



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

R109:1988

REF/SOL

Uteluftvärmepump i Kungälv
Utvärdering av två års drift

Stefan Aronsson
Per-Erik Nilsson
Viveka Olving

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plad *Sel*

Bygghforskningsrådet

R109:1988

UTELUFTVÄRMEPUMP I KUNGÄLV

Utvärdering av två års drift

Stefan Aronsson
Per-Erik Nilsson
Viveca Olving

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 840475-2
från Statens råd för byggnadsforskning till CTH, Avd för
installationsteknik, Göteborg.

REFERAT

Syftet med detta projekt är att bedöma den studerade anläggningstypens värmetekniska och ekonomiska värde i praktisk drift.

Den stora uteluftvärmepumpen har med hjälp av ingående datoriserade mätningar studerats under två års tid. Under det första mätåret var driften mycket problemfylld med mängder av driftbortfall och bortfall av mätdata. Därför är det i stor utsträckning det andra mätåret som ligger till grund för utvärderingen.

Värmepumpen, vilken arbetar med direktförångning, är dimensionerad för att avge värmeeffekten 3.2 MW vid utetemperaturen +10°C.

Värmelastens maximala effektbehov uppgick till ca 10 MW under det andra mätåret, medan värmeenergiebehovet under samma period uppgick till ca 31 000 MWh.

När värmepumpen är i drift fungerar den i stort enligt projekterade data, men de många driftavbrotten drar ner värmepumpens värmetäckningsgrad från möjliga dryga 50 %, till ca 40 % under det andra mätåret.

Årsvärmefaktorn blev det andra mätåret 2.38, vilket stämmer väl överens med teoretiska studier gjorda i rapporten.

Ur ljudsynpunkt har anläggningen fungerat mycket väl. Inget störande buller avges till omgivningen då anläggningen är i drift.

Värmepumpen inklusive byggnad och kringutrustning kostade 17 MSEK att bygga 1984.

Studeras den kortsiktiga marginalkostnaden under det andra mätåret, visar det sig att det är ekonomiskt tveksamt om anläggningen överhuvudtaget borde ha varit i drift då.

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.

R109:1988

ISBN 91-540-4984-9

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1988

INNEHÅLL

FÖRORD

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

SAMMANFATTNING		1
1	INLEDNING	3
2	PROJEKTBESKRIVNING	5
2.1	Upphandling och entreprenad	5
2.2	Garantier	6
2.3	Besiktningar	6
3	ANLÄGGNINGENS UTFORMNING OCH FÖRVÄNTADE FUNKTION	7
3.1	Värmepumparna	11
	Kapacitetsreglering	13
	Oljesystemet	15
	Avfrostning av förångare	17
3.2	Oljepannorna	20
3.3	Undercentralerna	20
4	MÄTNINGAR	23
4.1	Uppmätta storheter	23
4.2	Mätutrustning	25
4.3	Brister i elmätningen	25
5	RESULTAT AV MÄTNINGARNA	29
5.1	Hela värmeanläggningen	29
5.2	Värmepumparna	35
5.3	Utetemperaturberoende storheter	46
5.4	Normalårskorrigerigering	52
5.5	Buller	55
6	TEORETISKA STUDIER AV VÄRMEPUMPANLÄGGNINGEN	56
6.1	Förutsättningar	56
6.2	Resultat av teoretiska studier	59
7	EKONOMI	60
7.1	Kostnadssammanställning	61
7.2	Finansiering	62
7.3	Finansieringskalkyl	63
7.4	Investeringskalkyl	67
7.5	Kortsiktig marginalkostnad	71

8	DRIFTPROBLEM	74
	REFERENSER	78
BILAGA 1	Problem vid elmätningen	79
BILAGA 2	Parametrar för styrdator	82
BILAGA 3	Beskrivningsfil	85
BILAGA 4	Fotografisk dokumentation	87

FÖRORD

Avdelningen för Installationsteknik, Chalmers tekniska högskola, har haft ansvar för mätprogram, driftuppföljning och utvärdering av uteluftvärmepumpen i Komarken, Kungälv.

Det praktiska arbetet med projektet har inom avdelningen kommit att delas upp på följande vis:

Viveca Olving, numera Bengt Dahlgren AB, Göteborg, har medverkat i projektet under projekteringsfasen och då utformat mätprogrammet. Vidare har Olving under utvärderingstiden ansvarat för Installationstekniks projektmedverkan och i samband med det redovisat delresultat i två delrapporter till BFR samt i tidskriften VVS & Energi skrivit en artikel om anläggningen.

Stefan Aronsson och Per-Erik Nilsson har tagit fram och sammanställt dels data från mätningarna, dels grundmaterial som beskriver anläggningens funktion och utformning.

Även bearbetningen av detta material och utarbetandet av denna slutrapport, har utförts av Aronsson och Nilsson.

Mätcentralen för energiteknisk byggnadsforskning vid Chalmers, MCTH, har ansvarat för mätsystem och mätningar med insamling av mätdata.

I samband med sammanställningen av rapporten har hjälp erhållits från olika håll varför tack riktas till:

- Leif Nilsson och Kjell Schroeder, MCTH, författare till bilaga 1.
- Kjell Ohlsson, Ivar Ohlssons Ing.byrå.
- Erling Svensson, HSB Kungälv.
- Nils Kronberg, stiftelsen Kungälvbostäder.
- Lena Rosenblad, avd för Installationsteknik, CTH.
- Övriga kollegor vid avdelningen.

Göteborg, augusti 1988

Stefan Aronsson Per-Erik Nilsson Viveca Olving

SAMMANFATTNING

Den stora uteluftvärmepumpen i Komarken, Kungälv, försörjer tillsammans med en oljeeldad panncentral via ett fjärrvärmesystem ca 2000 lägenheter, ett par skolor och ett köpcentrum med värme. Fjärrvärmesystemet är uppbyggt med undercentraler, i vilka dels värme direkt shuntas över till de anslutna byggnadernas värmesystem, dels varmvattenberedning sker.

Värmepumpen är dimensionerad för att avge värmeeffekten 3,2 MW vid utetemperaturen +10 °C. Vid denna utetemperatur skall den enligt projekteringsförutsättningarna ensam kunna leverera värme som motsvarar effektbehovet för värme och tappvarmvatten. Vid 0 °C utetemperatur skall värmepumpen kunna avge 2,6 MW värmeeffekt, förutsatt att den erforderliga framledningstemperaturen i fjärrvärmesystemet inte samtidigt överstiger 65 °C. Detta gäller då det inte samtidigt pågår avfrostning av förångarna.

Årsvärmefaktorn skall vara 2,6 och värmepumpens andel av den totala värmeproduktionen skall vara ca 53 % enligt projektören.

Mätningar utfördes under två år:

- Mätår 1 februari 1985 - januari 1986
- Mätår 2 februari 1986 - januari 1987.

Under det första mätåret var driften mycket problemfylld med många driftavbrott och bortfall av mätdata. Driften det andra året gick betydligt bättre varför resultaten från detta år ger en mer rättvisande bild av värmepump-anläggningen. Därför är det i första hand detta andra år, eller i stort driftåret 1986, som lagts till grund för utvärderingen. Även under detta andra mätår förekom dock en hel del driftstörningar.

Värmelastens maximala effektbehov uppgick till ca 10 MW under det andra mätåret, medan värmeenergibehovet under samma period uppgick till ca 31 000 MWh.

I samband med utvärderingen har gjorts en teoretisk studie av värmepump-anläggningens funktion och prestationsförmåga. Denna visar att årsvärmefaktorn bör bli ca 2,4. Mätresultaten från det andra mätåret visar att

Årsvärmefaktorn det året blev 2,38. Årsvärmefaktorn är således lägre än det vid projekteringen förväntade värdet 2,6. Orsaken till denna överskattning syns ligga i att elbehovet för all kringutrustning till värmepumpen underskattats.

Den teoretiska studien visar att värmepumpens andel av den totala värmeproduktionen bör ligga mellan 50 och 55 %. Detta stämmer väl med det i samband med projekteringen framtagna värdet 53 %. Den uppmätta värmeproduktionen är emellertid betydligt lägre; under andra mätåret var värmepumpens andel endast ca 40 %.

Den låga värmetäckningsgraden vid verklig drift beror inte på någon enstaka händelse, eller på någon speciell brist i anläggningen. Den är ett resultat av en totalt sett komplicerad utformning, som i sig ger många risker för driftstörningar. Bland annat finns ett stort antal rörliga komponenter, som till exempel magnetventiler och motorventiler för styrning av avfrostning och delastdrift. Många driftstopp har berott på att någon av dessa komponenter slutat fungera eller fungerat fel.

Ur ljudsynpunkt har anläggningen fungerat mycket väl. Inget störande buller avges till omgivningen då anläggningen är i drift. Detta är en framgång, då just eventuella bullerproblem var en av de frågor som diskuterades mest före installationen av värmepumpanläggningen.

Värmepumpen inklusive byggnad och kringutrustning kostade 17 MSEK att bygga 1984. Den höga anläggningskostnaden i kombination med den förhållandevis låga värmeproduktionen ger en dålig lönsamhet för värmepumpen.

Studeras den kortsiktiga marginalkostnaden under det andra mätåret, visar det sig att det är ekonomiskt tveksamt om anläggningen överhuvudtaget borde ha varit i drift då.

Oljepriset har därefter sjunkit ytterligare, varför värmepumpdriften får det ekonomiskt ännu svårare att konkurrera med oljeeldningen.

De båda värmepumpaggregaten är för närvarande ur drift på grund av kompressorhaverier. Förslag till ombyggnad inväntas för att beslut ska kunna tas om anläggningens framtida utformning och drift.

Statens Råd för Byggnadsforskning har medverkat vid tillkomsten av ett antal större värmepumpanläggningar i Sverige. Följande 8 anläggningar, där Byggnadsforskningsrådet bidragit till finansieringen med bland annat experimentbyggnadslån, har följts upp och studerats under flera års drift.

Fagersjö	Uteluft	2,5 MW
Hällebybrunn	Uteluft	2,5 MW
	Grundvatten	1,7 MW
Komarcken	Uteluft	3,2 MW
Lidingö	Sjövatten	14,5 MW
Loudden	Avloppsvatten	5,0 MW
Uppsala	Avloppsvatten	3x13 MW
Varberg	Uteluft	1,0 MW
Visby	Avlopps-/havsvatten	2x4,0 MW

De här anläggningarna har på Byggnadsforskningsrådets uppdrag följts upp under flera år bland annat genom fortlöpande mätningar med datoriserade mätsystem av viktigare funktionsbeskrivande storheter. Detta material i form av anläggnings- och driftkostnader, drifterfarenheter och mätdata analyseras nu av de för respektive anläggnings uppföljning ansvariga och används av dessa för en teknisk och ekonomisk utvärdering. För några av anläggningarna har en sådan utvärdering redan genomförts och avrapporterats.

I föreliggande arbete redovisas den tekniska och ekonomiska utvärderingen av värmepumpanläggningen i Komarken i Kungälv. Här är det Avdelningen för installations-teknik vid Chalmers Tekniska Högskola som har varit ansvarig för uppföljningen och utvärderingen. Mätningarna har utförts av Mätcentralen för energiteknik vid CTH.

Anläggningen i Komarken tillhör stiftelsen Kungälvsbostäder. Byggnadsforskningsrådet har bidragit till finansieringen med ett experimentbyggnadslån till ungefär hälften av anläggningskostnaderna.

Som framgår av sammanställningen har värmepumpen i Komarken uteluft som värmekälla och den dimensionerande avgivna värmeeffekten är 3,2 MW. Det är således en mycket stor uteluftvärmepump som behandlas.

Värmepumpen togs i drift i december 1984. En ingående uppföljning av anläggningen med fortlöpande mätningar och datoriserad insamling av mätdata påbörjades i februari 1985 och pågick i två år.

En utvärdering som baseras på ett så omfattande material, som det för Komarken och de andra nämnda större värmepumparna framtagna, bör utöver en redovisning av den studerade anläggningen även omfatta generaliserade analyser. Då det gäller Komarken är det rätt uppenbart att den här valda systemlösningen med direktförångning i uteluftbatterierna och pumpcirkulation av köldmedium, knappast kommer att tillämpas framdeles. Dels är köldmediemängderna oacceptabelt stora, dels tenderar den tekniska lösningen att bli för komplicerad. Med hänsyn till detta har i den här rapporten generaliseringar skett i endast begränsad omfattning.

2 PROJEKTBEKRIVNING

2.1 Upphandling och entreprenad

På initiativ av Kungälv kommun fick K-Konsult, Göteborg i uppdrag att genomföra en energiutredning för det aktuella Komarkenområdet i Kungälv. I sin utredning kom K-Konsult till den slutsatsen, att det lämpligaste alternativet var att installera en stor uteluftvärmepump i anslutning till den befintliga panncentralen.

Projektet drevs vidare och K-Konsult gjorde en detaljprojektering. Efter detaljprojekterings färdigställande begärdes anbud in från olika håll. Entreprenaden var vid denna tidpunkt avsedd att utföras som generalentreprenad och själva anläggningen skulle byggas med indirekt förångning, dvs en köldbärare skulle cirkulera mellan fläktbatterier och förångare.

När anbudet kom in, visade det sig att kostnaden för anläggningen skulle bli oacceptabelt hög. Flera anbudsgivare var dock skeptiska till det sätt anläggningen utformats efter enligt K-Konsults koncept, och ansåg att den kunde utföras både billigare och bättre.

Eftersom K-Konsult inte kunde stå för några garantiåtaganden, begärdes ånyo in anbud på anläggningens uppförande, men nu i form av totalentreprenad med garantiåtaganden från totalentreprenörens sida.

Uppdraget som totalentreprenör gick till byggföretaget Skanska. Vid nyprojekteringen av anläggningen användes K-Konsults handlingar som rambeskrivning. Ett flertal underentreprenörer kom att medverka i projektet. VVS-entreprenör blev Calor Celsius AB och VVS-konsult var Entreprenadplanering i Göteborg AB.

På elsidan blev Emil Lundgren AB entreprenör och ELPA konsult.

Leverantör av värmepumpen var TETAB.

Det kan här vara av intresse att notera, att VVS-entreprenören även utförde alla rörarbeten i kylsystemet.

Beställare var stiftelsen Kungälvsbostäder. HSB är förvaltare åt stiftelsen och hade i denna egenskap beställaransvaret under projekteringsfasen.

2.2 Garantier

Skanska lämnade som totalentreprenör två års garanti för anläggningens komponenter och därutöver ytterligare tre års garanti för anläggningens funktion.

Om någon komponent i anläggningen havererade inom den tvååriga garantitiden skulle garantin för den nya komponenten gälla i ytterligare fem år.

Garantitiden började löpa 1984-12-02.

2.3 Besiktningar

Första byggmötet hölls 1984-01-03 och enligt tidplanen skulle anläggningen stå färdig i början av oktober 1984.

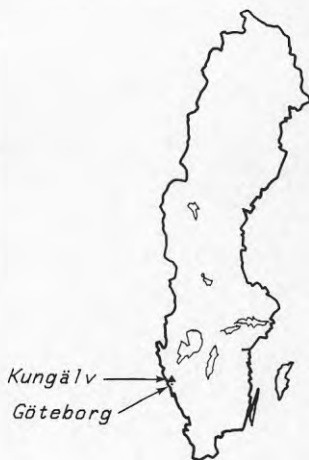
Vid besiktningarna har rätt många anmärkningar gjorts, vilket indikeras i nedanstående sammanställning.

Tabell 2.1 Genomförda besiktningar förtecknade i kronologisk ordning.

Besiktning	Datum
• Slutbesiktning	1984-10-25
• Fortsatt slutbesiktning nr 1	1984-11-13
• Fortsatt slutbesiktning nr 2	1985-01-07
• Efterbesiktning nr 1	1985-02-28
• Efterbesiktning nr 2	1985-04-01
• Efterbesiktning nr 3	1985-06-10
• Efterbesiktning nr 4	1985-09-02
• Efterbesiktning nr 5	1985-10-09
• Efterbesiktning nr 6	1986-01-14
• Särskild besiktning	1986-01-15
• Särskild besiktning	1986-04-15

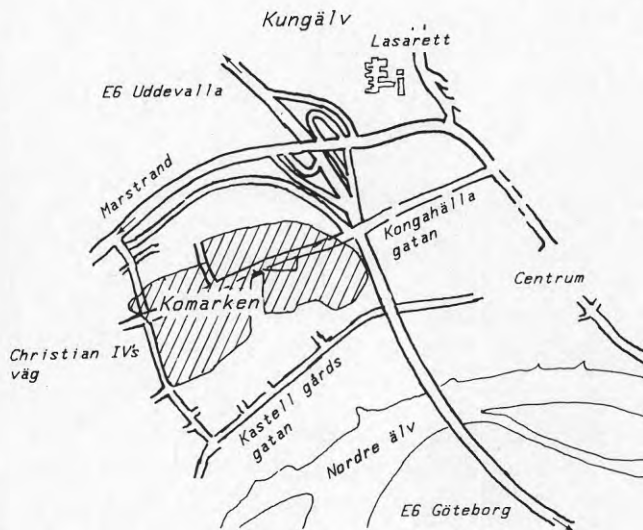
3 ANLÄGGNINGENS UTFORMNING OCH FÖRVÄNTADE FUNKTION

Den aktuella värmepumpanläggningen är förlagd till bostadsområdet Komarken i Kungälv. Kungälv ligger strax norr om Göteborg.



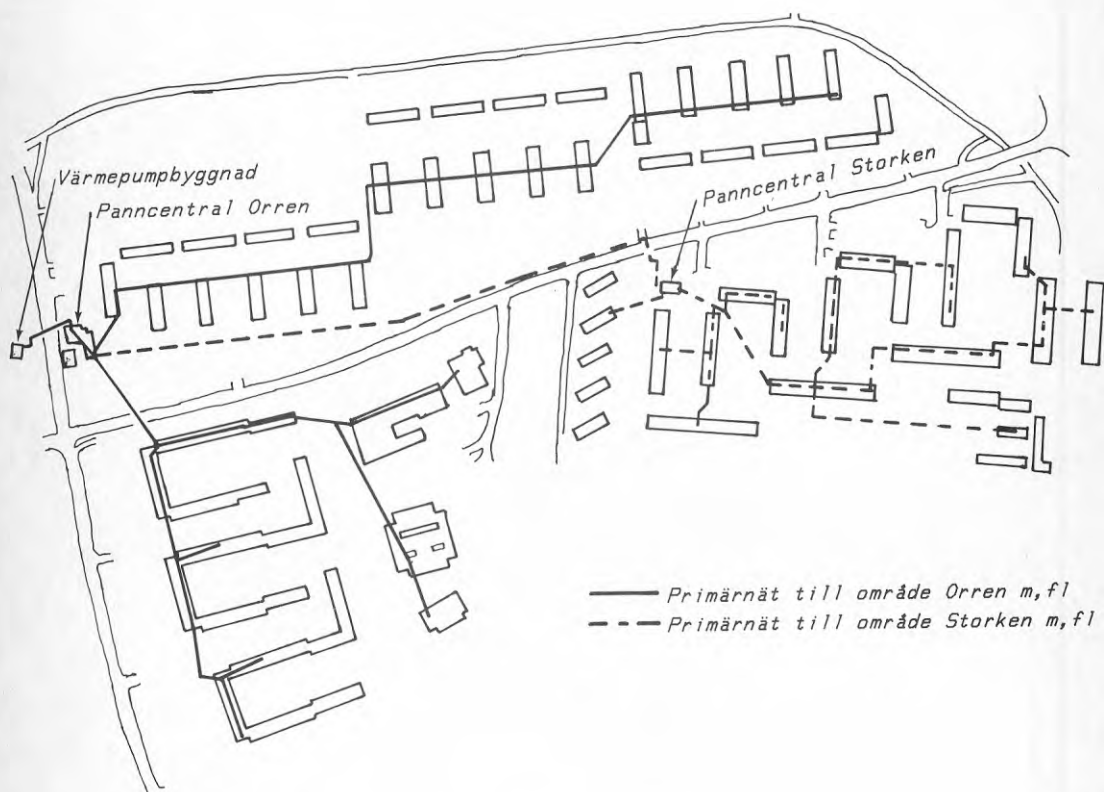
Figur 3.1 Kungälvs geografiska placering i Sverige.

Bostadsområdet Komarken består av flera mindre delområden och är lokaliserat i Kungälv enligt figur 3.2.



Figur 3.2 Komarkens läge i Kungälv.

Komariken är Kungälv's största bostadsområde. Området består av ca 2000 lägenheter, två skolor och ett köpcentrum, som alla ska försörjas med värme och tappvarmvatten. Försörjning sker via två separata nät, enligt figur 3.3.



Figur 3.3 Ledningsnät i Komariken.

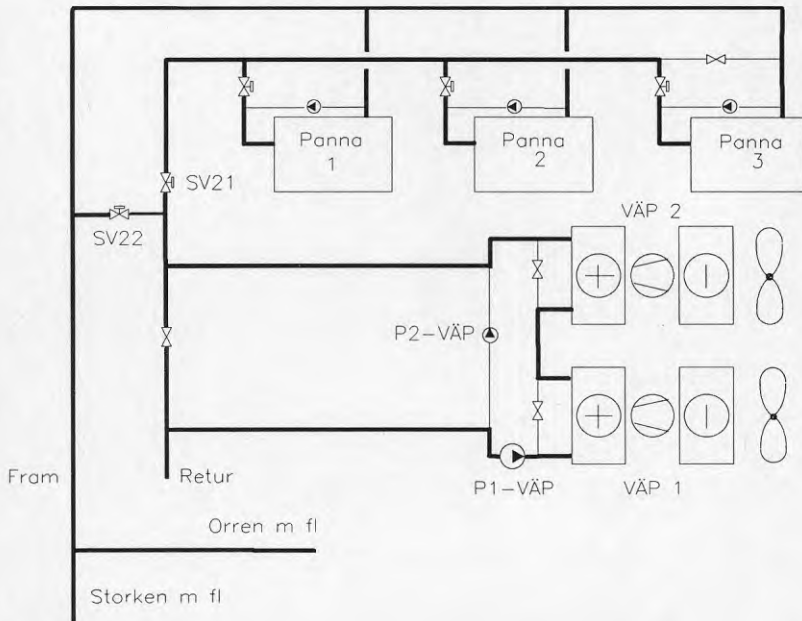
Som nämnts är Komariken uppdelat i ett mindre antal delområden. För enkelhets skull benämns områdena Orren och Storcken. Området Orren är det som i figur 3.3 försörjs via det heldragna ledningsnätet och området Storcken således det som försörjs via det streckade ledningsnätet.

Storcken är det äldre, något mindre området (ca 800 lägenheter). Det är anslutet via värmewäxlare i en gammal panncentral.

I anslutna byggnaders undercentraler shuntas primär-
vatten direkt ut till radiatorerna, medan tappvarm-
vatten bereds i undercentralerna. Detta innebär att
primärvattnet hela året måste ligga vid den temperatur-
nivå beredning av tappvarmvatten till önskad temperatur
kräver.

Värmepumpanslutningen är inkopplad till primärkretsens
returledning. Den är placerad intill panncentralen
Orren.

