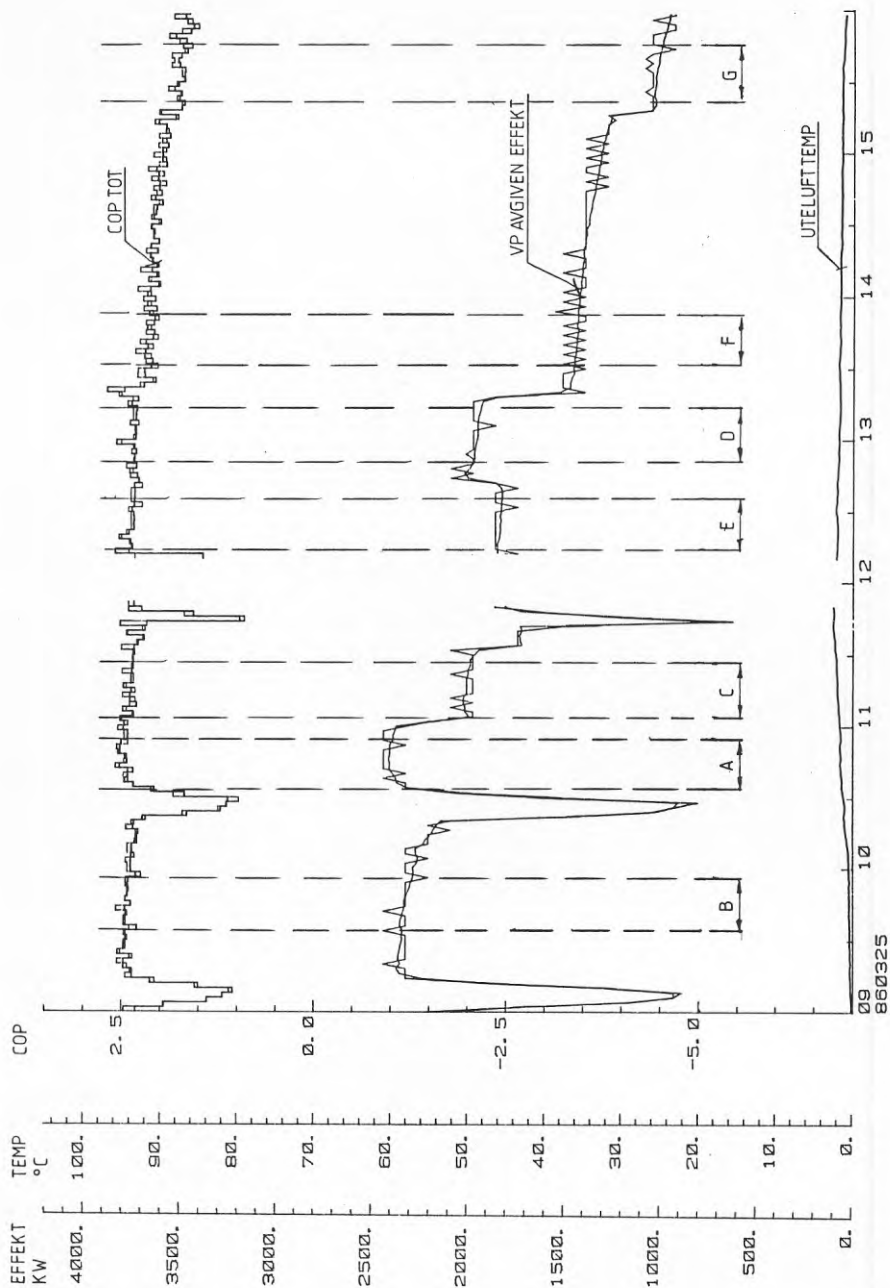
- A Värmepumpen är något "upptrimmad" under kort tid i förhållande till prov B. "Trimningen" består i att överhettningen minskat till 12°C. Detta innebär att ekonomiserns kapacitet ökar och därmed erhålls en större underkylning av köldmediets kondensat.
- B * Normalt driftfall vid 100 % kapacitetsläge och ekonomisern inkopplad med en överhettning av ca 24°C. Överhettningen är bestämd av värmepumps-tillverkaren.
- C Kapacitetsläget är 100 % och överhettningen har ökats till 40°C. Härmed minskar ekonomiserns effekt varför underkylningen av köldmediets kondensat minskar.
- D Slidläge 75 % innebär att kompressornas kapacitetsreglering arbetar och kompressornas effekt ej utnyttjas. Ekonomisern är fortfarande inkopplad med en "upptrimmad" överhettning till 15°C.
- E Slidläget är 75 % som i prov D men ekonomiserns överhettning ökad till 32°C.
- F Slidläget är 50 % hos kompressorn. I detta fall har ekonomiserns funktion helt upphört på grund av att kompressornas kapacitetsslid har passerat den mellantrycksport i kompressorn som suger av köldmediegasen från ekonomisern.
- G Slidläget är 30 % och ekonomiserns funktion har upphört. Se F ovan.

Vid ovan redovisade prov var utetemperaturen som lägst +0,5°C och som högst +3,0°C. Uteluftens fukttinnehåll mättes men har i efterhand visat sig vara felaktig.

Vad man kanske först bör lägga märke till är slidläget i procent, eller kapacitetsläget som det även kallas, på intet sätt får sammanblandas med den procentuellt avgivna effekten.

Vid de genomförda proven strävade vi efter att erhålla en så jämn kondenserings- och förångningstemperatur som möjligt. Variationen var som mest 5°C från +57°C till +52°C. Om dessa temperaturer varierar kraftigt blir avvikelserna än större mellan slidläge och avgiven effekt i procent.

Av tabellen framgår att värmefaktorn är förhållandevis okänslig i driftfallen A t o m E, trots att effekten minskat ca 24 % i förhållande till A. Vad som förefaller märkligt är att i driftfall E är COP kompr högre (2,74) än i driftfall B (2,70) trots både slidreglering till 75 % och en ökad överhettning med 8°C. Den troliga förklaringen är att förångningstemperaturen är ca 6°C högre i driftfall E.



Figur 6.3 Kapacitetsprov

Det är intressant att iaktta proven A, B och C som alla har slidläge 100 % och där förändringen enbart styrs via ekonomiserns funktion. Om man utgår från normala driftfallet prov B och jämför med provet A erhålls en måttlig effektökning av ca 100 kW medan kompressorernas värmefaktor ökar från 2,70 till 2,79. Vid jämförelse mellan prov B och prov C inträffar det omvända förhållandet. Effekten minskar ca 300 kW (13 %) medan COP kompr ej förändras nämnvärt.

Efter analyser av genomförda prov är det vår uppfattning att värmefaktorn påverkas förhållandevis litet vid slidregleringar över 75 % slidläge. Därutöver har vi funnit att ekonomiserns grad av överhettning påverkar värmefaktor och effekter. Vid överhettningar varierande mellan 24°C och 12°C är inverkan störst på värmefaktorn och vid överhettning mellan 24°C och 40°C är inverkan störst på effekten.

7 DRIFTERFARENHETER AV VÄRMEPUMPSYSTEMET OCH DESS KOMPONENTER

7.1 Drifterfarenheter vid låga utetemperaturer

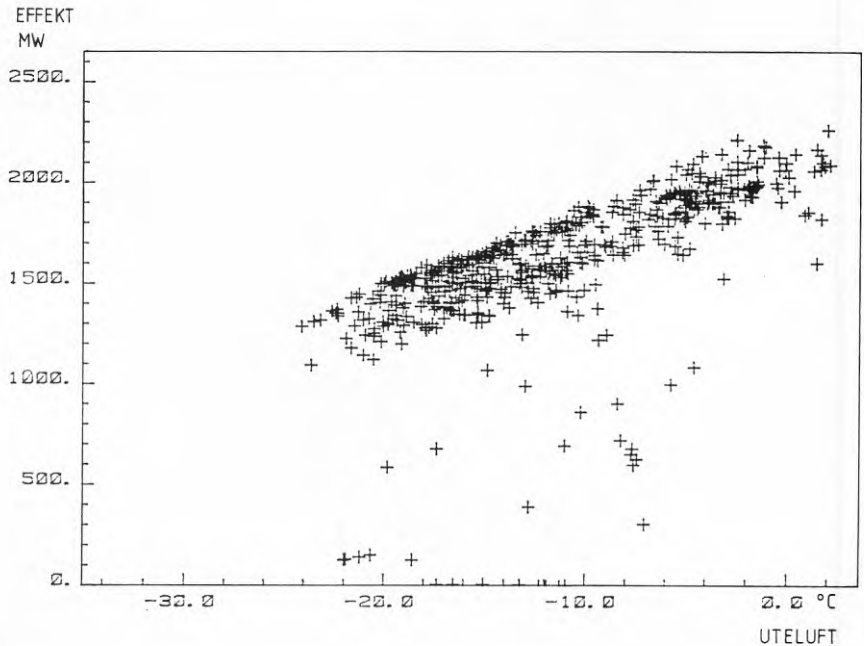
Data i detta kapitel är alla insamlade från perioden 1985 02 05 till 1985 02 28 vilken tidvis var mycket kall i Fagersjö. Data bygger på långtidsmätningar vilket innebär att temperaturer och effekter är timmedelvärden från tolv mätningar per timme.

Att vi valt just denna period beror på att februari 1985 var den kallaste månaden under utvärderingen med en medeltemperatur av $-11,2^{\circ}\text{C}$. Även den lägsta utetemperaturer under utvärderingen, -24°C uppmättes denna månad.

Att mätdata som används nedan gäller med början 1985 02 05 beror på en krånglande elenergimätare som rättades till 1985 02 04.

Effekt

Figur 7.1 nedan redovisar värmepumpens avgivna effekt som funktion av utetemperaturen.



Figur 7.1 Värmepumpens effekt som funktion av utelufttemperaturen vid låga utetemperaturer. (februari 1985)

Intressant är den övre samlingen av mätpunkter som går som en tämligen rak linje från ca 1 300 kW vid -24°C till ca 2 200 kW vid -3°C ute. Den består med stor sannolikhet av timmedelvärden under vilka inga avfrostningar har inträffat. Den övriga spridningen består av avfrostningarnas inverkan.

Om man beaktar värmepumpens tillgänglighet under samma tid (se kapitel 5.6) har ett fåtal avbrott ägt rum. Det framgår också av markeringarna på 0-linjen för effekt. I övrigt har vissa driftstörningar beträffande avfrostningarna förekommit vilket förklarar den mest avvikande spridningen.

Av ovan kan man konstatera att vid aktuella förutsättningar minskar värmepumpens effekt tämligen rätlinjigt med ca $40\text{--}45\text{ kW}/^{\circ}\text{C}$ av utetemperaturen eller ca $2,0\text{ \%}/^{\circ}\text{C}$.

COP tot

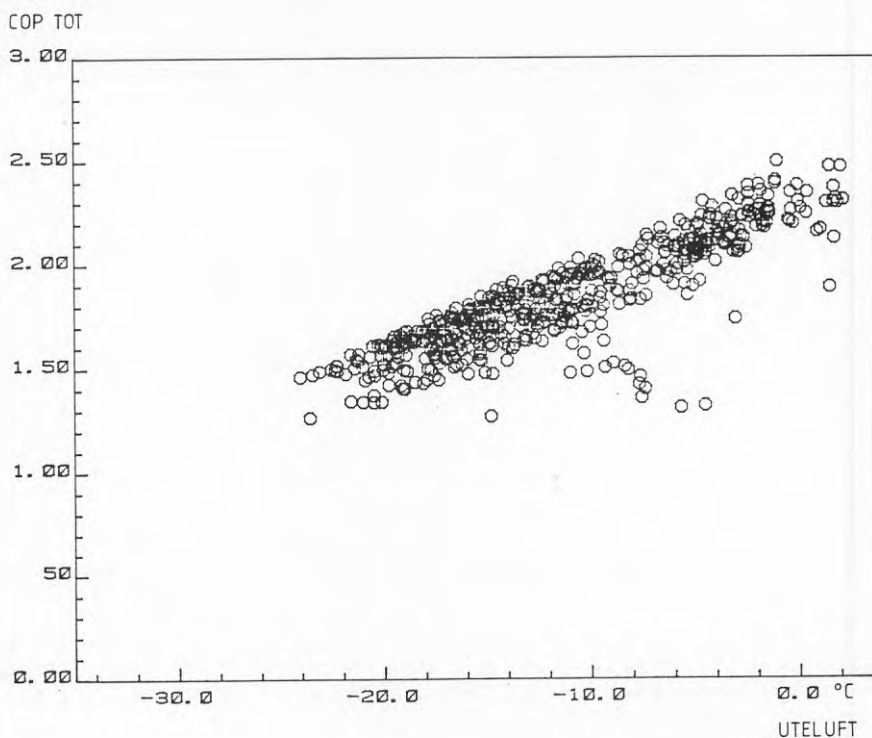
Figur 7.2 visar värmefaktorn (COP) som funktion av utetemperaturen. Den redovisade värmefaktorn är COP tot, dvs innehållande elförbrukning till kringutrustning såsom fläktar, pumpar m m.

I figuren framgår en viss spridning av värden vilket kan förklaras med att avfrostningar inträffat under vissa timmedelvärden samt att vissa mätvärden insamlats mellan avfrostningar. Den övre tämligen skarpa samlingen av mätpunkter består av mätvärden insamlade mellan avfrostningar. Den mest avvikande spridningen består av problem med avfrostningsfunktionen.

Om vi utgår från den övre kanten av mätvärden så är huvuddelen av mätvärdena tämligen väl samlade nära denna vid de lägre utetemperaturerna. När utetemperaturen stiger förskjuts tyngdpunkten av mätvärden mer mot mitten av de samlade mätvärdena. Anledningen är att låga lufttemperaturer innehåller mindre fuktighet varför avfrostningen ej arbetar så ofta eftersom den är behovsstyrd.

Vid utetemperaturer över -2°C uppstår en spridning av värden i figuren som beror på att värmepumpens effekt är större än värmebehovet och därför börjat effekttreglera med nämnda spridning av mätvärden som följd.

Vi har försökt att bedöma värmefaktorernas förändring i procent av utetemperaturen med figur 7.2 som underlag. Om vi utgår från de COP tot som ej störts av avfrostningar erhålls vid -22°C ca 1,54. Vid -2°C blir det svårare då praktiskt taget alla mätvärden innehåller avfrostningar. Vi bedömer det som om COP tot är ca 2,40. Den procentuella minskningen av COP tot blir då utan inblandning av avfrostningar ca $4,3\text{ \%}$ per $^{\circ}\text{C}$ av utetemperaturen.



Figur 7.2 Värmepumpens totala värmefaktor (COP tot) som funktion av uteluftstemperaturen vid låga utetemperaturer (februari 1985).

Om vi istället utgår från någon form av riktat värde för COP tot inkl avfrostningar, erhålls enligt våra bedömningar vid -22°C en COP tot av ca 1,50 och vid -2°C ca 2,25. Detta ger en procentuell minskning av COP tot med ca 3,8 % per $^{\circ}\text{C}$ av utetemperaturen.

Ovan angivna värde på 3,8 % är naturligtvis det värde som i praktiken är användbart eftersom avfrostningar alltid ingår. Det är intressant att se att COP tot påverkas mindre när avfrostningarna medräknas än om vi bortser från avfrostningarna.

Glädjande information anser vi vara att COP tot inkl avfrostningar är över 1,5 i snitt vid -20°C i utetemperatur. Detta mot bakgrund av de många diskussioner som förts kring vinterdrift av uteluftvärmepumpar.

Temperaturer

Figur 7.3 redovisar köldmediets temperatur i förhållande till uteluftens temperatur. X-axeln är uteluftens temperatur. Y-axeln anger med minustecknet hur många grader lägre köldmediets temperatur är jämfört med uteluften. De sneda linjerna är summan av X- och Y-axeln och anger köldmediets temperatur.

Köldmedietemperaturen är uppmätt i returledningen från förångarbatteriet till vätskeavskiljaren. Temperaturen anger köldmediets temperatur i ledningen vilket med mycket små avvikelser är detsamma som ett medelvärde för förångningstemperaturen i förångarbatterierna. Detta skall ej förväxlas med kompressorernas förångningstemperatur som är ca 2 till 4°C lägre på grund av tryckförluster i ledningar.

Spridningen av mätvärden beror som tidigare nämnts på att avfrosthingsfunktionen tidvis ej fungerat tillfredsställande.

Spridningen vid utetemperaturer över -2°C beror på att värmepumpens effekt är större än värmebehovet och därför börjar att effektreglera med spridning av mätvärden som följd.

Huvuddelen av mätvärdena ligger i en någorlunda rätlinjig, svagt lutande formation.

Punkterna A, B, C och D har markerats i figuren.

Punkt A och B representerar ett antal driftfall som är någorlunda samlade vid skilda utetemperaturer. Punkt A motsvarar -5°C ute och ca -19°C i köldmedietemperatur. Punkt B motsvarar -19°C ute och -30°C i köldmedietemperatur. Skillnaden mellan de båda driftfallen är i utetemperatur 14°C och i köldmedietemperatur 9°C. Till detta finns ett antal förklaringar.