Oljepannornas maximala värmeeffekt är angiven till
14 MW. Oljeförbrukningen, före installation av värme-
pump, uppgavs av HSB vara ca 3000 m³ Eo4/år.

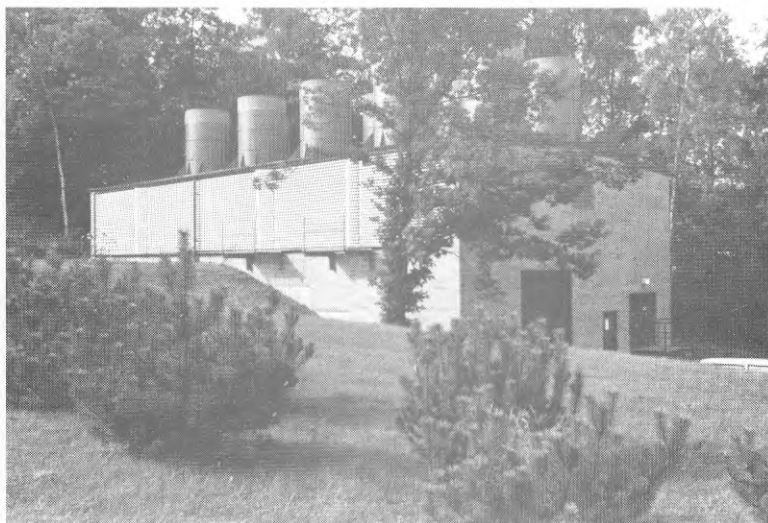


Figur 3.4 Värmepumpens anslutning till
primärnätet.

Värmepumpanläggningen är, som nämnts, inkopplad till returledningen i primärkretsen. Ventilerna SV21 och SV22 svarar för shuntningen mellan värmepumpvatten och pannvatten.

De två kondensorererna är kopplade i serie och flödet i värmepumpkretsen upprätthålls med hjälp av pump P1-VÄP. Värmebärrarflödet genom kondensorererna är således konstant.

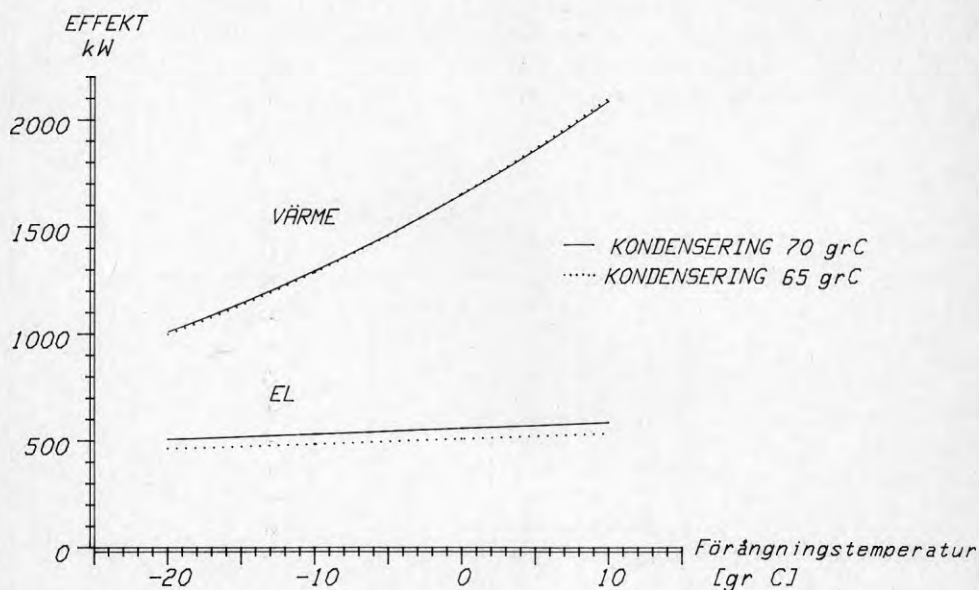
Pump P2-VÄP svarar för cirkulationen i värmepumpkretsen då värmepumparna stoppat på grund av för låg utetemperatur.



Figur 3.5 Värmepumpbyggnaden.

3.1 Värmepumparna

Värmepumpanläggningen ska enligt specifikation leverera 3,2 MW värme då utetemperaturen är $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ och värmebärarens temperatur efter kondensorn är $+65\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Figur 3.6 Kapacitetsdata för värmepumpen enligt leverantör

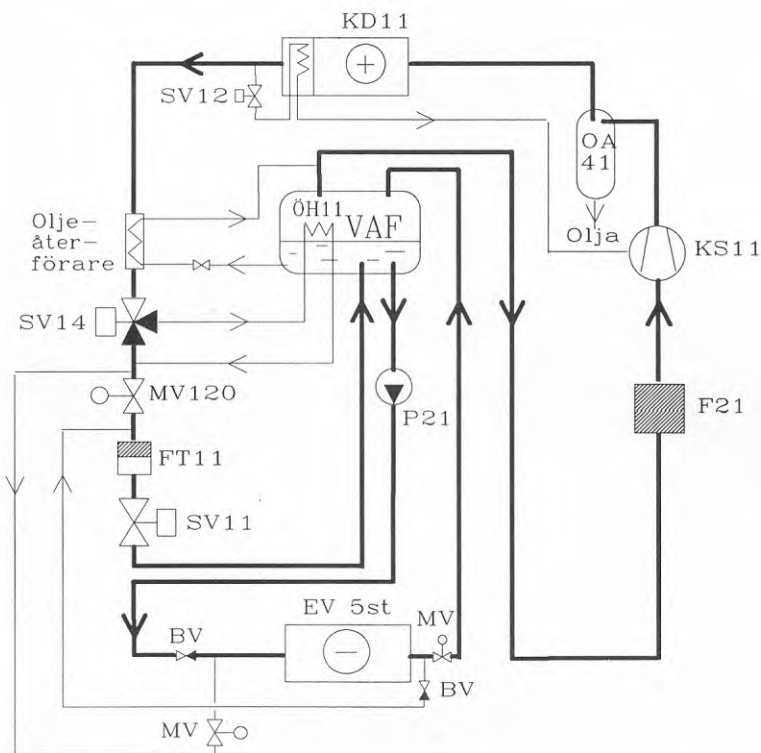
Värmepumpanläggningen är uppbyggd med två separata köldmediesystem. Systemen är schematiskt visade i figur 3.7 och innehåller tillsammans ca 15 ton köldmedium R12.

De båda köldmediesystemen är sammankopplade via vätskeavskiljarna, så möjligheter finns att överföra köldmedium mellan systemen. Detta kan utnyttjas, t ex om det ena systemet måste tömmas vid underhålls- eller reparationsarbeten.

Vid normal drift förs köldmediet efter passage genom expansionsventilen SV11, till vätskeavskiljaren VAF. I vätskeavskiljaren separeras mättad köldmediegas från köldmedium i vätskeform. Från botten av vätskeavskiljaren pumpas köldmedium ut till de fem förångarna. Förångarna är av sk direktexpansionstyp, vilket här innebär att uteluften avger sitt värme direkt till köldmediet utan någon mellanliggande köldbärarkrets.

Köldmedieflödet i förångarkretsen är ungefär dubbelt så stort som köldmedieflödet i huvudkretsen. Efter förångarna återförs köldmediet till vätskeavskiljaren. Från vätskeavskiljaren sugas förgasat köldmedium, via en överhettare ÖH11, till kompressorn.

Överhettningen sker med hjälp av hett condensat, som efter kondensorn värmeväxlas mot suggasen. Överhettningen styrs så att erforderlig differens erhålls mellan kondenserings- och hetgastemperatur.

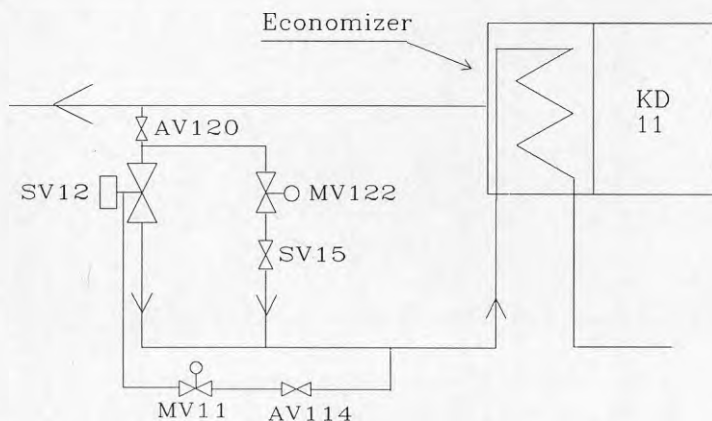


Figur 3.7 Köldmediesystemets schematiska uppbyggnad.

Efter kompressorn passerar den överhettade gasen en oljeavskiljare OA41, varefter den förs till kondensorn.

I anslutning till kondensorn finns en ekonomiser, se figur 3.8. Ekonomisern tas i drift när kompressorns kapacitet kommer upp till 90 % av full kapacitet. När kompressorns kapacitet går ner till 75 % kopplas ekonomisern bort. Köldmedieflödet i ekonomiserkretsen styrs av en termostatisk expansionsventil SV12.

För att även vid låg last erhålla erforderlig underkylning av kondensatet, öppnar MV122 när MV11 stänger. Ett litet delflöde går då via handstrypventilen SV15 genom ekonomisern.



Figur 3.8 Ekonomiserkoppling.

Efter kondensorn/ekonomisern tas köldmediet till expansionsventilen SV11, via oljeåterförare och överhettningssventil SV14. Expansionsventilen SV11 styr mot konstant vätskenivå i kondensorn.

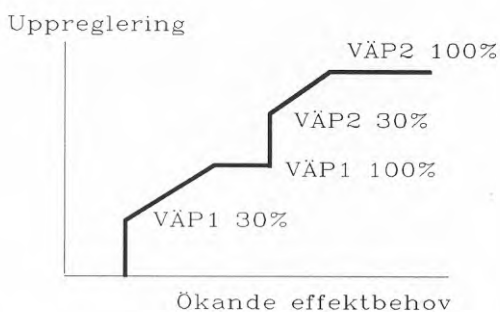
Kapacitetsreglering

De båda skruvkompressorerna är av fabrikat TETAB/MYKOM 250 LE. De är utrustade med reglerlid och variabelt volymförhållande, vilket gör dem reglerbara i kapacitet från 30 % till 100 % av full kapacitet.

De styrs så att värmebärartemperatur ut från värmepumpen ska hålla 65 °C (kan väljas från 40 °C till 70 °C).

Om värmebärartemperaturen understiger inställt börvärde ökas kompressorkapaciteten och vice versa.

Uppreglering av kompressorerna går till så att första kompressorn startas på 30 % av sin max kapacitet, varefter den regleras upp till 100 %. Om högre kapacitet erfordras startar nästa kompressor vid 30 % av dess kapacitet och regleras upp tills värmebärartemperaturens börvärde uppnås eller båda kompressorernas kapacitet nyttjas till fyllo.



Figur 3.9 Uppreglering av kompressorkapacitet.

Vid minskande effektbehov sänks kapaciteten hos det senast inkopplade aggregatet till 30 %. Därefter minskas kapaciteten hos det andra aggregatet till 80 %.

Om ytterligare kapacitetsminskning efterfrågas stängs det senast inkopplade aggregatet, varvid det återstående aggregatet regleras ned till 30 % kapacitet.

När effektbehovet underskrider 30 % kapacitet körs aggregatet tills värmebärarens temperatur överstiger börvärdet med 3 °C, sedan stoppas driften.

När temperaturen sjunker 3 °C under börvärdet fås ny startsignal.

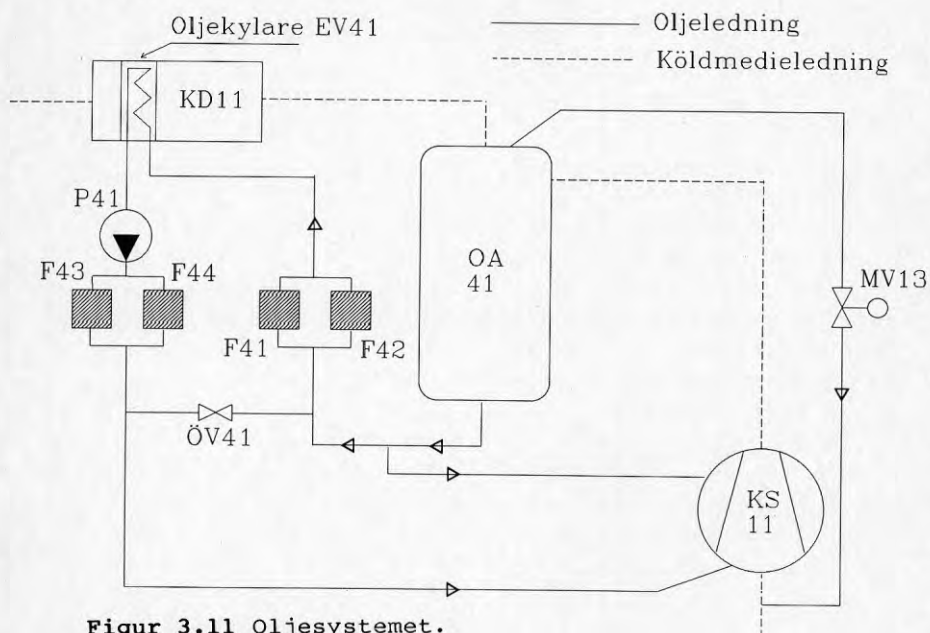


Figur 3.10 Nedreglering av kompressorkapacitet.

Kompressorernas inbyggda volymförhållande kan ändras i tre steg och styrs av differensen mellan kondenserings- och förångningstryck.

Oljesystemet

Oljesystemets schematiska uppbyggnad återfinns i figur 3.11.

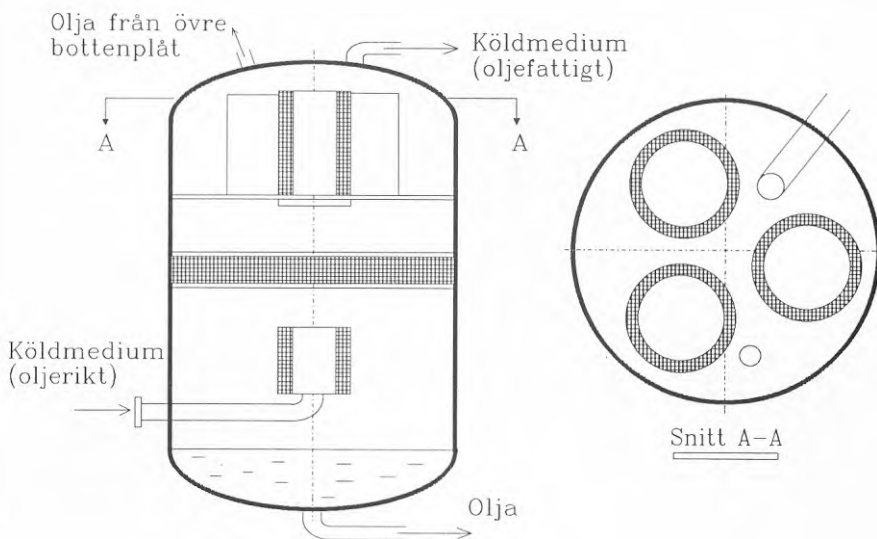


Figur 3.11 Oljesystemet.

Oljecirkulationen i systemet sker i huvudsak via kompressorn till oljeavskiljaren och därefter tillbaka till kompressorn.

Ytterligare en oljeåterföring sker från vätskeavskiljaren via värmväxlare (oljeåterföraren) till suggasledningen (se figur 3.7).

Oljeavskiljaren skiljer av olja i tre steg, enligt figur 3.12.



Figur 3.12 Oljeavskiljaren.

Det oljebemängda köldmediet tillförs strax ovanför oljeavskiljarens botten. Avskiljningen sker, något förenklat uttryckt, så att det oljehaltiga köldmediet förs genom en "behållare" med väggar av finmaskigt nät. Köldmediet, som befinner sig i gasform, passerar nätet, medan oljedropparna fäster på nätet, varifrån oljan efter hand rinner av.

De två första stegen i oljeavskiljaren lämnar av oljan i avskiljarens botten. Det tredje avskiljningssteget lämnar av oljan på en bottenplåt, placerad högre upp i avskiljaren.

Från botten av oljeavskiljaren förs oljan via grovfiltren F41 och F42 dels till oljekylaren EV41, dels direkt till kompressorn.

Oljekylaren är sammanbyggd med kondensorn och oljan kyls med köldmediekondensat.

I oljekylaren kyls oljan till lämplig temperatur för lagersmörjning, axeltätning och hydraulik. Den kylda oljan förs till kompressorn via cirkulationspump P41 och finfilter F43 och F44

Den okylda oljan förs in på kompressorns sug sida för tätning mellan rotorerna.

Oljan, som finns på bottenplåten högre upp i avskiljaren, återförs direkt till suggasen, genom att ventil MV13 öppnar under en angiven tid (0-90 s) med ett angivet intervall (0-90 min).

Ventil MV13 står också öppen när värmepumpen ej är i drift.

All olja skiljs inte av i oljeavskiljaren OA41, utan en del följer med köldmediet ut i systemet.

Därför finns ytterligare en oljeåterföring ute i systemet. Denna oljeåterföring är kopplad till vätskeavskiljaren VAF och återför olja som finns löst i köldmedievätskan i nämnda vätskeavskiljare (se figur 3.7).

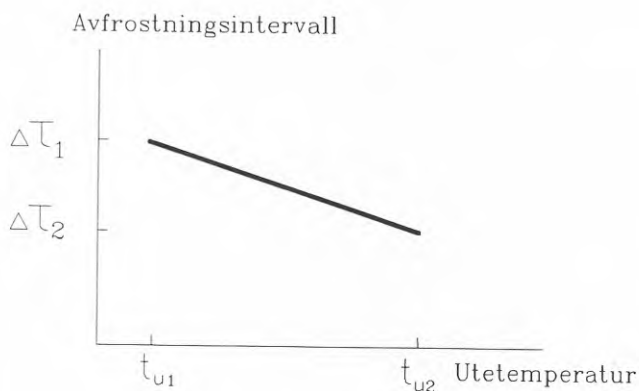
Återföringen går till så att en liten mängd vätska tas från vätskeavskiljaren och bringas att förångas i värmväxlaren (oljeåterföraren). Gasen förs med hög hastighet till kompressorns sugledning och drar därmed med sig oljedropparna.

Avfrostning av förångare

Vid behov avfrostas förångarna med hjälp av varmt kondensat. Avfrostningen sker automatiskt med ett förångarbatteri åt gången, medan övriga batterier är i normal drift. När det aktuella batteriet är avfrostat återgår det till normal drift samtidigt som nästa batteri påbörjar avfrostning. Under varje avfrostningssekvens avfrostas samtliga batterier i tur och ordning.

Avfrostning kan påkallas enligt två olika principer.

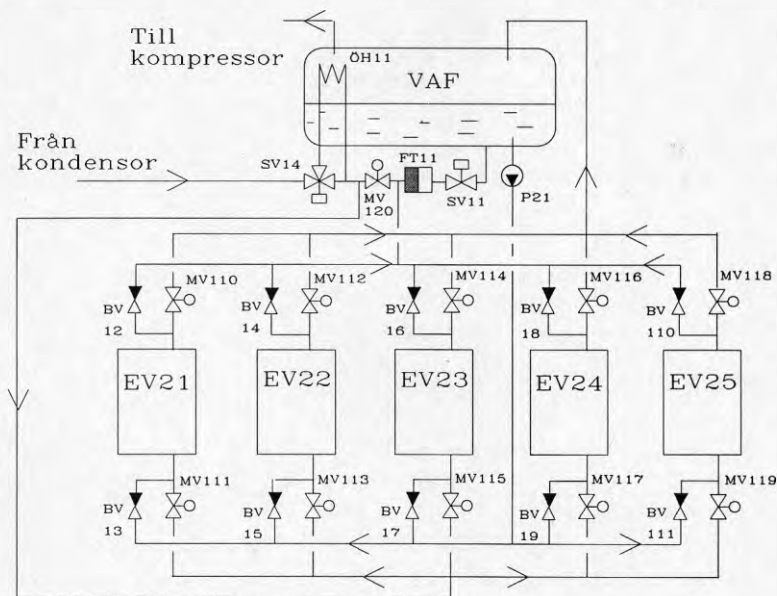
- Avfrostningen bestäms av utetemperaturen.



Figur 3.13 Tidsintervall mellan avfrostningar som funktion av utetemperatur.

Värden på tidsintervallen $\Delta\tau_1$ och $\Delta\tau_2$, samt korresponderande utetemperaturer t_{u1} och t_{u2} , matas in i datorn som sköter värmepumpstyrningen. Vid alla utetemperaturer mellan t_{u1} och t_{u2} beräknas tidsintervallet mellan två avfrostningar som en linjär funktion mellan $\Delta\tau_1$ och $\Delta\tau_2$.

- Avfrostningen bestäms av differensen mellan förångnings- och utetemperatur. Tidsintervallet mellan två avfrostningscykler styrs genom att avfrostning påbörjas när den nämnda differensen överskrider ett förinställt värde.



Figur 3.14 Avfrostningskretsens utseende.

Oavsett vilken metod som används för att bestämma tidsintervallet mellan två avfrostningscykler, så utförs själva avfrostningen på samma sätt.

Först stänger motorventil MV120. Vid det förångarbatteri som avfrostatas (t ex EV21) stänger motorventil MV110 samtidigt som magnetventil MV111 öppnar. Allt varmt kondensat leds genom batteriet som då avfrostatas. Efter förångaren förs kondensatet, via huvudexpansionsventilen SV11 till vätskeavskiljaren VAF.

När batteriet är avfrostat öppnar motorventil MV110 samtidigt som magnetventil MV111 stänger. Förloppet upprepas för samtliga fem förångarbatterier, varefter motorventil MV120 öppnar och normal drift återupptas.

Kondensatet från batterierna bortförs via eluppvärmda dränageledningar.

3.2 Oljepannorna

Om utetemperaturen underskrider ett förinställt värde (ställbart) eller värmepumparna ej orkar hålla angiven framledningstemperatur, startas en tidsfördröjning.

När tiden löpt ut ges signal för start av pannor. Om de båda ovanstående villkoren försvinner, startar en ny tidsfördröjning. När denna löpt ut stängs pannorna av.

Pannorna tillförs vid drift eldningsolja 4 LS från en varmhållen oljecistern, vilken värms med en elpanna eller med pannvattnet då pannorna är i drift.

3.3 Undercentraler

Områdena Orren och Storcken har totalt 33 stycken undercentraler.

I det nyare bostadsområdet Orren, shuntas primärvattnet från panncentralen direkt ut till radiatorerna medan tappvarmvattnet värms via en värmeväxlare i varje undercentral.

Området Storcken har tidigare försörjts från en egen panncentral. Idag finns en värmeväxlare i panncentralen. Sekundärvattnet försörjer området Storcken på samma sätt som primärvattnet försörjer området Orren.

I samband med installation av värmepumpen var det nödvändigt att sänka nätets temperaturnivå för att förbättra värmepumpens driftvillkor. I och med att börvärdeskurvan för framledningstemperaturen sänktes, installerades varmvattenackumulatorer i undercentralerna. I vissa undercentraler byttes också värmeväxlarna för att säkerställa tappvarmvattenberedningen.

I tabell 3.1 redovisas installerade ackumulatorvolym och antal lägenheter för respektive undercentral. Dessutom redovisas även erforderlig ackumulatorvolym enligt DIN 4708.

Tabell 3.1 Undercentralerna.

UC nr	Antal läg	Ack volym m ³	¹ Erforderlig volym enl DIN 4708 m ³
1	94	2.5	3.4
2	98	2.5	3.4
3	98	2.5	3.4
4	106	2.0 *	3.4
5	80	1.5 *	2.5
6	106	2.0 *	3.4
7	112	2.0 *	3.4
8	112	2.0 *	3.4
9	94	2.5	3.4
10	46	1.5	1.3
11	83	2.0	2.6
12	69	2.0	2.0
13	87	2.5	2.9
14	89	2.5	2.9
15	76	2.0	2.5
16	Gymnastik	1.0	-
17	Skola	1.0	-
18	Kyrka	0.5	-
19	Torg	1.0 *	-
20	30	1.0	0.7
21	60	2.0	2.0
22	60	2.0	2.0
23	32	1.0	0.7
24	56	2.0	1.6
25	60	2.0	2.0
26	32	1.0	0.7
27	60	2.0	2.0
28	64	2.0	2.0
29	55	2.0	1.7
30	64	2.0	2.0
31	53	2.0	1.6
32	Torg	1.0	-
33	Skola	-	-

* Befintliga ackumulatorer behövs i dessa undercentraler.

¹ Beräknat av Thomas Hallén, Energiprojekt AB, Göteborg.

Tabell 3.1 visar erforderlig ackumulatorvolym för varmvatten enligt DIN 4708. Då Svensk Standard för varmvattenförbrukning saknas får DIN-normen utgöra referens vid dimensionering av ackumulatorvolym.

Noterbart är att erforderlig volym enligt DIN-normen inte är proportionell mot antalet lägenheter. Detta beror dels på att normen tar hänsyn till sammanlagring av lägenheternas varmvatteneffekt, dels att undercentralernas värmeväxlare för varmvatten kan överföra olika värmeeffekt.

Generellt kan sägas att i nät med ett flertal undercentraler bestäms nätets temperaturnivåer av den sämst dimensionerade undercentralen.

I Komarken uppfyller endast ett fåtal undercentraler krav enligt nämnda norm.

Om åtgärder vidtas för att sänka primärnätets framledningstemperatur, bör arbetet inriktas mot de undercentraler vilka uppvisar störst differens mellan befintlig ackumulatorvolym och erforderlig volym enligt norm.

4 MÄTNINGAR

Alla mätningar i anläggningen har utförts av Mätcentralen för Energiteknisk byggnadsforskning vid Chalmers tekniska högskola (MCTH).

MCTH's uppdrag har varit att införskaffa och montera mätutrustning, samla in mätvärden och förse ansvariga för utvärderingen med erforderligt material.

4.1 Uppmätta storheter

Mätcentralen har samlat in data från 49 olika mätpunkter. Insamlade data är temperaturer, vätskeflöden, elenergi och dessutom har antal starter och drifttidsmätningar gjorts i några fall.

Temperaturgivare som är placerade i grupper om tre, mäter temperaturen i "grova" ledningar (diameter 200-250 mm).

Om hänsyn ska kunna tas till eventuella temperaturskiktningar hos vätskan i rören, är det nödvändigt att mäta vätsketemperaturen på fler än ett ställe i röret. Därav valet av tre temperaturgivare vid vissa mätställen.

I figur 4.1 visas schematiskt mätställena för de temperatur-, flödes- och elenergimätningar som utfördes av mätcentralen.

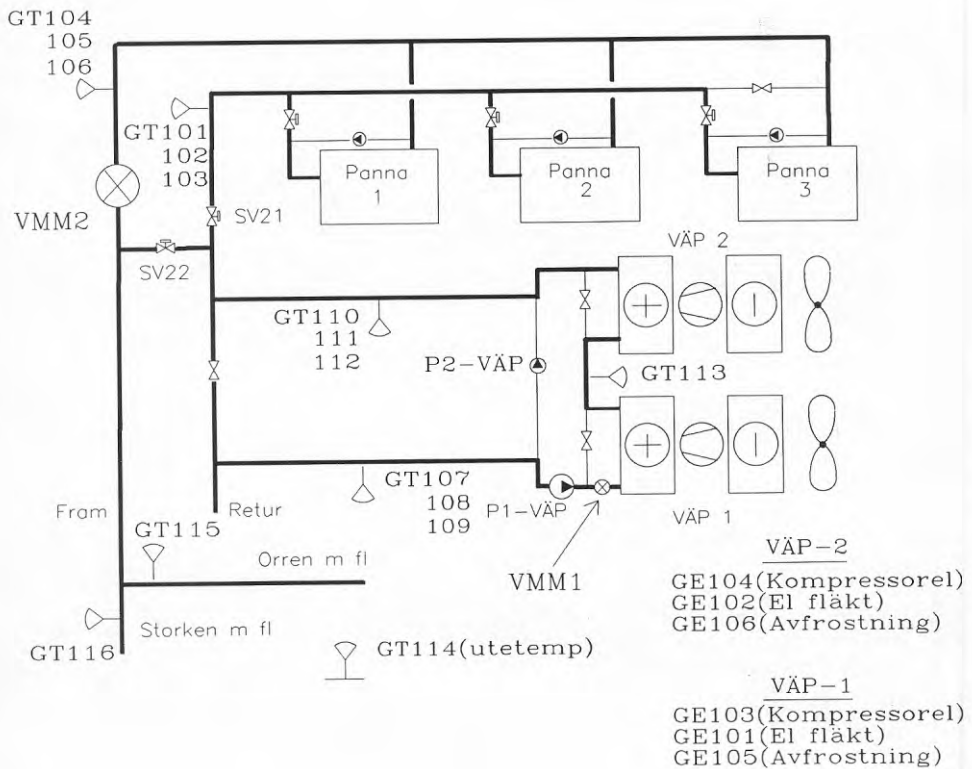
Vid de rena temperaturmätningarna lagrades mätvärdena som entimmesmedelvärden.

Förutom de i figur 4.1 visade mätningarna gjordes även drifttidsmätningar samt registrering av antal starter.

Drifttidsmätningar har skett för båda värmepumparna, för huvudcirkulationspumpen i värmepumpens värmebärarkrets, för var och en av de tre oljebrännarna och för avfrostning, separat för varje förångarbatteri. Antal starter har registrerats för båda värmepumparna, för huvudcirkulationspumpen i värmepumpens värmebärarkrets och för var och en av de tre oljebrännarna.

I februari 1986 installerades temperaturgivarna GT115 och GT116 i framledningarna, efter shuntningen mellan värmebärare från oljepanne- respektive värmepumpkretsen, enligt figur 4.1.

Dessutom har, med hjälp av flödes- och temperaturmätningarna, värmemängderna bestämts för levererat värme från dels värmepumpar, dels oljepannor. Vid dessa värmemängdsmätningar har temperaturer före och efter studerat objekt registrerats varannan minut, tillsammans med det flöde som passerat. Därefter har värmemängd beräknats med hänsyn till eventuella variationer hos densitet och värmekapacitet hos fluiden. Värmemängderna summerades och lagrades som entimmesvärden.



Figur 4.1 Temperatur- och flödesgivares placeringar och beteckningar, samt elenergigivares mätställen och beteckningar. Här medtas inte mätning av energiåtgång för varmhållning av eldningsolja till oljepannor.

4.2 Mätutrustning

De flödesmätare som använts är av fabrikat Krohne. Felvisningen har av fabrikanten angivits till maximalt 1 % av uppmätt värde, för hela mätintervallet.

Som temperaturgivare har använts Pt-100-givare av fabrikat Pentronic. Dessa levereras med kalibreringsprotokoll och felvisningen vid 0 °C är maximalt +0,03 °C. Vid mätningar av höga temperaturer runt 100 °C, kan felvisningen uppgå till maximalt 0,1 °C.

Använda elmätare är av fabrikat ERMI, klass 2. Mätosgrannheten i denna klass ligger inom +2 % av registrerat värde.

4.3 Brister i elmätningen

Här redovisas utförligare elmätningen i värmepumpbyggnaden, dels för att det upptäcktes ett mätfel, dels för att MCTH inte mätt den totala elförbrukningen.

Värmepumpbyggnadens totala elförbrukning mäts av Kungälv elverk, vars elmätare registrerar all el som går till byggnaden. Mätaren är av hög kvalitet då felvisningen endast uppgår till 0,5 %, varför det bedömdes som onödigt att göra någon ytterligare MCTH-mätning av denna totala elmängd. Den elmängd som avlästs av Kungälv elverk, redovisas senare som total elförbrukning och ingår även i anläggningens totala värmefaktor, SPF.

Mätcentralen på Chalmers, MCTH, har utfört mätningar på ett antal elförbrukare, vilka bedömts som väsentliga för att kunna förstå anläggningens funktion. Dessa är:

- värmepumparnas kompressorer;
- förångarfläktarna;
- värmekablar för avfrostning i avloppsrör;
- cirkulationspump P1-VÄP för värmebäraren.

Mätningarna har utförts så, att en särskiljning av värmepump 1 och 2 är möjlig för alla förbrukare, utom för cirkulationspump P1-VÄP, vilken är gemensam för de två aggregaten.

När elverkets resultat jämfördes med MCTH's summerade resultat, erhöles en alltför stor skillnad mellan dem och man misstänkte därför någon form av mätfel. MCTH började söka fel i mätutrustningen och fann så småningom, efter ganska mycket arbete, att kablar för kompressorernas elmätning kopplats fel av elentreprenören. Felet var speciellt svårupptäckt då det låg på transformatorns högspänningssida (10 kV). Utförligare beskrivning av detta mätfel och hur mätdata har justerats numeriskt, återfinns i bilaga 1. Justeringen av kompressorernas uppmätta elförbrukning medförde att den i snitt ökade med 6,5 %. Mätdata som redovisas här i rapporten har till fullo justerats så att detta mätfel eliminerats i alla redovisade data och resultat.

Att man över huvudtaget började misstänka ett mätfel, kom sig av att skillnaden mellan elverkets mätning av totala elförbrukningen och summan av de av MCTH uppmätta delförbrukningarna skilde sig, som det tycktes, orimligt mycket. Efter en rätt omfattande analys av elförbrukarna visade det sig emellertid, att denna skillnad skulle vara ganska stor. I det sammanhanget upptäcktes dock det nämnda kopplingsfelet. Ett flertal elförbrukare ingår inte i MCTH's mätning. Skillnaden mellan mätningarna redovisas här för att ge en uppfattning om kringutrustningens elbehov.

De komponenter i själva värmepumpsystemet som inte mäts av MCTH är olje- och köldmediepumpar, där varje kompressoraggregat arbetar med en uppsättning pumpar var. Reglerutrustningens elförbrukning mäts inte heller men bedöms som icke försumbar, då ett stort antal magnet- och motorventiler ständigt är i arbete.

Följande effektförbrukningar har antagits:

Köldmediepump	2 x 8,5 kW märkeffekt
Oljepump	2 x 2,5 kW märkeffekt
Reglering	<u>2 x 2 kW uppskattad effekt</u>
	26 kW

Denna effektförbrukning fås alltid då värmepumparna är i drift men inte under övrig tid. Under mätåret 1986 (feb 1986 - jan 1987) var de båda värmepumpaggregatens medeldrifttid 4602 timmar, vilket ger en ytterligare elmängd på 120 MWh.

Högspänningsele till värmepumpbyggnaden transformeras ned i tre stycken fack, där två fack försörjer kompressorerna och det tredje facket försörjer allt det övriga. Förlusterna från kompressorfacken ingår i kompressorernas uppmätta elförbrukning, då elmätningen sker på högspänningssidan.

Lågspänningstransformatorns förluster ingår däremot inte i någon delmätning utan måste beräknas. Elmängden genom transformatorn var 790 MWh för 1986, och om förlusterna ansätts till 3 % fås elmängden 24 MWh.

I kontrollrummet finns dels en styrdator för värmepumpen, dels en mätdator med scanner. Effektbehovet för denna utrustning uppskattas till 2 kW, vilket ger 18 MWh för ett helt år.

Byggnadens "tomgångsbehov" av el har under vintern 87/88 fastställts till ca 15 MWh/månad. Under denna tid stod värmepumparna avställda och de enda aktuella förbrukarna av el var lågspänningstransformatorn, belysning, elradiatorer och aerotemperar för uppvärmning samt ventilationsfläktar. Om transformatorns förbrukning exkluderas, återstår belysning, värme och fläktar med en effekt av ca 18 kW. Av dessa 18 kW uppskattas belysningen förbruka 2 kW, ventilationsfläktarna 8 kW och uppvärmningen 8 kW. Belysning och ventilation behövs året om medan uppvärmning endast behövs en viss del under året, säg tre månader med 8 kW. I medeltal över året blir detta $2 + 8 + 3/12 \times 8 = 12$ kW och motsvarar 105 MWh.

Tabell 4.1 Anläggningens elförbrukning mätåret 1986.

MCTH's totala elmätning (kompressorer, luftfläktar, pump P1, elavfrostning)	4880 MWh
Köldmedie- o oljepumpar + reglering	120 MWh
Transformatorförluster	24 MWh
Datorutrustning och styrfunktionen	18 MWh
Belysning + uppvärmning + ventilation	<u>105 MWh</u>
	5147 MWh
Elverkets avläsning för hela byggnaden	5180 MWh
Differens mellan beräknad elmängd och elverkets elmängd	33 MWh

Ur tabellen fås, att skillnaden mellan elverkets elmätare och det uppskattade elbehovet för anläggningen uppgår till 33 MWh under mätåret 1986. Denna ringa differens faller helt inom osäkerhetsmarginalerna för ovanstående uppskattningar.

Som slutsats av det här genomgångna kan sägas, att "elbalansen" för byggnaden går ihop. Detta tyder på att justeringen av kompressorernas felaktiga data har gjorts på ett riktigt sätt. Vidare står det klart att inga dolda elförbrukare är anslutna till elverkets debiteringsmätare, vilket det funnits misstankar om, då skillnaden mellan de olika elmätningarna till en början bedömdes som stor.

5 RESULTAT AV MÄTNINGARNA

5.1 Hela värmeanläggningen

En översiktlig sammanställning av viktiga resultat från de två mätåren presenteras i tabell 5.1. Genomgående presenteras årsvisa resultat enligt:

Mätår 1: 850201 - 860131
Mätår 2: 860201 - 870131.

Tabell 5.1 Projekterade data och resultat från mätningarna.

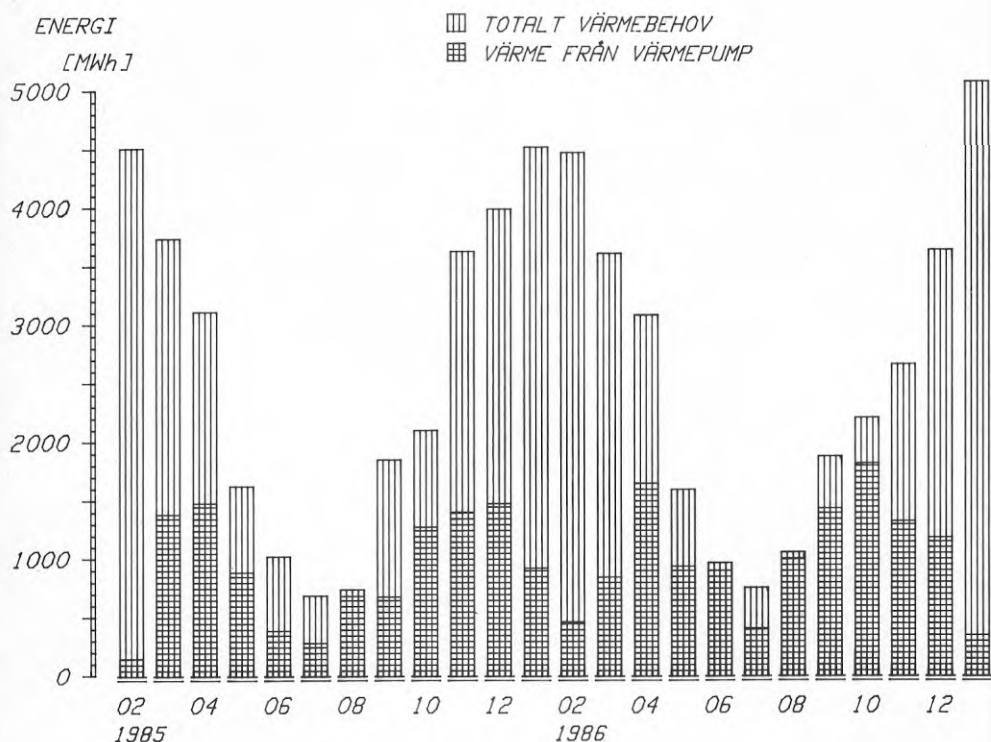
	Projekterat	Mätår 1	Mätår 2
Total värmeenergi [MWh/år]	-	31 500	31 000
Avgivet värme värmepumpar [MWh/år]	13 000	11 100	12 300
Totalt förbrukad elenergi ¹ [MWh/år]	5 000	5 030	5 180
Årsvärmefaktor [-]	2,6	2,20	2,38
Sparad oljemängd ² [m ³ Eo4/år]	1 600	1 247	1 349
Förbrukad oljemängd [m ³ Eo4/år]	~ 1 400	2 285	1 917
Pannornas verknings- grad ³ [%]	80	84	86
Värmepumparnas andel av total värmeleverans [%]	~ 53	35	40

¹ Totalt till värmepumpbyggnaden levererad elenergi (se även kapitel 4.3).

² Eldningsolja med effektiva värmevärdet 10,6 MWh/m³.

³ Verklig oljeförbrukning är uppmätt 1 jan - 31 dec. Mätår 2 har korrigerings för detta gjorts, medan ingen motsvarande korrigerings för mätår 1 gjorts p g a att inga mätningar gjordes i jan 1985.

De mätvärden som presenteras i tabell 5.1 är inte korrigerade för normalår.

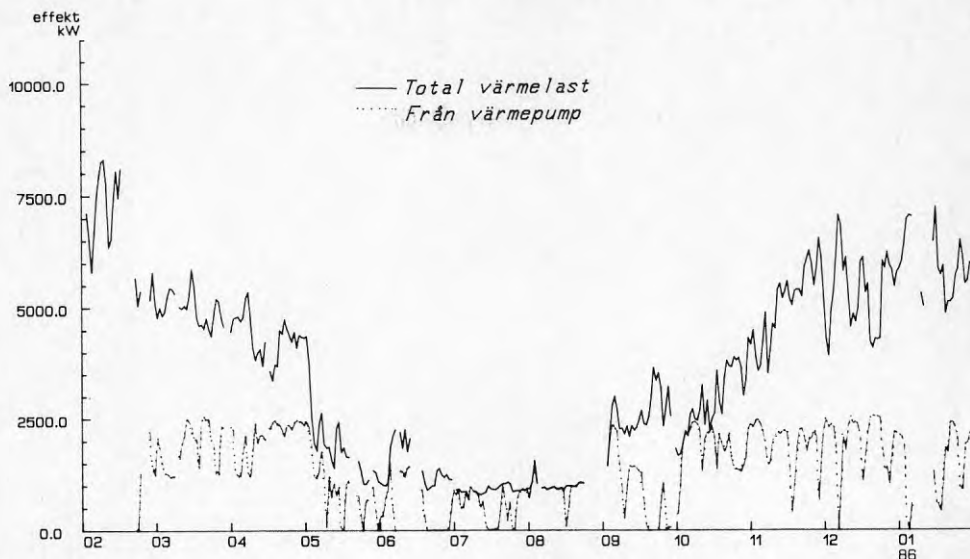


Figur 5.1 Värmebalans för hela anläggningen.

I figur 5.1 redovisas månadsvis sammansättningen av värmeproduktionen under de båda mätåren.

Värmepumparna har inte täckt hela värmebehovet under någon enda hel månad, vilket innebär att pannkapacitet har erfordrats hela året. Första mätåret innehåller en mängd driftavbrott för värmepumpen (se kapitel 8), varför andra året som helhet ger en mer rättvisade bild av en representativ värmepumpdrift.

Under det första mätåret levererade värmepumparna 11,1 GWh värme av det totala behovet på 31,5 GWh (35 %). Under det andra mätåret levererade värmepumparna 12,3 GWh värme av det totala behovet på 31 GWh (40 %).

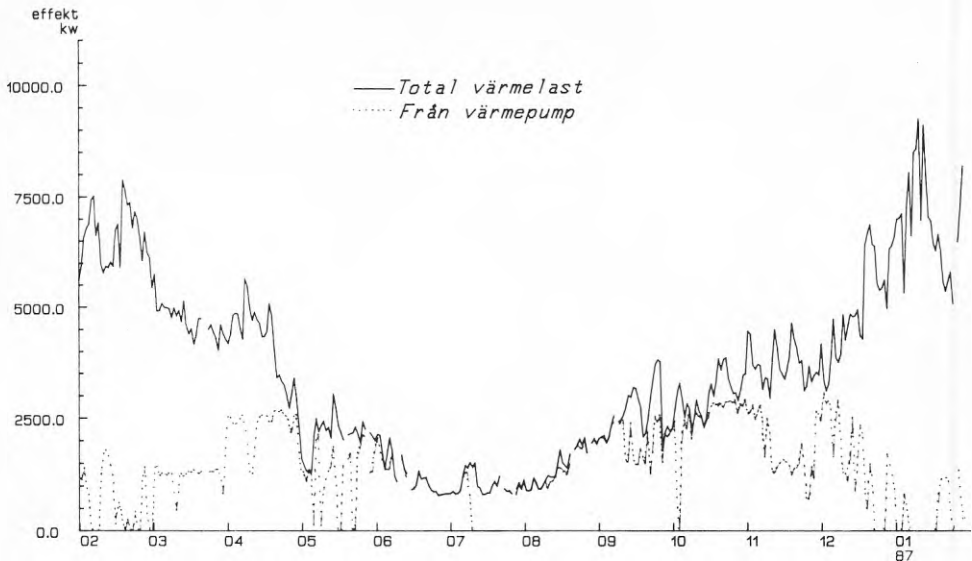


Figur 5.2 Dygnsmedeleffekter för värmeleveranser från värmepumpar och oljepannor under mätår 1.

De avbrott som återfinns på vissa ställen i båda kurvorna betecknar mätdatabortfall, d v s inga mätvärden finns registrerade under dessa tidsperioder.

Karakteristiskt för detta första mätår är de ofta återkommande driftstoppen hos värmepumparna.

Värmelastens maximala dygnsmedeleffekt under mätåret var totalt 8,3 MW värme. Maximal timmedeleffekt under mätåret var 9,7 MW värme.