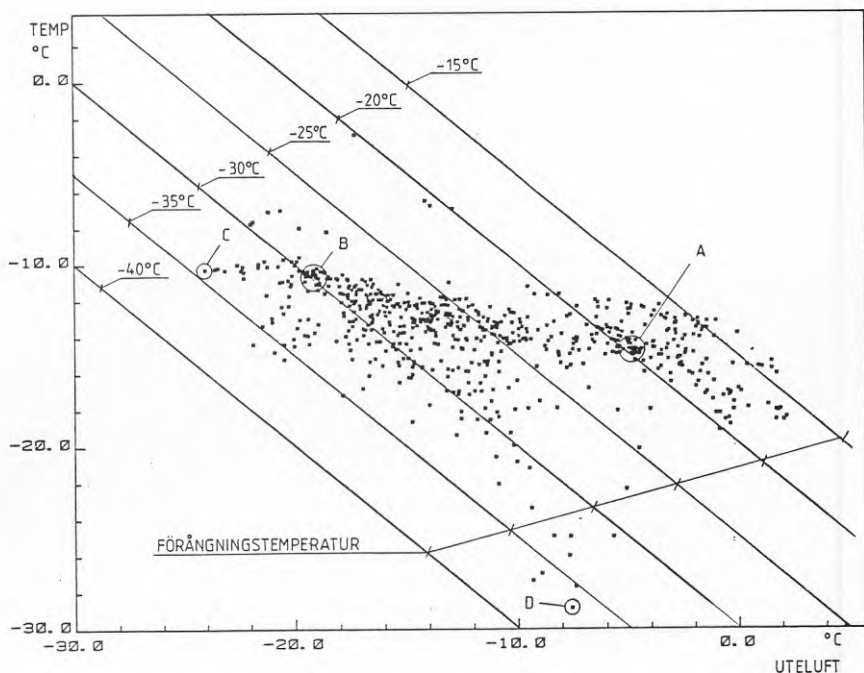
Som tidigare nämnts i samband med figur 7.2 är luftfuktigheten lägre vid låga utetemperaturer och därmed minskar påfrosthningen. Detta får till följd att temperaturdifferensen mellan luft- och köldmedium vid mindre frost ej behöver vara så stor för att överföra samma energimängd.

En annan orsak till att luftens och köldmediets temperaturdifferens minskar vid sjunkande utetemperatur är att kompressorernas förångningstemperatur sjunker. Med sjunkande förångningstemperatur minskar kyleffekten. Eftersom batteriytan är konstant och luftflödet är "konstant" men kyleffekten sjunker erfordras en mindre temperaturdifferens för att överföra en mindre energimängd mellan luft och köldmedium.

Punkt C representerar ett driftfall med den lägst uppmätta utetemperaturen i Fagersjö, -24°C. Punkt D representerar ett driftfall med mycket låg köldmedietempera-

tur, ca -37°C , som beror på att avfrostningen ej fungerar.

Driftfallet D har en utetemperatur som är ca $16,5^{\circ}\text{C}$ högre än driftfall C. Trots detta är driftfallet C gynsammare för värmepumpen eftersom köldmedietemperaturen är ca 3°C högre i driftfallet C.



Figur 7.3 Förångningstemperaturer vid låga utetemperaturer (februari 1985).

Vid jämförelse mellan driftfallen A och D skiljer i utetemperatur ca $2,5^{\circ}\text{C}$ och i köldmedietemperatur 17°C .

De sneda linjerna som anger köldmediets temperatur och förångning i batterierna anger också indirekt svårighetsgraden för värmepumpen att arbeta. Desto lägre förångningstemperatur desto mindre energimängd per viktsenhet köldmedium kan hämtas ur förångaren. Samtidigt ökar förlusterna under kompressionsarbetet vilket innebär en ökad elförbrukning i proportion till kyleffekten. Detta framgår av figur 7.4.

Driftfall D visar tydligt vad som händer vid igenfrostade förångarbatterier. Vid jämförelse med X-axeln syns att driftfallet D har en köldmedietemperatur som är ca 29°C lägre än utetemperatur. Den borde ej ha varit mer än ca 13°C lägre vid denna utetemperatur. Mellanskillnaden, ca 16°C, ger följande inverkan:

- Kyleffekten minskar ca 30 %
- Ökade tryckskillnader vid kompressionsarbetet
- Större förluster under kompressionsarbetet
- Ökade hetgastemperaturer (se figur 7.4)
- Ökade oljetemperaturer.

Värmepumpen arbetar mycket instabilt i dessa temperatur-områden och mycket små avvikelser får värmepumpen att stoppa på grund av lågt kölmedietryck, för hög hetgastemperatur alternativt för hög oljetemperatur.

Figur 7.4 är ett s k h-log p-diagram för köldmediet R12. (Köldmediet R12 kallas också Freon 12, Arcton 12 etc beroende på vilket företag som står för tillverkningen.)

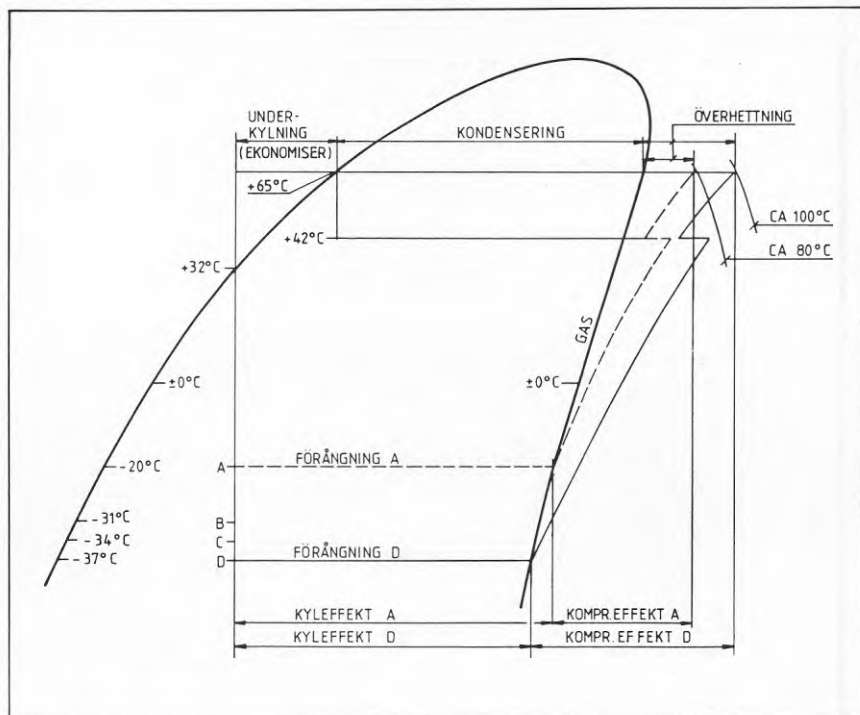
Vi har valt att visa förångningsprocessen i detta diagram för att ge en viss bakgrund till den minskade effekten och försämrade värmefaktorn vid låga förångningstemperaturer.

För att ej minska överskådligheten har vi i denna figur valt att behålla temperaturerna i driftpunkterna A, B, C och D från figur 7.3, trots att de ej är helt korrekta. På grund av tryckfall i rörledningar är förångningstemperaturen vid kompressorn 2 till 3°C lägre än vad figuren visar.

Figuren visar en konstant kondensering för att ej erhålla för många variabler. Fagersjövärmepumpen arbetar med en förhållandevis stabil kondensering jämfört med många andra värmepumpar. Anledningen är värmeförbrukarnas sammansättning och undercentralernas utformning.

I figur 7.4 är skillnaden störst mellan driftfall A och D varför dessa kommer att jämföras.

De tidigare omnämnda energitransporterna som minskar per viktsenhet köldmedium vid lägre förångningstemperatur framgår om man jämför kyleffekten för driftfall A och D i figuren.



Figur 7.4 h-log p-diagram för köldmediet R12.

Att kompressionsarbetet samtidigt ökar framgår om man följer processen snett upp till höger i figur 7.4. Enligt de inritade linjerna A och D framgår som tidigare nämnts att kompressionsarbetet (elförbrukningen) blir större för driftfall A än för driftfall D.

Om vi använder oss av den Carnotska värmefaktorn (köldmediets ideella) för driftfall A erhålls:

$$\text{COP}_{CA} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = 3,98$$

För driftfall D erhålls:

$$\text{COP}_{CD} = 3,31$$

T_1 = Kondenseringstemperatur i K

T_2 = Förångningstemperatur i K

7.2 Värmepumpens dimensionering

Värmepumpen i Fagersjö är planerad för en energiandel av ca 80 % av den totala energileveransen.

Detta leder till att den planerade värmepumpeffekten 2,7 MW vid $\pm 0^\circ\text{C}$ ute är ca 60 % av panncentralens maximala effektbehov.

Samtidigt kan sägas att den planerade utnyttjningstiden blir ca 5 100 timmar. (Utnyttjningstid = årlig värmeenergi från värmepumpen/värmepumpens dimensionerande värmeeffekt.)

Enligt vår uppfattning är detta en stor värmepump i förhållande till anläggningens totala energi- och effektbehov.

Vid en mindre värmepumpeffekt kommer utnyttjningstiden att öka samtidigt som energiandelen minskar. Den minskade energiandelen skall då "betalas" av en lägre installationskostnad.

Vissa delar av installationskostnaderna påverkas ej och vi tänker då närmast på undercentraler och de som berör fjärrvärmenet och flöden.

Eftersom någon "prislista" på denna typ av värmepumpar ej existerar fordras ett omfattande anbud-, offert- och utvärderingsarbete för att erhålla en optimal värmepumpstorlek.

Även om detta är något av de viktigaste vid värmepumpsprojektering har vi avstått från optimering av värmepumpens storlek i denna rapport. Anledningen är att vi bedömt den prisbild vi skulle erhålla från värmepumpsleverantörerna som betydligt mer osäker jämfört med ett projekt som är nära förestående och där konkurrens råder.

Effektavvikelse hos värmepumpen

Som framgår i kapitel 5.2 råder en effektavvikelse mellan den planerade effekten 2 700 kW vid $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ute och 90 % luftfuktighet och den uppmätta effekten.

Vid en intensivmätning i mars 1986 uppmättes värmepumpens avgivna effekt till 2 380 kW vid $\pm 0^{\circ}\text{C}$ i utomhustemperatur och helt avfrostade förångarbatterier. Även uteluftens fuktinnehåll registrerades men det har i efterhand visat sig att fuktmätningen innehöll felaktiga värden. Även om intensivmätningen genomfördes vid betydligt torrare uteluft förklarar den ej hela effektavvikelsen.

Vi anser att effektavvikelsen beror på en lägre förångningstemperatur hos kompressorerna än vad som planerats. Anledningen till detta är att finna inom två områden; förångarbatteriernas kapacitet och tryckfall i sugledningarna till kompressorerna.

Nedan redovisas litet av bakgrunden till detta.

Enligt tekniska data kapitel 2.6 har förångarbatterierna en kyleffekt av $(6 \times 234 \text{ kW} =) 1\,404 \text{ kW}$ vid -10°C i förångarna vid $\pm 0^{\circ}\text{C}$ utomhus.

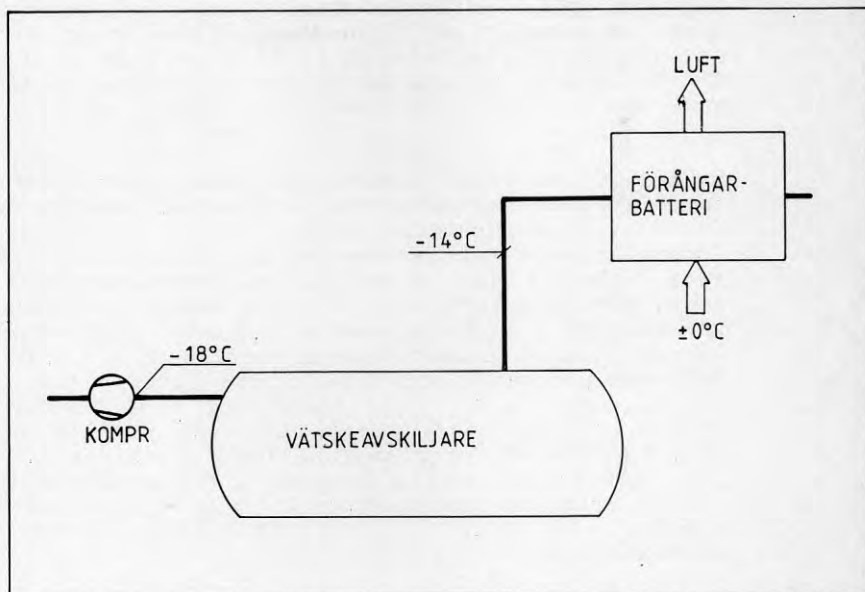
För kompressorerna gäller $(2 \times 942 \text{ kW} =) 1\,884 \text{ kW}$ också vid -10°C i förångning.

Kompressorerna har alltså en större kyleffekt vid samma förångningstemperatur. Detta innebär att förångningstemperaturen sjunker för båda, varvid förångarbatteriernas kyleffekt ökar och kompressorernas kyleffekt minskar. Teoretiskt skulle de balansera ut sig vid strax under -12°C i förångning där båda kyleffekterna skulle vara densamma, ca 1 700 kW.

Vid intensivmätning visar det sig att köldmedievätskan ut ur förångarbatteriet aldrig översteg -14°C (batteriets förångningstemperatur) vid $\pm 0^{\circ}\text{C}$ ute. Samtidigt arbetade kompressorerna med nära 4°C lägre förångning, dvs ca -18°C .

Om man jämför värmepumpsleverantörens diagram för kompressorn vid -18°C i förångning motsvarar detta en kyl-effekt av ca $(2 \times 720 \text{ kW}) = 1\,440 \text{ kW}$ vid ca $+60^{\circ}\text{C}$ i kondensering.

Den avgivna värmeeffekten är ca $(2 \times 1\,190 \text{ kW} =) 2\,380 \text{ kW}$ vilket är samma effekt vi erhållit från mätningarna. Figur 7.5 nedan visar i princip de olika temperaturerna.



Figur 7.5 Exempel på temperaturer i köldmediesystemet.

Vad orsaken är till tryckfallet i sugledningen vet vi ej. Föroreningar i sug silen kan vara en orsak, en annan ett högre tryckfall hos backventilen än beräknat.

När det gäller förångarens kapacitet kan någon eller flera av nedan angivna orsaker vara möjliga:

- Värmeövergångstalet mellan luft och batteriytan är sämre än beräknat.
- Värmeövergångstalet mellan batterirör och köldmedievätska är sämre än beräknat.
- Lägre luftflöde över batterierna än beräknat.
- Fördelningen av köldmedievätska mellan batteriets rör fungerar sämre än beräknat.
- Kallare luft till batterierna på grund av s k rundgång.

Luftflödet över batterierna har uppmätts och någon avvikelse från planerade flöden har ej kunnat mätas.

Beträffande punkt d) märks att flödesfördelningen mellan batterirören ej fungerar helt tillfredsställande. Det

syns att kyleffekten ej är jämn över hela ytan utan är större i den nedre delen av batterierna. (Se även kapitel 7.3)

När det gäller s k rundgång av nedkyld luft vet vi att detta förekommer om än i mycket liten grad. Medelvärdet för förångarbatteri 2 och 6 under 1985 är ca $0,5^{\circ}\text{C}$ lägre än uteluften. Därmed borde även förångningstemperaturen vara $0,5^{\circ}\text{C}$ lägre. Detta redovisas även i kapitel 5.4 samt 7.3.

Summan av de ovan redovisade problemen leder till en lägre förångningstemperatur för kompressorerna. Den lägre förångningstemperaturen ger en lägre effekt som har en förhållandevis liten inverkan på värmepumpens energileverans. Däremot har den låga förångningstemperaturen en högst påtaglig inverkan på värmepumpens elförbrukning och värmefaktor. Om den uppmätta årsmedelvärmefaktorn (2,18) för 1985 normalårskorrigeras erhålls 2,20 vilket avviker från den planerade årsvärmefaktorn 2,49.

Om man ser på enbart värmefaktorn är jämförelsen ovan ej helt rättvis. I det planerade resultatet var det meningen att värmepumpen skulle stoppas vid utetemperaturer under -10°C . Eftersom värmepumpen år 1985 kördes vid utetemperaturer ända ner till -24°C försämrar detta årsmedelvärmefaktorn.

En ökad tillgänglighet vid låga utetemperaturer leder alltså till en försämrad årsmedelvärmefaktor. Detta är en iakttagelse som åter manar till en viss försiktighet vid hantering av värmefaktorer.

7.3 Förångare

Förångarbyggnadens placering och utformning

Förångarbyggnaden är som framgår av kapitel 2 placerad i markplanet bredvid panncentralen. Förångarbyggnaden är omgärdad av höjder och andra byggnader inkl panncentral och i förhållande till omgivningen sitter intagsöppningarna för luft lågt.