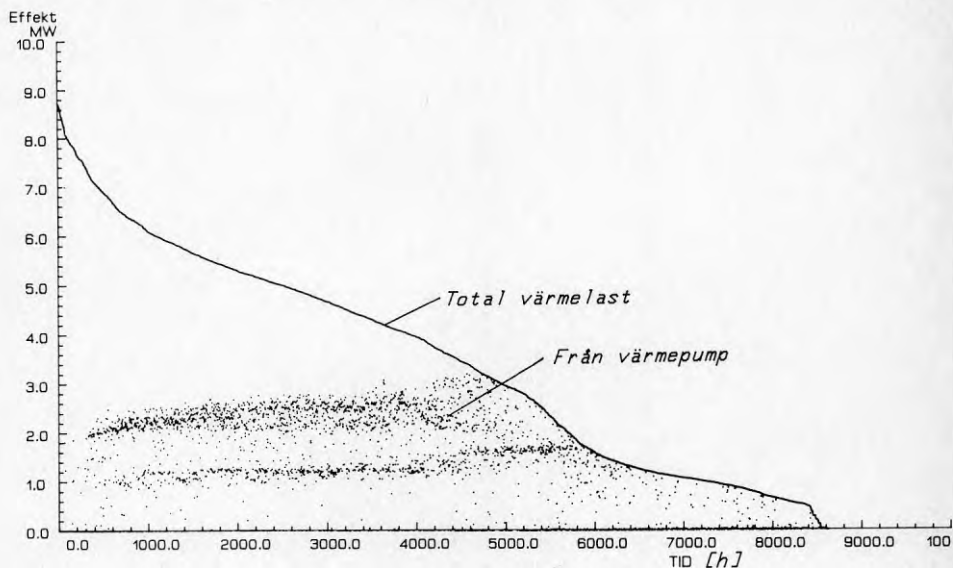
Figur 5.3 Dygnsmedeleffekter för värmeleveranser från värmepumpar och oljepannor under mätår 2.

Under det andra mätåret förbättrades driften av såväl värmepumpar som mätutrustning. Sålunda blev både antalet driftstopp hos värmepumparna och antalet förlorade mätdata mindre.

Större delen av sommarmånaderna klarade värmepumparna efterfrågat värmebehov, juli undantaget.

Värmelastens maximala dygnsmedeleffekt under detta andra mätår var totalt 9,3 MW värme. Maximal timmedeleffekt var under samma mätår totalt 10,7 MW värme.

En sortering av mätta totala värmeeffekter efter storleksordning, ger följande konsekutiva diagram.

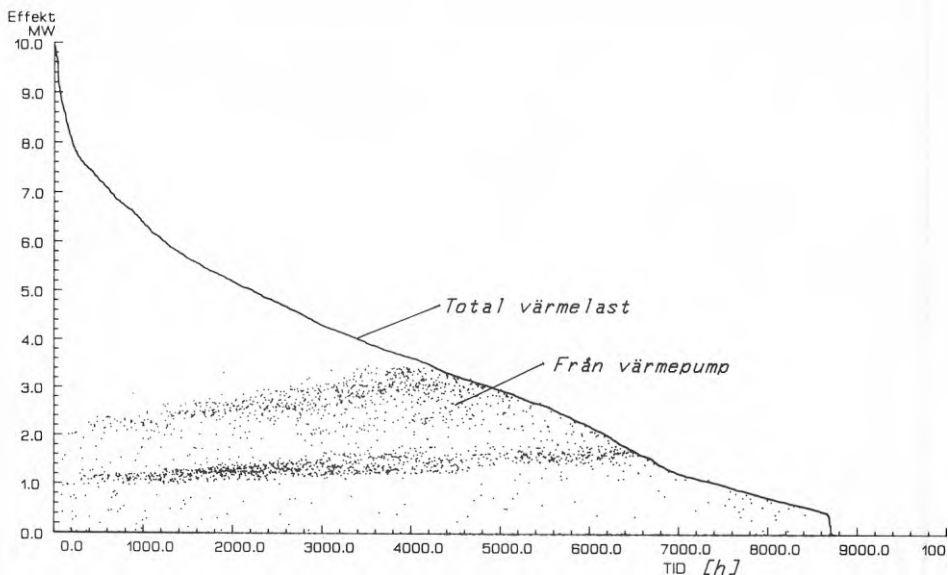


Figur 5.4 Värmelastens varaktighet med motsvarande värmepumpeffekter inlagda. Effekterna bygger på tvåtimmars medelvärden, mätår 1.

Värmepumparnas avgivna effekt markeras i figur 5.4 som punkter. I figuren kan tydligt urskiljas två effektnivåer, vilka motsvarar en respektive två värmepumpar i drift. Punkter mellan effektnivåerna och under den lägre effektnivån har två huvudorsaker.

- Värmepumpkapaciteten är nedreglerad;
- Värmepumpen har inte varit i drift hela tiden under de två timmarna över vilka medelvärdet tagits.

Det andra mätåret får motsvarande konsekutiva diagram följande utseende.



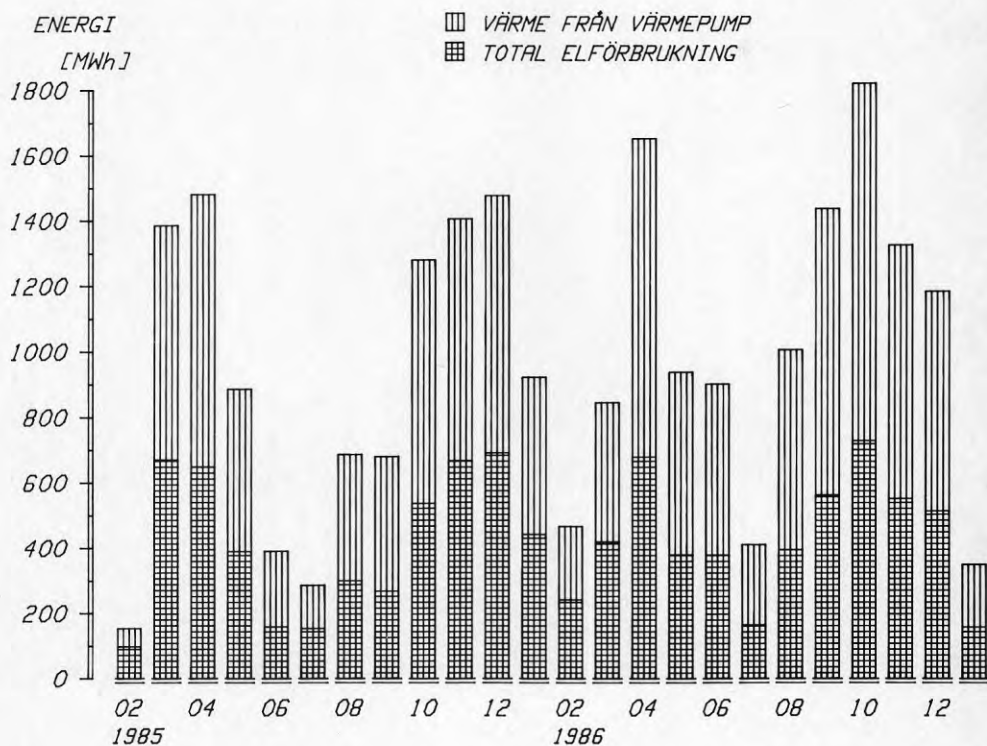
Figur 5.5 Värmelastens varaktighet med korre- sponderande värmepumpeffekter inlagda. Effekterna bygger på tvåtimmars medelvärden, mätår 2.

Under detta andra mätår var den dimensionerande lasten (effekten) något högre än under det första mätåret.

Det totala värmebehovet var dock något lägre under andra mätåret (31 GWh mätår 1 jämfört med 31,5 GWh mätår 2).

5.2 Värmepumparna

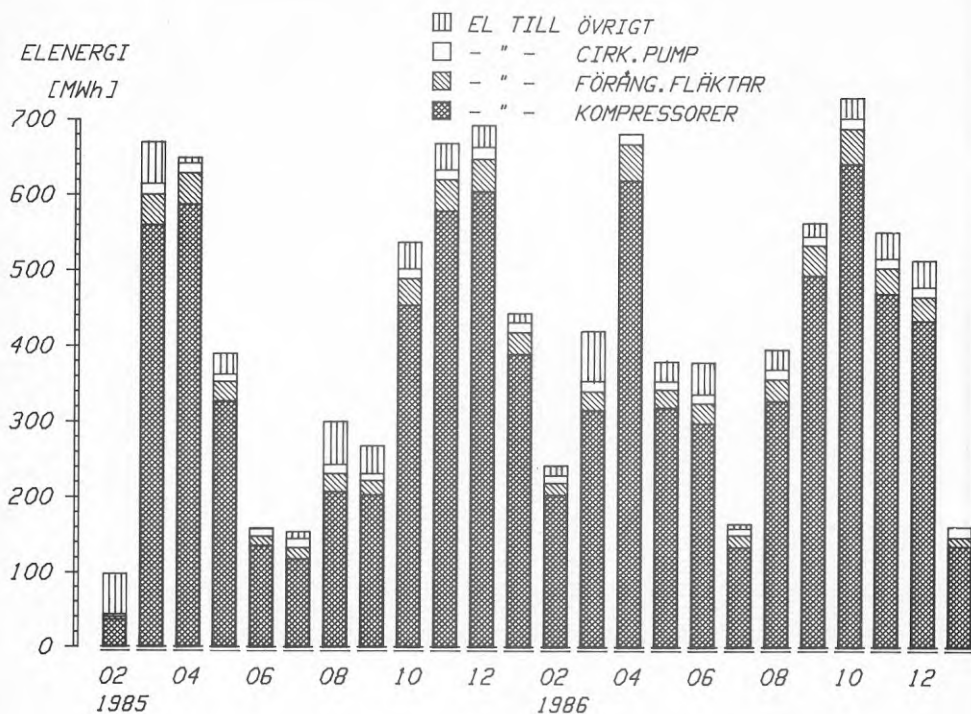
I figur 5.6 redovisas summan av de båda värmepumparnas värmeproduktion (hela stapelns höjd) jämfört med anläggningens totala elförbrukning.



Figur 5.6 Värmepumparnas värmeproduktion och total elförbrukning.

Denna figur borde visa ett klart årstidsberoende mönster, vilket inte klart framgår på grund av den stora mängden driftstörningar. Elförbrukningen följer dock värmeproduktionen, vilket tyder på en "normal drift" när väl värmepumpen är igång. Förhållandet mellan värmeproduktion och elförbrukning, värmefaktorn, redovisas utförligare i figur 5.9 och 5.10.

Elförbrukningen i figur 5.6 grundar sig på den avläsning som elverket gjort på sin debiteringsmätare, varmed anläggningens totala elförbrukning avläses. En utförligare redovisning av denna elmängd sker i följande figur.



Figur 5.7 Anläggningens totala elenergiförbrukning.

I figur 5.7 visas all elenergi som förbrukats i värmepumpbyggnaden under de båda mätåren. Elenergin har här delats upp på de delmätningar som MCTH har utfört, och den totala förbrukningen som erhållits från elverkets debiteringsmätare.

Kompressorerna, förångarfläktarna och cirkulationspump P1 samt elslingor för avfrostning, mäts av MCTH. El till kompressorerna varierar högst avsevärt då den följer värmepumparnas värmeproduktion. El till förångarfläktarna (10 st) varierar normalt mellan 25 och 45 MWh/månad och el till pump P1-VÄP och elslingor varierar mellan 10 och 12 MWh/månad.

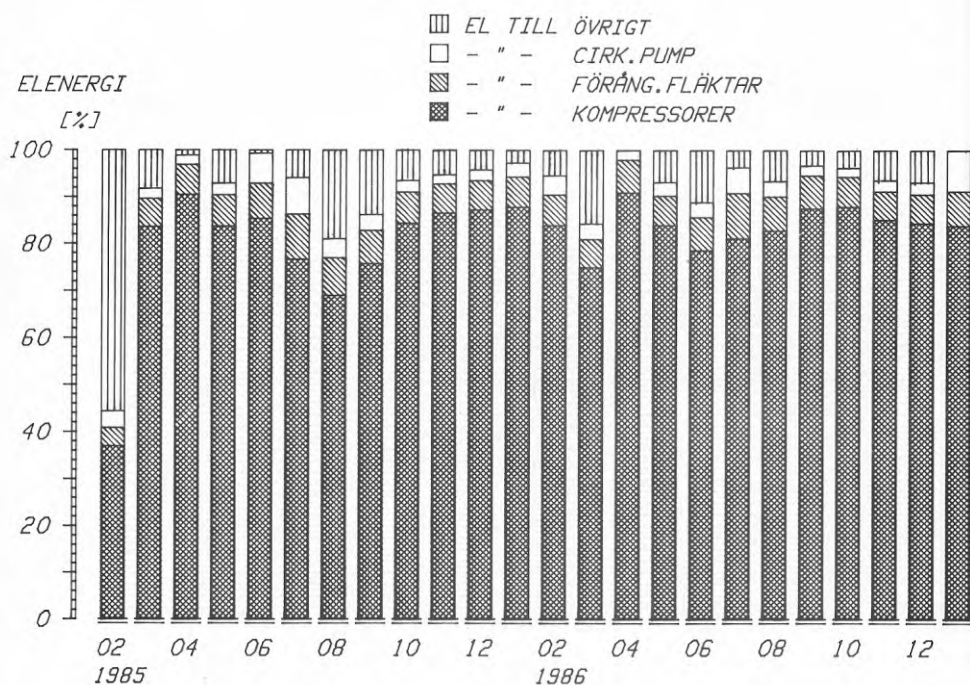
Med övrig el avses differensen mellan elverkets elmätning och summan av MCTH's elmätningar. I denna elmängd ingår förutom byggnadens grundbehov av el till belysning, ventilation och uppvärmning, även el till värmepumparnas olje- och köldmediepumpar och reglerfunktionen.

För en utförligare redovisning av denna elförbrukning hänvisas till kapitel 4.3 och tabell 4.1.

Mängden övrig el varierar rätt mycket för de olika månaderna, vilket troligen beror på följande två orsaker. Elverkets debiteringsmätare har endast i undantagsfall avlästs i månadsskiftet och en korrigering till "riktiga" månadsavläsningar har utförts. Denna korrigering har gjorts med antagandet om att alla dagar i en månad uppvisar samma elförbrukning, vilket inte är helt korrekt för månadsdata, men årsresultatet blir oförändrat. Den andra orsaken är att MCTH's data har hanterats med SUBST-kommandot, vilket innebär att mät-databortfall har ersatts med årsmedelvärdet. Detta innebär att en del månader tilldelas data med för stort belopp och andra med för lågt belopp, då mät-databortfall varit aktuellt. Årsresultatet blir även här av bättre kvalitet då databortfallet ersatts med just årsmedelvärdet av den korrekta datamängden.

Tabell 5.2 Sammanställning av elförbrukning.

El till	Mätår 1	Mätår 2
Kompressorer	4198 MWh	4390 MWh
Förångarfläktar	331 MWh	351 MWh
Cirkulationspump P1-VÄP + elslingor för avfrostning	138 MWh	147 MWh
Övrigt	362 MKWh	291 MWh
Totalt	5029 MWh	5180 MWh



Figur 5.8 Anläggningens totala elenergiförbrukning i procent.

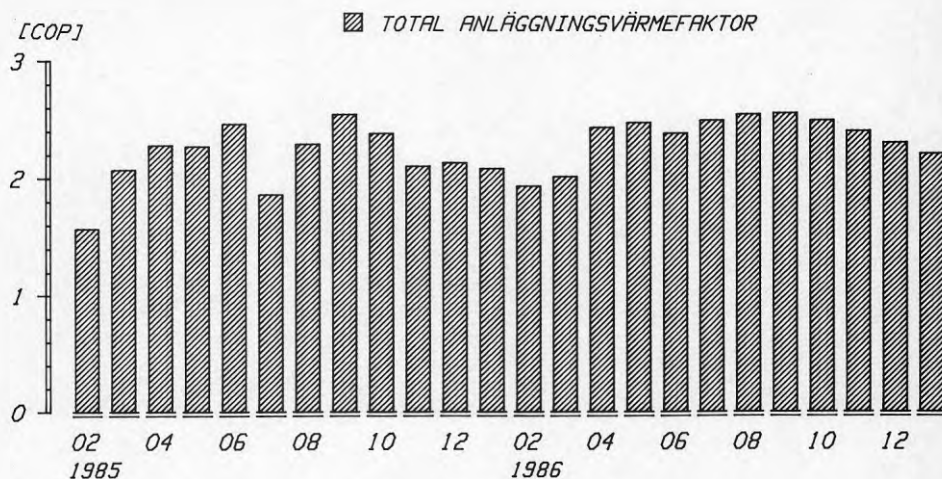
Genom att ta elmängderna från figur 5.7, och uttrycka dem i procent av månadens summaförbrukning av el, kan figur 5.8 konstrueras. Ur denna framgår nu de olika delförbrukningarnas andelar tydligare.

Ur figuren framgår exempelvis att fördelningen mellan de olika förbrukarna varierar högst avsevärt. En del månader uppvisas mycket hög andel övrig el, vilket beror på att värmepumparna då har stått avstängda, främst på grund av driftstörningar. Under mätår 2, då driftstörningarna varit mindre omfattande utgör andelen el till kompressorerna 80-90 % av total elförbrukning. El till förångarfläktarna uppgår till 6-7 % medan övrig el varierar mellan 0 och 15 %.

Tabell 5.3 Sammanställning av elförbrukning uttryckt i procent.

El till	Mätår 1	Mätår 2
Kompressorer	83,5 %	84,8 %
Förångarfläktar	6,6 %	6,8 %
Pump P1-VÄP + elslingor	2,7 %	2,8 %
Övrigt	7,2 %	5,6 %
Totalt	100 %	100 %

I figur 5.9 redovisas anläggningens totala värmefaktor, beräknad ur figur 5.6. Totalvärmefaktorn är således kvoten mellan värme, avgivet från värmepumparna, och den totala elförbrukningen i anläggningen. Denna värmefaktor blir då helt naturligt det mått på "värmeteknisk lönsamhet" som beställaren är mest betjänt av, därför att all elenergi för kringutrustning ingår.

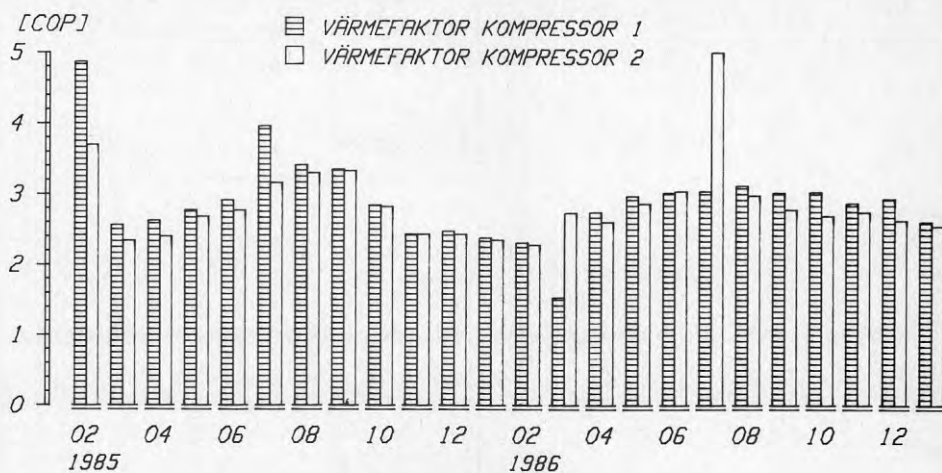


Figur 5.9 Anläggningens totala värmefaktor.

Den totala årsvärmefaktorn för mätår 1 uppgick till 2,21 och för mätår 2 till 2,38, vilket får anses som goda resultat med tanke på igångkörningsproblem under första året. Teoretiska beräkningar har utförts för att bedöma hur hög denna värmefaktor borde bli för en bra fungerande anläggning. Denna beräkning har givit resultat som överensstämmer med driftresultatet för mätår 2 och redovisas i kapitel 6.

Med hjälp av månadsstaplarna i figur 5.9 kan vissa slutsatser dras. Under mätår 1 förekom många driftstörningar och totala värmefaktorn varierade därför en hel del. Mätår 2 däremot uppvisar en ganska jämn total värmefaktor över året med lite lägre värde på vintern och lite högre värde på sommaren. Detta förlopp motsvarar i stort vad som kan förväntas av en uteluftvärmepump, därför att den arbetar vid en förångningstemperatur som i stort följer utetemperaturen.

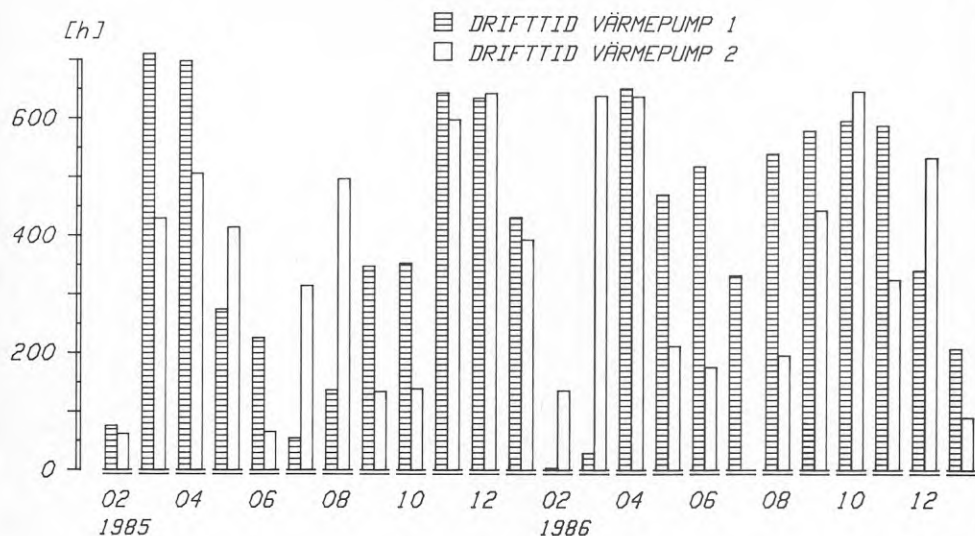
Ofta är uteluftvärmepumpar mer eller mindre överdimensionerade. Följden av detta blir att driftbetingelserna under sommaren försvåras, vilket leder till att värmefaktorn sjunker istället för att öka under denna period. Värmepumpanläggningen i Komarken kan inte sägas vara överdimensionerad rent värmetekniskt och uppvisar därför inte en försämrad värmefaktor under låg lasttid.



Figur 5.10 Anläggningens kompressorvärmefaktor.

I figur 5.10 redovisas de olika kompressorvärmefaktorerna, vilka är framtagna som kvoten mellan värme av-givet från värmepumparna och elenergi till kompresso-rerna. Denna värmefaktor är alltså inget mått på hur bra anläggningen fungerar utan utgör enbart ett mått på hur själva värmepumpaggregatet fungerar.

Månadsresultat med onormalt hög eller låg kompressor-värmefaktor är inte signifikanta för värmepumparnas funktion, då de kommer av att värmepumparna haft onor-malt kort drifttid (se figur 5.11) och mätfelen i flöde och energi blir relativt stora. De övriga månaderna visar klart att kompressorvärmefaktorn är lägre för värmepump 2, vilket kommer av att den arbetar vid en något högre kondenseringstemperatur. Mätår 1 ger kom-pressorvärmefaktorerna 2,68 och 2,62 för aggregat 1 respektive 2 och mätår 2 ger värdena 2,90 och 2,71.

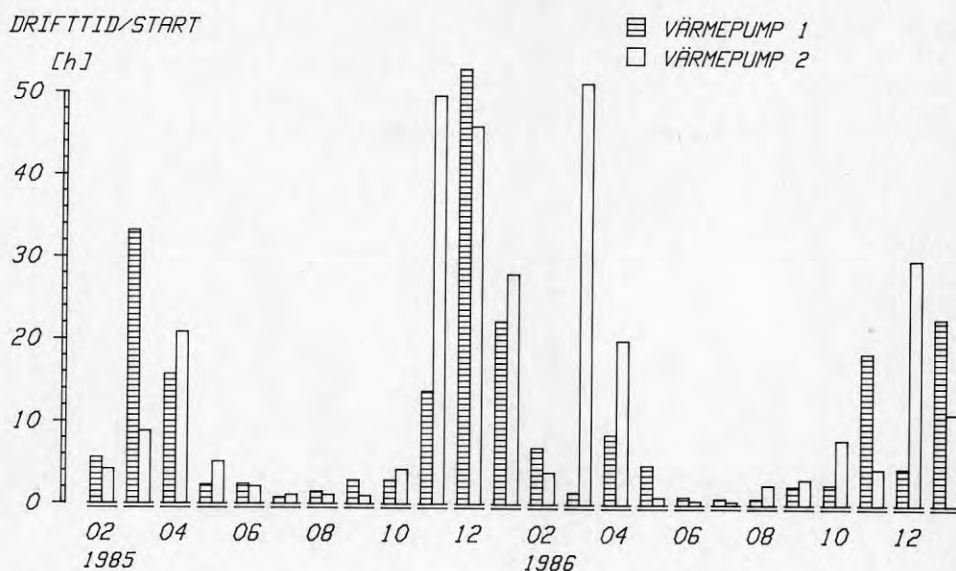


Figur 5.11 Kompressorernas drifftid.

Kompressorernas drifftid var under första mätåret 4588 respektive 4624 timmar och under andra mätåret 5164 respektive 4039 timmar för kompressoraggregat 1 och 2. Under första året gick alltså båda aggregaten lika lite medan andra årets resultat visar att värmepump 1 gick mer och värmepump 2 gick mindre antal timmar.

I figur 5.11 redovisas drifftiden för de båda kompressorerna månadsvis. Några djupare analyser utifrån detta diagram låter sig inte göras då driftstatistik och loggbok inte fullständigt förklarar driftbortfall. Det är dock helt klart att drifftiderna borde vara mycket längre.

På vintern med utetemperaturer under ca -10°C skall värmepumparna vara ur drift, vilket även ett av de båda aggregaten skall vara på sommaren. All övrig tid skall värmepumparna i princip vara i drift, då de dessutom körts med reglerbar värmeeffekt och alltså inte reglerats med "on/off"-drift. Under hela mätperioden har utetemperaturen underskridit -10°C under 400-500 timmar per vinter. Den sommartid då endast ett aggregat behövs för att klara värmebehovet uppgår till ca 2000 timmar. Detta sammantaget ger att värmepumparna borde komma upp i en drifftid på i storleksordningen 7000 timmar vardera, vilket långt ifrån har uppnåtts.

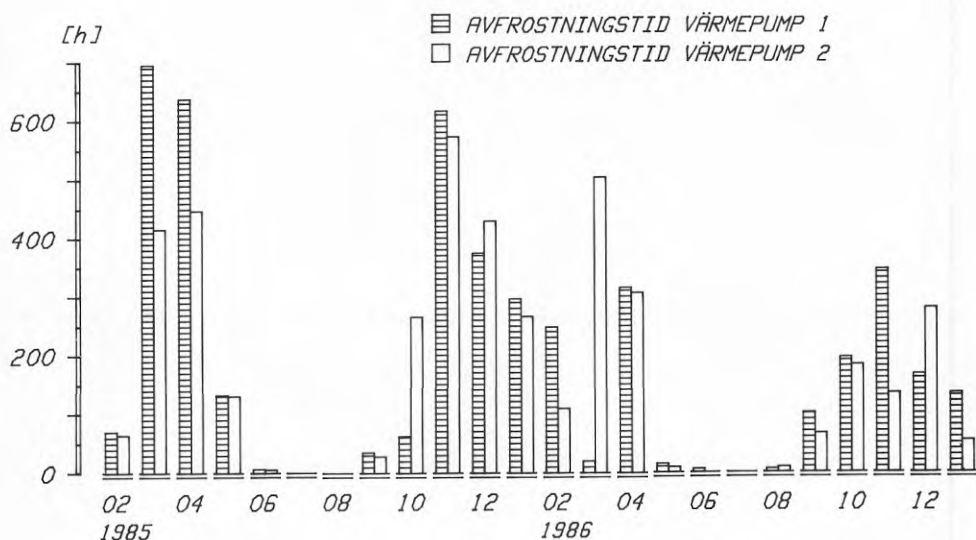


Figur 5.12 Kompressorernas drifttid per start.

I figur 5.12 redovisas de båda värmepumparnas drifttid per start som framtagits genom att tiderna i figur 5.11 dividerats med antalet startindikeringar per månad.

Det är mycket olyckligt att kompressorer av den här storleken tvingas arbeta så diskontinuerligt och med så korta drifttider. Detta leder till maskinproblem. I första hand är det smörjoljesystemet som drabbas.

Någon typisk skillnad mellan de båda värmepumparna kan inte konstateras när det gäller drifttid per start. De arbetar båda med korta drifttider på runt 1 timma/start under sommaren. De längsta drifttiderna per start uppgår till ca 2 dygn utan driftstörningar eller stopp och inträffar under vissa vintermånader.



Figur 5.13 Avfrostningstid för de båda värmepumpaggregaten.

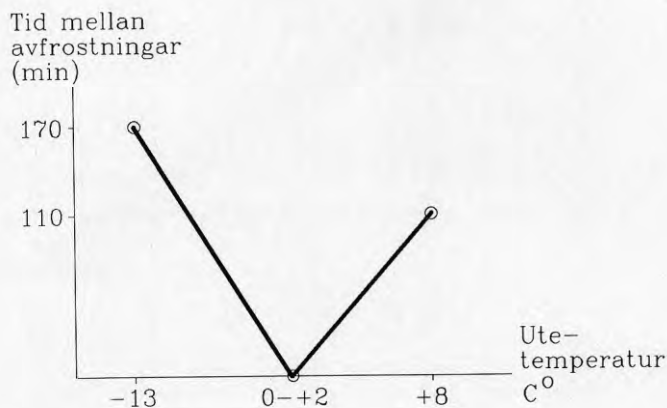
I figur 5.13 visas den totala avfrostningstiden för de båda värmepumparna. Då vardera aggregatet är försett med fem förångare, har avfrostningstiden för var och en av dem summerats under månaderna. Detta har gjorts då ingen signifikant skillnad i avfrostning har påvisats mellan de olika förångarna. Styrningen av avfrostningsförloppet sker för övrigt så att de fem förångarna hos båda värmepumparna avfrostas under lika lång tid.

Avfrostningstiden som redovisas är således den totala tid under månaden som värmepumparna avfrostas och skall ställas i relation till kompressorernas drifttid, se figur 5.11, för att ge en bild av avfrostningsintensiteten.

Den avfrostningsprincip som valts är den med utetemperaturstyrt behov. Den ursprungliga inställningen på styrdatoren innebar att avfrostning skulle ske då utemperaturen låg mellan +8 och -5 °C. I detta temperaturintervall är tiden mellan avfrostningarna 15 minuter och själva avfrostningstiden 20 minuter per förångare, vilket innebär att värmepumpen går under avfrostning i 100 minuter och med normal drift i 15 minuter. Efter

första driftåret ändrades parametrarna för avfrostningen så att värmepumpen varken skulle avfrosta för mycket eller för litet.

Den exakta inställningen av styrdatorn under 1986 är okänd, då börvärden ändrades då och då för att prova avfrostningsegenskaperna. I slutet av mätår 2 var dock inställningen 12 minuters avfrostning/batteri, med ett intervall mellan avfrostningscyklerna på mellan 110 och 170 minuter vid utetemperaturer mellan +8 och -13 °C. Ytterligare styrparametrar fördes in så att avfrostningsintervallet 0 ställdes in vid utetemperaturen 0-2 °C, vilket innebär ständig avfrostning. Vid utetemperaturer mellan de angivna brytpunkterna, utförde datorn linjär regression för att fastställa det rätta avfrostningsintervallet.

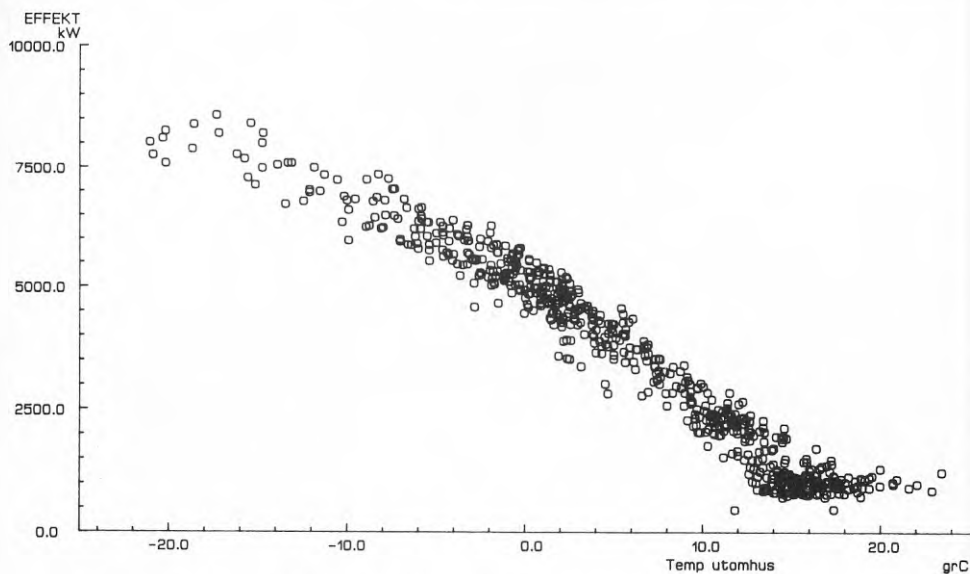


Figur 5.14 Avfrostningsparametrar inställda i slutet av mätår 2.

Ändringen av styrdatorparametrarna har haft till följd att avfrostningstiden under första mätåret, ca 2800 timmar/värmepump, har minskat till ca 1600 timmar under andra året.

5.3 Utetemperaturberoende storheter

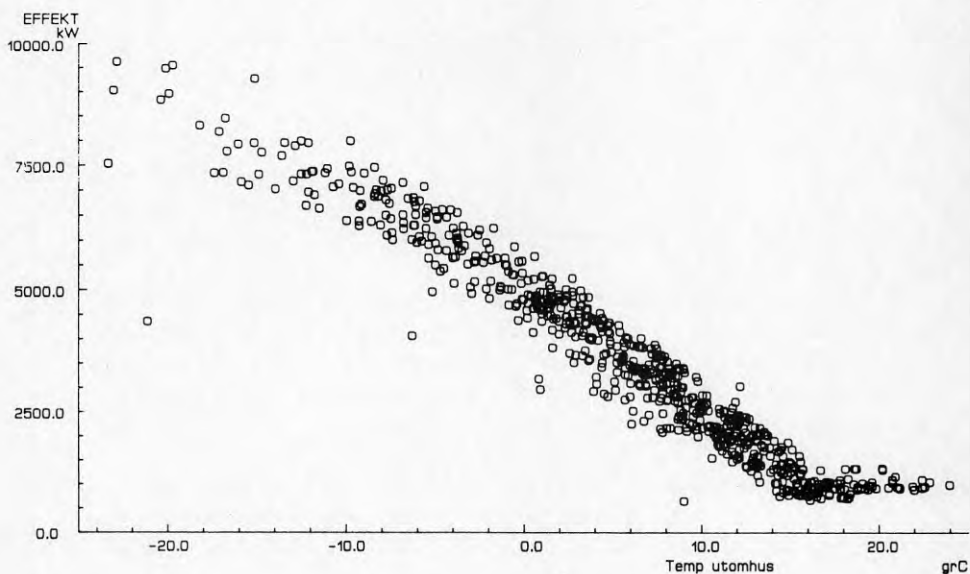
I figur 5.15 redovisas totalt levererad värmeeffekt som funktion av utetemperaturen. Figuren består av ca 700 punkter, vilka representerar 12-timmars medelvärden från den löpande mätdatan av timvärden. På grund av denna medelvärdesbildning fås en mer samlad punktsvärm och de mer extrema timmarna med hög varmvattenförbrukning "slätas ut". Enstaka timvärden går att studera i konsekutivdiagrammen tidigare i kapitlet, men då utan utetemperaturberoendet.



Figur 5.15 Levererad värmeeffekt under mätår 1.

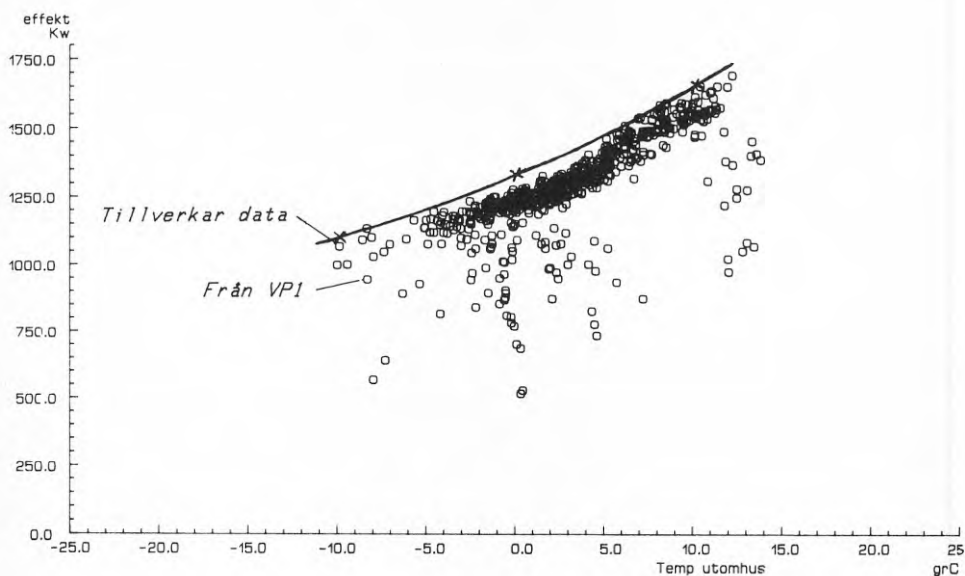
Figur 5.15 visar att värmelasten ganska väl följer utetemperaturens variation. Vid den dimensionerande utetemperaturen -17°C uppgår effekten till mellan 7500 kW och 8600 kW. Levererad effekt ökar dock inte när utetemperaturen sjunker ytterligare. Detta beror troligen på att oljepannornas temperaturbegränsning uppnåtts och att de inte förmådde avge högre effekt trots att nominell effekt angivits till 14 MW. Värmepumparna är vid dessa extremt låga utetemperaturer avstängda och oljepannorna därmed avsedda att klara hela värmelasten.

Sommarlasten som består av kulvertförluster, VVC-förluster och varmvattenbehov kan uppskattas till 1000 kW. Är denna effekt konstant hela året, uppgår detta värmebehov till 8800 MWh/år eller 28 % av det totala värmebehovet. Det är dock mycket troligt att den ökar under den kallare årstiden, då dels förlusterna ökar, dels varmvattenförbrukningen tenderar att öka. Hur stor andel av den totala värmelasten som är konstant, d v s inte utetemperaturberoende, är svårt att bestämma. Med utgångspunkt i ovanstående resonemang kan den dock uppskattas till minst 30 % av totala värmebehovet.



Figur 5.16 Värmeeffektbehovet under mätår 2.

Figur 5.16 visar det totala värmeeffektbehovet med upplösningen 12 timmar för mätår 2. Diagrammet för mätår 2 ger i stort sett samma information som det för mätår 1. Sommarlasten uppgår till ca 1000 kW och effektbehovet vid DUT, -17°C , ligger mellan 7300 kW och 8700 kW. Under detta mätår har dock pannornas styrfunktion ändrats, så att effektuttag över 9000 kW är möjliga.



Figur 5.17 Värmeeffekt från värmepumpen.

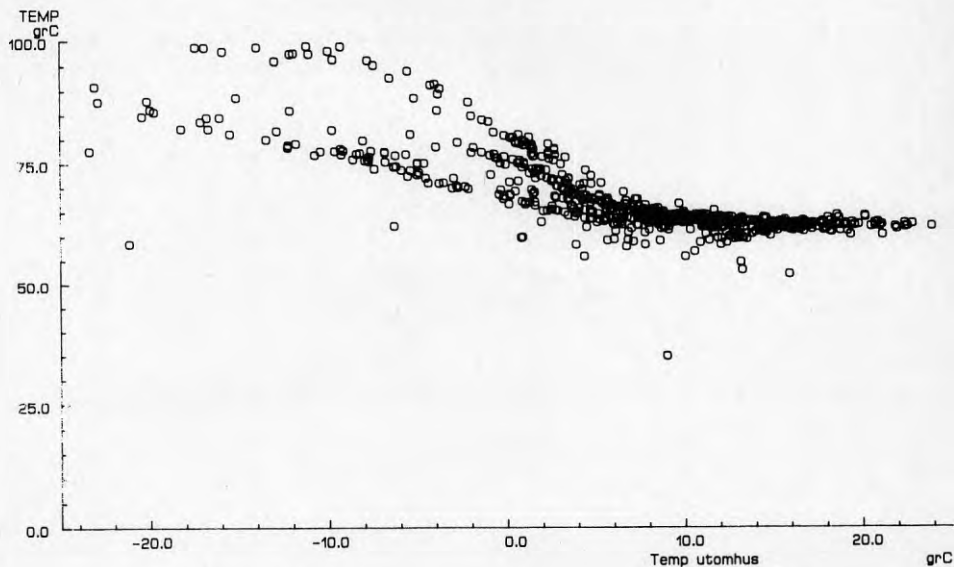
I figur 5.17 redovisas värmeeffekten från värmepump 1 som funktion av utetemperaturen. De plottade punkterna är timmedelvärden, tagna från perioden mars-april 1986 och innefattar alla timdata med drifttid under hela timman, ca 1000 punkter.

De plottade punkterna visar tydligt, att värmepumpen oftast arbetar vid full effekt när den går. Endast ett mindre antal timvärden ligger under punktsvärmen och motsvarar timmar med dellastdrift.

I figuren är även värmepumpens teoretiska värmeeffekt inlagd som en linje. Denna går ej att få direkt ur tillverkardata, då värmeeffekten där är uttryckt som funktion av förångningstemperaturen. Här har ansatts att temperaturdifferensen mellan förångnings- och utetemperatur är 10°C vid utetemperaturen $+10^{\circ}\text{C}$ och 6°C vid utetemperaturen -10°C , vilket indikerats som rimliga värden vid punktkontroller ute i anläggningen.

Inom utetemperaturområdet +5 till -5 °C sjunker, enligt tillverkaren, den uppmätta värmeeffekten under kapacitetsdata, vilket kommer sig av att värmepumpen där arbetar under avfrostning. Detta innebär att endast 4 av 5 förångare är i drift, d v s 20 % mindre förångarkapacitet, vilket leder till en sänkning av förångningstemperaturen med ca 1,5 °C. Denna sänkning leder i sin tur till en minskad värmeeffekt på ca 6 %, vilket ganska väl motsvarar den skillnad som kan konstateras i figuren.

Då viss osäkerhet föreligger vad gäller temperaturdifferens mellan förångare och uteluft kan tillverkar-kurvan mycket väl ligga något lägre. Värmepumparna får därför anses ge den förväntade värmeeffekten.



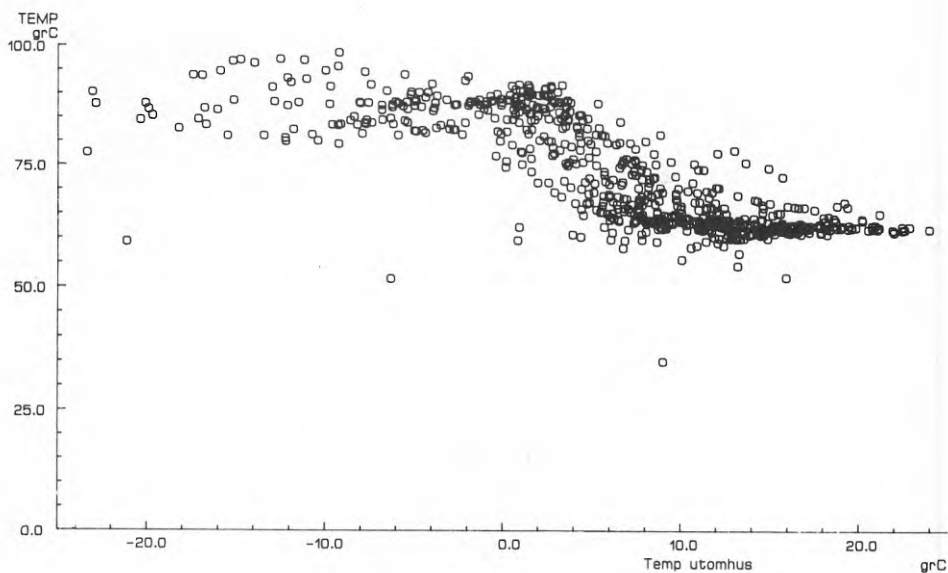
Figur 5.18 Framledningstemperatur till området Orren m fl.

Figur 5.18 visar primärnätets framledningstemperatur till området Orren m fl, under mätår 2. Mätdata är plottad som 12-timmarsmedelvärden av den löpande en-timmetsmätdata.

Driftpersonalen på anläggningen har haft problem med att få en stabil framledningstemperatur på primärnätet. Försök har då gjorts med att flytta givaren till framledningsautomatiken mellan olika rör för att erhålla en stabil reglerfunktion.

Slutligen har styrgivaren till framledningsautomatiken placerats så, att inställning i automatiken främst styr temperaturen till området Orren m fl. Ur figuren framgår tydligt, att börvärdeskurvan för önskad framledningstemperatur ändrats, så att minst 2 olika linjer kan uttydas. Detta har gjorts av maskinskötaren för att om möjligt pressa ned temperaturerna till ett minimum och förbättra driftvillkoren för värmepumparna.

Ur figur 5.18 kan utläsas att dimensionerande framledningstemperatur, vid utetemperaturen -17°C , pendlat mellan 82°C och 100°C . Primärnätets temperatur har under sommaren däremot legat stabilt kring $62-63^{\circ}\text{C}$ för att upprätthålla rätt temperatur på varmvattnet till de boende.



Figur 5.19 Framledningstemperatur till området Storcken m fl.

Figur 5.19 visar framledningstemperaturen till området Storcken m fl, med samma förutsättningar som gäller för föregående figur.