Figur 7.6 Uteluftvärmepumpens placering i Fagersjö.

Det är mycket viktigt att en uteluftvärmepump har tillgång till så varm luft som möjligt. Därför bör så kallad rundgång undvikas. Rundgång innebär att den nedkylda luften som passerat förångarbatterierna faller ned på grund av sin högre densitet och på nytt suges in i förångarbatte-riet. När intagsöppningarna är omgärdade av byggnader och höjder som i Fagersjö ökar risken för rundgång av luften. Förutsättningarna är följaktligen ej de allra bästa i Fagersjö. Vi kan av mätningar konstatera att man lyckats lösa problemet genom ökade kastlängder på luften. (Mätningarna redovisas i kapitel 5.4.)

Kastlängderna har erhållits genom fläktarnas placering och utloppsdelens utformning på förångarbyggnaden.

De stora kastlängderna gör att den kalla luften hinner blandas med den övriga luften och föras bort av vinden.



Figur 7.7 Förångarbyggnadens placering.

En viss återinblandning sker dock, se figur 5.20 och kapitel 7.2. Mätning har skett endast kortare tid (april 1986) före den förångare som är sämst placerad intill stödmuren. En ökad grad av inblandning har också uppmätts där.

Förångarbyggnadens intagsdel i markplanet har i kombination med att luften tas in horisontellt vissa nackdelar. Löv, skräp och snö sugts lätt in till förångarbatterierna. Rengöringen innebär vissa problem på grund av de trånga, långsmala utrymmena mellan ljudbafflarna.

Förångarbyggnaden är i flera avseenden olyckligt utformad ur servicesynpunkt. (Se mer om detta under kapitel 9.2.)

Förångarfläktar

Under utvärderingstiden har två växellådshaverier inträffat på förångarfläktarna. Dessa haverier gäller känd konventionell teknik och är ej specifika för denna ute-luftvärmepump.

Förångarfläktarnas placering

I Fagersjö har man valt att placera fläktarna efter batteriet i flödesriktningen och därmed sugs luften igenom detta.

Beträffande placering av fläktarna före eller efter förångarbatteriet råder skilda uppfattningar. Vissa hävdar att placeringen av fläkten före batteriet ger en bättre effekt hos värmepumpen, för därmed skulle fläktmotorernas avgivna värme komma värmepumpen till del. Andra hävdar att en bättre fördelning av luften över hela batteriytan sker vid sugande fläktar och detta skulle uppväga nackdelarna med att fläktmotorernas värme ej togs tillvara.

Vi har inget entydigt svar på ovanstående frågeställning men bedömer att fläktmotorernas avgivna värme till förångarbatterierna måste ha en synnerligen marginell effekt på värmepumpen mot bakgrund av nedan gjorda antaganden och beräkningar.

För Fagersjö gäller:

12 fläktmotorer á 3,1 kW =	37,2 kW
6 st förångarbatterier, 31 kg/s i luftflöde =	186 kg/s

Om vi förutsätter att hela fläktmotoreffekten, 37,2 kW, avges till luften i form av värme (väsentligt mindre) erhålls en temperaturhöjning av luften med 0,2°C. Detta borde leda till att förångningstemperaturen hos värmepumpen steg ca 0,2°C.

Vid förångningstemperaturer i verkligheten mellan -10°C och -15°C ökar värmepumpens avgivna effekt med ca 3 % per °C ökning av förångningstemperaturen. Vid en avgiven effekt av ca 2 300 kW skulle därmed 0,2°C höjning av förångningstemperaturen innebära en effektökning på 0,6 % eller 13,8 kW.

Principen visar att värmepumpen tillgodogör sig mindre än 50 % av fläktarnas avgivna värme oavsett hur stor den är.

Vår bedömning är att den bästa flödesfördelningen erhålls om luften före batteriet är helt ostörd.

Vi bedömer att i Fagersjö har en klar fördel erhållits med fläktarnas placering efter förångarbatteriet. Detta har framför allt möjliggjort de stora kastlängderna på den nedkylda luften vilket icke minst mot bakgrund av förångarens placering i Fagersjö är riktigt. Härmed minskar risken för återinblandning av nedkyld luft, vilket annars skulle kunna leda till att förångningstemperaturen sjönk flera grader med effektminskning som följd.

Ventiler

Vissa mindre ventilproblem har förekommit. Det mest påtagliga var i december 1985 då en hetgasventil hängde upp sig i flera dygn och därmed blåste över hetgas till förångarsidan.

Förångar batterier

Förångar batterierna i Fagersjö arbetar med s k våt förångning. Detta innebär att köldmedium i vätskefas pumpas in i batterierna för att därmed öka batteriernas värmeupptagande effekt. Värmeövergången från luft till köldmedium ökar ca 30 % om köldmediet är i vätskeform.

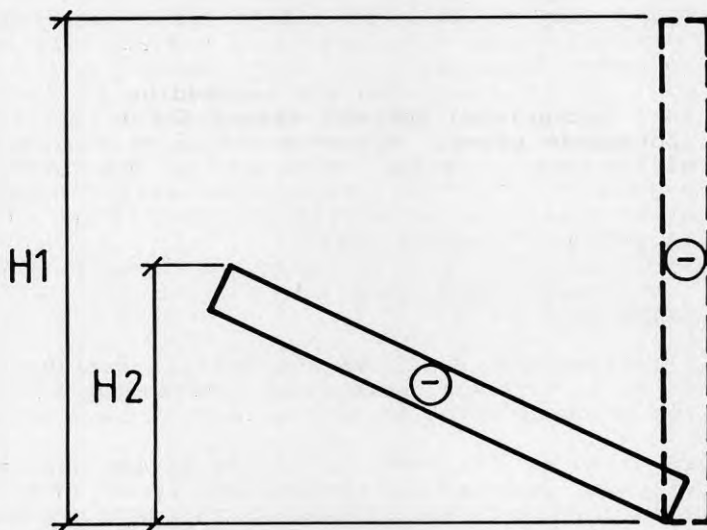
Det är viktigt att en jämn fördelning sker av köldmedievätskan mellan rörslingorna. Eftersom batterierna är vertikalt placerade och köldmedievätskan pumpas fram sker fördelningen med hjälp av strypbrickor inmonterade i respektive rörslinga. Det är viktigt att brickans dimension är rätt beräknad, rätt placerad och rätt monterad. I efterhand kan felaktigheter ej åtgärdas. Fördelningen påverkas av vätskeflödet genom strypbrickan, vilket i sin tur är beroende av värmepumpens effekt och utetemperatur.

I Fagersjö har vi genom påfrostningens fördelning uppmärksammat att köldmedievätskan ej har den fördelning i batterierna som var tänkt. Frost samlas framför allt nedtill på batterierna vilket innebär att köldmedievätskan ej fördelas upp i batterierna som avsikten var.

Att erhålla en jämn fördelning under alla driftförhållanden är mycket svårt.

Ur fördelningssynpunkt vore det lämpligt om förångar batterierna låg horisontellt, därmed skulle man slippa alla fördelningsåtgärder mellan rörslingorna i batteriet. Nackdelen är att frost och vatten får svårare att släppa från batteriets lameller vid avfrostning.

En tänkbar kompromiss vore ett snedställt batteri, enligt figur 7.8, där köldmediets uppfordringshöjd, H , i batteriet minimeras samtidigt som avrinning för frost och vatten ej påverkas nämnvärt.



Figur 7.8 Principskiss för ett lutande förångarbatteri.

7.4 Kompressorer och oljesystem

Kompressor

Kompressorerna i Fagersjö har under utvärderingstiden fungerat utan problem varför det i sak ej finns mycket att tillägga om dessa.

Vad som eventuellt kan nämnas i samband med kompressorerna är ett större tryckfall i sugledningarna än vad som beräknats. Orsaken är ej känd men kan bero på föroreningar i sugslilar alternativt för högt tryckfall i backventiler.

Oljesystem

Oljesystemet är intimt förknippat med denna typ av kompressorer (skruvkompressorer) på grund av de stora oljeflöden som passerar dessa. Oljan har till uppgift att smörja, täta och även till viss del kyla kompressorerna. (Se även kapitel 2.4)

Om vi börjar med problemen för oljesystemet uppstod dessa i huvudsak under det första driftåret. Anledningen är alla de föroreningar som finns i köldmediesystemet i form av framför allt svetsslagg. Köldmediesystemet består av ett stort, ganska komplicerat och utspritt rörsystem från förångarna till kondensatorerna på plan 2 i panncentralen. Detta innebär många svetsskarvar och därmed ökad mängd föroreningar. En stor del av föroreningarna samlades i oljan där de till en början satte igen oljefiltret. Därefter orkade oljepumparna ej med att hålla upp trycket på grund av slitage.

Det visade sig under första hälften av år 1984 att oljeföroreningarna var av sådan mängd och omfattning att oljesystemet byggdes om i tredje kvartalet 1984. Ombyggnaden innebar att filterkapaciteten utökades med ett stort sugfilter och de tidigare sugfiltren (2 st) placerades som tryckoljefilter.

Oljekylare

Oljekylningens andel av den totala värmepumpeffekten är ca 10 %. Vid låga utomhustemperaturer och vid kapacitetsreglering av effekten ökar andelen värme i oljan.

På grund av vad som ovan nämnts är det viktigt att kyl-effekten hos oljekylningen har vissa effektmarginaler framför allt då kapacitetsreglering ofta förekommer.

I liknande anläggningar (Hällbybrunn, Skarpnäck) kyls oljan via köldmediekondensatet och avlämnas till fjärrvärmevattnet via kondensatorerna.

I Fagersjö har man valt vätskekylda oljekylare som via en separat pumpkrets kyler oljekylarna med fjärrvärmevatten. Fördelen med detta är att kondensatorerna avlastas denna värme och ett, om än marginellt, lägre kondenseringsstryck erhålls. Ytterligare fördelar är att oljekylningsproblemet kan hanteras separat då det ej ingår som en del i kylprocessen. Detta är speciellt viktigt vid ofta förekommande kapacitetsreglering där oljekylarna vid problem kan bytas till större alternativt fjärrvärmeflödet kan ökas genom kylarna.

7.5 Ekonomiser

Ekonomisern har till uppgift att underkyla kondensatet för att därmed erhålla större energitransport per viktsenhet köldmedium (se kapitel 2.4).

Intensivmätning av värmepumpens effekt med och utan ekonomiser samt olika grader av överhettning hos ekonomisern redovisas i kapitel 6.3.

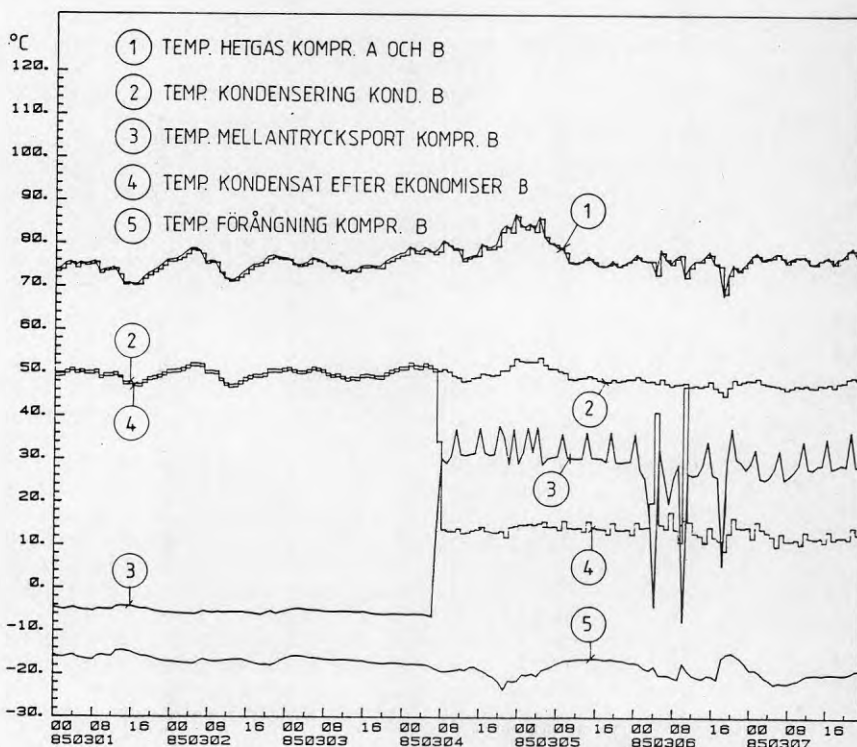
Rent allmänt har vi fått den uppfattningen att i och kring ekonomisern borde finnas en hel del som kunde förbättras.

Under den första hälften av utvärderingen lade vi märke till följande:

- o Ekonomiserfunktionen var ofta orolig med pendlande grad av överhettning.
- o I samband med avfrostningar föll ekonomisern ofta ur och det tog varierande tid innan den åter fungerade normalt.
- o Ekonomisern föll tidvis ur helt under långa tider (veckor).

Dessa fel observerades och rättades succesivt till under hösten 1985, se även sid 72-73.

Figur 7.10 visar ett exempel på när ekonomisern för kompressor B helt uppgört att fungera i mars 1985. Den 4 mars träder ekonomisern i funktion och fortsätter så med undantag av några oroliga driftlägen den 6 mars.



Figur 7.9 Denna figur visar hur ekonomiserns funktion tidvis upphör.

Effektreglering

Vår uppfattning är att ekonomiserns funktion beträffande effektreglering är underskattad. Det borde vara tänkbart att effektreglera ekonomisern och därmed även värmepumpen genom en gradvis styrning av överhettningen. Se även tabell 6.2 sid 102.

Vid kapacitetsprov kapitel 6.3 framgår att effekten hos värmepumpen kan "trimmas upp" momentant genom minskning av ekonomiserns överhettning. Om detta är en framkomlig väg för att öka värmepumpens kontinuerliga effekt alt värmefaktor är något som endast tillverkaren kan ge svar på. Är problemet enbart kopplat till att kompressorns mellantrycksport skall garanteras en torr gas borde detta på olika sätt kunna lösas rent tekniskt.

7.6 Kondensor

Kondensorerna har dimensionerats för en temperaturdifferens på 4°C mellan kondensering och utgående värmebärare vid full effekt och -15°C förångningstemperatur.

Under utvärderingen har differensen varit ca 4°C. Detta trots att fjärrvärmesystemet innehållit en del olja från ett haveri på en oljekylare några år tidigare samt att fjärrvärmesystemet saknar vattenbehandling.

Efter utvärderingsperioden, 1987 09 02, konstaterades att differensen mellan temperaturerna ökat upp mot 10°C. På grund av detta rengjordes kondensorerna kemiskt varvid differensen åter sjönk till ca 4°C.

7.7 Elsystem

Eldata för kompressorernas motorer är för var och en 655 kW, 10 kV och dessa är 2-poliga. Eftersom motorerna är direktstartade innebär det kraftiga påkänningar på elnätet i området i form av spänningsfall. Detta märks också i områdets bostäder där belysningen blinkar till då motorerna startar. Mer som kuriosa kan nämnas att Svenska Bostäders maskinist som bor i området betraktar blinkningarna som startindikeringar och har därmed en viss uppfattning om driften även på kvällar och helger.

Stockholms Energiverk har som en följd av belastningarna på elnätet begränsat antalet starter och angivet när på dygnet dessa får ske. I Fagersjö var man från beställarhåll medveten om dessa begränsningar när anläggningen projekterades.

Rent generellt kan sägas att direktstart av motorer i denna storleksordning kan ge problem som äventyrar hela värmepumpens lönsamhet. I dagens samhälle installeras allt mer sofistikerad utrustning som är beroende av en

stabil nätspänning. Man bör vara beredd på att förfarandet med direktstart som används i Fagersjö och de spänningsfall som därmed följer ej kommer att tolereras på vissa platser. Vid planering av framtida anläggningar är det bäst att redan från början planera in tung startutrustning för elmotorer i dessa effektklasser.

7.8 Styr- och övervakningssystem

Övergripande styrsystem

Fjärrvärmenätet i Fagersjö arbetar som tidigare nämnt med ett konstant fjärrvärmeflöde. Värmepumpens kondensorer är seriekopplade i fjärrvärmeflödet och hela fjärrvärmeflödet passerar dessa. Ackumulatorer ingår ej i fjärrvärmenätet. Dessa förutsättningar ger en bild av en systemtekniskt renodlad anläggning vilket naturligtvis förenklar driftstrategin.

Eftersom fjärrvärmeflödet är konstant kan fjärrvärmenätets effektbehov avläsas via temperaturdifferensen mellan fram- och returledning. Därmed kan en ren temperaturreglering användas som effektregering.

Då hela fjärrvärmeflödet passerar värmepumpens seriekopplade kondensorer kan både värmepump och shuntning av oljepannans vatten ske via en och samma temperaturreglering. Det behövs ingen separat pumpkrets för kondensorer-na eftersom hela fjärrvärmeflödet passerar dessa. Därmed undviks olika flöden och blandningstemperaturer.

Akkumulator saknas vilket annars hade inneburit att även en styrning av denna erfordrats.

Detta innebär att hela effektregeringen för värmepump och oljepannornas spetsvärme styrs av en framlednings- och en utgivare.

Vi har i kapitel 2.5 redovisat att man väljer olika styrstrategi för sommar och vinter. Vi har tidigare nämnt att det ej finns någon ackumulator i nätet. Sommartid utnyttjas istället hela nätet som en ackumulator. Anledningen är att man vill undvika kapacitetsreglering och därmed en försämrad värmefaktor på kompressorerna. Istället utnyttjar man den kompressor som är i drift vid full kapacitet och stoppar den därefter. Start av kompressorn sker vid en temperatur av ca +48°C i framledningstemperatur och stopp sker vid ca +58°C.

Vintertid sker en kontinuerlig effektregering via framledningstemperaturen. Ett undantag är då man undviker att stoppa en kompressor på grund av ett kortvarigt minskat effektbehov. Istället tillåts framledningstemperaturen att stiga. Anledningen är att man vill undvika att kompressorn stannar då den på grund av energiverket ej får återstartas när som helst. Detta undantag från den kontinuerliga effektregeringen är helt styrd av startförfarandet och de spänningsfall i elnätet som de medför.

Avfrostning

Vid idrifttagningen av anläggningen styrdes avfrostningen enbart av tid. Ett förfarande som ej tar hänsyn till behovet och följdaktligen ställde till med många problem. Efter införandet av behovsstyrda avfrostningar har en påtaglig förbättring inträffat.

Den behovsstyrda avfrostningen styrs i huvudsak av differensen mellan utetemperatur och förångningstemperatur. Förutom detta tillkommer vissa tidsfunktioner. Via en kurvfunktion förskjuts differensen så att den minskar vid låga utetemperaturer och ökar vid stigande utetemperatur. Anledningen till detta är att värmepumpen minskar i effekt vid låga utetemperaturer och därmed finns risk att den ej orkar erhålla tillräckligt stor differens mellan förångnings- och utetemperatur.

Den behovsstyrda avfrostningen gav inledningsvis upphov till problem av injusteringskaraktär. Något bättre avfrostningssystem än det som installerats i Fagersjö finns för närvarande ej att tillgå på marknaden.

Problemet med styrning av avfrostning är välkänt i branschen. Tidigare har endast mindre uteluftvärmepumpar installerats. Därmed har kostnaderna för styrutrustningen till avfrostningen haft en avgörande betydelse. När det handlar om värmepumpar i Fagersjöns storlek bör det bli aktuellt med en utveckling inom detta område.

Larm och övervakning

Under kapitel 9.2 tar vi upp larm och övriga indikeringar. Det är främst placeringen av dessa i maskinrummet som vi vänder oss mot samt att ingen kopiering av indikeringar till det befintliga kontrollrummet sker.

Anläggningen saknar helt utgående larm. Eventuellt kunde komplettering med telekommunikation vara en lämplig åtgärd.

7.9 Köldmedieläckage

Några större momentana köldmedieläckage i form av rörbrott, öppnande säkerhetsventiler etc har ej förekommit. Mot bakgrund av detta är det samtidigt svårt att avgöra hur stor mängd köldmedium som avgått genom mindre läckage. Detta på grund av att det är endast mängden påfyllt köldmedium som mäts.

Den påfyllda mängden är en kombination av läckage och serviceåtgärder under vilka köldmedium har avtappats eller läckt ut. Påfyllningen av köldmedium är ej heller knuten till läckage och serviceåtgärder på samma sätt som i mindre värmepumpar.

På grund av de stora köldmedievolymerna det här är fråga om i kombination med systemets uppbyggnad samt vätskeavskiljarens funktion som recipient, är värmepumpens funktion förhållandevis okänslig för variationer i köldmediemängden.

Nedan redovisade köldmediemängder gäller för hela det angivna årtalet och är ej knuten till utvärderingens 19 månader.

Tabell 7.1

År	Påfyllt	Totalt mängd
1984	2 x 500 kg	1 000 kg
1985	300 kg	300 kg
1986	0	0
1984-86		1 300 kg

Total köldmediefyllning i värmepumpen = 7 500 kg.

Den redovisade mängden för 1984 kan till viss del förklaras av att värmepumpen under första hälften av 1984 hade täta driftstopp på grund av föroreningar i oljesystemet. Detta resulterade i serviceåtgärder med ingrepp i köldmediesystemet. Värmepumpens oljesystem byggdes därefter om i 3:e kvartalet 1984. Dessa ingrepp har naturligtvis inverkat på köldmediemängden. Därtill skall läggas att intrimning av köldmediemängden kunde ske först under vinterförhållandena 1984.

Med beaktan av vad som ovan nämnts får köldmedieläcketaget fördelat över tre år anses som litet.

Sektionering

Köldmediesystemet hos Fagersjövärmepumpen är ett förhållandevis utspritt system vilket framgår av kapitel 2. Kompressorer, ekonomiser, vätskeavskiljare m m är placerade i förångarbyggnaden samt kondensatorerna i plan 2 i pannrumsbyggnad. Dessa komponenter förbinds med köldmedierör av varierande längd och dimension.

Vår uppfattning är att fler manuella ventiler för avstängning, förbigång och omkoppling borde vara införda i denna typ av värmepump med de köldmediemängder det här är fråga om. Vi är medvetna om att detta är en fråga om kostnader. Kostnaderna för ventiler och omkopplingsmöjligheter är mycket ringa i förhållande till anläggningens totala kostnadd. Därmed inverkar de mycket måttligt på anläggningens lönsamhet.

Kostnaderna för ventiler och omkopplingsmöjligheterna däremot kan få en stor inverkan vid upphandling, då ett konkurrensläge mellan flera anbud gäller. Vi kan för närvarande i detta avseende endast påpeka att beställaren bör vara observant och omge sig med kunniga anbudsutvärderare. Anbudslämnaren bör i sin tur göra beställaren observant på tänkbara skillnader mellan anbuden.

8 DRIFTERFARENHETER AV KRINGSYSTEMEN OCH DERAS KOMPONENTER

8.1 Inledning

En mycket starkt bidragande orsak till värmepumpens goda driftresultat i Fagersjö är fjärrvärmenätet och undercentralernas dimensionering och utformning.

Vikten av låga fjärrvärmepumpstemperaturer för en värmepumpinstallation kan ej nog poängteras. Förutom att höga returtemperaturer försämrar värmefaktorn kan det bli aktuellt att begränsa värmepumpens kapacitet och även stoppa den om returtemperaturerna blir för höga. Härmed kan värmepumpens tillgänglighet minska drastiskt. Detta beror således ej på värmepumpen i sig utan det är förutsättningarna inom vilka värmepumpen har sitt arbetsområde som förändras.

I Fagersjö har det aldrig varit aktuellt att under utvärderingsperioden begränsa eller stoppa värmepumpen på grund av höga fjärrvärmereturer. Därmed har värmepumpen kunnat vara i drift även extremt kalla dagar.

Fagersjö's fjärrvärmenät kännetecknas främst av låga temperaturnivåer, små temperaturdifferanser, höga flöden och korta distributionsvägar vilket är utomordentligt viktiga parametrar för en värmepump.

Förhållandet mellan panncentralens maximala effektleverans (4 500 kW) och flödet är ca 15 kW/m³ vilket motsvarar en maximal temperaturdifferans av ca 13°C. Vid jämförelse med de flesta fjärrvärmenät är detta extremt låga värden.

8.2 Panncentral

Panncentralen är påverkad av värmepumpen genom att man tagit utrymmen i anspråk. Funktionsmässigt är förändringarna få men väsentliga.

När värmepumpen ensam klarar av värmeleveransen är det den som varmhåller oljepannorna med sin framledningstemperatur på ca +55°C. Härmed minskar värmeförlusterna från oljepannorna.

När oljepannorna går in som spetslast varmhålls dessa av en intern termostat till ca +90°C.

Med hjälp av två shuntventiler som funktionsmässigt regleras i sekvens med värmepumparnas kapacitetsreglering, shuntas pannornas varma vatten ut i nätet vid behov.

Reglersekvensen har fungerat tillfredsställande. Det enda missöde som är nämnvärt inträffade när en av shuntventilerna släppte från ventilmotorn. Ventilen som är av

spjälltyp slog tvärt igen på grund av flödet och åstadkom därmed en tryckvåg i nätet. Tryckvägen förstörde en radiator och spräckte pumphuset till de pumpar som pumpar fjärrvärmevatten till värmepumpens oljekylare. Därmed blev värmepumpen stående ca 1 vecka i april 1986. Felet uppstod i redan beprövad teknik och har således inget med värmepumpen i sig att göra.

8.3 Fjärrvärmenät

Fjärrvärmenätet är utformat med stora rördimensioner vilket är en mycket viktig faktor vid värmepumpinstallationer. Nätet är därtill relativt kort varför pumparbetet kan hållas inom rimliga gränser.

En läcka uppstod i fjärrvärmenätet under sommarhalvåret 1985. Exakt när det började vet ingen med säkerhet. Mängden vatten som fick fyllas på i nätet ökade för varje månad. I september läckte 59 m³ vatten ut varför det beslutades om åtgärd. Läckan lokaliserades till Gräsandsvägen och är markerad med ett L i figur 2.2. I mitten av oktober byttes rören ut, de visade sig vara genomrostade utifrån.

I samband med läckan blev vi som utvärderar betänksamma. Kan det vara så att driftstrategin sommartid när fjärrvärmenätet används som ackumulator bidrar till att läckor uppstår? Temperaturvariationen (ca 10°C) innebär att nätet i någon mån utvidgar sig och krymper med en frekvens av ett par timmar. Vi har kontaktat ett flertal oberoende tekniker inom fjärrvärmeområdet. Enligt samstämmiga uppgifter från dessa, skall ett fjärrvärmenät normalt tåla dessa påkänningar under förutsättning att det är fackmässigt förlagt.

Fagersjös fjärrvärmenät saknar vattenbehandling. Enligt uppgift från Svenska Bostäder har även ett flertal rörbrott förekommit i nätet under 1970-talet. Okulärbesiktning av rörens insidor vid flera tillfällen har dock inte påvisat några synliga korrosionsangrepp.

8.4 Undercentraler

När det gäller värmepumpdrift är det fördelaktigare att undercentralerna saknar värmeväxling till radiatorkretsarna som i Fagersjö. Följaktligen är det fjärrvärmevatten ända ut i radiatorerna. Härmed slipper man den temperaturförlust som sker i värmeväxlare samt även kostnader i form av stora värmeväxlarytor som annars behövs för att minimera temperaturförlusterna.

Den uteblivna temperaturskillnaden drar man nytta av genom att hålla ner framledningstemperaturer i nätet. Fastigheterna som är byggda i början på 1960-talet har därtill stora radiatorytor och tillåter höga flöden,

vilket ger möjlighet till låga temperaturer i radiatorkretsarna.

Vi har kunnat konstatera att den gemensamma returtemperaturerna från höghusen är ca 1 till 2°C högre jämfört med den gemensamma returen från låghusen. Anledning till detta har vi ej undersökt eftersom temperaturskillnaden är liten och låghusdelen har det största flödet.

I Fagersjö är det tappvarmvattnet som bestämmer framledningstemperaturen större delen av året. Tappvarmvattnet värms i plattvärmväxlare. Som framgår av figur 2.3 passerar undercentralens totala flöde värmväxlaren först innan det distribueras ut till radiatorerna. Härmed prioriteras temperaturmässigt tappvarmvattnet samtidigt som det totala flödet garanterar en stor effekt vid störttappningar.

Det skall också nämnas att hyresgästerna i de berörda fastigheterna succesivt utsatts för en tillvänjning vid lägre tappvarmvattentemperatur. Till en början uppstod vissa klagomål som mera berodde på att tappvarmvattnets temperatur avvek från det man var van vid.

9 DRIFT OCH UNDERHÅLL

9.1 Människa - maskin

I Fagersjö har situationen varit lite speciell när det gäller värmepumpens handhavande. Den är därmed ej representativ för de flesta värmepumpar som installeras. Några av anledningarna till detta redovisas nedan.

Totalentreprenören har en mycket nära koppling till kylteknisk forskning. Totalentreprenören har dessutom haft ett mycket stort inflytande på värmepumpanläggningens tillkomst, utformning och färdigställande.

Totalentreprenören har slutit ett incitamentsavtal med beställaren beträffande värmepumpens drift och underhåll. Beställarens personal sköter den dagliga tillsynen inkl journalföringen och kallar totalentreprenören vid problem (se kapitel 3.6). Detta innebär att beställaren överlåtit driftsansvaret på totalentreprenören under hela utvärderingstiden, trots att beställaren övertagit anläggningen vid slutbesiktningen 1983 02 24.

Incitamentsavtal av detta slag har många fördelar när det gäller en komplicerad ny teknik. De innebär att beställarens driftpersonal får tid att lära sig anläggningen under en längre tid med fackkunnig ledning.

Generellt

Vi vill rent generellt nämna följande, vilket på intet sätt varit aktuellt i Fagersjö eftersom man där alltjämt tillämpar incitamentsavtal.

Det talas ofta om behov av ökad utbildning av driftpersonalen då det gäller värmepumpar vilket vi helt instämmer i. Den driftpersonal som har enbart positivt att säga om en värmepump och inget negativt att lägga i den andra vågskålen kan man misstänka är mindre välutbildad.

Ökad utbildning leder till ökade krav på driften från driftpersonalen, de blir medvetna om att allt alla gånger inte står rätt till. Detta är något som i grund och botten är positivt och vittnar om en ökad insikt hos driftpersonalen.

Tyvärr är det allt för vanligt att beslutsfattarna hos beställaren betraktar driftpersonalens synpunkter som besvärande och snarare ignorerar än uppsmuntrar dem.

När det gäller värmepumpar är själva värmepumpen hårdvaran, och driftpersonalen mjukvaran, för att göra liknelser med datavärlden. När det gäller datorer är de flesta på de klara med att en dator utan mjukvara inte kan åstadkomma så mycket. Tyvärr är denna uppfattning ej lika utbredd bland de ansvariga när det gäller värmepumpar varför även denna länk i den totala funktionskedjan bör ses över.

Inte sällan saknas pengar till att optimera driften. Kostnader som i sitt totala sammanhang skulle ge extremt hög ränta. Eftersom varje anläggning är unik är det väl optimistiskt att tro att enbart anläggningskostnaderna skall leda till en optimal funktion och lönsamhet för beställaren.

9.2 Byggnad och driftutrymmen

Värmepumpen i Fagersjö har byggts upp på ett minimum av utrymme i kombination med en befintlig panncentral. Platsbristen har därmed även satt sin prägel på värmepumpsbyggnaden.

Enligt de uppgifter vi erhållit har hela värmepump-anläggningens tillkomst stått och fallit med de små utrymmen man fått till förfogande. Anläggningen utgör närmast ett bevis för att det går att bygga en anläggning på detta minimum av utrymme.

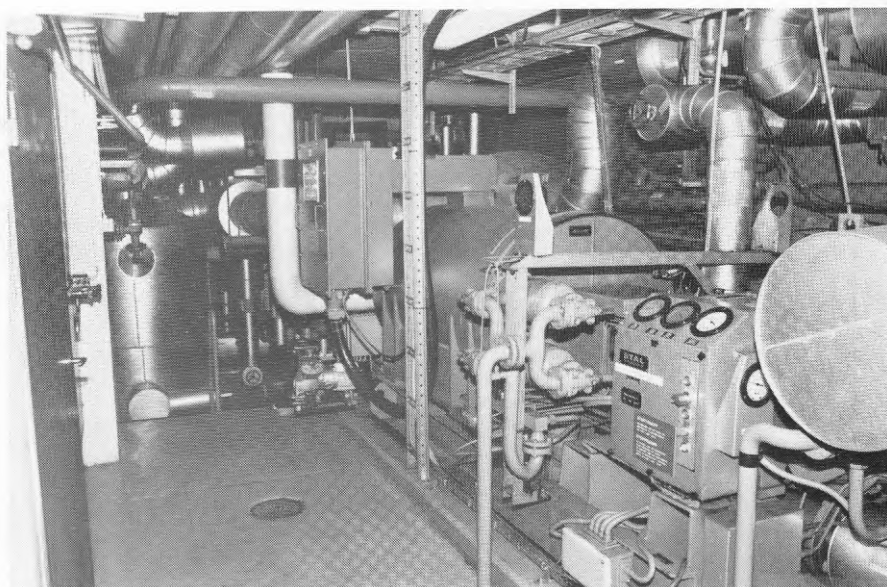
Vi känner onekligen en viss beundran för den uppfinningsriktighet som möjliggjort anläggningens tillblivelse. I normala fall skall man dock ha avsevärt bättre utrymmen för underhåll och utbyte.