Då exakt samma tidsperiod studeras och samma primärvatten mäts, borde föregående figur och denna figur stämma väl överens. Figurerna skiljer sig dock avsevärt från varandra, och då speciellt vid utetemperaturer runt 0°C . Orsaken till denna skillnad i framledningstemperatur beror på att primärvattnet skiktas sig i röret efter pannshunten. Efter pannshunten fördelar sig vattnet till området Orren respektive Storken enligt principschemat, se figur 3.4. Rörsträckan mellan pannshunt och fördelningsrör är dock så kort, ca 1 m, att det skiktade vattnet ej ges möjlighet att blandas.

Skillnaden i framledningstemperatur blir störst då både värmepumpar och pannor går. Under sommar och kall vinter, då i huvudsak en av värmeproducenterna arbetar, skiktas vattnet mindre och samma temperatur fås till de två bostadsområdena.

Under sommaren ligger framledningstemperaturen oftast kring $62\text{--}63^{\circ}\text{C}$ och vid dimensionerande utetemperatur, -17°C , pendlar framledningstemperaturen mellan 82°C och 97°C , vilket är ungefär samma data som för området Orren m fl.

5.4 Normalårskorrigerering

För att möjliggöra en bedömning av värmepumparnas värme-
produktion kontra den totala värmelasten, är det nöd-
väändigt att normalårskorrigera det uppmätta värmebeho-
vet. Detta är utfört enligt följande modell.

$$Q_{\text{normal}} = (Q_{\text{total}} - Q_{\text{baslast}}) \cdot \frac{GD_{\text{norm}}}{GD} + Q_{\text{baslast}}$$

där Q_{normal} = normalårskorrigerat totalt värme-
behov [MWh]

Q_{total} = verkligt totalt värmebehov [MWh]

Q_{baslast} = verklig baslast avseende varm-
vattenbehov och kulvertförluster
[MWh]

GD = aktuellt antal graddagar [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{dag}$]

GD_{norm} = graddagar för ett normalår
[$^{\circ}\text{C}\cdot\text{dag}$]

Antalet graddagar för ett normalår har hämtats från
SMHI's statistik för Göteborg/Säve under tiden 1961-
1979, vars klimat bedöms motsvara det i Kungälv/
Komarken.

Antalet graddagar för de två mätåren har beräknats utgå-
ende från mätdata på utetemperaturen. Vid denna beräk-
ning har uppvärmning antagits ske till 17°C rumstempe-
ratur, då resterande 3-5 graders uppvärmning sker med
internt producerat värme i lägenheterna. Under sommaren
har eldningsgränser satts, då all uppvärmning upphör
från fjärrvärmenätet och resterande temperaturhöjning
sker med hjälp av internvärme och solinstrålning. De
satta eldningsgränserna är för april $+12^{\circ}\text{C}$, för maj-
juli $+10^{\circ}\text{C}$, för augusti $+11^{\circ}\text{C}$, för september $+12^{\circ}\text{C}$
samt för oktober $+13^{\circ}\text{C}$ och avser dygnsmedeltemperatu-
ren. Den numeriska beräkningen har utförts på MCTH's
dator, där mätdata lagras.

Mätdata med en timmas upplösning har reducerats till dygnsmedel och sorterats ut om eldningsgränsen uppnåtts. Därefter har temperaturerna summerats till månadsvärden av antalet graddagar.

Tabell 5.4 Normala och beräknade graddagar.

Månad	Graddagar Normalår	Graddagar Mätår 1	Graddagar Mätår 2
Feb	536	692	690
Mars	501	507	486
April	358	408	416
Maj	126	67	48
Juni	5	0	0
Juli	0	0	0
Aug	1	0	14
Sep	90	175	219
Okt	263	193	283
Nov	397	520	330
Dec	526	568	520
Jan	577	668	803
Året	3380	3798	3809 °C·DAG

Om den konstanta värmelasten, enligt kapitel 5.3, sätts till 30 % av 31.000 MWh ger detta att 9300 MWh förbrukas till varmvatten och kulvertförluster. Därmed kan man separera den del av värmeförbrukningen som skall normalårskorrigeras. Korrigeringen sker sedan med hjälp av kvoten mellan normalt och verkligt antal graddagar.

Tabell 5.5 Normalårskorrigerad total värmelast.

	Mätår 1	Mätår 2
Uppmätt värmelast	31 490 MWh	31 000 MWh
Normalårskorrigerad värmelast	29 050 MWh	28 560 MWh

Ur tabell 5.5 kan man sluta sig till att totala värmebehovet under de båda mätåren varit ca 8,5 % högre än det skulle ha varit ett normalår.

Ser man på antalet graddagar i tabell 5.4, är de ca 12,5 % fler för de två mätåren. Behovet av värme för uppvärmning har således varit ca 12 % större.

Månadsvis är de uppmätta graddagarna både fler och färre än normalåret för de flesta månaderna, utom för maj som var varm de båda mätåren och september som var ovanligt kall. En månad med extremt stort värmebehov är januari i mätår 2 (januari 1987). Denna månad uppvisar även ett stort antal graddagar och var givetvis ovanligt kall under en lång tidsperiod.

5.5 Buller

Anläggningar med stora fläktar brukar ofta medföra bullerproblem. Av denna anledning, och med erfarenheter från andra, mindre uteluftvärmepumpar, visade de omkringboende villaägarna en viss oro inför Komarkenanläggningen. Denna oro förstärktes ytterligare då det beslöts att värmepumpbyggnaden skulle placeras mycket nära villaområdet.

Detta bidrog till att mycket omsorg lades ned på själva ljuddämpningen vid projekteringen. En särskild kontrollant anlätades för uppföljning av ljudsidan och speciella ljudbesiktningar utfördes.

Utan att gå in på detaljer kan nämnas, att:

1. Alla källor till stomljud i byggnaden har undvikits genom avdämpning och gummiupphängning av samtliga ingående komponenter som kompressorer, pumpar och rör.
2. Luftburet ljud har avdämpats med ljudabsorberande mattor som täcker samtliga väggar och tak i värmepumprummet och förångarrummen.
3. Uteluftfläktarnas bladvinklar och varvtal har justerats för att minska bullernivån.

Resultatet av dessa åtgärder är att anläggningen blivit mycket väl ljuddämpad. Eftersom villaägarna i värmepumpbyggnadens omedelbara närhet var oroad för eventuellt kommande buller redan innan värmepumpen installerades, är det rimligt att anta att de varit mycket observanta på eventuella störande ljud från anläggningen sedan den väl tagits i drift. Ett mått på hur väl värmepumpbyggnadens ljudisolering fungerat, är då om det framförts några klagomål på buller. Inga sådana klagomål har kommit till författarnas kännedom.

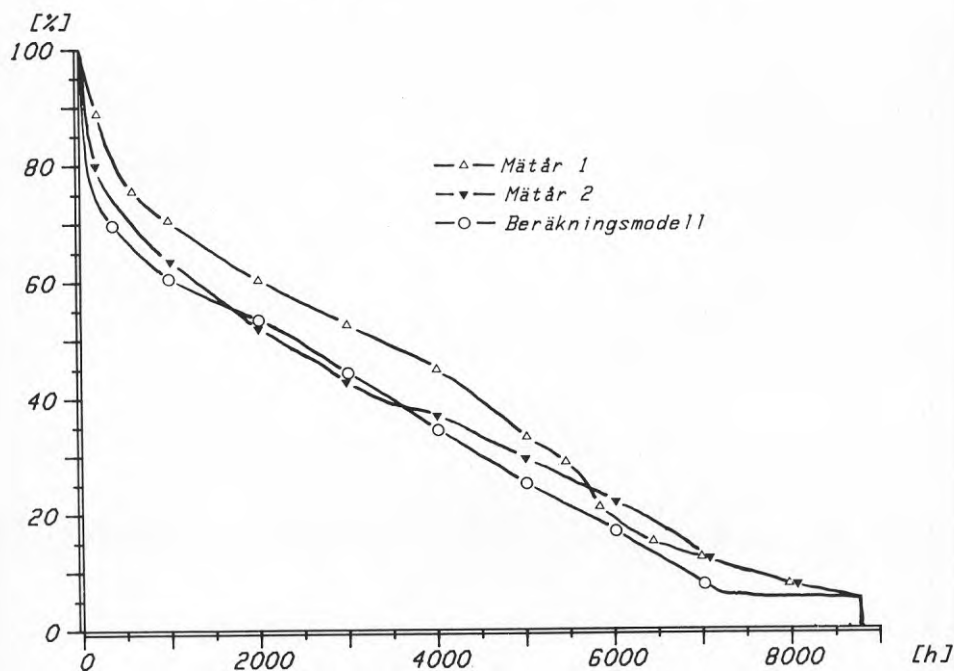
Slutsatsen är att bullerdämpningen av ljudspridning utanför byggnaden utfallit till full belåtenhet.

Bullernivån inne i värmepumpbyggnaden, och då speciellt i rummet med kompressorerna, är dock hög. Hörselskydd föreskrivs vid långvarig vistelse där.

Datorprogrammet, som används här, finns närmare beskrivet i referens [1]. I korthet arbetar programmet med matematiska modeller och är inget rent simuleringsprogram. Programmet är uppbyggt på så vis att generella betraktelser av t ex värmepumpstorlekars betydelse i förhållande till lasten och temperaturnivåers betydelse för driften såväl hos last som hos värmepump, enkelt ska kunna studeras.

6.1 Förutsättningar

I denna studie används årsmedeltemperaturen $+7^{\circ}\text{C}$ för Kungälv. En jämförelse mellan den i datormodellen använda lastkurvan och de verkliga uppmätta lastkurvorna under de båda mätåren, presenteras i figur 6.1.



Figur 6.1 Jämförelse mellan verklig, uppmätt last och i datorprogrammet ansatt last.

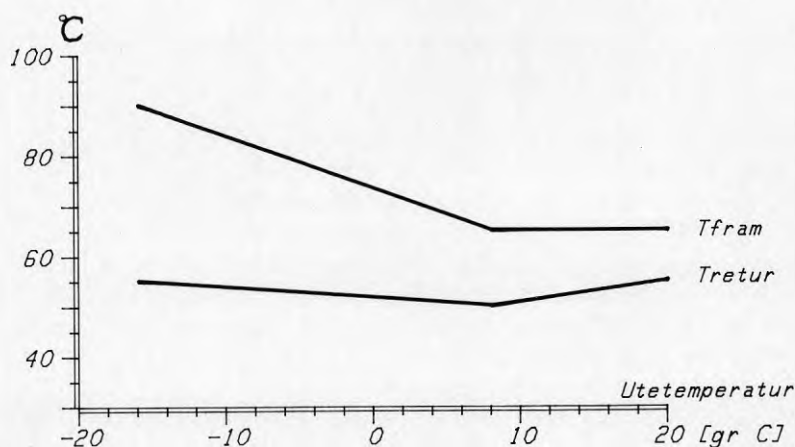
Maximalt effektbehov under respektive mätår har satts till 100 %, för att kunna jämföra mätningar med modell.

De utnyttjningstider som erhålls för de tre kurvorna förhåller sig enligt nedan.

3580 h	mätår 1
3100 h	mätår 2
3080 h	enligt modell.

Enligt värmepumpleverantören, TETAB, ska värmepumpen i drift alltid höja värmebärarens temperatur till ca 65 °C. Därför används i datorprogrammet, för normaldrift, kondenseringstemperaturen 70 °C.

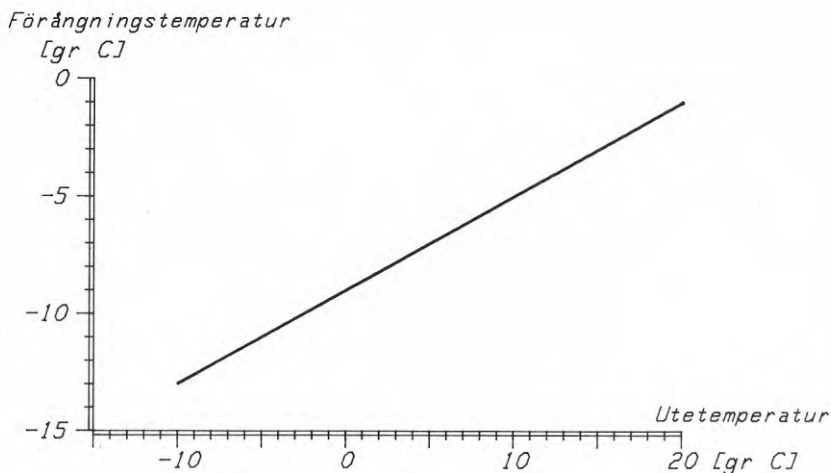
Lastens temperaturnivåer har i normalfallet valts enligt figur 6.2.



Figur 6.2 Lastens fram- och returledningstemperaturer som funktion av utetemperatur.

Framledningstemperaturens verkliga utseende hos lasten, enligt mätresultat, återfinns i figurerna 5.18 och 5.19. Returtemperaturen i figur 6.2 bygger på uppmätta data, dock av sådan osäker kvalitet att dessa inte redovisas separat.

På värmepumpens förångarsida har relationen mellan uteluftens temperatur och förångningstemperatur valts enligt figur 6.3.



Figur 6.3 Förångningstemperatur som funktion av utetemperatur.

Hänsyn till värmeproduktionsbortfallet under avfrostningsperioderna, då ju 20 % mindre förångararea utnyttjas, tas överslagsmässigt på följande sätt.

Behov av avfrostning antas föreligga under 6 av årets månader. Under dessa månader sätts förångningstemperaturen genomsnittligt $1,5^{\circ}\text{C}$ lägre än vad som vore fallet utan avfrostning.

Detta ger, vid bibehållen kondenseringstemperatur, att värmeeffekten minskar med 4-8 %.

Värmepumpens kondensor- och förångareffekt sätts enligt angivna data i figur 3.6.

Då erhållna mätresultat visat att det totala elenergi-behovet över året varit ca 18 % större än enbart elenergi-behov till kompressorer, ingår detta vid beräkning av anläggningens totala årsvärmefaktor.

6.2 Resultat av teoretiska studier

Om värmepumpen kan täcka hela värmebehovet då utetemperaturer är $+8^{\circ}\text{C}$ eller högre, kan den som bäst klara ca 55 % av totala värmebehovet.

Totala årsvärmefaktorn, inklusive el till kringutrustningen blir enligt modellen ca 2,4. Detta stämmer bra överens med mätår 2, vilket indikerar att värmepumpaggregaten har fungerat som avsetts när de väl har varit i drift.

Hänsyn tas dessutom till minskning av värmeproduktion på grund av driftstopp för underhåll och service, genom att anta:

1. Driftstopp maximalt en hel arbetsdag var fjortonde dag för underhåll. Driftbortfall 9 timmar under varje tvåveckorsperiod jämnt fördelat över året, ger en minskning av möjlig värmeproduktion med ca 3 %.
2. All service sker sommartid då en värmepump räcker för att tillgodose hela lasten. Under service fås då inget bortfall i värmeproduktionen.

Sammantaget innebär allt detta, att värmepumparna i Komarken tillsammans borde kunna täcka över 50 % av totalt årsvärmebehov, med hänsyn tagen till såväl minskad värmeeffekt under avfrostningsperioder som stilleståndsperioder p g a underhåll och service. Detta skulle för ett normalår innebära ca 15.000 MWh värme producerat av värmepumpen.

Under mätår 1 har värmepumparna täckt 35 % av totala värmebehovet och under mätår 2 har värmepumparna täckt 40 %.

Skillnaden i värmetyckningsgrad mellan vad som är praktiskt möjligt och det som värmepumparna verkligen levererat under de båda mätåren, får tillskrivas de många, och ibland långa, driftstillestånden.

Möjlig värmetyckningsgrad stämmer väl överens med projekterade siffror, där en värmetyckningsgrad mellan 50 och 55 % förväntas.

Vid ekonomiska bedömningar av den typ av värmeanläggningar som studeras här, är det två skilda ekonomiska modeller som kan användas. Den ena benämns här finansieringskalkyl och den andra investeringskalkyl.

Finansieringskalkylen kan i korthet sägas beskriva det årsvisa kapitalflödet för en anläggning (aktuella intäkter och kostnader ställs mot varandra under det specifika året). I finansieringskalkylen får därför de typer av lån som anläggningen finansierats med, stor inverkan på årsresultaten. Sett över hela den beräknade livslängden för en anläggning kan investeringen vara lönsam, trots att kassamässiga underskott uppstår under de första åren av anläggningens livslängd.

Vid användning av en investeringskalkyl ställs kostnader och intäkter under hela den förväntade livslängden mot varandra och diskonteras med en kalkylränta. Då kalkylen genomförs med fast penningvärde beräknas alla variabler i ett visst års penningvärde, och realprisutvecklingen för vissa framtida kostnader och intäkter uppskattas. Som kalkylränta utnyttjas en real ränta.

I detta arbete används den reala kalkylräntan 6 %, medan ingen real prisförändring sker för el, tillsatsvärme eller för drift och underhållskostnader.

Om lönsamheten för en anläggning ska bedömas är det mycket missvisande att använda en finansieringskalkyl, där årsvisa resultat för hela livslängden sammanställs med löpande penningvärde och nominell låneränta. Ett mer rättvisande mått på lönsamheten ger då investeringskalkylen som lämpar sig väl, exempelvis vid bedömning av olika investeringsalternativs lönsamhet.

7.1 Kostnadssammanställning

De kostnader som presenteras i denna kostnadssammanställning är angivna i kostnadsnivån december 1984.

Entreprenadkostnader (SEK)

Kylanläggning	6 231 000:-
El-, styr- och teleanläggning	1 528 000:-
Vatten, avlopp och värme	1 175 000:-
Ventilation	100 000:-
Byggnadsarbeten	3 533 000:-
Arbeten i UC (kv Storcken m fl)	<u>910 000:-</u>
	13 477 000:-

Fastpristillägg (best nov 1983)	340 000:-
Moms	<u>1 670 000:-</u>

Summa 15 487 000:-

Övriga kostnader (SEK)

Markkostnad	20 000:-
Anslutningsavgifter VA	35 000:-
Anslutningsavgifter EL	290 000:-
Byggnadslov, fastighetsbildning	15 000:-
Administrationskostnad	275 000:-
Projektering	90 000:-
Byggledning, kontroll och besiktning	300 000:-
Räntor	250 000:-
Oförutsett	<u>300 000:-</u>

Summa 1 575 000:-

Total produktionskostnad 17 062 000:-

7.2 Finansiering

Anläggningen finansierades med två lån (SEK).

- 1 Experimentbyggnadslån via Statens
råd för byggnadsforskning (BFR) 9 034 000:-

- 2 Statligt bostadslån
(30 år avskrivningstid,
2,6 % ränta första året samt
en ränteökning med 0,25 % per år) 8 028 000:-

Experimentbyggnadslånet fungerar så att återbetalning ska ske endast om anläggningen redovisar driftöverskott, relaterat till vad motsvarande drift med en konventionell anläggning skulle ha kostat.

7.3 Finansieringskalkyl

Finansieringskalkylen bygger i stort på resultaträkningar för respektive år, utförda av HSB, södra Bohuslän.

1985 (SEK)

Kapitalkostnader

Avskrivning fastighet, maskiner och inventarier	816 000:-
Räntekostnader	<u>124 000:-</u>
Summa kapitalkostnader	940 000:-

Underhållskostnader

Avsättning periodiskt underhåll	400 000:-
Löpande underhåll	<u>50 000:-</u>
Summa underhållskostnader	450 000:-

Driftkostnader

Lönekostnad maskinist	75 000:-
Samordnad fastighetsskötsel	25 000:-
Administration	100 000:-
Sakförsäkringspremier	80 000:-
Konsultkostnader	50 000:-
Div kostnader	13 000:-
Elkostnader	<u>1 462 000:-</u>
Summa driftkostnader	1 805 000:-

Totala kostnader	3 195 000:-
------------------	-------------

Sammanlagda drift- och underhållskostnader (elkostnad exkluderad) blir för året 793 kSEK eller drygt 4,5 % av totala investeringskostnaden.

Enligt referens [2] ligger årliga drift- och underhållskostnader för värmepumpar i Sverige genomsnittligt på mellan 2 och 3 % av investeringskostnaden.

För Komarkenanläggningen avsätts årligen för periodiskt underhåll ca 400 kSEK (1985), vilket ska täcka förväntade underhållskostnader under anläggningens livslängd.

Mot bakgrund av de i referens [2] presenterade siffrorna tycks avsatt belopp vara något högt. Med tanke på anläggningens relativt komplicerade utförande kan det dock synas motiverat med ett avsatt belopp som motsvarar något högre drift- och underhållskostnader än för riksgenomsnittet.

Däremot bör det avsatta beloppet för periodiskt underhåll minskas med upptagna kostnader för löpande underhåll. Om så gjordes hade totalkostnaderna för 1985 uppgått till 3 145 kSEK.

Den oljebesparing som erhöles 1985 svarar mot de 11,1 GWh värme som värmepumparna levererade.

Uppmätt pannverkningsgrad 1985 var ca 84 %. Eftersom pannorna efter värmepumpinstallationen avlastats mest under tider på året då pannverkningsgraden varit som lägst, synes det rimligt att anta att pannverkningsgraden 1985 utan värmepumpar, skulle ha varit mindre än de nu uppmätta 84 %. Vid beräkning av oljebesparing används dock pannverkningsgraden 84 %.

Med ett värmeinnehåll hos oljan på 10,6 MWh/m³ var oljebesparingen 1247 m³ under 1985.

En sammanställning av resultaten för 1985 ger följande resultat (SEK):

Oljebesparing 1247 m ³ à 2300:-	2 868 000:-
Elförbrukning	- 1 462 000:-
Drift och underhåll	- 793 000:-
Kapitalkostnader	- 940 000:-
	- 327 000:-

Ett underskott på 327 kSEK uppstod alltså 1985. Om avsättningen till periodiskt underhåll minskats med 50 kSEK och oljebesparingen beräknats med 80 % pannverkningsgrad istället, hade underskottet 1985 blivit 134 kSEK.

1986 (SEK)

Kapitalkostnader

Avskrivning fastighet, maskiner och inventarier	816 000:-
Räntekostnader	<u>253 000:-</u>
Summa kapitalkostnader	1 069 000:-

Underhållskostnader

Avsättning periodiskt underhåll (indexuppräknat)	424 000:-
Löpande underhåll	<u>53 000:-</u>
Summa underhållskostnader	477 000:-

Driftkostnader

Lönekostnader maskinist	96 000:-
Samordnad fastighetsskötsel	32 000:-
Administration	100 000:-
Sakförsäkringspremier	90 000:-
Konsultkostnader	28 000:-
Div kostnader	5 000:-
Elkostnader	<u>1 611 000:-</u>
Summa driftkostnader	1 962 000:-

Totala kostnader

3 508 000:-

Sammanlagda drift- och underhållskostnader (elkostnad exkluderad) blir för året 828 kSEK.

1986 levererade värmepumparna 12,3 GWh värme. Med användning av uppmätt pannverkningsgrad över året, 86 %, och oljans värmeinhåll 10,6 MWh/m³, var oljebesparingen 1349 m³ under 1986.