Maskinrum

Som tidigare nämnts är maskinutrymmet litet. Kondensornerna har av platsbrist placerats två våningar upp i den befintliga panncentralen, med långa hetgas- och kondensatledningar som följd.

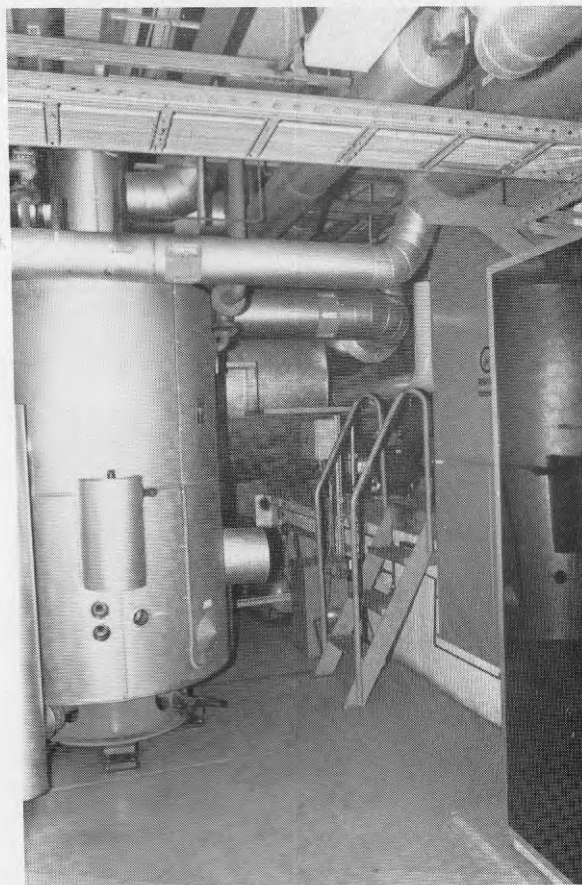
Kringutrustning i form av pumpar och högspänningsutrustning är placerad i panncentralens mellanplan.

Maskinrummet har två olika nivåer. På den övre nivån är kompressor B placerad (se figur 9.1). Ett byte av kompressor B eller dess elmotor innebär att kompressor A och dess motor måste demonteras. På grund av detta har man valt en driftstrategi som innebär att kompressor B körs mindre för att minimera slitaget. All form av lyftanordningar saknas.



Figur 9.1

Kompressor B placerad på den övre avsatsen i maskinrummet.



Figur 9.2 Exempel på de minimala utrymmena. Oljeavskiljaren till kompressor A till vänster och trappan till övre avsatsen rakt fram.

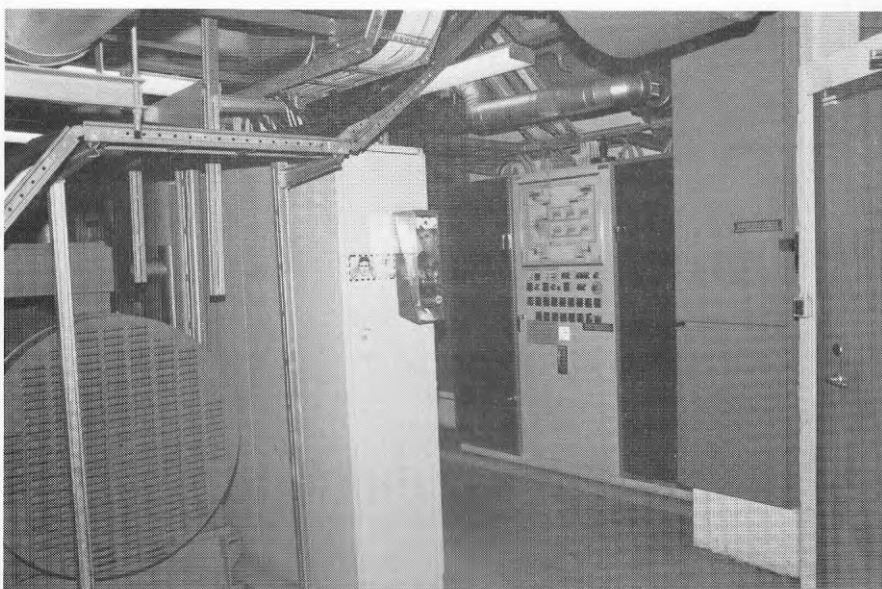
Kontrollrum

Värmepumpen har inget kontrollrum. All indikering och övervakning av värmepumpen sker direkt på styr- och övervakningsskåp i maskinrummet. Bullernivån omöjliggör all muntlig kommunikation. Papper och penna är det enda gångbara och vid diskussioner måste man lämna maskinrummet.

Det finns ett kontrollrum i panncentralen. I detta kan endast panncentralen övervakas och varken temperaturer, drift- eller larmindikeringar från värmepumpen överförs dit. Detta betraktar vi som mindre lyckat.

Ett bullerisolerat kontrollrum bredvid värmepumpens maskinrum borde ha kommit till utförande. Om ej detta var genomförbart på grund av utrymmesbrist, borde drift- och larmövervakning samt ett antal temperaturer kopierats över till det befintliga kontrollrummet.

Utgående larm från anläggningen saknas helt, varför vissa driftstopp av värmepumpen som inträffat i början av en helg ej uppmärksammats förrän efter helgen.



Figur 9.3 "Kontrollrummet". Kompressormotor A till vänster. Ovanför apparatskåpet till höger är ekonomiser A placerad. Endast några rör syns på bilden.

Personalutrymmen

För värmepumpen har inga nya personalutrymmen tillkommit.

De befintliga utrymmena består av mindre omklädningsrum, dusch och pentry och är från 1961 då panncentralen byggdes.

Förångarbyggnad

Som vi tidigare nämnt i kapitel 7.3 anser vi att förångarbyggnaden ur service- och underhållssynpunkt i flera avseenden är olyckligt utformad.

- 1 De vertikalt placerade luftintagen som samtidigt är placerade i marknivå medför att snö lätt följer med fram till förångarbatteriet. Ljudbafflarnas placering med smala utrymmen emellan försvårar städning och snöröjning. All snö och is måste bäras ut via ett varierande antal dörrar beroende av var man befinner sig.
- 2 Dörrarna i mellanväggarna som skiljer förångardelarna är placerade nära suggasledningen. Under vinterhalvåret bygger is och snö på suggasledningen varför dörrarna tidvis ej går att öppna utan hjälp av ishacka och spade.
- 3 De tolv fläktarna med motorer och mellanväxel är placerad ca 4 m över golv och är endast åtkomliga med hjälp av lös stege. Om de två bortre fläktarna (11 och 12) skall undersökas måste en 4 m lång stege bäras fram och åter genom tolv dörrar.

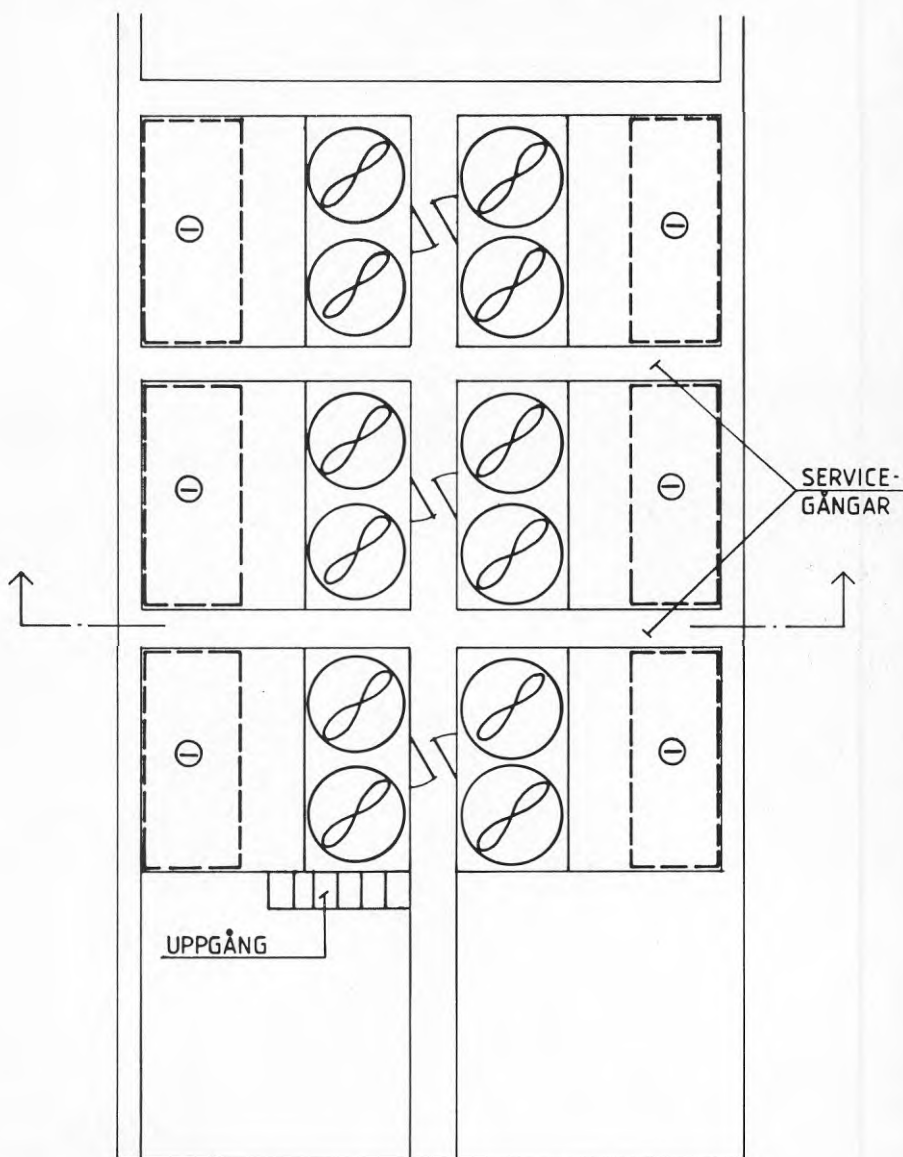


Figur 9.4

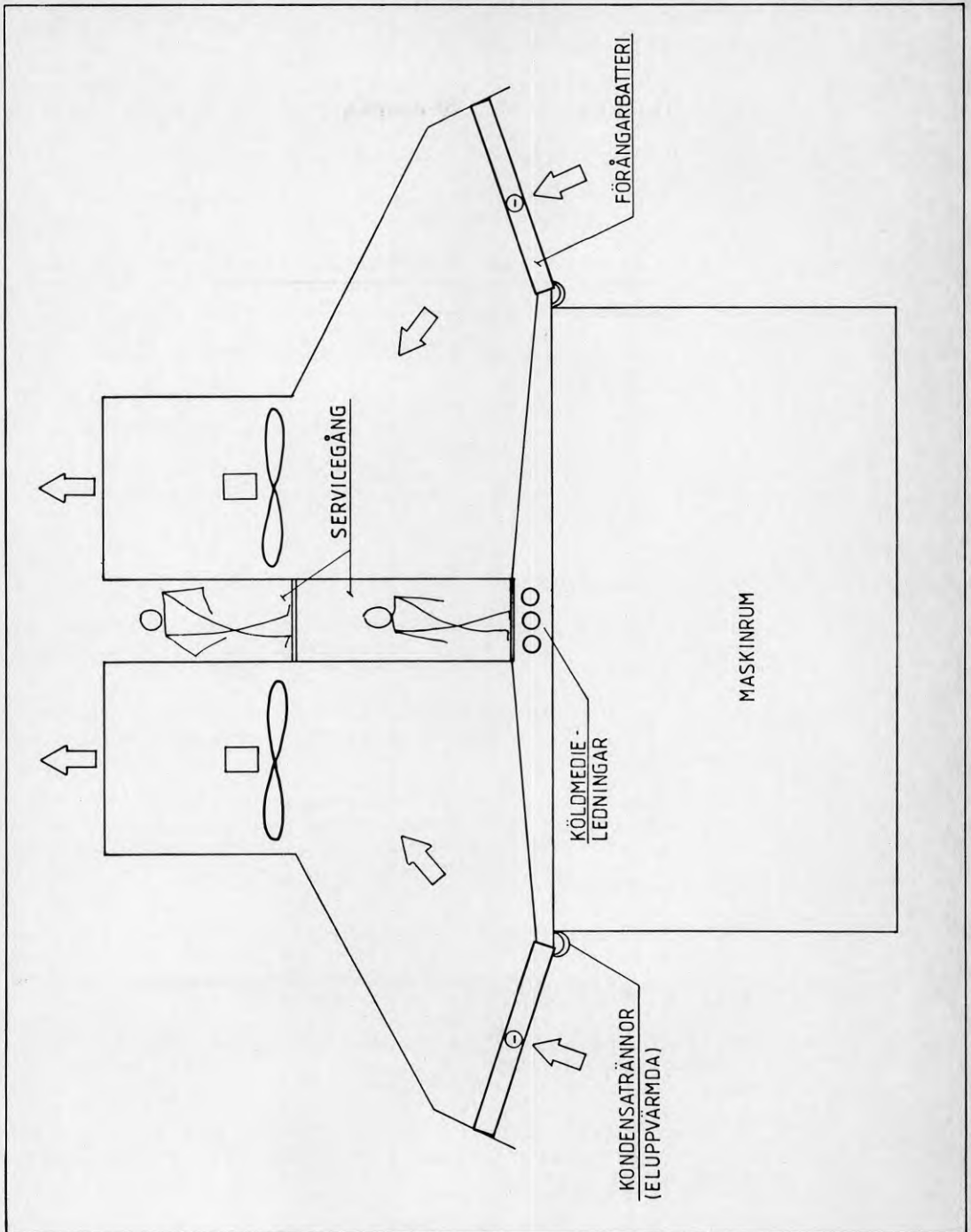
Förångardel med
ljudbafflar.

I en befintlig anläggning som Fagersjö är det svårt att åstadkomma mer än marginella förbättringar.

Istället bör service och underhåll beaktas på ett helt annat sätt vid projektering av framtida anläggningar. I figur 9.5 och 9.6 har vi skissat ett förslag till förångarbyggnad som innehåller ganska radikala förändringar.



Figur 9.5 Skiss visande förslag till förångarbyggnad, plan.



Figur 9.6

Skiss visande förslag till förångarbyggnad, sektion.

Vi anser att följande fördelar erhålls jämfört med den befintliga förångardelen i Fagersjö.

- o Mindre risk för att löv, skräp och snö skall fastna i batterierna genom att placera dessa ca 4 m ovan markplanet samt genom att tvinga luften passera batterierna nedifrån och upp.
- o Frost på batterierna kan inspekteras utifrån genom batteriernas placering.
- o Batteriernas snedställda placering underlättar fördelningen av köldmedievätska i dessa. (Se kapitel 7.3)
- o Inspektionsgång i två plan innebär flera fördelar:
 - Stegar behövs ej
 - Man kan lätt förflytta sig mellan olika förångardelar.
 - Endast passage av en dörr oavsett vilket utrymme som skall inspekteras.

9.3 Servicebehov

Vid en övergripande betraktelse får man nog anse att servicebehovet för denna anläggning varit förhållandevis lågt vilket även tillgängligheten vittnar om.

Vi vill i detta avseende påminna om komplexiteten i anläggningen som vida överstiger frånluftsvärmepumpar och värmepumpar för vatten/vatten.

Nämnas kan att i Fagersjö startas och stoppas tolv fläktar samt öppnas och stängs tolv ventiler i en bestämd sekvens vid varje avfrostning. Avfrostningarna sker dessutom med en till två timmars mellanrum under hela vinterhalvåret.

Visst har det funnits problem. I Fagersjö var det inte minst oljesystemet som på grund av föroreningar vållade problem. Detta var ett typiskt igångkörningsproblem som ledde till ombyggnad av oljesystemet.

Intrimning av styr och regler är också typiska igångkörningsproblem som kan ta ett år i anspråk innan alla olika uteluftstillstånd prövats.

Avfrostningen vållade till att börja med problem, men efter injustering har problemen uppträtt endast sporadiskt och i allt mindre omfattning.

10 EKONOMI

10.1 Inledning

Att beräkna lönsamheten för en större värmeproducerande anläggning ger upphov till en mängd frågeställningar. Finansieringsformer, skötsel- och underhållskostnader, energipriser (såväl för aktuell värmeanläggning som för alternativ värmeproduktion), ändrade energibehov med mera, skapar en komplex situation där det kan vara svårt att dra generella slutsatser om lönsamheten.

Om sedan elpriset är satt efter en tidstariff där energiavgiften varierar såväl över dygnet som över året och om värmepumpen dessutom utnyttjar uteluft som värmekälla, vilket innebär att värmefaktorn varierar med utetemperaturen, ett faktum som i sin tur påverkar utnyttjningstiden, då börjar man inse att det är svårt att på ett enkelt sätt redovisa lönsamheten så att resultaten är tillämpbart för andra liknande anläggningar.

Utvärderingen av Fagersjöprojektet omfattar perioden 84-10-01 - 86-04-30. För att i någon mån förenkla inverkan av ovan nämnda svårigheter har lönsamhetsberäkningen grundats på kalenderåret 1985.

Med den prisbild som gäller för olja och el idag stoppas värmepumpen under höglasstid på vintern (novembermars), dvs den period när elen är som dyrast. Detta gjordes inte under den utvärderade perioden. Vid lönsamhetsberäkning med dagens energipriser har utnyttjningstiden antagits vara densamma som under 1985.

Den aktuella anläggningen har till en del finansierats med experimentbyggnadslån från BFR. Eftersom detta är en för denna anläggning speciell förutsättning har vi valt att beräkna lönsamheten med en marknadsmässig kapitalkostnad.

Lönsamheten redovisas även i form av pay-offtid. Dessutom redovisas i diagramform hur lönsamheten förändras vid ändrade energipriser, annan utnyttjningstid samt vid variation av värmefaktorn.

10.2 Anläggningskostnad

Den totala investeringskostnaden har uppgått till 13,37 miljoner kronor vilket helt överensstämmer med beräknad investering enligt förprojekteringen (BFR R69:1985). Kostnaden gäller 1983 års priser.

Enligt förprojekteringen fördelas anläggningskostnaden på huvudkomponenterna enligt följande:

1	Värmepumpanläggning inkl förångare, fläktar, styr- och reglerutrustning samt ljuddämpningsanordning	7 200 000 kr
2.	Högspänningsanläggning	750 000 kr
3.	Mark- och byggnadsarbeten	1 800 000 kr
4.	Komplettering av värmeväxlare i undercentraler	700 000 kr
5.	VVS-installation i panncentralen	400 000 kr
6.	Övrig elinstallation	450 000 kr
7.	Detaljprojektering	300 000 kr
8.	Administration	<u>350 000 kr</u>
		11 950 000 kr
	Mervärdesskatt	<u>1 420 000 kr</u>
	Summa	13 370 000 kr

10.3 Energibesparing

I tabell 10.1 nedan visas levererad och använd energi i värmepumpanläggningen för kalenderåret 1985. Dessutom redovisas energianvändningen för samma period med korrigerade värden. Korrigeringen har gjorts enligt kapitel 5.1 med hänsyn både till det ökade värmebehovet 1985 och värmepumpens sämre driftförhållanden på grund av de låga utomhustemperaturerna.

Den energibesparing som gjorts i panncentralen beror, som tidigare nämnts, på att undercentraler (30 st) byggts om och ny reglerutrustning installerats. Detta har inneburit att fjärrvärmehöjderna sänkts vilket reducerat förlusterna. Dessutom varmhåller värmepumpen oljepannorna stora delar av året med lägre förluster som följd. Denna anpassning av panncentralen till värmepumpdrift har inneburit energibesparingar i sig förutom den del som direkt ersätts av energi från värmepumpen.

Tabell 10.1

År	Total värme- leverans, VP MWh (m3/olja)	Elför- bruk- ning VP MWh	Energi- besparing, VP MWh (m3/olja)	Energi- besparing, PC MWh (m3/olja)	Totalt ersatt olja- mängd MWh (m3/olja)
1985	12 715 (1 486)	5 828	6 887 (805)	2 000 (234)	14 715 (1 720)
Normal- år (enl tabell 5.3)	13 315 (1 556)	6 058	7 299 (853)	1 710 (200)	15 025 (1 756)

Värden inom parentes anger ersatt mängd olja. Oljepann-
centralens årsverkningsgrad är 80 %. Oljekvalitetet Eo4.

10.4 Energipriser

Under den utvärderade perioden (1985) var oljepriset mycket högt. För att ge en bättre bild av anläggningens lönsamhet har vi därför valt att beräkna denna vid två prisnivåer. Den ena är de energipriser som gällde 1985 och det andra alternativet är i dag (1987/88) gällande energipriser.

Elpriset grundas på högspänningstaxan. Då den rörliga energiavgiften varierar över dygnet och över året har ett genomsnittspris räknats fram. Detta snittpris inkluderar den fasta avgiften och är baserad på uppmätt månadsförbrukning och en beräknad fördelning av elförbrukningen under låglasttid respektive höglasttid enligt tabell 10.2.

Tabell 10.2

Månad	Elförbrukning, VP 1985		
	Höglasttid (MWh)	Låglasttid (MWh)	Totalt (MWh)
Januari	238	392	675
Februari	248	343	591
Mars	282	390	672
April	282	390	672
Maj	175	241	416
Juni	98	135	233
Juli	61	85	146
Augusti	66	92	158
September	170	234	404
Oktober	239	330	569
November	275	379	654
December	268	370	638

Detta ger ett rörligt genomsnittligt elpris på 23,8 öre/kWh inkl energiskatt för 1985. Med normalårskorrigerad energianvändning och 1987 års elpriser blir det rörliga energipriset 26,7 öre/kWh. I tabell 10.3 angivna elpriser inkluderar dessutom fast avgift samt effekt- och abonnemangavgifter utslagna på den årliga elanvändningen.

Oljepriset avser genomsnittspris för eldningsolja 4 för pannanläggningens ägare, Svenska Bostäder.

Tabell 10.3

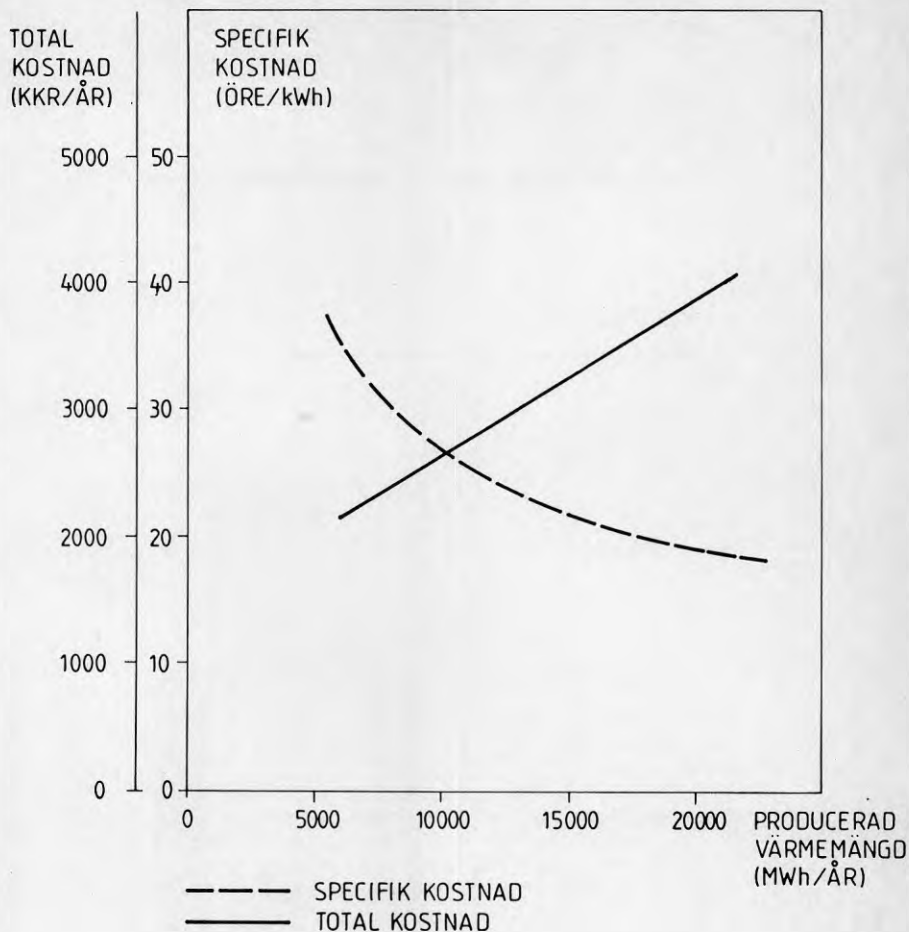
År	Energipriser	
	El (öre/kWh)	Olja (kr/m ³)
1985	28,2	2 250
1987/88	30,0	1 700

10.5 Kostnad för producerad värme

Den totala anläggningskostnaden uppgår till 13,37 miljoner kronor. Om realräntan sätts till 6% och med en avskrivningstid på 15 år fås en årlig kapitalkostnad av 1 377 kkr.

Enligt tabell 10.1 är elanvändningen för värmepumpen 6 058 MWh under ett normalår. Med elpriser enligt ovan (1987 års nivå) är den specifika kostnad under ett normalår 21,6 öre/kWh (inkl fasta avgifter för el).

I figur 10.1 framgår hur den totala och specifika kostnaden för producerad värme varierar med hur stor värmemängd som produceras under ett år.



Figur 10.1 Årlig totalkostnad samt specifik kostnad för producerad värme i värmepumpanläggningen.

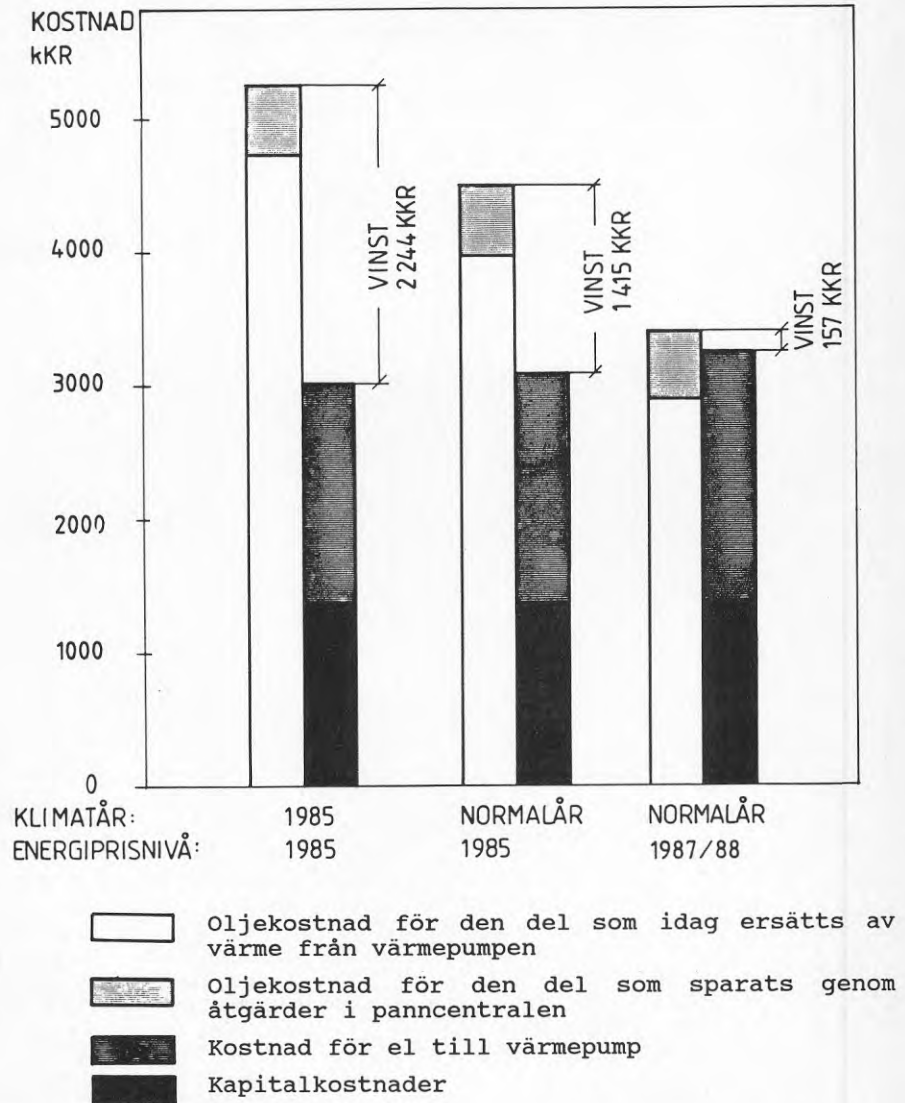
10.6 Lönsamhet

I den totala anläggningskostnaden ingår kostnader för de åtgärder som gjorts i panncentral och undercentraler som i sig ger en besparing. Då det ur den totala kostnaden inte går att urskilja vad som är kostnad för värmepumpen respektive övriga åtgärder har vi här valt att beräkna lönsamheten för den totala investering som gjorts i panncentralen. Denna ska alltså jämföras med den totala besparing som gjorts, se tabell 10.1.

Enligt ovan är den totala anläggningskostnaden 13,37 miljoner kronor vilket motsvarar en kapitalkostnad av 1 377 kkr/år.

Den totala ersatta oljemängden är 1 720 m³ olja för år 1985 och med energipriser enligt tabell 10.3 har kostnaderna minskat med 2 244 kkr för detta år. Med normalårskorrigerade värden och i dagens energiprisnivå är motsvarande besparing 157 kkr. Se även figur 10.2.

Oljepanncentralens årsmedelverkningsgrad har härvid satts till 80 %.



Figur 10.2 Lönsamhet vid värmepumpdrift jämfört med oljeeldning för de olika klimatåren och energipriserna.

10.7 Återbetalningstid

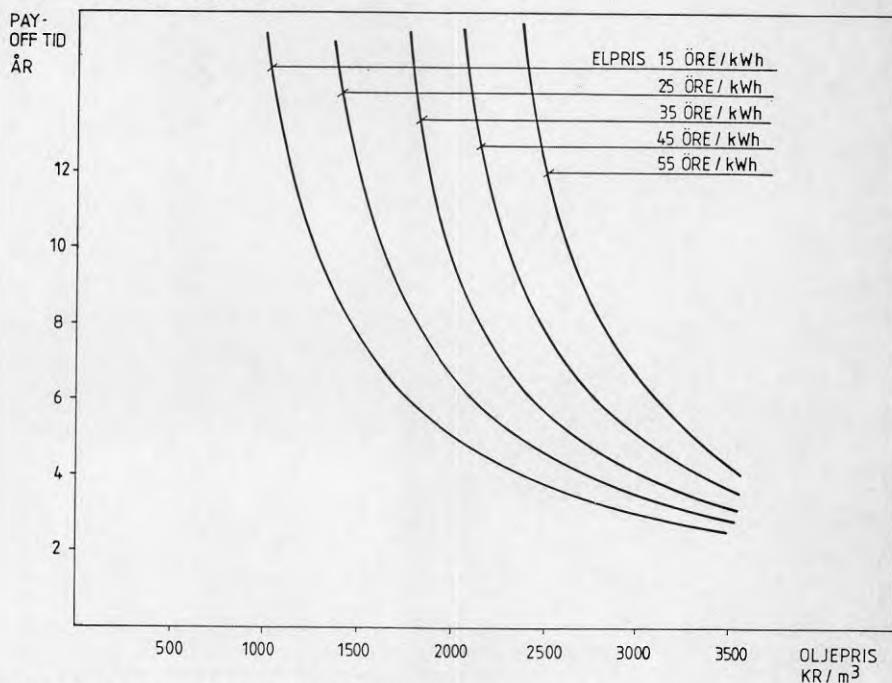
En rak pay-offtid, dvs kvoten investering/kostnadsbesparing, ger för de olika alternativen:

1	1985, verklig besparing 1985 års priser	6,0 år
2	Normalårsbesparing 1985 års priser	5,9 år
3	Normalårsbesparing prisnivå november 1987/88	11,9 år

Så som framgår av ovan redovisade värden och av figur 10.1, är anläggningens lönsamhet starkt avhängigt energipriserna. I figur 10.3 visas därför lönsamheten, i form av pay-offtid, för anläggningen som funktion av oljepris och elpris. Ur diagrammet kan förväntad lönsamhet för liknande anläggningar utläsas.

Figuren bygger på drift under ett helt normalår. Det går därför inte att utläsa vid vilka taxor under ett år det är ekonomiskt motiverat att stoppa värmepumpen. Ett stopp medför ju att producerad värmemängd minskar vilket i sin tur påverkar kostnaden för den producerade värmemängden, då den fasta kostnaden slås ut på en mindre värmemängd.

Av figuren framgår att pay-offtiden är starkt beroende av oljepriset. Däremot spelar elpriset mindre roll, åtminstone vid höga oljepriser.