En sammanställning av resultaten för 1986 ger följande resultat (SEK):

Oljebesparing 1349 m ³ å 1600:-	2 158 000:-
Elförbrukning	- 1 611 000:-
Drift och underhåll	- 828 000:-
Kapitalkostnader	<u>- 1 069 000:-</u>
	- 1 350 000:-

Ett underskott på 1350 kSEK erhöles under 1986. Om samma betraktelse görs som för 1985, med en minskning av avsättningen till periodiskt underhåll och en pannverkningsgrad på 80 %, blir motsvarande underskott 1004 kSEK.

Den avgörande skillnaden i resultat mellan åren 1985 och 1986 är den dramatiska sänkningen av oljepriset. Priset för olja minskade från det ena till det andra året med 30 %.

7.4 Investeringsskalkyl

Som tidigare nämnts ger investeringsskalkylen ett mått på lönsamheten hos investeringen, beräknat över anläggningens hela förväntade livslängd.

Den ekonomiska modell som används här är en nuvärdesmodell. Med modellen beräknas kostnaden per kWh för av värmepumpen levererat värme. Schematiskt är modellen uppbyggd enligt nedan.

$$\text{Värmekostnad} = \text{investering} \cdot \text{annuitetsfaktor} + \text{rörlig kostnad}$$

eller med i fortsättningen använda beteckningar

$$K_v [\text{SEK/kWh}] = \frac{\text{INV} [\text{SEK}]}{Q [\text{kWh}]} \cdot a + \frac{K_{\text{arb}} [\text{SEK/kWh}]}{\text{SPF}} \quad (7.1)$$

där

K_v = kostnad för värme från värmepumpen

INV = total investering

Q = årlig värmeleverans från värmepump

a = annuitetsfaktor

K_{arb} = elkostnad

SPF = värmepumpanläggningens årsvärmefaktor.

Om årlig drift- och underhållskostnad sätts som en andel, x , av investeringen INV, får första termen i ekvation (7.1) följande utseende.

$$\frac{\text{INV} \left(1 + \frac{x}{a}\right)}{Q} \cdot a$$

Med drift- och underhållstermen inkluderad, ändras ekvation (7.1) till

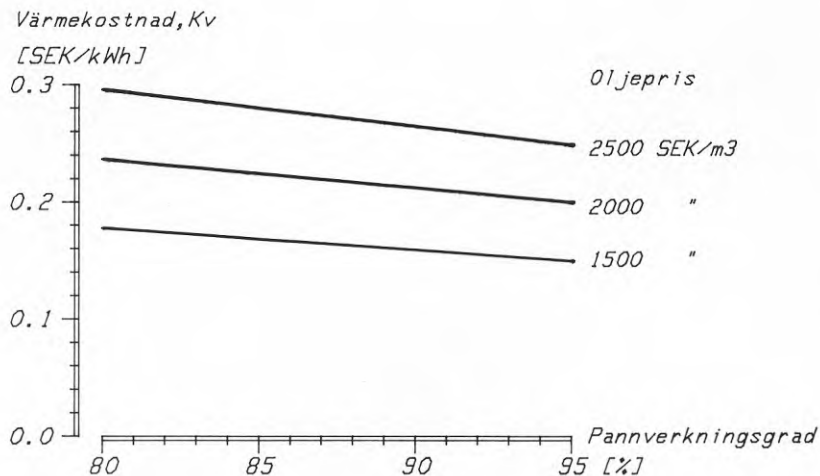
$$K_v = \frac{INV \left(1 + \frac{x}{a}\right)}{Q} \cdot a + \frac{K_{arb}}{SPF} \quad (7.2)$$

Genom att variera storleken hos ingående termer kan även känsligheter studeras med hjälp av ekvation (7.2).

Exempel

Investeringen INV är 17 062 kSEK. Väljs värmeproduktionen 15 GWh/år, årsvärmefaktorn 2,4 och drift- och underhållsandel 3 % av investeringen, tillsammans med elkostnaden 0,30 SEK/kWh och annuitetsfaktorn 0,103 (15 år, 6 %), erhålls en kostnad för värme levererat från värmepumpen på 0,27 SEK/kWh.

Kostnaden för användning av olja med värmevärdet 10,6 MWh/m³, ser ut enligt nedanstående figur (förutsatt att denna värmekostnad endast belastas med den rörliga oljekostnaden).



Figur 7.1 Kostnaden för värme producerat med olja som funktion av pannverkningsgrad och oljepris. Endast oljekostnad ingår.

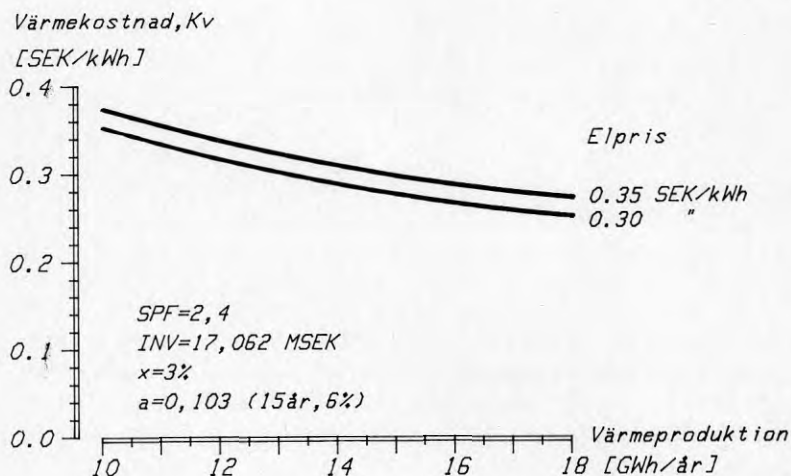
Totala värmekostnaden kan sänkas (d v s incitamentet för en värmepumpinstallation) endast om kostnaden för det värme som levereras från värmepumpen är lägre än kostnaden för värme enbart från olja. Enligt ovanstående figur får därför oljekostnaden inte vara lägre än ca 2300-2500 SEK/m³, för att värmepumpinvesteringen ska vara lönsam.

De värden som anges i exemplet är värden som stämmer bra överens med hur värmepumpinstallationen i Komarken skulle kunna fungera.

Kostnaden för värme producerat enbart med olja enligt figur 7.1 utgör en lägsta teoretisk kostnad. I praktiken tillkommer även för oljeeldning andra kostnader än rena oljekostnaden.

Vad är det då som starkast påverkar kostnaden för värme levererat av värmepumpen?

En variation av drift- och underhållskostnad ger ett mycket litet utslag i total värmekostnad, enligt referens [1]. Därför studeras inte variationer av denna parameter vidare.



Figur 7.2 Kostnaden för värme från värmepumpen som funktion av från värmepumpen levererat värme och elpris.

Om elkostnaden ökar med 0,05 SEK/kWh, från 0,30 till 0,35 SEK/kWh (17 % ökning), ökar samtidigt kostnaden för värme levererat från värmepumpen med ca 0,02 SEK/kWh, oberoende av vilken absolut värmemängd värmepumpen levererar.

Värmepumparna i Komarken levererade under de två första mätåren 11,1 respektive 12,3 GWh. Som visats tidigare bör värmepumpen kunna leverera i storleksordningen 15 GWh årligen. En sådan ökning skulle enligt figur 7.2 innebära en minskning av värmekostnaden från 0,30 - 0,32 SEK/kWh till ca 0,27 SEK/kWh, d v s med 10-15 %.

Årsvärmefaktorn är, enligt kapitel 5 och 6, redan mätår 2 i nivå med vad den bör kunna bli, varför det inte finns utrymme för några drastiska höjningar av densamma.

Annuitetsfaktorn bygger på en antagen real ränteutveckling och en antagen teknisk livslängd med den insats av drift- och underhåll som finns upptagen. Eftersom avsättningen för periodiskt underhåll i Komarken ligger relativt högt jämfört med landet i övrigt (referens [2]), anses den tekniska livslängden 15 år vara rimlig. Den reala ränteutvecklingen i framtiden får anses vara något osäker att förutspå. Här har den reala räntan 6 % genomgående använts.

En intressant jämförelse är vid vilken nivå på oljepris som en investering i en likadan värmepumpanläggning som Komarken är ekonomiskt motiverbar.

Genom att i figur 7.2 läsa av den värmekostnad som erhålls för värme levererat från värmepumparna och sedan med hjälp av figur 7.1 pricka in vilket oljepris det motsvarar, kan valfria kombinationer av variabler studeras.

Lägsta kostnad för värme levererat från värmepumpanläggningen, med given investering, ligger i storleksordningen 0,25 SEK/kWh. Det motsvarar ett oljepris av ca 2200 SEK/m³.

Här bör observeras att värmekostnaden för en ren oljeförbränningsanläggning till absolut största delen beror av priset på olja. Det innebär att värmekostnaden styrs av yttre faktorer som erfarenhetsmässigt kan vara svåra att förutsäga.

Värmepumpanläggningen däremot, har en stor andel fasta kostnader, vilket gör att känsligheten för variationer i t ex el- och oljepris inte slår lika hårt på värmekostnaden. Det går därför att med större säkerhet förutsäga värmekostnaden för värme från en anläggning med en hög andel kapitalkostnad än för värme från en anläggning med enbart bränslekostnad.

7.5 Kortsiktig marginalkostnad

Vid drift av en värmeproduktionsanläggning, där en investering redan är gjord, kan frågan om när det inte längre är lönsamt att ha anläggningen i drift, uppkomma. Vid sådana betraktelser brukar den s k kortsiktiga marginalkostnaden användas.

Eftersom investeringen är gjord kommer man inte undan de fasta kostnaderna, d v s amorteringar och ränta.

Därför är det endast de rörliga kostnaderna för värmeproduktionen som ska jämföras med kostnaden för alternativt producerad värme.

Något förenklat kan de rörliga kostnaderna sägas vara de kostnader som bortfaller om anläggningen stoppas.

I praktiken kan det vara svårt att särskilja kostnader som direkt sammanhänger med driften från övriga kostnader. Genom att t ex studera kostnadssammanställningarna för 1985 och 1986, inses att vissa kostnader, som tas upp som driftkostnader, kvarstår vid ett kort driftstopp, medan de skulle bortfalla vid ett längre driftstopp.

I fallet Komarken är frågeställningen, vid vilket oljepris det inte längre är lönsamt att producera värme med värmepumparna, och när de följaktligen bör stängas av.

Ur kapitel 7.3 kan de verkliga rörliga kostnaderna för 1985 och 1986 tas fram, medan rörlig kostnad för en väl fungerande anläggning (d v s ungefär enligt projekterade data) tas ur kapitel 7.4.

På grund av de ovan nämnda svårigheterna att klart särskilja olika slags kostnader, görs här två alternativa beräkningar med olika förutsättningar.

- I De rörliga kostnaderna består endast av elkostnad. Kostnaderna är då sammansatta av elpris, anläggningsvärmefaktor och förbrukad elmängd, vilket ger en över året genomsnittlig elkostnad.
- II De rörliga kostnaderna består förutom av elkostnad även av övriga driftkostnader och underhållskostnader (se kostnadssammanställningar för 1985 och 1986, kapitel 7.3). För väl fungerande anläggning i tabell 7.1 är andelen underhåll vald till 3 % av investeringen.

Tabell 7.1 Rörliga värmekostnader.

	Rörliga kostnader [SEK/kWh]		Motsvarande oljekostnad [SEK/m ³]	
	Alt I	Alt II	Alt I	Alt II
Väl fungerande anläggning (SPF=2.4, elpris =0,30 SEK/kWh)	0,125	0,159	1125	1430
1985 års resultat	0,132	0,20	1190	1830
1986 års resultat	0,131	0,20	1177	1790

I tabellen används pannverkningsgraden 85 % vid beräkning av oljekostnad och oljans värmeinhåll är satt till 10,6 MWh/m³. Elkostnaden är en genomsnittlig kostnad över året och inkluderar både fasta avgifter och rörliga kostnader. En väl fungerande anläggning förutsätts producera 15.000 MWh.

Beroende på hur mycket av övriga driftkostnader (elkostnaden exkluderad) som bortfaller vid ett stopp av anläggningen, fås ett motsvarande oljepris någonstans i intervallet mellan alternativ I och alternativ II. Var i intervallet man hamnar är svårt att avgöra, eftersom det bland annat beror på driftstoppets längd. Ju kortare driftstopp, desto närmare kommer man alternativ II. Det är förvaltaren som bör avgöra vilka kostnader som bortfaller vid ett eventuellt stopp av anläggningen.

Under 1985 var oljepriset 2300 SEK/m³, varför drift av värmepumparna var lönsam i jämförelse med stopp av driften.

Under 1986 sjönk priset på olja till ca 1600 SEK/m³, vilket innebär att driften av värmepumparna kan ha varit ekonomiskt tveksam.

För att värmepumpdriften totalt sett ska bli lönsam vid en jämförelse med alternativet oljeeldning, måste oljepriset uppgå till 2300 - 2500 SEK/m³.

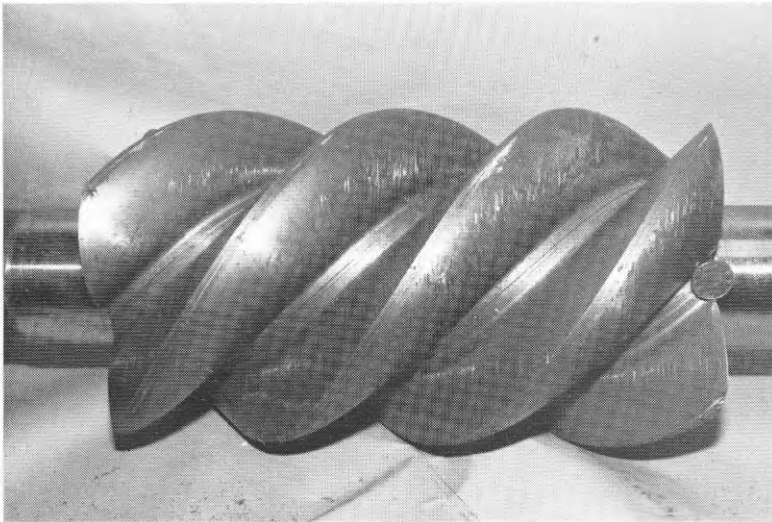
Stopp av värmepumpdriften i en väl fungerande anläggning, är däremot inte ekonomiskt försvarbar innan oljepriset underskrider ca 1125 - 1430 SEK/m³, beroende på var man hamnar i intervallet mellan alternativ I och alternativ II.

Under de två mätåren har en mängd fel, av mer eller mindre allvarlig art, uppstått i värmepumpanläggningen.

Eftersom det för eventuellt kommande, liknande projekt är viktigt att dokumentera erfarenheter av detta slag, görs det här i ett kapitel separerat från den övriga texten.

De allvarligaste felen som uppstått i värmepumpanläggningen, efter överlämnandet till beställaren, är tre kompressorhaverier (till dags dato).

Det första kompressorhaveriet inträffade på hösten 1985. Haveriet berodde på "skräp" i oljekretsen, vilken är ihopsatt på plats. Skräpet, vilket bland annat bestod av filspån från arbeten med rören i oljekretsen, satte igen ett filter före kompressor. När tryckfallet över filtret blev för stort öppnade en by-passventil och skräp fick fritt tillträde till kompressorn.



Figur 8.1 Skruvens utseende efter det första kompressorhaveriet.

Det andra kompressorhaveriet skedde 1987, d v s efter mätperiodens avslutande. Denna gång berodde haveriet på att kompressorn inte fick oljesmörjning, vilket i sin tur berodde på att en oljetrycksvakt "drev" och därför inte indikerade för lågt undertryck.

Det tredje kompressorhaveriet berodde på att köldmedium i vätskeform kördes in i kompressorn. När detta skedde pågick arbete med den andra värmepumpen, varför köldmedium från dess köldmediekrets överförts till den aktuella värmepumpens köldmediebehållare VAF.

Vid start av värmepumpen, följde oförångat köldmedium med från köldmediebehållaren VAF till kompressorn, vilken skar mycket snabbt.

En starkt bidragande orsak till driftstoppens längd är att värmepumpleverantören, TETAB, gick i konkurs strax efter det att kommarkenanläggningen tagits i drift. Detta har medfört att serviceorganisationen för kylanläggningen tidvis varit mycket bristfällig.

En sammanställning av driftstörningar och de stilleståndstider de inneburit för de respektive värmepumparna tiden mars 1985 t o m augusti 1986, ger följande resultat.

1985

Månad	Dygns- stopp VP 1	Dygns- stopp VP 2	ANMÄRKNINGAR
Mars	2	9	Diverse fel
April	1	9	Gränslägen MV
Maj	12	15	Retur temp
Juni	18	23	VP 1: Oljetryck och MV 110 VP 2: Köldmediapump
Juli	26	14	VP 1: Oljetryck VP 2: Diverse
Augusti	22	8	VP 1: Oljetryck VP 2: Diverse arbeten av Tetab
September	15	21	VP 1: Oljetryck och oljepump VP 2: Ställverkstruck och oljetryck
Oktober	16	4	VP 1: Byte lager och skruv Byte oljepump
November	5	5	Oljefyllning
December	8	7	Påfrysning och MV krånglar
Summa	125	115	

1986

Månad	Dygns- stopp VP 1	Dygns- stopp VP 2	ANMÄRKNINGAR
Januari	12	12	Motorventiler
Februari	8	13	Säkerhetsvent oljepumpar och motorventiler
Mars	30	3	VP 1: MV 120
April	1	3	VP 1: Hög returtemperatur VP 2: Hög hetgastemperatur
Maj	8	12	VP 1: Div fel VP 2: Div fel
Juni		4	VP 2: Högt avloppstryck
Juli		31	VP 2: Fel på köldmediapump hela månaden
Augusti		21	VP 2: Fel på köldmediapump
Summa	59	99	

Sammanställningen är gjord av Kjell Olsson, Ivar Olsson
Ingenjörbyrå AB, Göteborg.

REFERENSER

- [1] Nilsson, P-E, Anslutning av värmepumpar till befintliga värmesystem, Document D6:1988, Avd för Installationsteknik, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg 1988.
- [2] Bäckström, B, Hallén, T, Underhållskostnader för Värmepumpar, Statens råd för byggnadsforskning, Rapport R49:1988, Stockholm 1988.

Bilaga 1 : problem vid elmätningar.

Inledning

Mätcentralen vid Chalmers Tekniska Högskola (MCTH) fick under hösten -84 i uppdrag att ombesörja energitekniska mätningar vid värmepumpprojektet Komarken. Mätningarna skulle omfatta ett antal vätskeburna energier, vissa elenergi, drifttid och driftstatus hos ett antal system i värmepumps- och värmecentralerna samt ett fåtal meteorologiska data. Den exakta omfattningen av mätningarna framgår av beskrivningsfil (bilaga).

Elmätningar

Värmepumpsbyggnaden är försedd med ett eget högspänningsställe, som förser värmepumparna samt all övrig utrustning inom byggnaden med elenergi. Den dominerande lasten på stället utgörs av värmepumparnas kompressormotorer. Dessas förbrukning uppmättes via ström- och spänningstransformatorer på stället högsida, detta för att mätningarna också skulle inkludera transformatorförlusterna. Vidare uppmättes förångarfläktarnas elförbrukning samt förbrukningen till de värmekablar som håller dräneringen i förångarsystemet isfri. Alla dessa mätningar var individuella för de två värmepumparna. Vidare mättes elförbrukningen för den stora cirkulationspump som driver fjärrvärmevatten genom värmepumpsanläggningen. Samtliga elmätningar utom kompressorel gjordes på stället lågsida. All installation av elmätare utfördes av elentreprenör. Vid mätstarten kontrollerade MCTH att mätarkonstanterna var de riktiga, att elmätarna lämnade angivet antal pulser per rotorvarv till mätatorn och att uppmätta data var rimliga. Alla mätare var av klass 2, 2%.

Elverket i Kungälv registrerar givetvis också el via en elmätare som mäter hela byggnadens elförbrukning på stället högsida.

Mätproblem upptäcks

Efter två års registrering av data från projektet påbörjade utvärderaren en mer detaljerad analys. För att få en uppfattning om byggnadens egenförbrukning av el gjordes då en jämförelse mellan summan av MCTH:s elmätningar och elverkets totalmätning. Skillnaden som borde utgöras av byggnadens egenförbrukning visade sig vara orimligt stor, ca 60 MWh per månad. Uttryckt i relation till kompressorel var skillnaden ca 15 % , vilket kan förklara varför felet inte upptäcktes under mättiden.

Felsökning

Det visade sig genast att mätfelen i elmätningarna inte berodde på den automatiska datainsamlingen elmätarnas sifftertablåer överensstämde väl med mätatorns registrering. Vidare kunde mansnabbt eliminera möjligheten av att det inom byggnaden funnits någon stor ellast, som varit okänd under mättiden.

Elverket i Kungälv kontaktades och gjorde en grundlig kontroll av sin utrustning, som visade sig fel-fri.

Studier av mätfelets beroende av årstiden, graden av belastning på värmepumparna etc, gav inte någon klar indikation om felets art. Det stod emellertid klart på ett tidigt stadium att felregistreringen måste finnas i mätningen av kompressorel, som med sina ca 400 MWh per månad var den enda belastning, som kunde tänkas innehålla ett fel av den storlek det var fråga om.

Felet upptäcktes till slut då elentreprenören lånade ut två elektriker, som gjorde högspänningsställtverket strömlöst och därefter assisterade MCTH:s personal med att göra en fullständig kontroll av inkoppling och kablage. Det visade sig då att fel hade skett vid entreprenörens inkoppling av kompressorelmätarna så att fasföljden blivit olika vid ström- respektive spänningsingångarna.

Behjälplig under den första delen av felsökningen var tekn. lic. Bert Lanne vid Elektrisk Mätteknik, CTH, som ställde sina expertkunskaper till MCTH:s förfogande vid en diskussion om olika möjliga felkällor.

Datakorrektion

En felkoppling av den typ som upptäcktes ger upphov till en felregistrering som kan korrigeras med faktorn:

$$C = \frac{1}{1/2 + \sqrt{3}/2 \tan\varphi}$$

(Se Ermi : Kopplingsfel i elmätarinstallationer)

Fasvinkeln φ :s beroende av lasten på kompressor-motorerna erhöles av motorfabrikanten, och därmed fanns möjlighet att korrigera de felaktigt uppmätta elenergierna. En sådan korrektion gjordes också på alla uppmätta kompressoreldata, som förelåg som summa elenergi per timma. Korrektionsfaktorn C enligt ovan är i princip analytiskt exakt, men den

borde givetvis appliceras på den momentana eleffekten genom elmätarna. Genom att i stället göra korrektion på timdata, med en icke linjär korrektionsekvation, får man en liten numerisk osäkerhet i korrigerade data, speciellt sådana timmar då belastningen på elmotorerna varierat kraftigt. Vidare får man räkna med någon osäkerhet hos fabrikantens motordata, speciellt vid extremt hög eller låg last. Det är vanskligt att göra sig någon exakt uppfattning om kvaliteten hos korrigerade data, men en fördubbling av mätarnas egen onoggrannhet, alltså totalt 4% kan kanske vara en rimlig uppskattning under de tider på året då värmepumparna har körts med full last. Under perioder då mycket drift skett under dellast torde det relativa mätfelet vara något större.