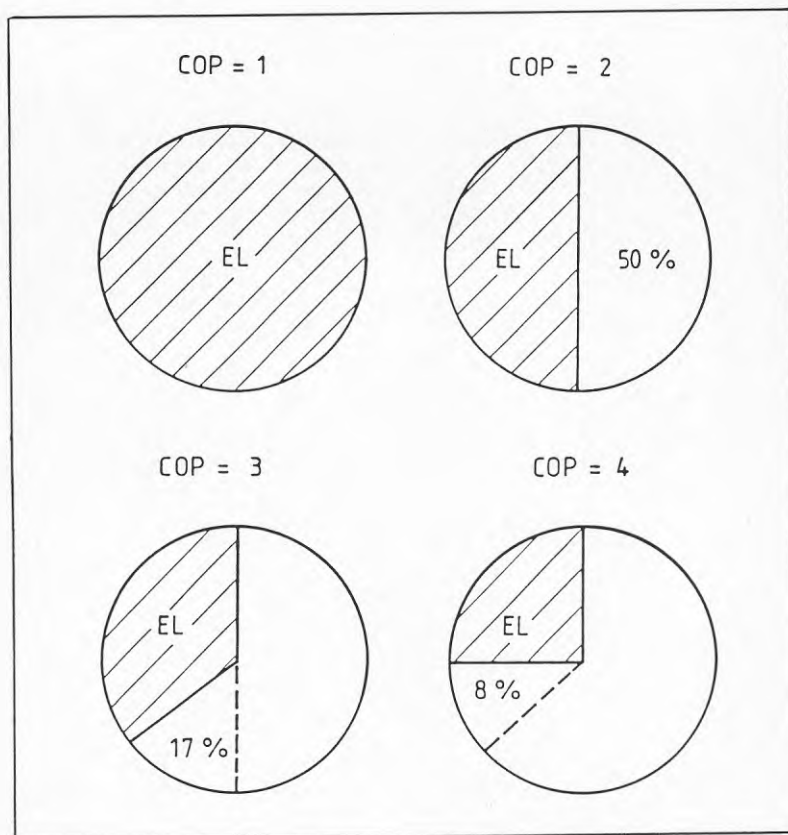


Figur 10.3 Återbetalningstid för anläggningen vid olika energipriser.

10.8 Inverkan på lönsamheten av varierande värmefaktor och utnyttjningstid

Som nämnts i detta kapitelns inledning påverkas en värmepumpanläggningens lönsamhet av en mängd faktorer som ofta påverkar varandra. En värmepumps effektivitet anges normalt med värmefaktorn.

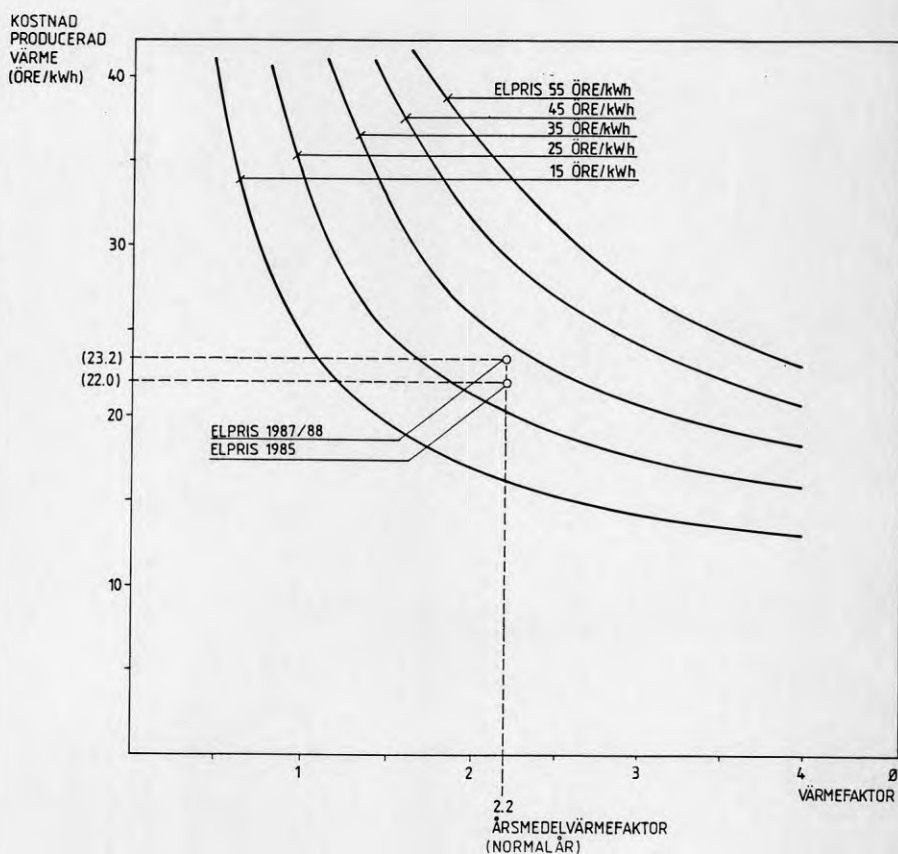
Värmefaktorn i sig är ett förhållande mellan två energimängder eller effekter och tar således ingen hänsyn till hur länge driften har varat. Inte ens en årsvärmefaktor säger något om hur länge eller under vilka betingelser driften varat. Dessutom är ej nyttan med en hög värmefaktor så stor som den först tycks vara. Om värmefaktorn ökar från 1 till 2 minskar andelen köpt energi till värmepumpen med 50 %. Om värmefaktorn ökar från 2 till 3 får man en ytterligare minskning med ca 17 % och vid en ökning från 3 till 4 av värmefaktorn blir den ytterligare minskningen 8 % (se figur 10.4).



Figur 10.4 Andelen köpt energi till värmepumpen vid olika värmefaktorer. Cirkelns area motsvarar värmepumpens levererade energi. Det skuggade området motsvarar värmepumpens tillsatsenergi, dvs el.

För en uteluftvärmepump varierar värmefaktorn med utetempe-
raturen. I figur 10.5 redovisas kostnaden för producerad
värme inkl kapitalkostnad för Fagersjöanläggningen som
funktion av värmefaktorn vid olika energipriser.

Diagrammet bygger på den utvärderade perioden då ut-
nyttjningstiden var ca 5 300 timmar (normalårskorrigerat).
Den fasta delen av värmeproduktionskostnaden (kapitalkost-
nad/energibesparing) är 9,2 öre/kWh.



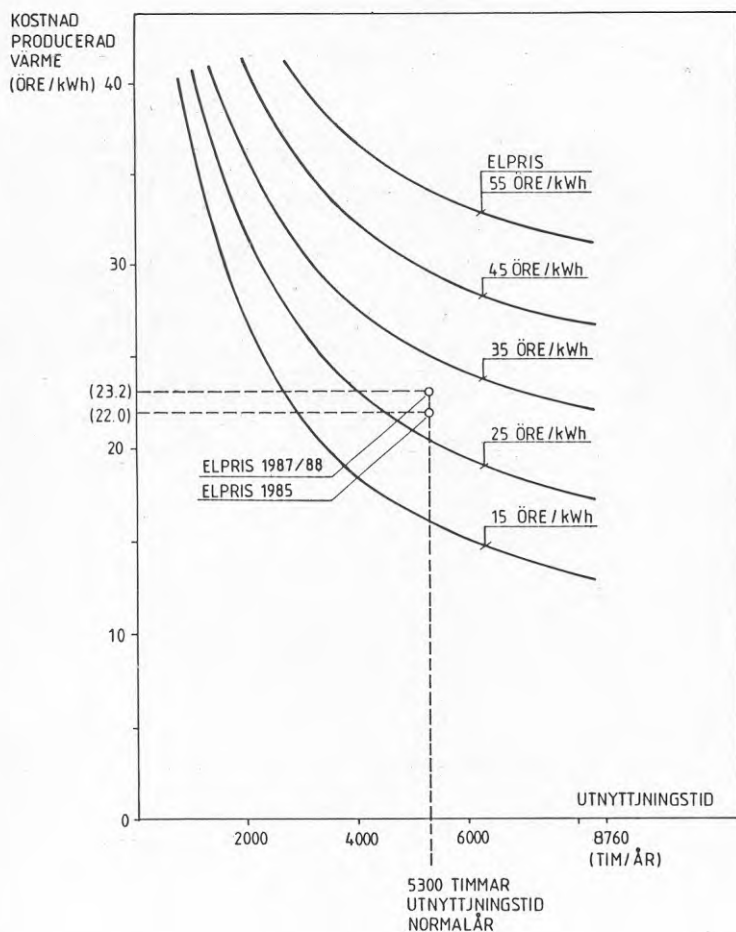
Figur 10.5 Anläggningens värmeproduktionskostnad beroende av värmefaktor och elpris. (Elpriset är ett genomsnittspris inkl fasta avgifter.)

Värmefaktorns beroende av utetemperaturer framgår av figur 5.17.

Utnyttjningstiden, definierad som årlig värmeenergi från värmepumparna/dimensionerande värmeeffekt, är naturligtvis mycket viktig för lönsamheten. Med uteluft som värmekälla påverkar låga utetemperaturer utnyttjningstiden men även driftavbrott av andra orsaker kan ge en låg utnyttjningstid.

Figur 10.6 visar hur värmeproduktionskostnaden för Fager-sjöanläggningen påverkas av utnyttjningstiden vid olika elpriser.

Årsmedelvärmefaktorn för anläggningen är 2.2. Den fasta delen av värmeproduktionskostnaden är 9,2 öre/kWh.



Figur 10.6 Värmeproduktionskostnad beroende av utnyttjningstid och elpris. (Elpriset är ett genomsnittspris inkl fasta avgifter.)

11 FÖRSLAG TILL FORTSATT UTVÄRDERING

Vi har via 19 månaders mätningar följt värmepumpen i Fagersjö. Även före mätningarna och efter dessa har vi haft en viss kännedom om anläggningen.

Enligt våra bedömningar är Fagersjövärmepumpen placerad i ett mycket stabilt och okomplicerat fjärrvärmesystem vilket möjliggjort drift ned till -24°C i utomhustemperaturen. Fjärrvärmenätet är ur alla aspekter mycket bra för värmepumpdrift men tyvärr mycket ovanligt.

Vi anser att Fagersjövärmepumpen fortsättningsvis bäst lämpar sig för rent kyltekniska mätningar. Anledningen till detta är det stabila fjärrvärmesystemet vilket är en god plattform för värmepumpdrift även vid extremt låga utetemperaturer.

Enkelheten i fjärrvärmesystemet gäller såväl rör- som styrtekniskt vilket i sin tur gör det mindre intressant för fortsatt utvärdering i kombination med värmepump.

Värmepumpens placering inom Stockholm och den knytning som redan tidigare finns med kylteknisk forskning vid KTH förstärker lämpligheten beträffande kyltekniska mätningar.

Vad som kanske kunde utprovas mer är:

- Flödesfördelningen av köldmediet i förångarna (se kapitel 7.3).
- Tryckfallsfördelning i sugledning från förångarbatte-
rier till kompressorinlopp, se punkt 7.2 sid 114.
- Dimensionering av köldmediepumpsystem med hänsyn
till kavitationsrisk och förångareprestanda som
ökar med köldmedieflödet, speciellt vid ojämn
fördelning.
- Optimala kastlängder på kallluft från förångarbatte-
rierna.
- Kapacitetsstyrning via economiser.
- Avfrostningsautomatik.

MÄTDATAHANTERING OCH MÄTNOGGRANNHET

Nedan redovisas beteckningar och index som används vid insamling och hantering av mätdata för utvärderingen.

Indexnummer och de adresser mätpunkterna har ute i anläggningen. De återfinns även på flödesschema bilaga 2.

Vi redovisar också hur medelvärden och beräknade värden hanterats. Mätfel redovisas där så erfordras som maximalt och sannolikt mätfel.

Förkortningar

Vissa förkortningar förekommer i tabellen nedan.

f	före
e	efter
HP	högtryck
MP	mellantryck
LP	lågtryck

Ex Temp fjärrv e oljek = temperaturen på fjärrvärmvattnet efter oljekylaren.

Ex Tryck R12 MP komp A = trycket på kölkmediet R12 vid mellantrycksporten för kompressor A.

<u>Index</u> nr	<u>Beteckning</u>	<u>Benämning</u>	<u>Mätnog-</u> <u>grannhet</u>	<u>Anm</u>
8	STL 900	Temp uteluft	± 0,1°C	
9	SRL 900	Fukt uteluft		2
11	STL 6011	Temp fjärrv retur	± 0,1°C	
12	STL 6012	Temp fjärrv retur	± 0,1°C	
13	STL 6013	Temp fjärrv retur	± 0,1°C	
14	STL 6021	Temp fjärrv från VP	± 0,1°C	
15	STL 6022	Temp fjärrv från VP	± 0,1°C	
16	STL 6023	Temp fjärrv från VP	± 0,1°C	
17	STV 603	Temp fjärrv f oljek	± 0,1°C	
18	STV 604	Temp fjärrv e oljek	± 0,1°C	
20	SFV 6012	Flöde fjärrv		3
23	STR 301	Temp R12 f förångare	± 0,5°C	
24	STR 302	Temp R12 e förångare 2	± 0,5°C	
25	STR 304	Temp R12 e förångare 4	± 0,5°C	
26	STR 306	Temp R12 e förångare 6	± 0,5°C	
27	STR 3081	Temp R12 samlingsrör	± 0,3°C	
28	STR 3082	Temp R12 samlingsrör	± 0,3°C	
31	SLY 301	Tid hetgasventil 2	± 20 S	4
32	SLV 303	Tid hetgasventil 4	± 20 S	4
33	SLV 304	Tid hetgasventil 6	± 20 S	4
34	SLV 321	Tid hetgasventil 1	± 20 S	4
35	SLV 323	Tid hetgasventil 3	± 20 S	4
36	SLV 325	Tid hetgasventil 5	± 20 S	4
37	SPR 301	Tryck vätskeavsk.		5
38	SHF 2011	Tid fläkt 1 50 %	± 20 S	4
39	SHF 2012	Tid fläkt 1 100 %	± 20 S	4
40	SHF 2021	Tid fläkt 2 50 %	± 20 S	4
41	SHF 2022	Tid fläkt 2 100 %	± 20 S	4
42	SHF 2031	Tid fläkt 3 50 %	± 20 S	4
43	SHF 2032	Tid fläkt 3 100 %	± 20 S	4
44	SHF 2041	Tid fläkt 4 50 %	± 20 S	4
45	SHF 2042	Tid fläkt 4 100 %	± 20 S	4
46	SHF 2051	Tid fläkt 5 50 %	± 20 S	4
47	SHF 2052	Tid fläkt 5 100 %	± 20 S	4
48	SHF 2061	Tid fläkt 6 50 %	± 20 S	4
49	SHF 2062	Tid fläkt 6 100 %	± 20 S	4
50	SHF 2211	Tid fläkt 7 50 %	± 20 S	4

<u>Index</u> nr	<u>Beteckning</u>	<u>Benämning</u>	<u>Mätnog-</u> <u>grannhet</u>	<u>Anm</u>
51	SHF 2212	Tid fläkt 7 100 %	± 20 S	4
52	SHF 2221	Tid fläkt 8 50 %	± 20 S	4
53	SHF 2222	Tid fläkt 8 100 %	± 20 S	4
54	SHF 2231	Tid fläkt 9 50 %	± 20 S	4
55	SHF 2232	Tid fläkt 9 100 %	± 20 S	4
56	SHF 2241	Tid fläkt 10 50 %	± 20 S	4
57	SHF 2242	Tid fläkt 10 100 %	± 20 S	4
58	SHF 2251	Tid fläkt 11 50 %	± 20 S	4
59	SHF 2252	Tid fläkt 11 100 %	± 20 S	4
60	SHF 2261	Tid fläkt 12 50 %	± 20 S	4
61	SHF 2262	Tid fläkt 12 100 %	± 20 S	4
62	STL 201	Temp luft f förång 2	± 0,1°C	
63	STL 203	Temp luft f förång 6	± 0,1°C	
74	SEE 301	Elenergi kompr A + övrigt		6
75	SEE 302	Elenergi kompr B		6
76	SEE 901	Elenergi övrigt		7
77	SHP 605	Tid pump P5	± 20 S	4
79	ATV 6021	Temp fjärrv e kond. A	± 0,1°C	
80	ATV 6022	Temp fjärrv e kond A	± 0,1°C	
81	ATR 301	Temp R12 LP kompr A	± 0,3°C	
82	ATR 303	Temp R12 MP kompr A	± 0,1°C	
83	ATR 304	Temp R12 HP kompr A	± 0,1°C	
84	ATR 305	Temp R12 f kond A	± 0,1°C	
85	ATR 306	Temp R12 e kond A	± 0,1°C	
86	ATR 308	Temp R12 e ekonomiser A	± 0,1°C	
87	APR 301	Tryck R12 LP kompr A		5
88	APR 303	Tryck R12 MP kompr A		5
89	APR 304	Tryck R12 HP kompr A		5
90	ALL 301	Slidläge kompr A	± 5 %	
91	AHK 301	Tid kompr A	± 20 sek	4
93	BTV 6021	Temp fjärrv e kond B	± 0,1°C	
94	BTV 6022	Temp fjärrv e kond B	± 0,1°C	
95	BTR 301	Temp R12 LP kompr B	± 0,3°C	
96	BTR 303	Temp R12 MP kompr B	± 0,1°C	
97	BTR 304	Temp. R12 HP kompr B	± 0,1°C	
98	BTR 305	Temp R12 f kond. B	± 0,1°C	
99	BTR 306	Temp R12 e kond. B	± 0,1°C	

<u>Index</u> <u>nr</u>	<u>Beteckning</u>	<u>Benämning</u>	<u>Mätnog-</u> <u>granNhet</u>	<u>Anm</u>
100	BTR 308	Temp R12 e ekonomiser B	± 0,1°C	
101	BPR 301	Tryck R12 LP kompr B		5
102	BPR 303	Tryck R12 MP kompr B		5
103	BPR 304	Tryck R12 HP kompr B		5
104	BLL 301	Slidläge kompr B	± 5 %	
105	BHK 301	Tid kompr B	± 20 S	4
107	FVT 601	Temp fjärrv retur höghus	± 0,1°C	
108	FVT 603	Temp fjärrv retur låghus	± 0,1°C	
109	FVT 6041	Temp fjärrv framledning	± 0,1°C	
110	FVT 6042	Temp fjärrv framledning	± 0,1°C	
111	FVT 6043	Temp fjärrv framledning	± 0,1°C	
125	FFO 601	Oljemängd panna 1	± 0,5 %	
126	FFO 602	Oljemängd panna 2	± 0,5 %	
127	FFO 603	Oljemängd panna 3	± 0,5 %	
138	STV 6010	Temp fjärrv retur	± 0,1°C	1
139	STV 6020	Temp fjärrv från VP	± 0,1°C	1
140	ATV 6020	Temp fjärrv e kond A	± 0,1°C	1
141	BTV 6020	Temp fjärrv e kond B	± 0,1°C	1
142	FTV 6040	Temp fjärrv framledning	± 0,1°C	1
143	AQV 600	Energi kond A		1
144	BQV 600	Energi kond B		1
145	SQV 600	Energi värmepump		1

Anmärkningar

- 1 Beräknade värden, se nedan.
- 2 Fuktgivaren har vid ett flertal tillfällen visat sig otillförlitlig.
- 3 Flödesmätaren var kalibrerad från fabrik före leverans.
1987 08 05 demonterades flödesmätaren och kontrollerades genom mätcentralens försorg. Den uppvisade då en mätavvikelse på $\leq 0,4 \%$.
- 4 Tidsavvikelsen 20 S är ej relaterad till mättidens längd. Oavsett om det är 30 S, 3 600 S eller ett år som skall mätas är mätavvikelsen inom ± 20 S.
- 5 Tryckgivarna har i samband med långtidsmätningar uppvisat högst varierande avvikelser på grund av vibrationer.
Det är endast direkt efter kalibrering i samband med intensivmätningar som vi vågat lita på tryckgivarna.
- 6 Elmätarna är kalibrerade av Stockholms Energi-
verk.
Maximalt mätfel inkl ström- och spänningstransformator = $\pm 3 \%$.
Sannolikt mätfel = $\pm 1,4 \%$.
- 7 Elmätarna är kalibrerade av Stockholms Energi-
verk.
Maximalt mätfel inkl strömtransformator =
 $\pm 2,5 \%$.
Sannolikt mätfel = $\pm 1,4 \%$.

Mätavvikelser hos beräknade värden

Mätfelen nedan redovisas som maximalt mätfel och sannolikt mätfel.

Maximala mätfelet redovisas som summan av ingående mätavvikelser.

$a + b + c + n =$ maximalt mätfel.

Sannolika mätfelet är beräknat ur:

$$\sqrt{a^2 + b^2 + c^2 + n^2} = \text{Sannolikt mätfel}$$

<u>STV 6010</u>	Index 138	Temp fjärrvärmeretur
STV 6010 =	$\frac{\text{STV 6011} + \text{STV 6012} + \text{STV 6013}}{3}$	

Maximalt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$
 Sannolikt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$

<u>STV 6020</u>	Index 139	Temp fjärrvärme från VP
STV 6020 =	$\frac{\text{STV 6021} + \text{STV 6022} + \text{STV 6023}}{3}$	

Maximalt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$
 Sannolikt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$

<u>ATV 6020</u>	Index 140	Temp fjärrvärme efter kond A
ATV 6020 =	$\frac{\text{ATV 6021} + \text{ATV 6022}}{2}$	

Maximalt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$
 Sannolikt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$

<u>BTV 6020</u>	Index 141	Temp fjärrvärme efter kond B
BTV 6020 =	$\frac{\text{BTV 6021} + \text{BTV 6022}}{2}$	

Maximalt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$
 Sannolikt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$

FTV 6040 Index 142 Temp fjärrvärme framledning

$$\text{FTV 6040} = \frac{\text{FTV 6041} + \text{FTV 6042} + \text{FTV 6043}}{3}$$

Maximalt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$

Sannolikt mätfel: $\pm 0,1^\circ\text{C}$

AQV 600 Index 143 Energi kondensor A

$$\text{AQV 600} = (\text{AQV 6020} - \text{STV 6010}) \times \text{SFV 6011} - 1,147$$

Maximalt mätfel: $\pm 6,7 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 5,8 \%$

$$\text{Anmärkning: Faktorn } 1,147 = \frac{4,13}{3,6} = \frac{988 \times 4,18}{3 \ 600}$$

$$\begin{aligned} \text{Vatten } 50^\circ\text{C:} &= 988 \text{ kg/m}^3 \\ C_p &= 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

BQV 600 Index 144 Energi kondensor B

$$\text{BQV 600} = (\text{BTV 6020} - \text{ATV 6020}) \times \text{SFV 6011} - 1,147$$

Maximalt mätfel: $\pm 6,7 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 5,8 \%$

SQV 600 Index 145 Energi från värmepump

$$\text{SQV 600} = (\text{STV 6020} - \text{ATV 6010}) \times \text{SFV 6011} - 1,147$$

Maximalt mätfel: $\pm 3,9 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 3,0 \%$

FQV tot Index - Total energileverans från panncentral

$$\text{FQV tot} = (\text{FTV 6040} - \text{STV 6010}) \times \text{SFV 6011} \times 1,147$$

Maximalt mätfel: $\pm 3 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 2,2 \%$

Värmeleverans oljepanna Index -

$$\text{Värmeleverans OP} = \text{FQV tot} - \text{SQV 600}$$

Maximalt mätfel: $\pm 3,9 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 3,0 \%$

Värmeleverans oljekylare Index -

$$\text{Värmeleverans oljekylare} = \text{SQV 600} - (\text{AQV 600} + \text{BWV 600})$$

Maximalt mätfel: $\pm 6,7 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 5,8 \%$

Driftmedeleffekt kompr A Index -

$$\text{Driftmedeleffekt kompr A} = \frac{\text{AQV 600}}{\text{AHK 301}}$$

Maximalt mätfel: $\pm 6,7 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 5,8 \%$

Driftmedeleffekt kompr B Index -

$$\text{Driftmedeleffekt kompr B} = \frac{\text{BOV 600}}{\text{BHK 301}}$$

Maximalt mätfel: $\pm 6,7 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 5,8 \%$

COP tot Index -

$$\text{COP tot} = \frac{\text{SQV 600}}{\text{SEE 301} + \text{SEE 302}}$$

Maximalt mätfel: $\pm 6,9 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 3,4 \%$

COP kompr Index -

$$\text{COP kompr} = \frac{\text{SQV 600}}{\text{SEE 302} + \text{SEE 301} - \text{SEE 901}}$$

Maximalt mätfel: $\pm 6,9 \%$

Sannolikt mätfel: $\pm 3,4 \%$

COP kompr A Index -

$$\text{COP kompr A} = \frac{\text{AOV 600}}{\text{SEE 301} - \text{SEE 901}}$$

Maximalt mätfel: ± 9,7 %

Sannolikt mätfel: ± 7,4 %

COP kompr B Index -

$$\text{COP kompr B} = \frac{\text{BQV 600}}{\text{SEE 302}}$$

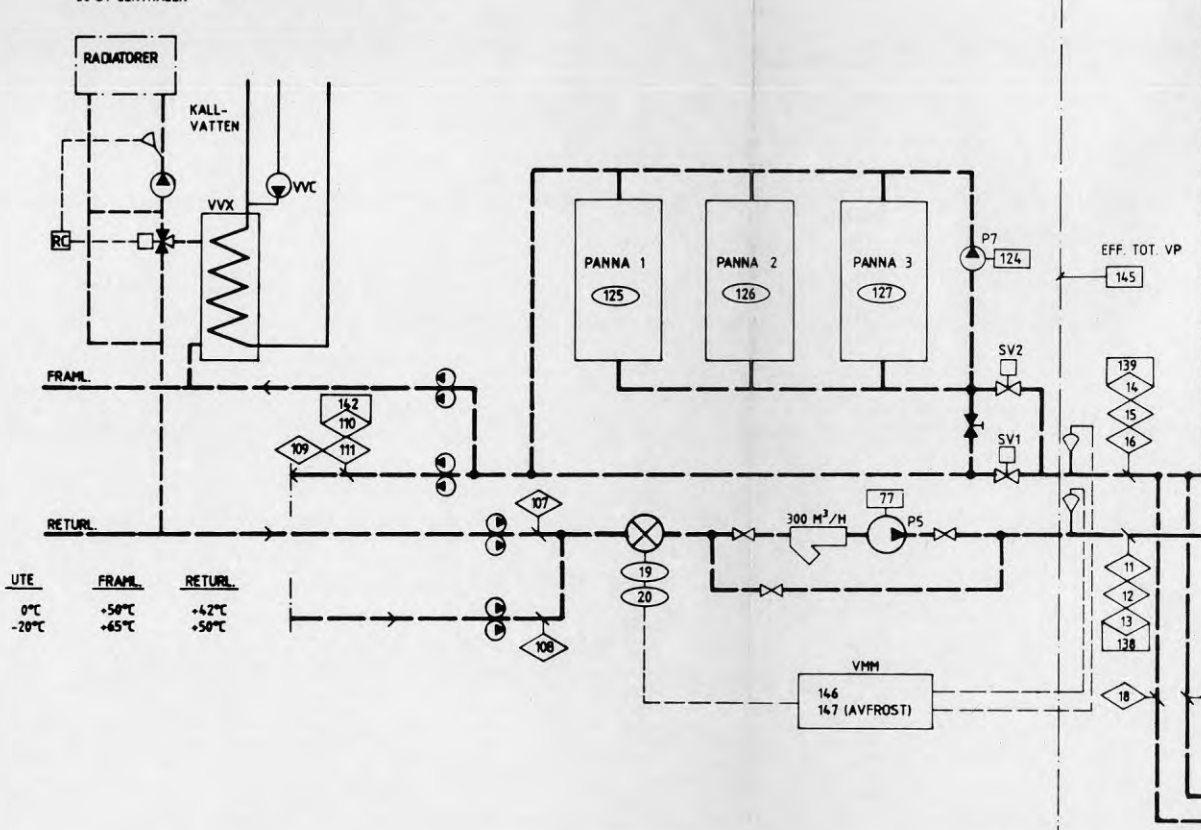
Maximalt mätfel: ± 9,7 %

Sannolikt mätfel: ± 7,4 %

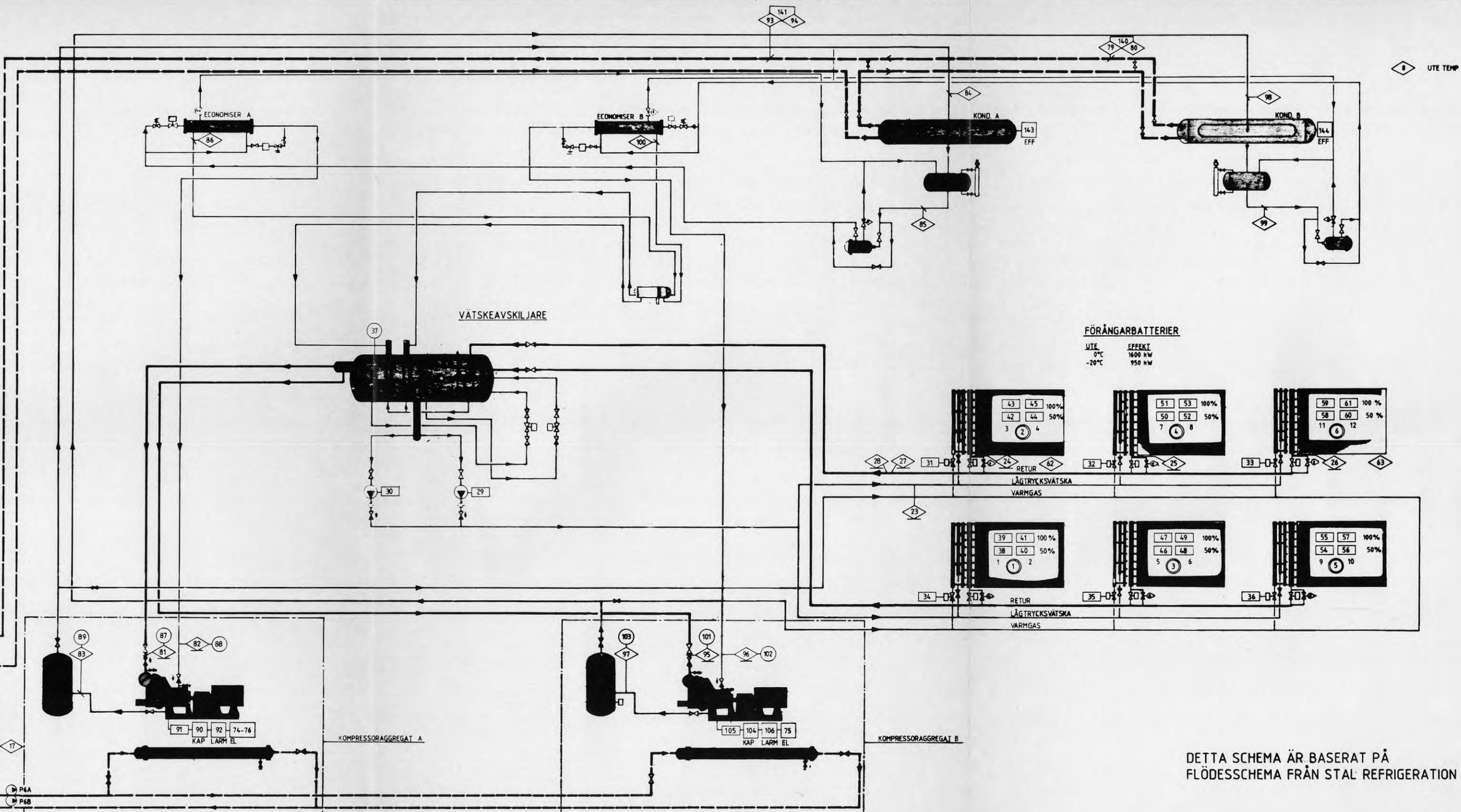
MÄTGIVARE (MCE)

- ◇ SYMBOL FÖR TEMPERATUR
- ◻ SYMBOL FÖR TEMPERATUR, MEDELVÄRDE
- ◻ SYMBOL FÖR TID
- SYMBOL FÖR TRYCK
- ◻ SYMBOL FÖR FLÖDE
- ◻ SYMBOL FÖR ÖVRIGT

TOTALT I HÖG- OCH LÅGHUS
30 ST CENTRALER

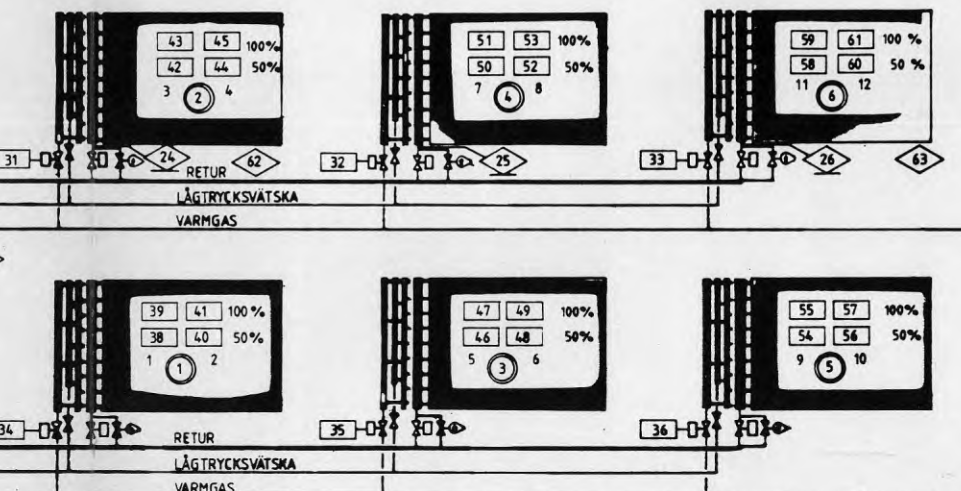


UTE	FRAML	RETUR
0°C	+50°C	+42°C
-20°C	+65°C	+50°C



FÖRÅNGARBATTERIER

UTE	EFFEKT
0°C	1600 kW
-20°C	950 kW



DETTA SCHEMA ÄR BASERAT PÅ
FLÖDESSCHEMA FRÅN STAL REFRIGERATION

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 830859-5
från Statens råd för byggnadsforskning till
Scandiaconsult AB, Stockholm.

R39: 1989

ISBN 91-540-5042-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6709039

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst,
171 88 Solna

Cirka pris: 63 kr exkl moms