Övriga osäkerhetskällor

Tidvis har datainsamlingen i Komarken störts då mätstationen gjorts strömlös pga servicearbeten, strömavbrott etc i värmepumpsbyggnaden. Detta gäller särskilt under mätåret -85 då anläggningen drabbades av svåra driftstörningar. Det genomsnittliga databortfallet var 37 tim per månad under -85 och 16 tim per månad under -86. Vid summation av energier har odefinierade timvärden ersatts med medelvärdet av övriga definierade timdata under varje aktuell månad.

Vissa perioder, särskilt under -85, pågick omfattande arbeten i värmepumpsbyggnaden. Den extra elförbrukning detta medförde registrerades av energiverkets totalelmätning, men ej av MCTH:s mätningar. Speciellt under de tider då man använde kraftiga värmebläktar för att avisa förångarbläktummen bör denna extra elförbrukning ha varit betydande.

Vissa elförbrukare inom anläggningen omfattades inte av MCTH:s mätningar. Detta gäller främst värmepumparnas cirkulationspumpar för freon och olja. Elförbrukningen för dessa har fått uppskattas med hjälp av uppmätta drifttider och data för pumpmotorernas nominella elförbrukning.

Den resterande elenergi som utgör differensen mellan elverkets mätning och summan av MCTH:s mätningar representerar dels byggnadens egenförbrukning, dvs belysning, ventilation och uppvärmning samt styr/reglersystemets förbrukning, dels innefattar den mätonoggrannheten. Eftersom byggnadens egenförbrukning är en mycket liten del av totalelförbrukningen, måste man iakttä stor försiktighet om man vill försöka uppskatta den genom att studera den nämnda differensen.

Bilaga 2 Parametrar för styrdator

KOMARKEN TETAB VP 2 x 250 LE

Inställningslista

Datum 1985-06-01

Dator:

()=Datorinställning i slutet av 1987.

Funktions-

valsnummer	Beskrivning	VP1	VP2
41.	Min utomhustemp (startvillkor och larmgräns) (-14)	-13 C	-13 C
42.	Utomhustemperatur för start av pannor (7)	+ 8 C	+ 8 C
43.	Framledningstemp. för start av pannor	+62 C	+62 C
44.	Startfördröjning pannor	30 min	30 min
45.	Stoppfördröjning pannor (12)	10 min	10 min
46.	Blockeringstid för ökasignal efter start VP (2)	7 min	7 min
47.	Maximal returtemperatur	64 C	64 C
48.	Börvärdestemp. för framledning (6,46)	65 C	65 C
49.	Startordning värmepumpar (1=VP1 först, 2=VP2 först) (2)	1	1
50.	Förstärkningsfaktor värmepumpreglering (8,5)	6,0	6,0
51.	Justerintervall värmepumpreglering	15 sek	15 sek
52.	Avfrostningstid för 1 batteri (12)	20 min	20 min
53.	Avfrostningsprincip (1=avfrostning map utetemperatur)	1	1
54.	Övre temperaturgräns för avfrostning (princip 1 och 2) (7,5)	+ 8,0 C	+ 8,0 C
55.	Motsvarande avfrostningsintervall (110)	15 min	15 min
56.	Nedre temperaturgräns avfrostning (-13)	- 5 C	- 5 C
57.	Motsvarande intervall (170)	15 min	15 min
58.	Temperaturdiff. för avfrostning enligt princip 2	13,5 C	13,5 C
59.	Tryckgräns 1 för VI-reglering (P1)	4,6	4,6
60.	Tryckgräns 2 för VI-reglering (P2)	7,6	7,6

Funktions- valsnummer	Beskrivning		VP1	VP2
61.	Hysteres för VI-reglering	(0,30)	1,0	1,0
62.	Mintid mellan 2 starter av huvudmotor VP		20 min	20 min
63.	Startfördröjning 2:a VP	(15)	10 min	10 min
64.	Förstärkningsfaktor Suggas- överhettare	(10)	7,0	7,0
65.	Justerintervall suggasöver- hettare		15 sek	15 sek
66.	Börvärde suggasöverhettning	(33)	30 C	30 C
67.	Förstärkningsfaktor nivå- reglering kondensor		20	20
68.	Justerintervall nivåreg- lering		10 sek	10 sek
69.	Börvärde kondensornivå	(35)	45%	45%
70.	Kapacitetsprocent för start av Economizer		85%	85%
71.	Kapacitetsprocent för stopp av Economizer		70%	70%
72.	Larmgräns maximal lagertempe- ratur motor	(71,5)	70 C	70 C
73.	Larmgräns maximal oljetemp.	(95)	93 C	93 C
74.	Larmgräns maximal hetgas- temperatur		125 C	125 C
75.	Drifttid vid oljeåterföring MV13		45 sek	45 sek
76.	Intervalltid oljeåterföring MV13		20 min	20 min
77.	Kylgräns maskinhall	(22,5)	25 C	25 C
78.	Larmgräns maskinhall		35 C	35 C
79.	----			
80.	Maximalt utslag kapacitetsslid VP 1 vid VI=hög	(70)	72%	72%
81.	Maximalt utslag kapacitetsslid VP1 vid VI=mellan	(80)	87%	87%

Funktions- valsnummer	Beskrivning	VP1	VP2
82.	Maximalt utslag kapacitetsslid VP1 vid VI=låg	99%	99%
83.	Maximalt utslag kapacitetsslid VP2 vid VI=hög	72%	72%
84.	Maximalt utslag kapacitetsslid VP2 vid VI=mellan	87%	87%
85.	Maximalt utslag kapacitetsslid VP2 vid VI=låg	99%	99%
86.	Öppningstid expansionsventil vid start av VP	0 sek	0 sek
87.	Gångtid oljepump före start av kompressor	(60) 80 sek	80 sek
88.	----		
89.	----		
90.	----		
91.	----		
92.	----		
93.	----		
94.	----		
95.	----		
96.	Larm		
97.	Interregister dator		
98.	Dag nummer		
99.	Datum		
100	klockslog		

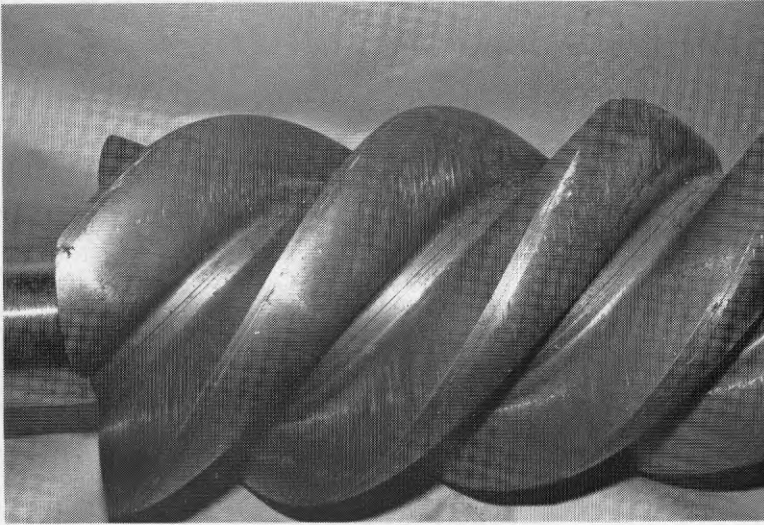
Bilaga 3: Beskrivningsfil

Projektnamn: KOMARKEN , KOB01
 Giltighetstid från 850128 till 8702
 60 st mätvärden per mätcykel
 24 st mätcykler per fil

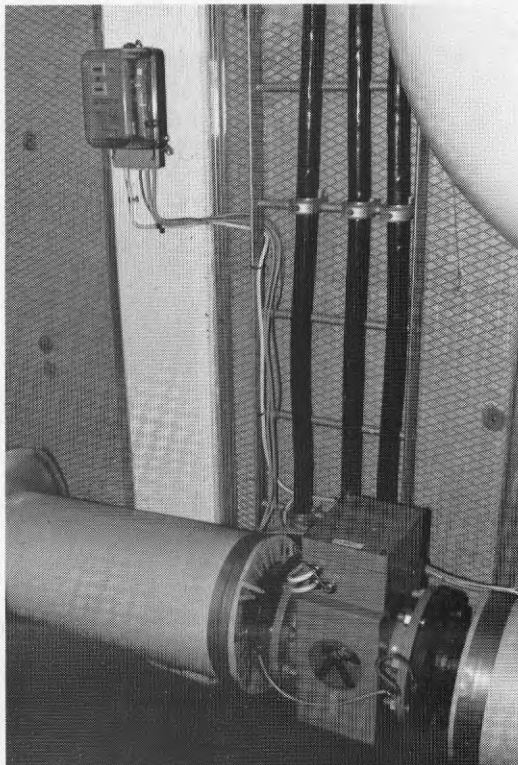
Index	Beteckning	Kanalbeskrivning	Sort	Upplösning
1	GT101	Temp före pannor 1	grC	0.1
2	GT102	Temp före pannor 2	grC	0.1
3	GT103	Temp före pannor 3	grC	0.1
4	GT104	Temp efter pannor 1	grC	0.1
5	GT105	Temp efter pannor 2	grC	0.1
6	GT106	Temp efter pannor 3	grC	0.1
7	GT107	Temp före kondensor 1:1	grC	0.1
8	GT108	Temp före kondensor 1:2	grC	0.1
9	GT109	Temp före kondensor 1:3	grC	0.1
10	GT110	Temp efter kondensor 2:1	grC	0.1
11	GT111	Temp efter kondensor 2:2	grC	0.1
12	GT112	Temp efter kondensor 2:3	grC	0.1
13	GT113	Temp mellan kondensorer	grC	0.1
14	GT114	Temp utomhus	grC	0.1
15	GH101	Rel fuktighet utomhus	%	1.0
16	GF101	Flöde genom pannor	l/s	0
17	GF102	Flöde genom kondensorer	l/s	0
18	GE101	Elenergi fläktar VP1	kWh	0.1
19	GE102	Elenergi fläktar VP2	kWh	0.1
20	GE103	Elenergi kompressor VP1	kWh	0.1
21	GE104	Elenergi kompressor VP2	kWh	0.1
22	GE105	Elenergi avfrost VP1	kWh	0.1
23	GE106	Elenergi avfrost VP2	kWh	0.1
24	GE107	Elenergi cirk pump P1	kWh	0.1
25	GE108	Elenergi varmh olja	kWh	0.1

Index	Beteckning	Kanalbeskrivning	Sort	Upplösning
26	GD101	Drifttid VP1	tim	0.01
27	GD103	Drifttid VP2	tim	0.01
28	GD105	Drifttid cirkpump P1	tim	0.01
29	GD109	Drifttid oljebr 1	tim	0.01
30	GD111	Drifttid oljebr 2	tim	0.01
31	GD113	Drifttid oljebr 3	tim	0.01
32	GD122	Drifttid avfrostn VP1:1	tim	0.01
33	GD118	Drifttid avfrostn VP2:2	tim	0.01
34	GD119	Drifttid avfrostn VP2:3	tim	0.01
35	GD120	Drifttid avfrostn VP2:4	tim	0.01
36	GD121	Drifttid avfrostn VP2:5	tim	0.01
37	GD117	Drifttid avfrostn VP2:1	tim	0.01
38	GD123	Drifttid avfrostn VP1:2	tim	0.01
39	GD124	Drifttid avfrostn VP1:3	tim	0.01
40	GD125	Drifttid avfrostn VP1:4	tim	0.01
41	GD126	Drifttid avfrostn VP1:5	tim	0.01
42	GD102	Antal starter VP1	ggr	1
43	GD104	Antal starter VP2	ggr	1
44	GD106	Antal starter cp P1	ggr	1
45	GD110	Antal starter oljebr 1	ggr	1
46	GD112	Antal starter oljebr 2	ggr	1
47	GD114	Antal starter oljebr 3	ggr	1
48	Q101	Energi från pannor	kWh	0.01
49	Q102	Energi från VP1	kWh	0.01
50	Q103	Energi från VP2	kWh	0.01
51	GT115	Temp till Orren	grC	0.1
52	GT116	Temp till Storken	grC	0.1

Index 51 och 52 inkopplade från 860201.



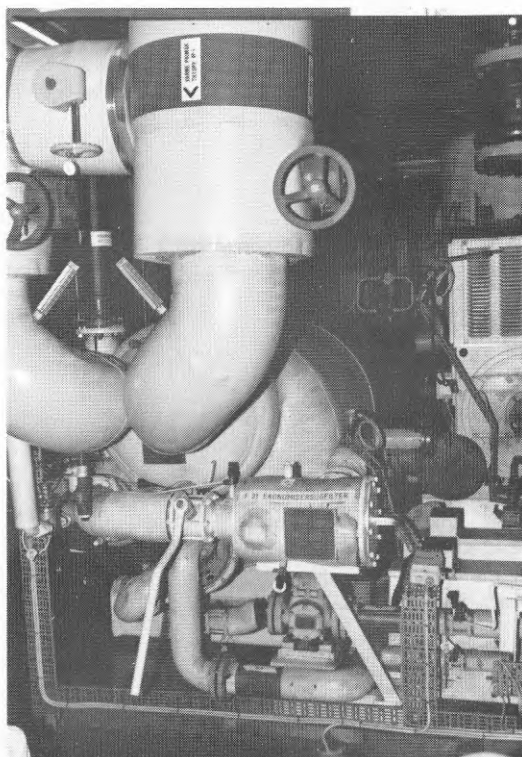
Figur b4.1 Närbild på hanskruvens utseende efter första kompressorhaveriet.



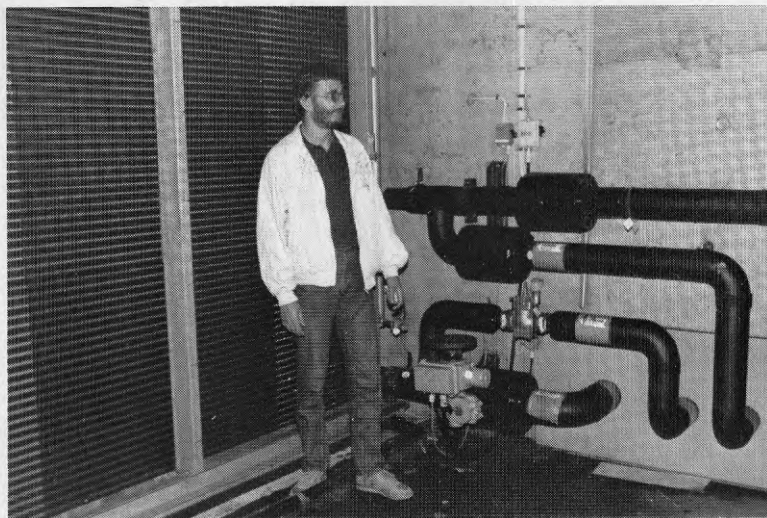
Figur b4.2 Induktiv flödesmätare av fabrikat Krohne, monterad på värmebärarledning till värmepumparna.



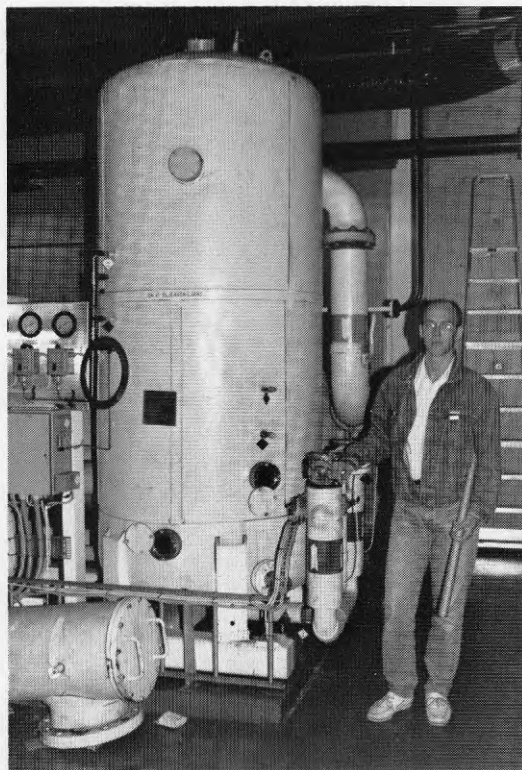
Figur b4.3 Ett av värmepumpaggregaten med elmotor och oljeavskiljare men med kompressorn bortmonterad.



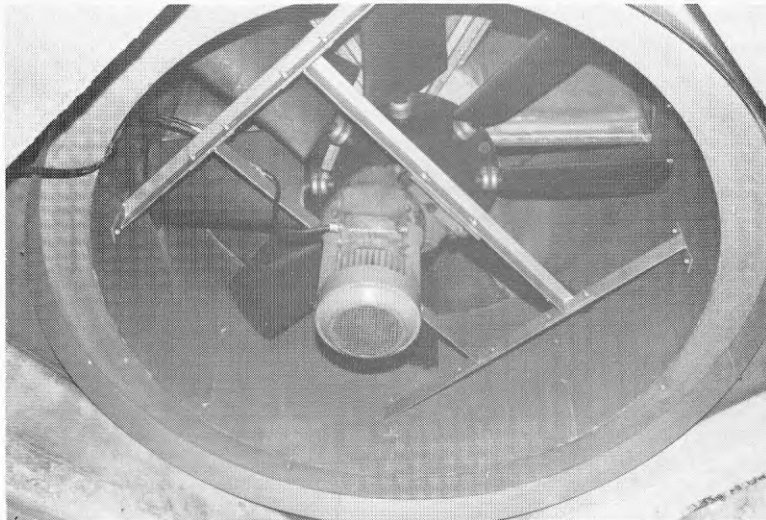
Figur b4.4 Ett av värmepumpaggregaten med filter och oljepump i förgrunden och kondensor i bakgrunden.



Figur b4.5 Författare Aronsson omgiven av förångare och köldmedierör med magnet och motorventiler.



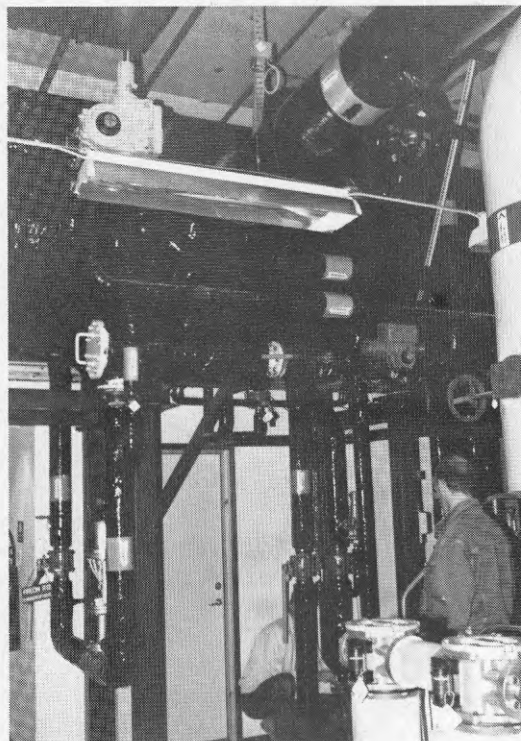
Figur b4.6 Författare Nilsson poserar vid en av oljeavskiljarna.



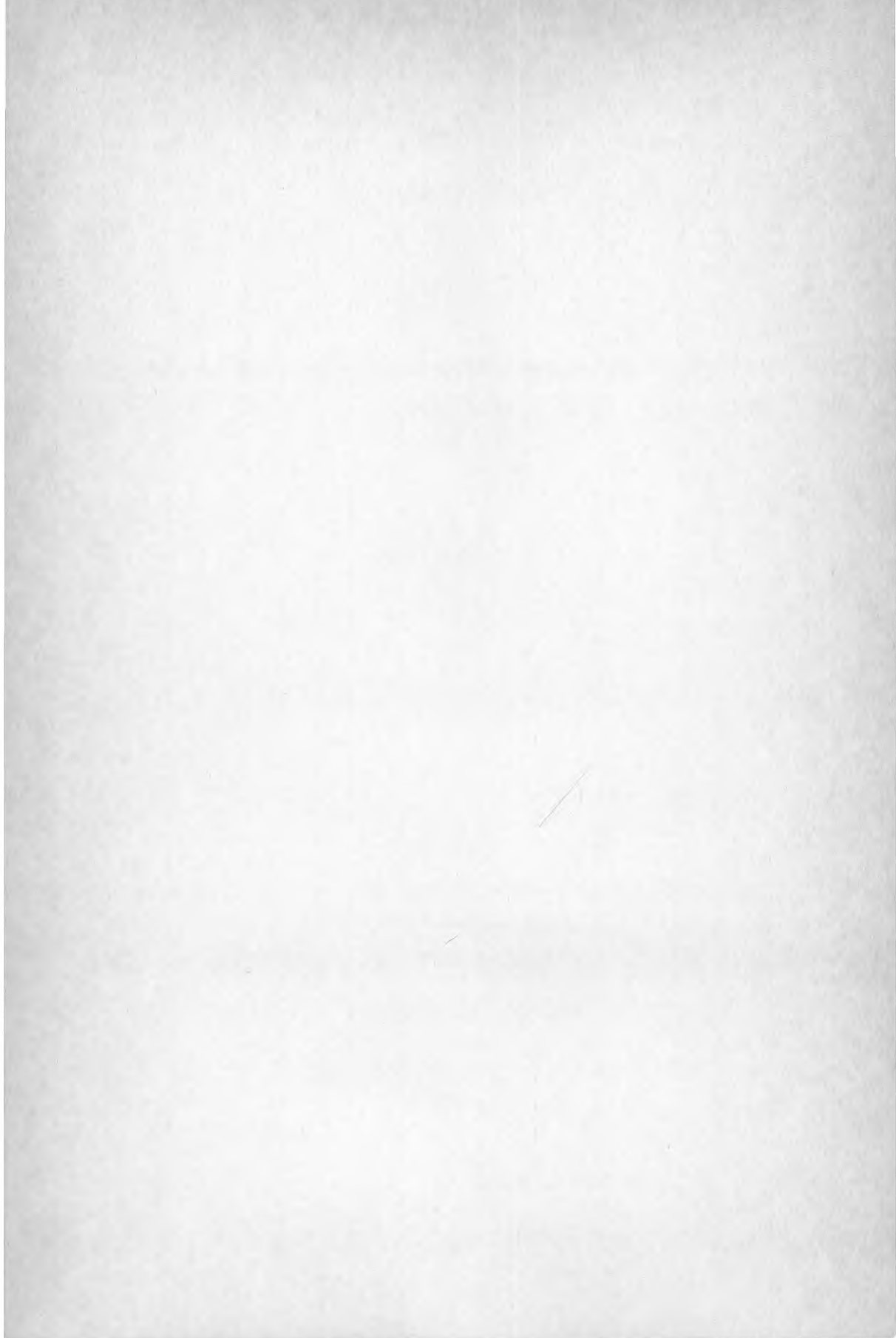
Figur b4.7 Förångarfläkt med ställbara fläktblad och bakom dessa de ljudabsorberande bafflarna.



Figur b4.8 Isolering för ljuddämpning i förångarrummen.



Figur b4.9 Vätskeavskiljare och köldmedierör, allt ordentligt fuktisolerat.



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 840475-2
från Statens råd för byggnadsforskning till CTH, Avd för
installationsteknik, Göteborg.**

R109: 1988

ISBN 91-540-4984-9

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6708109

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirka pris: 45 kr exkl moms